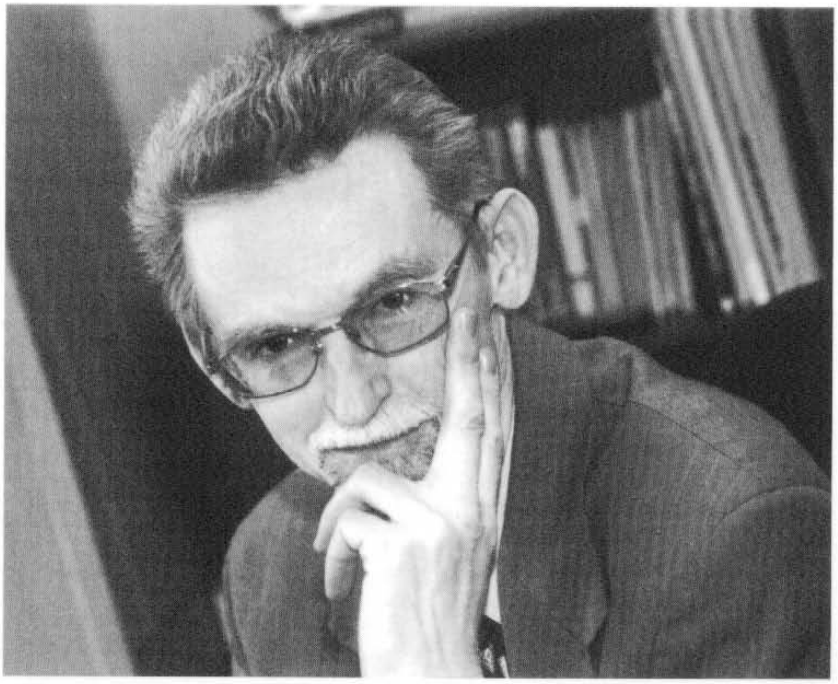
Данный файл представлен исключительно в ознакомительных целях.

Уважаемый читатель!
Если вы скопируете данный файл,
Вы должны незамедлительно удалить его сразу после ознакомления с содержанием.
Копируя и сохраняя его Вы принимаете на себя всю ответственность, согласно действующему международному законодательству .
Все авторские права на данный файл сохраняются за правообладателем.
Любое коммерческое и иное использование кроме предварительного ознакомления запрещено.

Публикация данного документа не преследует никакой коммерческой выгоды. Но такие документы способствуют быстрейшему профессиональному и духовному росту читателей и являются рекламой бумажных изданий таких документов.

Н. Н. АНДРИЕНКО

СТРЕЛОВЫЕ САМОХОДНЫЕ КРАНЫ



АНДРИЕНКО Николай Николаевич, профессор кафедры подъемно-транспортного и робототехнического оборудования Одесского национального политехнического университета, академик АИНУ.

В краностроительной отрасли работает с 1971 г. — мастером Одесского завода тяжелого краностроения им. Январского восстания, конструктором ГСКБ, зам. главного инженера завода, начальником ГСКТБ тяжелого краностроения, директором Украинского института краностроения.

В настоящее время возглавляет научно-техническую ассоциацию "Подъемные сооружения" и является главным редактором журнала "Подъемные сооружения. Специальная техника". Автор более 130 научно-технических публикаций и 72 изобретений в области краностроения.

Научно-техническая ассоциация «Подъемные сооружения»

Отечественным краностроителям посвящается

Н. Н. Андриенко

СТРЕЛОВЫЕ САМОХОДНЫЕ КРАНЫ

В двух книгах

Книга 1. **ОСНОВЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ**

Книга 2. **ПРАКТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ**

ПОДЪЕМНЫЕ СООРУЖЕНИЯ®

Одесса
«Астропринт»
2001

ББК 55.51.31
А654
УДК 621.873.2/3:629.119.4

Книга 1 включает в себя типовые конструктивные решения многих моделей стреловых самоходных кранов различной грузоподъемности на различных типах ходовых устройств, их сборочных единиц и методики их расчетов.

Книга 2 включает в себя примеры расчета основных крановых конструкций, в том числе лебедки, крюка, механизма поворота, рамы ходовой, рамы поворотной, гидроцилиндров, стрелы, расчет тормозной системы, тягово-динамический расчет.

Монография предназначена для специалистов, студентов, аспирантов, преподавателей вузов, занимающихся изучением и проектированием грузоподъемных кранов, а также их обслуживанием, ремонтом и реконструкцией.

Книга 1 містить у собі типові конструктивні рішення багатьох моделей стрілових самохідних кранів різної вантажопідіймальності на різних типах ходових пристроїв, їх складальних одиниць та методики їх розрахунків.

Книга 2 містить у собі приклади розрахунку основних кранових конструкцій, у тому числі лебідки, гака, механізму повороту, рами ходової, рами поворотної, гідроциліндрів, стріли, розрахунок гальмівної системи, тягово-динамічний розрахунок.

Монографія призначена для спеціалістів, студентів, аспірантів, викладачів вузів, які займаються вивченням і проектуванням вантажопідіймальних кранів, а також їх обслуговуванням, ремонтом і реконструкцією.

Рецензенты: доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки и техники Украины, директор Машиностроительного института Одесского национального политехнического университета *А. Ф. Дащенко*,

доктор технических наук, профессор кафедры динамики, прочности машин и сопротивления материалов Одесского национального политехнического университета *И. М. Чаюк*

Рекомендовано к изданию Ученым советом Машиностроительного института Одесского национального политехнического университета.
Протокол № 3 от 3 ноября 2000 г.

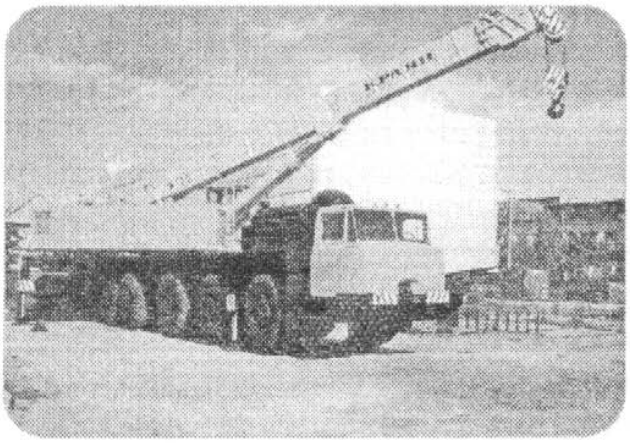
А 2705140500–125 / 549—2001 Без объявл.

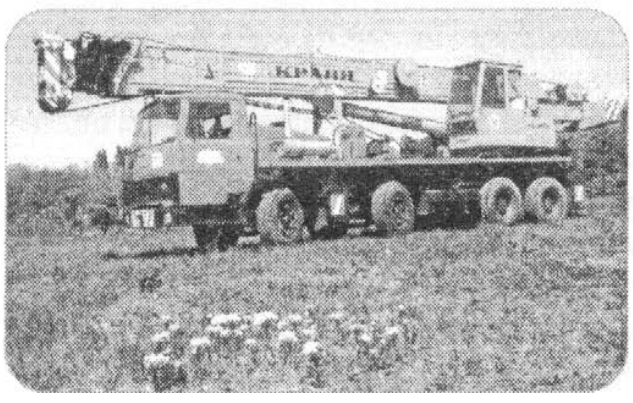
ISBN 966–549–623–9

© Н. Н. Андриенко. Стреловые самоходные краны. Книга 1, 2000
© Н. Н. Андриенко. Стреловые самоходные краны. Книга 2, 2000
© Н. Н. Андриенко, 2001

"КРАЯН" – 70 лет в краностроении

"Краян", как города и люди, имеет свое лицо, свой запоминающийся облик, свою судьбу, и подобно тому, как человек хранит в своей памяти воспоминания о событиях и делах, так и завод, развиваясь уже 138 лет, отражает и закрепляет свою историю в облике зданий, сооружений и десятков тысяч кранов, разошедшихся по всему миру.





70

1 Мая 1931 года – знаменательная дата в жизни завода. Именно в этот день 70 лет назад из заводских ворот бывших главных железнодорожных мастерских им. Январского восстания вышел первый отечественный 10-тонный паровой железнодорожный кран.

С этого крана началась история краностроения "Краяна", который сегодня, преодолевая экономические трудности, наращивает выпуск современных стреловых самоходных кранов.

Предисловие. ОДЕССКИЕ КРАНОСТРОИТЕЛИ

Красота и элегантность изначально присуща любым грузоподъемным устройствам от маленьких до гигантских. Вызывает восхищение, как огромный кран перемещает как малые, так и большие грузы. Можно ли не восхищаться, как в результате взаимодействия различных устройств, например, катков, рычагов, полиспастов, возводились колоссальные древние сооружения или комплексного взаимодействия современных приводных механизмов, лебедок, канатов, усиленных гидравликой и электроникой, осуществляется ювелирный монтаж и установка уникальных по весу и габариту конструкций.

Прообразом стреловых кранов явились рычажные подъемники, которые использовались для подъема воды несколько тысяч лет назад в 'Китае. Позднее древние греки применяли конные вороты, полиспасты и сложные подъемные установки, состоявшие из раскрепленных канатами наклонных столбов с подвешенными к ним полиспастами с захватными устройствами для грузов. На основе этих установок римляне создали в I веке до н.э. поворотные краны, которые укреплялись на деревянных брусьях и могли поворачиваться на катках в любую сторону. Приводились в действие эти краны с помощью ручных воротов.

В Западной Европе в XI-XII вв. происходит дальнейшее развитие грузоподъемной техники. Позднее различные типы механизмов подъема и устройств — блоки, вороты, домкраты — были введены на работах в судостроении, на металлургических заводах, соляных промыслах и т.д. В дореволюционной России производство подъемных кранов осуществлялось на Костромском механическом заводе, а затем Сормовском, Коломенском, Брянском, Краматорском, Путиловском и других машиностроительных заводах.

1931 год — начало освоения выпуска стреловых самоходных кранов на одесском заводе им. Январского восстания, который возник на базе Главных железнодорожных мастерских. Железнодорожные мастерские вступили в строй в августе 1863 года. Со временем они совершенствовались, технически обогащались. Неудивительно: ведь железные дороги представляли собой вершину технического тогдашнего совершенства. И обслуживать их, естественно, должны были мастерские, оснащенные современным машинным оборудованием. Начало XX столетия Главные железнодорожные мастерские встретили заметным развитием технической базы, ростом производственных площадей. Например, в 1899 году была введена электросварка, заложена новая паровозосборная, которая была построена в 1906 году и оборудована четырьмя электрическими кранами, воздушным отоплением, приспособлениями для ремонта тяжелых паровозов. Ежегодно из стен мастерских на стальные магистрали выходили сотни капитально отремонтированных паровозов, пассажирских и товарных вагонов. Трудные времена наступили в мастерских в период гражданской войны. Обстановка в Одессе была нестабильная и железнодорожные мастерские зачастую оказывались в эпицентре боев. Так, в середине января 1918 года, когда в Одессе вспыхнуло восстание, из мастерских на главные железнодорожные пути был выведен только что отремонтированный бронепоезд "Заамуровец". Он вместе с сотнями

рабочих мастерских сыграл решающую роль в победе этого восстания. И в честь этого события железнодорожные мастерские с 1923 года стали носить имя Январского восстания.

Железнодорожные мастерские продолжали занимать ведущее место по концентрации рабочей силы среди всех предприятий г.Одессы и в них десятилетиями формировались и росли кадры потомственных рабочих-металлистов. Рабочие прекрасно изучили железнодорожную специальность ремонта подвижного состава, привыкли к ней, узнали ее особенности, специфику работы и т.д. Мастерские заметно преобразились и стали заводом: был построен новый производственный корпус, оборудован современной техникой болторезный цех, реконструировано электросварочное хозяйство.

Однако 1929 год стал переломным в производстве, организации работ и в жизни рабочих завода им. Январского восстания. К этому времени ремонт паровозов и вагонов начал сокращаться, так как ремонт подвижного состава постепенно сосредотачивался в Киевских железнодорожных мастерских. Встал вопрос о срочном и полном перепрофилировании завода на другую продукцию, что требовало проведения коренной перестройки организации управления производством, создания совершенно новых технических инженерных и хозяйственных служб. Ясно было только одно, что завод должен перепрофилироваться по машиностроительному профилю, что диктовалось правильным и рациональным использованием квалифицированной рабочей силы, технологического оборудования, инструмента, крытых и открытых производственных площадей, цехов, мастерских и других служб.

Техническая вооруженность, территориальное расположение основных цехов, их внутренняя планировка, наличие технологического и специального железнодорожного оборудования и инструмента, энерговооруженность, наличие подъездных железнодорожных путей и, конечно, квалифицированных рабочих всех машиностроительных специальностей и другие факторы подтверждали возможность перестройки организации завода с наименьшими потерями на изготовление сложной машиностроительной продукции. На каком профиле машиностроения остановиться, какую отрасль машиностроения изучать и осваивать, какие машины и механизмы могут быть быстро освоены заводом без больших затрат, непроизводительных потерь и затрат времени, как не допустить утечку квалифицированной рабочей силы — вот основные вопросы, которые глубоко волновали коллектив завода. Надо было выбрать и остановиться на таком новом виде продукции, которая могла обеспечить работой все основные специальности рабочих, которые имелись в железнодорожных мастерских при ремонте подвижного состава. Особенно при определении нового профиля завода учитывалось и то, что большинство рабочих завода им. Январского восстания являлись старыми кадровыми рабочими-железнодорожниками, работали непрерывно на заводе десятки лет, образуя династии фамилий Голохаревых, Федотовых, Замотаевых и других, и которые необходимо было удержать на заводе и не допускать их ухода.

Однако некоторые рабочие не хотели мириться с неясностью обстановки

и стали увольняться и поступать на другие заводы г.Одессы. Часть руководящего и инженерно-технического состава Наркоматом путей сообщений постепенно переводилась на другие железнодорожные участки, что также отрицательно сказывалось на общей обстановке завода того времени. Изучив обстановку на заводе, условия работы, труда и быта, ряд предложений перехода завода на новые виды продукции, сопоставив их с возможностями завода, правительственная комиссия, руководство и актив завода пришли к единому мнению, что наиболее верным решением будет реорганизация завода на изготовление подъемно-транспортного оборудования, а именно паровых железнодорожных кранов, производства которых в старой России не было. Потребность в таком оборудовании в стране была очень велика и оно приобреталось за границей за хлеб и золото. Проведенные предварительные расчеты трудоемкости изготовления железнодорожных кранов подтвердили правильность принятого решения, подтвердили возможность загрузки основных производственных и вспомогательных цехов: литейного, кузнечного, модельного, котельного, механического, колесного и ряда отдельных мастерских. Эти расчеты также подтвердили возможность максимального использования рабочих, электрогазосварщиков, котельщиков, медников, арматурщиков, рабочих ходовой части и других специальностей. В то же время проведенный анализ убедительно показал совершенно недостаточную мощность инструментального цеха, полное отсутствие необходимых инженерных, конструкторских и технологических служб и лабораторий.

Не было проектной документации паровых грузоподъемных железнодорожных кранов, как не было и готовых специалистов, имевших опыт создания таких кранов. Можно было закупить за рубежом лицензию и изготавливать краны по готовой документации. Однако такой вариант требовал, с одной стороны, значительных инвестиций, а с другой стороны, обрекал возникающее отечественное краностроение на постоянную зависимость от зарубежного партнера. В этой связи было принято решение о заключении договора о научно-техническом сотрудничестве с передовой немецкой краностроительной фирмой "Демаг". По этому договору завод должен был получать техническую документацию и на ее основе разрабатывать уже рабочие проекты на конкретные модели железнодорожных кранов. Одновременно должна была проходить подготовка заводских специалистов. После заключения такого договора между Наркомтяжпромом СССР и фирмой "Демаг" начались работы по его реализации.

ИТР завода, с помощью специалистов Одесского политехнического института и его профессора В. А. Добровольского, приступили к проектированию первого парового крана на железнодорожном ходу. Разработка рабочего проекта железнодорожного грузоподъемного крана своими силами, естественно, требовала много времени, сил, ведь время не ждало. Ремонт подвижного железнодорожного состава продолжал сокращаться и требовалось во что бы то ни стало, обеспечить работой высвобождающихся рабочих. Решено было временно приступить к изготовлению подъемно-транспортного оборудования, на которое в стране имелась техническая документация, а также отдельных видов горнорудного и химического машиностроения. В этот переходный период коллектив за-

вода изготовлял ленточные, роликовые и пластинчатые транспортеры, краны ручные для обслуживания складов, дробилки, мельницы и другое машиностроительное оборудование, крайне необходимое для проведения погрузочно-разгрузочных работ на железнодорожном и водном транспорте, механизации строительства, горнорудных и других трудоемких работ и процессов.

Указанная переходная продукция на пути к производству паровых железнодорожных кранов явилась серьезной школой для большинства рабочих завода, которые воочию убедились, что надо крепко повышать свои технические знания, учиться читать чертежи, работать по ним и по технологическим картам. Это подтолкнуло многих рабочих к решению о необходимости технической учебы, так как бывшая организация ремонта подвижного состава не требовала такой организации труда, ремонт велся методом пригонки "по месту". Работавшая при заводе школа фабрично-заводского ученичества пересмотрела свои учебные программы подготовки рабочих кадров; были также организованы курсы ликвидации технической неграмотности, семинары повышения технических знаний и другие виды повышения технической квалификации рабочих с общим охватом более 2000 человек.

Параллельно с освоением подъемно-транспортной продукции проводилась полная реорганизация цехов, мастерских, рабочих мест, перестановка существующего технологического и силового оборудования применительно к новой продукции с учетом изготовления в дальнейшем грузоподъемных кранов. Менялось расположение электросиловых сетей, воздушной разводки пневматики, проходили строительные работы. Был обновлен станочный парк, перестроены сварочный, механический и сталефасонно-литейный цехи. Одновременно завод освобождался от специального железнодорожного технологического оборудования, которое не будет использоваться при изготовлении кранов.

Изготовление новой машиностроительной продукции в переходный период ясно показало, что на заводе чувствуется острая нехватка инженерных кадров, медленно организовывались конструкторская и технологическая службы, производственный и технический отделы, лаборатории и многие другие инженерно-технические организации. В этих условиях группа молодых железнодорожных техников, работавшая на заводе, поступила в политехнический институт на вечерний факультет и без отрыва от производства упорно работала над повышением своих технических знаний. В 1931 г. 33 человека окончили институт, защитили дипломные работы и получили квалификацию инженеров-механиков подъемно-транспортного машиностроения. Это явилось большим событием в жизни завода, которое резко повлияло на организацию работ завода, ускорило создание ряда технических служб и повысило их качественный состав.

Реорганизация железнодорожных мастерских в машиностроительный завод тяжелого профиля — краностроительный завод — охватила весь коллектив завода. В проводившейся реконструкции принимали участие все рабочие, служащие и инженерно-технические работники, в том числе: начальник литейного цеха Н.Г. Валь, зам. начальника котельного цеха В.Г. Павлов, начальник производства Д.Н. Беляк, зам. начальника производства Н.И. Немировский, началь-

ник кузнечного цеха Ф.К. Грушецкий, главный механик К.С. Круглей, конструкторы М.М. Матвеенко, Н.Е. Корба, инженеры Л. Войников, К. Люльченко, Н.В. Паутов, П. Доскалов, П.К. Романов, В.С. Миних, П.К. Кох, мастера А.Г. Булавинцев, А.А. Ляховский, А.Д. Теребейников, А.Т. Луговской, И.И. Реллер, Максименко, В.Т. Мишин, Ф.В. Дуда.

Одновременно с реконструкцией завода шла интенсивная творческая работа по разработке рабочих чертежей железнодорожных кранов. В составе проектно-конструкторского отдела, возглавляемого инженером Блох, была создана группа конструкторов под руководством молодого и талантливого инженера Н.Е. Корбы.

Много было трудностей, не все ладилось в технологической подготовке производства, порой попросту не хватало опыта. Но конструкторы и рабочие понимали: время не ждет, поэтому и работали не покладая рук, порой забывая о выходных днях. И 1 Мая 1931 г. из заводских ворот торжественно и величаво вышел первый двухосный 10-тонный паровой железнодорожный кран. И хотя в дальнейшем выпуск кранов на "Январке" стал привычным делом, тот, первый кран навсегда вошел в историю завода. Примеры трудового героизма при освоении новой для завода техники показывали А Буренок, Н. Луценко, Н. Харламов, Ф. Бачулис, Н. Искра, М. Капустянский, Т. Процкин, Г. Головин, Я. Петрушинский, Ф.Ф. Любуш, П. Ракитин, Д. Дульчевский, М. Кушнир, А.И. Кожухарь, Н.Г. Валь, Б. Полозовский, А. Солохин, Т. Танащук, Г. Муляр, М. Боровинский, В. Кушниренко, Я. Дмитренко, В. Бондаренко, братья Д.В. и В.В. Овсянниковы, А.И. Шкуренко, К. Приходченко, Т. Андрющенко, В. Мунтян, И.М. Семенов, Н. Зозуля, В. Кривцук, С. Тихончук, П. Метелица, С. Бочман, В. Чичко, В. Крыжановская, И. Миджиевский, семья В.Н. Федотовой и ее пять дочерей, В.С. Миних, Ф.С. Абрамчук, Я. Тадеуш, А.С. Игнатьев, И.Т. Замотаев, Н.С. Бойко, М.Н. Гуцол, Л.И. Родимов, Г.Г. Литус, И.С. Беликов, Т.А. Ирченко, М. Александрович, С. Майданюк, П. Новохацкий, Н.К. Андрюшкевич, А.И. Буренко и другие.

В основу первых кранов была положена конструкция кранов фирмы "Демаг". В дальнейшем, при создании новых кранов происходила не только их модернизация, но и выработка собственной концепции отечественного краностроения. Это объяснялось, с одной стороны, конкретными условиями производства на заводе, а с другой стороны, накоплением теоретического и практического опыта у заводских разработчиков.

Первыми ощутимыми результатами стали создание парового крана ПК-1 на железнодорожном ходу грузоподъемностью 10 тонн (1931) и 6-тонного моторного крана "Январец-1", сошедшего с испытательной площадки в 1933 году. Раньше подобные краны ввозились из-за рубежа и каждый из них обходился в 120 тысяч долларов. В итоге только за один год государству было сэкономлено 5 миллионов рублей золотом. Чтобы создавать краны, требовалось коренным образом пересмотреть техническую политику, еще более привлечь рабочих к рационализаторству и изобретательству. Это новое дело не оставило равнодушным никого. В те дни проходная пестрела плакатами, в людных местах пламене-

ли транспаранты, рассказывающие об успехах рационализаторов. Чаще всех называлось имя электросварщика Я. Петрушинского. Пришел он на завод, не имея никакой специальности. Но любознательный паренек быстро влился в ряды трудового коллектива. Постепенно под руководством кадрового рабочего Ф.Ф. Любуша он овладел секретами мастерства огненной профессии. А когда узнал, что сварщик Одесского судоремонтного завода Петр Ракитин установил мировой рекорд электросварки шва (при норме 8 метров сварил за смену 24,5 метра), то сам решил побить достижение Ракитина. Петрушинский воспользовался изобретенной рабочим-январцем Д. Дульчевским автоматической головкой для электросварки. И вот в один из весенних дней 1931 года, организовав труд по-новому, Яков Петрушинский за 6 часов рабочего времени дал 32 метра электросварки. Это был трудовой подвиг. У Петрушинского появилось много последователей. Среди них — электросварщик Николай Кривченя. А в результате только за один год на электросварочных работах производительность труда возросла на 40 процентов, одновременно удалось сэкономить несколько тонн металла.

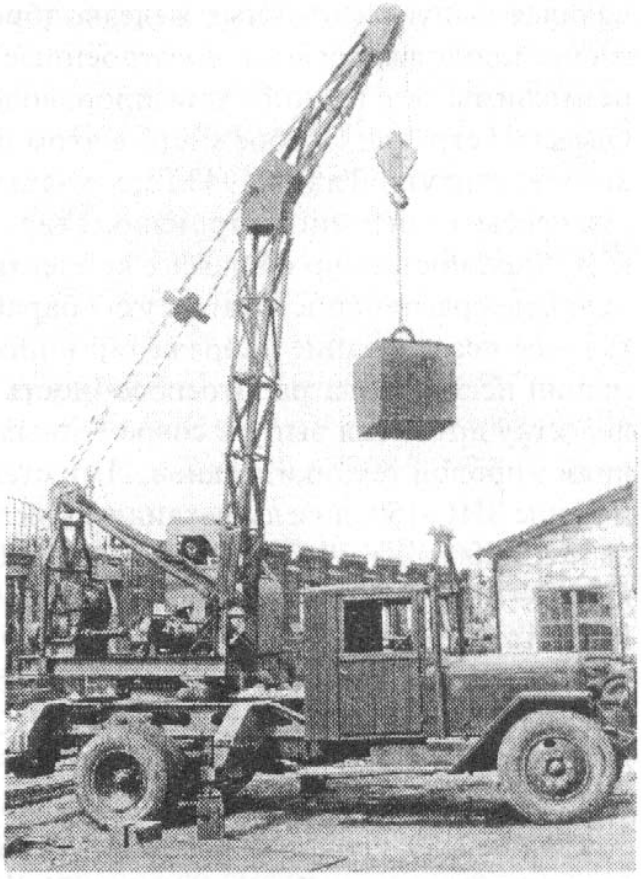
Неуклонно росло производство. Только в 1932 году завод выпустил 240 паровых и 125 моторных кранов, а в 1934 году группа конструкторов и рабочих создали паровой 45-тонный кран.

Следует отметить, что 1936-1939 годы стали переломными в развитии отечественного краностроения. Это благодаря усилиям таких конструкторов завода, как Н.Е. Корба, М.М. Матвеенко, В.Л. Хасилев, Л.Б. Богданович, Л.Ф. Суворовский, В.С. Соколовский и др., уже в 1936 году были освоены новые краны — трехтонные на автомобильном шасси АК-3, гусеничные Я-5 МГ, железнодорожные аварийные с двигателем внутреннего сгорания грузоподъемностью 45 тонн и 20-тонный кран с пневматическим управлением.

К 1941 г. завод из небольших мастерских превратился в высокоиндустриальное предприятие, крупнейшее в отрасли по производству сложнейшей крановой продукции. Однако начавшаяся вскоре война прервала мирный труд краностроителей. Уже в начале июля 1941 года завод приступил к эвакуации. Один за другим двинулись в далекие уральские города Киров и Курган эшелоны с ценнейшим оборудованием в сопровождении большой группы инженерно-технических работников (И.И. Горенштейн, Ф.В. Дуда, Н.Е. Корба и др.) и квалифицированных рабочих (М.И. Россохин, И.С. Санюк, И.П. Долинский, Е.В. Чахарьянц и т. д.). С ними выехали представители администрации Н.В. Паутов, Г.Н. Котиков, которые на месте энергично взялись за возобновление производственных мощностей.

А в старых цехах "Январки" осталось кое-какое оборудование. Да и рабочих было немного — всего 800 человек, остальные уехали в далекий тыл. Под ежедневными бомбежками и артиллерийскими обстрелами завод ни на минуту не прекращал своей работы. Огромный вклад в дело обороны внес рабочий коллектив "Январки". Здесь занимались ремонтом автотехники, выпускали противотанковые "ежи", шанцевый инструмент, ремонтные летучки. Необычную картину представляла собой заводская территория в августовские дни 1941 года. На ней скопилось множество танкеток Т-27, двухбашенных Т-26, мощных танков

БТ-7 последних выпусков. И все они нуждались в ремонте. В начале августа на завод прибыл состав с 26 разбитыми танками. Жалкое зрелище представляли эти боевые машины — покореженные стволы, поврежденные гусеницы, огромные дыры в броне. Казалось, из этой груды металлолома не восстановить ни одного танка. На заводе спешно было организовано 15 ремонтных бригад, которыми руководили мастера П.А. Зайченко и А.А. Ляховский. В каждую бригаду входили опытные рабочие-универсалы, техники, инженеры, а также боевые офицеры-танкисты Н.Т. Гадючко и И.И. Никитин, которые не только контролировали качество работ, но и сами непосредственно занимались подготовкой боевой техники. Неизменным лидером в соревновании была комсомольско-молодежная бригада Я.И. Мудренко. На ходу, без каких-либо заминок решались самые замысловатые вопросы, на которые в мирное время уходили недели, месяцы. Например, для восстановления двигателей не было поршневых колец. Как быть? Нужного металла в городе не найти, на других предприятиях подобной продукции ранее не выпускали. Выход нашел главный инженер коммунист П.К. Романов. Рабочую закалку он получил в ремесленном училище, затем окончил институт, стал крупным инженером. Ему и удалось после нескольких бессонных ночей решить сложную техническую задачу. Он предложил своеобразный сплав для колец, который состоял из чугуна, никеля, марганца, кремния и фосфора. А этим располагали другие одесские предприятия. И вот на заводе имени Январского восстания стали отливать поршневые кольца. Прошло несколько суток, и танки, испытанные тут же, на полигоне, ушли в бой. День ото дня крепли мастерство и умение рабочих. Завод восстанавливал любой поврежденный танк. Обеспечивали эту работу опытнейшие рабочие Н.С. Зданович, Н.Г.Захаров, В.Г. Павлов, П.И. Петрушинский. Немало славных страниц в оборону Одессы вписали внешне неуклюжие самодельные танки, вооруженные 37-миллиметровыми пушками, шутливо названные одесситами "НИ" — "на испуг", в которые много сил и энергии вложили инженеры-конструкторы Н.Е. Корба, Л.С. Богданович, рабочие С.К. Буженец, И.Д. Косьмин, Л. А. Журук, К. С. Даниленко, В.Д. Стрежаловский.



К-32.
Грузоподъемность — 3 т

За период обороны Одессы завод дал фронту четыре бронепоезда, 60 бронированных тракторов, отре-

монтировал 42 танка и 2 самолета, сделал сотни лопат, кирок, топоров, мотыг, противотанковых рельсовых препятствий, походных мастерских-летучек. Трудовой подвиг рабочей "Январки" был высоко оценен 11 февраля 1942 года. Группа работников завода — А.Н. Ликутин, П.К. Романов, П.А. Зайченко, А.И. Кальянов, Г.Г. Калягин, П.С. Панибратец была награждена орденами и медалями. Трудовой подвиг свершили и работники завода, ковавшие победу над врагом в эвакуации. Без устали, по 12-14 часов в сутки, в тяжелейших условиях суровой уральской зимы они быстро наладили производство военной техники. Свой пытливый ум, энергию, умение проявили десятки тружеников предприятия. Признанием их трудового героизма явился приказ наркома танковой промышленности от 16 мая 1944 года, в котором сварщику А.П.Богданову, токарю А.С. Гендельману, шоферу Д.П. Зеленукину, старшему мастеру отдела технического контроля В.В.Карпову, слесарю В.К.Кузьмину, сварщику И.Б.Крейницкой, слесарю И.И. Корзенкову, токарю В.П. Лукьянову, начальникам цехов П.П. Лыхо, В.С. Миниху, Н.В. Паутову, печнику А.Д. Обухову, мастеру С.Г. Посессору, токарю М.И. Трефилову была объявлена благодарность.

Производство кранов, прерванное в военные годы, было возобновлено в начале 1945 года. Этому предшествовала напряженная работа по восстановлению энергохозяйства завода рабочими под руководством В.К. Хижнякова, К.В.Мединского, И.З.Горелика, В.И.Бобровского. В январе 1945 года из заводских ворот вышел первый 3-тонный кран на автомобильном ходу, а через три месяца начался выпуск 10-тонных железнодорожных кранов. Создание кранов динамично продолжалось и в послевоенные годы. И, конечно, эти успехи были бы немыслимы без тесной связи производственников с научными учреждениями Одессы и страны. Особое место в этом принадлежало Одесскому политехническому институту. Так, в 1948 году ученые помогли механизировать трудоемкие процессы в литейном производстве. Профессоры В.А. Добровольский и С.Л. Мак, постоянно общаясь с коллективом завода, выполнили работы: "Рациональный расчет конструкции узла барабана подъемного крана" и "Экспериментальное исследование напряжений в нижней раме автокрана"; кафедра деталей машин исследовала работоспособность грузоподъемных колесных кранов. На повестку дня встал выпуск современных, отвечающих самым высоким требованиям мировой техники, кранов. Ими стали 3-тонный кран К-32 (1948 г.) на автомашине ЗИС-150, дизель-механический 5-тонный кран К-51 (1949) на автомашине МАЗ-200, 10-тонный кран К-102 (1950) на пневмоколесном ходу и 10-тонный кран К-103 (1950) на железнодорожном ходу. Ведущим конструктором крана К-51 был Н.А. Юдельсон, а кранов К-102 и К-103 — В.С. Соколовский. Во многом это стало возможно благодаря опыту и знаниям Ф.Г. Березовского, И.И. Иванова, Н.П. Пашкевича, Н.С. Домбровского, И.Н. Бондаренко, А.Т. Дахневича, В. Белявского, И.И. Реллера, А.Д. Фурсеева, Н.И. Левина, А.Д. Теребейникова и многих других молодых рабочих и инженеров.

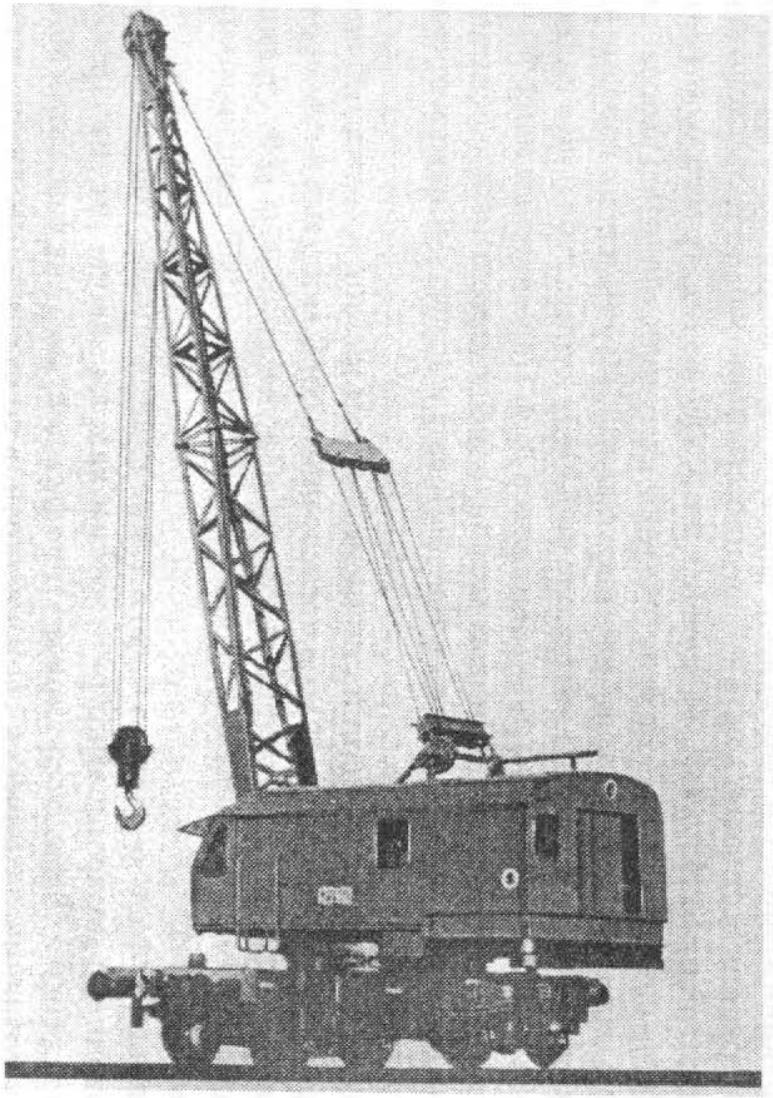
С начала 50-х годов главным инженером завода был Борис Павлович Акимов (в прошлом ведущий конструктор Харьковского танкового завода). Это был грамотный и принципиальный специалист, которому удалось провести револю-

Работники завода, принимавшие активное участие в выпуске кранов К-31 на автомашине ЗИС-5. *Слева направо*: И. Голохарев, П. Ксеонжер, И. Реллер, А. Шалинский, Н. Салютин, Т. Назаренко,

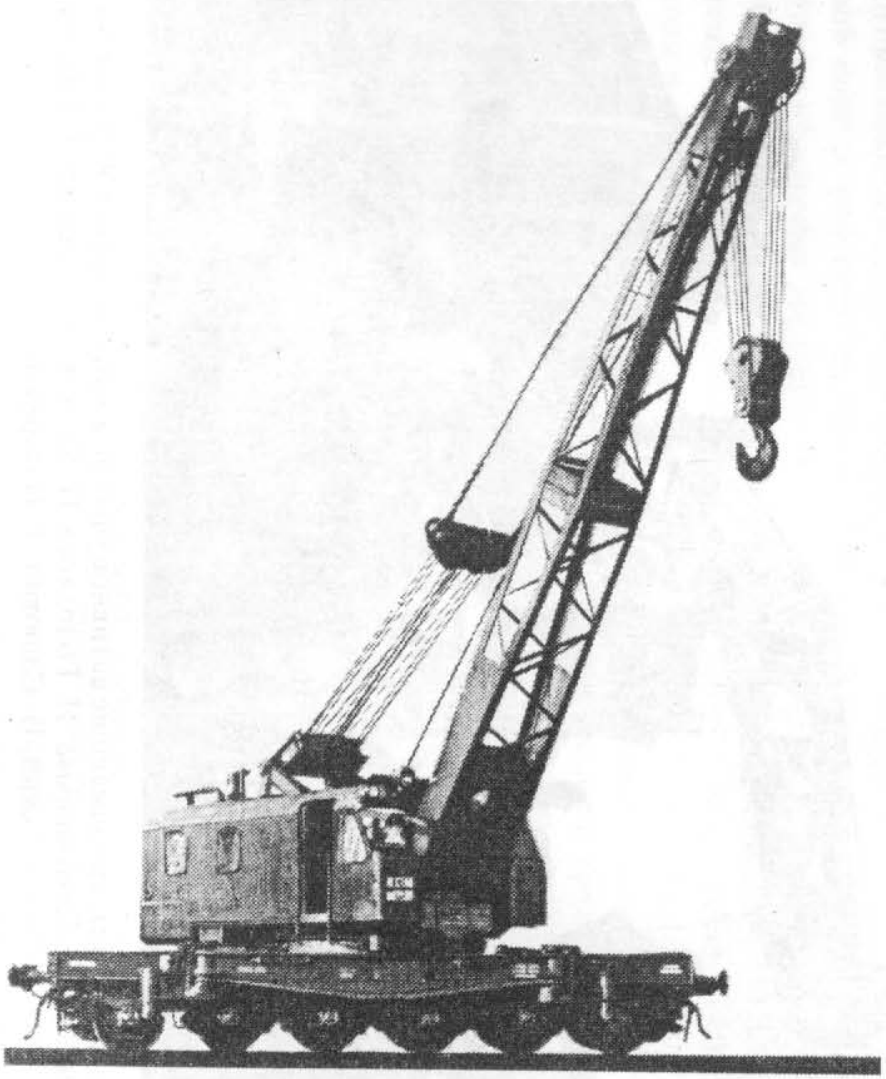
цию по небывалому снижению трудоемкости, главным образом, за счет улучшения конструкции кранов. Он усадил всех конструкторов ОГК на 1 месяц на пересмотр конструкции всех узлов и деталей крупносерийного крана К-51 с дополнительной оплатой по БРИЗу. За 6 месяцев (с учетом внедрения) трудоемкость этого крана была снижена на 25 %, а конструкторы получили значительные денежные вознаграждения за оформление рацпредложений. Например, по воспоминанию А.В. Филоненко, он смог на авторские по БРИЗу купить себе новое пальто, костюм, обувь. Сменивший его главный инженер А.В. Пащенко был наилучшим организатором по изготовлению новых машин (ежегодно изготавливался опытный образец нового крана -это было в течение 9 лет) и всегда добивался премии за новую технику.

Сочетание практических знаний старых довоенных кадров и хорошо обученных и теоретически подготовленных в послевоенные годы молодых инженеров и рабочих заложило основу для создания многих моделей крановых конструкций, широко используемых не только на территории бывшего СССР, но и во многих зарубежных странах.

Созданная в те годы расчетная база, а также накопленный с годами практический потенциал позволил конструкторским кадрам завода им. Январского восстания перейти в 1950 г. от кранов грузоподъемностью 5т на базе автомобиля МАЗ-200 к созданию технически сложных кранов со смешанным дизель-электрическим приводом на постоянном токе грузоподъемностью 25 т модели К-251



Дизель-электрический кран на железнодорожном ходу К-251 грузоподъемностью 25 тонн



Дизель-электрический кран на железнодорожном ходу К-501 грузоподъемностью 50 тонн

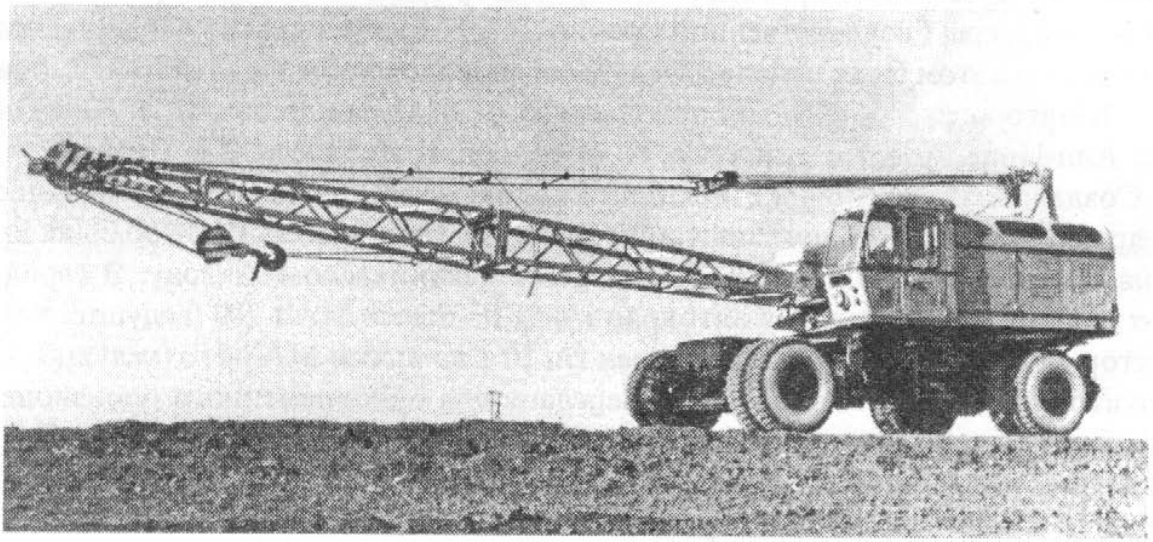
и грузоподъемностью 50 т модели К-501 на железнодорожном ходу с высокими, по тем временам, грузовыми и техническими характеристиками. Эти краны сразу же завоевали признание у строителей и транспортников. А через три года был выпущен кран такой же (К-252) с многомоторным дизель-электрическим приводом, только уже на пневмоколесном ходу. За большой вклад в создание этих кранов главный конструктор Н.Е. Корба, заместитель главного конструктора М.М. Матвеенко, заместитель главного технолога Б.И. Махлин, инженер-конструктор Ф.М. Шойхет, бригадир слесарей-сборщиков И.И. Реллер в 1952 году были удостоены Государственной премии СССР. Выпуск кранов наращивался из года в год и в этом была немалая заслуга передовиков производства Г.Ф. Дубчака, Л.Г. Шаргородского, В.В. Добровольского, Д.В. Овсянникова, И.И. Кожухаря, Г.Е. Али-Иппа, А.Я. Ходзинского, Н. Соборова, Г. Яковлева, В.В. Дедовой.

Создаваемая на "Январке" техническая документация на ССК передавалась и на другие заводы. Так, документация крана г/п 3 т на шасси ЗИС-150 была передана в начале 50-х годов Ленинградскому механическому заводу. В середине 50-х годов документация на автокран г/п 5т на шасси МАЗ-200 (ведущий конструктор Н.А. Юдельсон) и на автокран г/п 10 т на шасси МАЗ-210 (ведущий конструктор А.Л. Тульчинский) была передана для одновременного производства на вновь созданных крановых заводах в г. Иванове и г. Камышин.

Краностроители создавали пневмоколесные краны, в которых нуждались отрасли народного хозяйства страны, исходя из технических возможностей этих отраслей. Несмотря на то, что конструкция кранов постоянно совершенствовалась, качественного прорыва удалось достичь только в конце 50-х годов, когда появилась возможность создания пневмоколесных кранов с индивидуальным электроприводом каждого кранового механизма. В это время главным конструктором завода был Николай Евгеньевич Корба, старый кадровый январец, один из родоначальников отечественных стреловых самоходных кранов. Заместителем у него был Михаил Митрофанович Матвеенко, знающий себе цену принципиальный конструктор, обладавший колоссальной работоспособностью, глубокими профессиональными знаниями и высочайшей инженерной интуицией. Он всегда считался с мнением конструкторов и не боялся отстаивать свою позицию или позиции своих подчиненных на любом уровне, вплоть до директора. Начальство его уважало и ценило, поручая ему выполнение таких ответственных заданий, как, например, в 1941 году — приемку закупленных СССР кранов на немецкой фирме "Демаг". Там его и застало начало войны. Однако фирма "Демаг" смогла обеспечить его возвращение в Одессу в конце 1941 года. М.М. Матвеенко глубоко вникал во все разрабатываемые конструкции, широко практиковал конкурсные разработки. Он ввел в обиход карточки учета времени, затрачиваемого конструкторами на те или иные разработки, увязав результаты с начисляемой премией и строго спрашивал за упущения. М.М. Матвеенко прекрасно знал возможности и потенциал каждого конструктора.

Разработка крана с принципиально новой концепцией получившего в дальнейшем индекс К-161, была поручена А.В. Филоненко и Н.А. Яблонскому. Несмотря на молодой возраст, они уже успели пройти хорошую конструкторскую

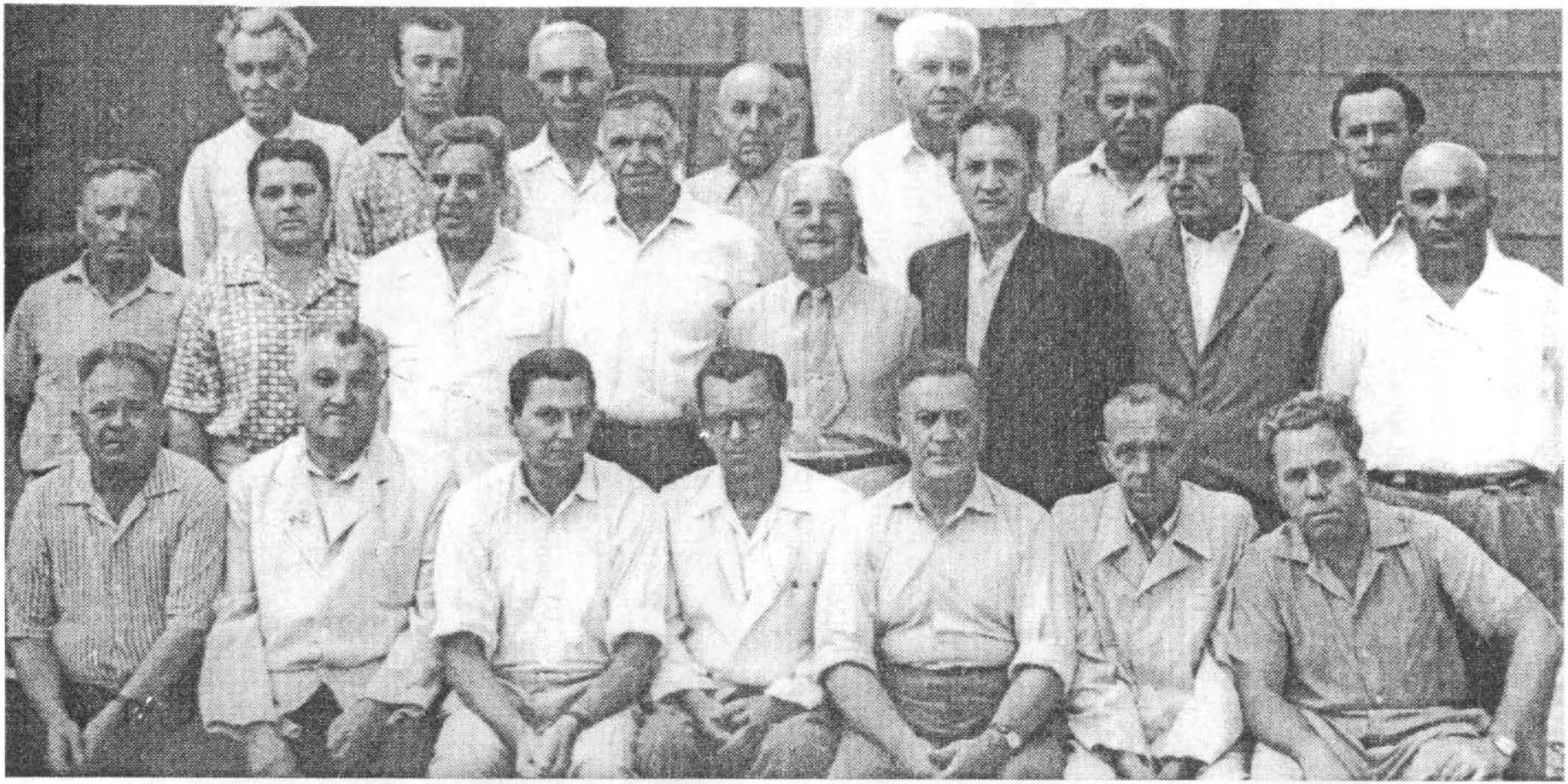
школу в отделе серийных машин у Юдельсона Николая Абрамовича, Соколовского Валентина Семеновича, Суворовского Леонарда Францевича и других конструкторов первого поколения краностроителей. А.В. Филоненко, с присущей ему энергией и хваткой, возглавил работы по разработке нового пневмоколесного крана К-161 грузоподъемностью 16 т. Он, Н.А. Яблонский и их коллеги, работая по 12-14 часов в день, преодолели сложные технические проблемы и в 1962 году было начато изготовление нового крана.



Дизель-механический кран с гидротрансформатором г/п 16 т
на пневмоколесном ходу К-161.

Это был дизельный отечественный пневмоколесный кран, в приводе которого впервые применены гидротрансформатор, обеспечивающий хорошие динамические характеристики, а также снижающий до минимума динамические нагрузки на трансмиссию, пневмокамерные муфты, мосты автомобильного типа. Заметно облегчились условия работы во время его передвижения по различным дорогам и существенно улучшены технико-эксплуатационные характеристики.

Кран К-161 был удостоен Большой золотой медали ВДНХ СССР. Удачная конструкция крана и прекрасные эксплуатационные характеристики обеспечили этому крану сверхдолгую жизнь. Почти 16 лет его серийно изготавливали по 15 штук в сутки. Кстати, за всю историю "Январки" это был единственный кран, который собирался именно на конвейере. Когда же на смену этому крану в 1971 г. пришел 25-тонный красавец кран КС-5363, производство кранов К-161 было передано на Юргинский машзавод, где их с небольшой модернизацией выпускали еще 25 лет. Через руки А. В. Филоненко за полвека работы на "Январке" затем прошли многие проекты других кранов, но тот первый остался самым любимым, при воспоминании о котором у Анатолия Васильевича загораются глаза. В такие моменты ясно понимаешь, что таки да — каждый одесский кран унес с собой частичку Одессы, "Январки", рабочих и инженеров, его изготавливавших и, конечно же, конструкторов, его создавших. И вполне закономерно, что А.В. Филоненко принял в 1962 г. у М.М. Матвеенко пост главного конструкто-



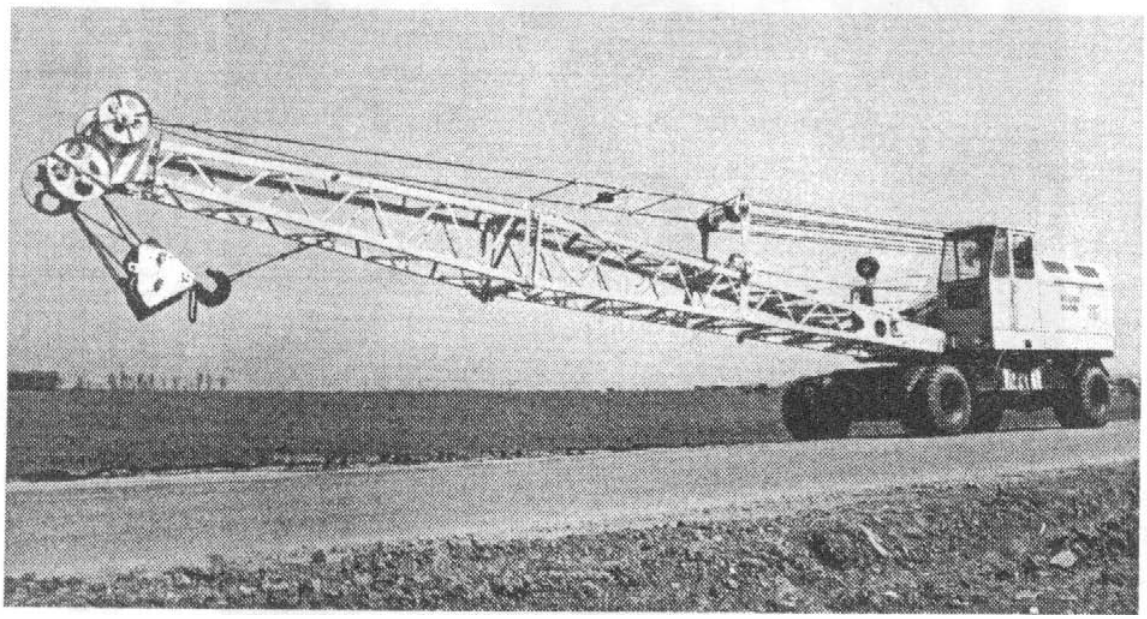
Актив "Январки" (*снимок сделан в 1-й половине 60-х годов*).
Первый ряд: *сидят слева направо*: Н.С. Зданович, Плакида, А.Я. Олещснко, В.С. Миних, М.Л. Мельниченко, А.Т. Луговской, И.И. Синявский, второй ряд: И.В. Копанев, К. Сальников, Н.В. Паутов, В.Т. Мишин, Чебанов, Н.Е. Корба, Д.И. Беляк, Г.Н. Лейзерович, третий ряд: Кульгавик, Э.И. Лельчицкий, Теребейников, П. Забудкин, Н.И. Домбровский, К. В. Масленников, Д. Б. Штерн

ра, а после создания ГСКБ стал бессменным заместителем начальника ГСКБ по проектированию. И надо сказать откровенно, что мало найдется руководителей, которые имели бы такого надежного и беспредельно преданного делу заместителя.

В 60-е годы на стройках страны, в ряде стран Европы и Азии появилась мощная, маневренная и высокопродуктивная машина, во многом превосходящая зарубежные аналоги. Это был новый кран К-255 грузоподъемностью 25 тонн, созданный в Одессе взамен модели К-252. Его масса составляла 33 тонны, что на 11,5 тонны меньше, чем у К-252. При этом была значительно снижена трудоемкость изготовления и улучшены технико-экономические показатели новой машины.

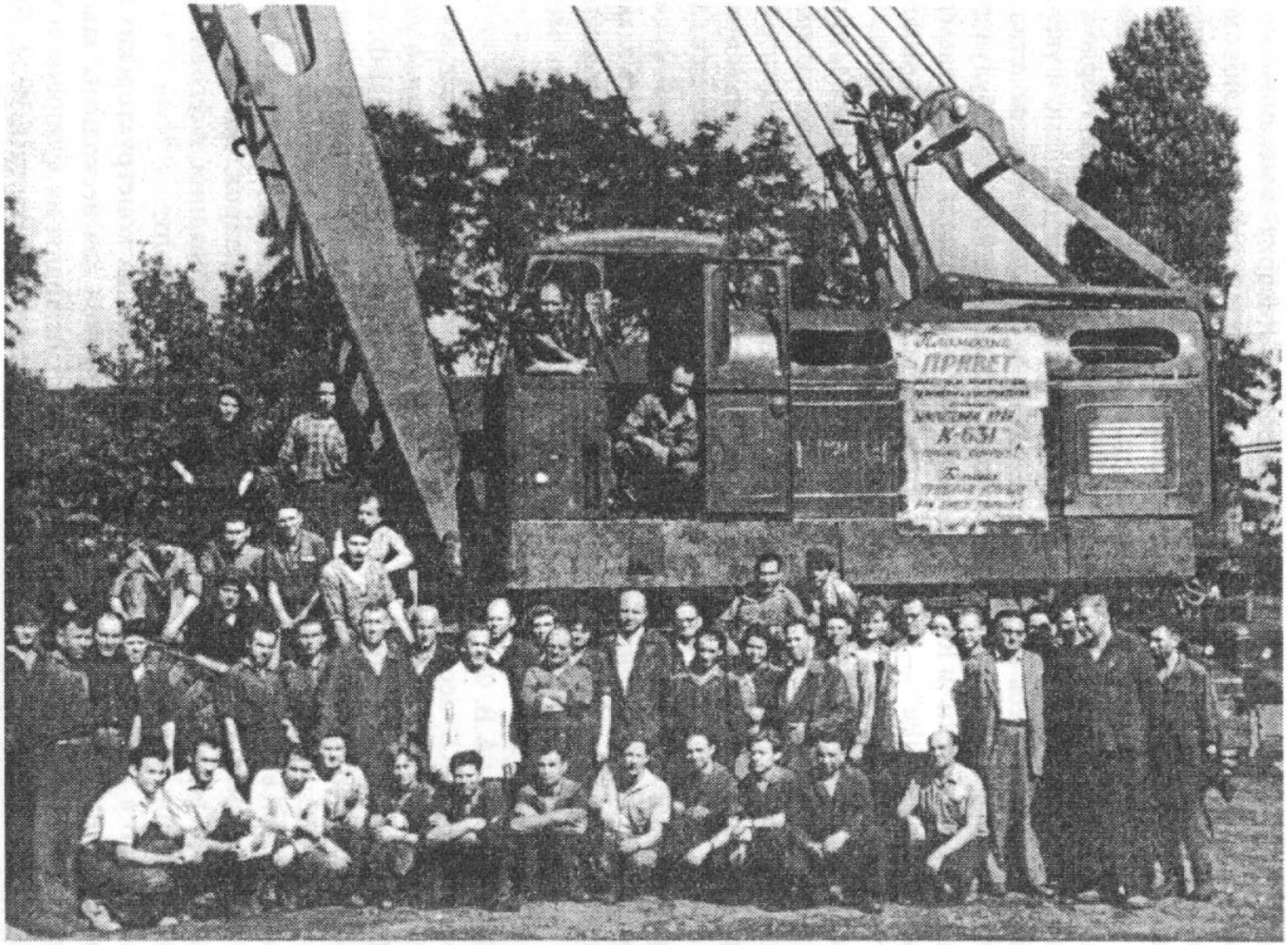
В эти же годы коллективом ОГК, под руководством главного конструктора завода М.М. Матвеенко, благодаря таким инженерам-конструкторам, как Б.В. Вустян, Н.А. Яблонский, А.В. Филоненко, И.М. Кравец, В.С. Соколовский, В.А. Лесной, Е.С. Галактионов, С.М. Петров, А.Г. Портарескул, с заводской испытательной площадки сошли большегрузные дизель-электрические краны на гибкой подвеске стрелы на пневмоколесном ходу грузоподъемностью 40, 63 и 100 тонн первого поколения модели К-401, К-631, К-1001.

В 1970 году под руководством главного конструктора проекта В.Л. Корня на базе крана К-255 создается новый дизель-электрический кран грузоподъемностью 25 тонн, предназначенный для строительно-монтажных и погрузочно-разгрузочных работ. В 1976 году крану присвоен государственный Знак качества.



Дизель-электрический кран КС-5363 на пневмоколесном ходу грузоподъемностью 25 тонн

Это был один из лучших за всю историю "Январки" кранов — пневмоколесный кран КС-5363, ставший своеобразным венцом кранов такого типа. Конструкция крана и его технологические возможности настолько гармонично вписались в тех-



Работники Январки у вновь созданного крана К-631

нологию промышленного и жилищного строительства, что этот кран с небольшими модернизациями продержался на заводском конвейере более двадцати лет.

О творческом потенциале коллектива ОГК говорит и то, что здесь начинали свою творческую биографию многие будущие руководители служб и отделов "Январки" и других заводов. В 1950 г. пришел на "Январку" в механический цех зуборезчиком молодой, статный фронтовик Николай Андреевич Яблонский. Через пять лет после окончания вечернего отделения Одесского политехнического института он начал работать конструктором в ОГК, а в 1966 г. возглавил этот отдел. Н.А. Яблонский, обладая острым, цепким и аналитическим умом, моментально схватывал суть любой проблемы, находил пути ее решения, твердо и эмоционально отстаивал свою позицию на любом уровне. Он достойно и уверенно нес на своих плечах весь груз ответственности за серийное производство. Его заместителями в разное время были Василий Афанасьевич Лесной, будущий начальник ОТК "Январки" и Юрий Васильевич Озеров, ставший со временем главным инженером "ЗОРа" — одного из крупнейших машиностроительных предприятий Одессы, а затем и генеральным директором СП "Кранлод".

И в 1966 году на базе ОГК завода, главным образом конструкторов, занимающихся проектированием новых машин, .было создано ГСКБ тяжелого краностроения*, которое возглавил кандидат технических наук Георгий Дмитриевич Федоров, имевший за своими плечами блестящий опыт работы главным инженером управления Черноморского Совнархоза, а еще ранее 12 лет работы на заводе "Красная Гвардия", мастером, конструктором, главным инженером и директором завода. Он и А.В. Филоненко энергично и с энтузиазмом взялись за создание нового КБ, которое поначалу разместилось в разных помещениях завода, в т. ч. и производственных. И то, что через 7 лет ГСКБ переехало во вновь отстроенное прекрасное и светлое пятиэтажное здание рядом с заводом, немалая заслуга Г.Д. Федорова и А.В. Филоненко.

Костяк нового КБ, особенно, на первых порах, составили январцы, в т. ч. и те, которые в это время работали на других предприятиях. Несомненной удачей для ГСКБ было возвращение одного из талантливых конструкторов Л.Ф. Суворовского, который оказал неоценимую помощь в формировании коллектива КБ, в т.ч. молодыми перспективными выпускниками одесских ВУЗов.

Несомненный вклад в этой работе принадлежит и Надежде Алексеевне Руденко, которая бессменно много лет уже возглавляет отдел кадров. Она пунктуально и тщательно ведет огромный массив кадровой документации, и сегодня здесь можно в считанные минуты найти любой нужный документ.

Постепенно в ГСКБ был создан один из сильнейших конструкторских коллективов, выполнявших проекты уникальных кранов для нескольких заводов Минстройдормаша. Так, в это время были созданы краны на гусеничном ходу грузоподъемностью 63 и 100 тонн (главный конструктор проекта Ю.П. Липский), производство которых началось на Тольяттинском заводе "Волгоцем-

* Примечание. В 1985 г. ГСКБ ТК реорганизовано в ГСКТБ ТК, а в 1991 г. в Украинский институт краностроения "Укринкран".

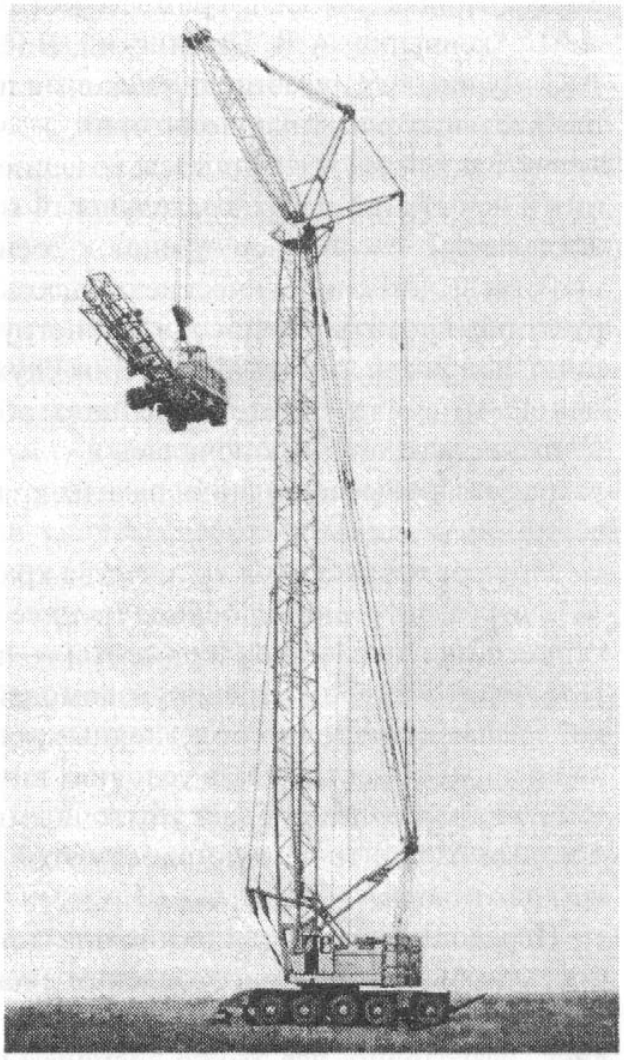
маш". В начале 70-х годов для Камышинского кранового завода была разработана техническая документация на автокран г/п 25 т на шасси КрАЗ (главный конструктор проекта Я.М. Пустыльник). Хотя, безусловно, главным заказчиком оставалась "Январка". Именно для нее создавалась большая часть кранов.

После создания ГСКБ тяжелого краностроения ОГК продолжал нести основную тяжесть авторского надзора за серийным производством кранов. Одновременное существование двух независимых конструкторских коллективов стимулировало деятельность каждого из них. Вся конструкторская документация, создаваемая в ГСКБ, сдавалась на завод только после требовательной приемки ее ОГК и ОГТ. Не всегда этот процесс проходил гладко и безболезненно, но всегда с пользой для производства. Однако, к сожалению, в середине 80-х годов, в силу ряда причин, экономически выгодных для завода (как казалось тогда), была сокращена эта служба и передана целиком в ГСКБ в качестве отдела серийных машин.

В 60-х и начале 70-х годов разрабатывается второе поколение гаммы дизель-электрических кранов на пневмоколесном ходу грузоподъемностью до 100 тонн, В 1969 году под руководством главного конструктора проекта А.Л. Тульчинского был создан и изготовлен дизель-электрический кран КС-6362 грузоподъемностью 40 тонн. За разработку конструкции и изготовление этого крана ГСКБ и завод были награждены Дипломами I степени ВДНХ СССР.

Группа конструкторов во главе с Я.М. Пустыльником в 1968-1969 годах создала дизель-электрические краны грузоподъемностью 63 т на 4-осном и 100 т на 5-осном шасси модели КС-7362 и КС-8362.

Башенно-стреловое оборудование крана КС-8362 было способно осуществлять монтаж грузов на высоте до 85 м. Кран был удостоен Диплома I степени ВДНХ СССР. На этот кран ГСКБ ТК впервые получило авторское свидетельство на промышленный образец Госкомизобретения СССР. Это была одна из самых уникальных и красивейших машин. По заказу Министерства обороны (МО) была созда-



Дизель-электрический кран на пневмоколесном ходу КС-8362 грузоподъемностью 100 т поднимает кран КС-5363 грузоподъемностью 25 т

на модификация крана КС-8362Д. Десятки этих кранов, после прохождения на заводе тщательной военной приемки, надежно обслуживали стратегические оборонные объекты страны.

В 1971г. был создан под руководством главного конструктора проекта В.А. Прокофьева первый экспериментальный образец крана с гидроприводом, телескопической стрелой на 4-осном спецшасси автомобильного типа грузоподъемностью 25 т, модели КС-5471, а в середине 70-х годов спецкран грузоподъемностью 25 т на шасси МАЗ-543 с гидроприводом и телескопической стрелой по заказу МО для работы с разрядными грузами. Вообще-то завод практически всегда, наряду с гражданской продукцией, выпускал краны для нужд Министерства обороны. В ОГК было бюро спецпродукции, которое возглавлял В.С. Соколовский.

В 70-е годы на заводе начала работать военная приемка, которую возглавляли в разное время К.И. Плескач, В.И. Триноженко, А.С. Пустыгин. Военная приемка комплектовалась грамотными офицерами — инженерами, такими как Л.М. Аксиненко, А.В. Башинский, В.И. Перевалов, В.П. Морозов, С.Н. Рубан, А.С. Дудин, которые имели за своими плечами многолетний опыт работы на испытательных ракетных полигонах, в т.ч. и на Байконуре. Офицеры приемки активно влияли на все процессы создания кранов от проектирования, изготовления и испытаний до их последующей модернизации. Повышенные и, зачастую, жесткие требования военпредов к военной продукции заставляли завод совершенствовать технологические процессы, закупать новое оборудование, а конструкторов вносить улучшения в конструкцию кранов. Но и результаты были налицо, например, гарантийный срок службы крана КС-5571, входившего в состав одного из самых ответственнейших оборонных комплексов, составлял 15 лет! Сложность задачи заключалась в том, что завод должен был незамедлительно устранять любые неполадки на этих кранах, независимо от причин их возникновения.

По мере возрастания количества кранов КС-5571 на оборонных объектах эти задачи решать становилось все труднее и в 1980 г. на заводе была создана служба гарантийного надзора. Первые три года ее возглавлял Н.Н. Андриенко, а затем Н.Е. Нестеров. Они успешно взаимодействовали с цехами и службами "Январки", решая достаточно болезненные вопросы командирования их специалистов на военные объекты, т.к. в условиях лимитированного фонда заработной платы эти работы для цехов были убыточными. Им, однако, удалось совместно с военпредами наладить четкую работу этой службы, сделав ее экономически выгодной для завода.

Передовые технологические или конструктивные решения, внедренные при проектировании или изготовлении военной продукции, со временем распространялись и на остальные краны, которые модернизировались и совершенствовались. Безусловно, все это со временем подтягивало качество гражданской продукции к военной. Строительные краны становились более производительными, быстроходными и экономичными, возрастали требования к материалоемкости, энергоемкости, безопасности их работы, к комфортности рабочего места опера-

тора, снижению его утомляемости, упрощению и облегчению процесса управления краном.

Длительное время на стреловых самоходных кранах (ССК) в качестве рабочего оборудования, являющегося основным ресурсом повышения грузовысотных характеристик (ГВХ), преобладали решетчатые стрелы на гибком подвесе, конструированию и расчету которых были посвящены многие исследования. Были разработаны достаточно надежные и апробированные методики оптимального проектирования, которые позволяли создавать решетчатые стрелы, обладающие относительно малым собственным весом, значительной жесткостью, дешевизной изготовления и в то же время обладающие грузовысотными характеристиками, часто превышающими аналогичные показатели кранов передовых в техническом отношении зарубежных краностроительных фирм.

Однако решетчатые стрелы требовали значительных затрат времени и средств на монтаж, демонтаж и их транспортировку. Изменение технологии строительства потребовало ускорить доставку ССК с одного объекта на другой. Краностроители, пытаясь удовлетворить это требование, создали краны на быстроходных шасси автомобильного типа, использовав на них традиционное рабочее оборудование — решетчатые стрелы. Конечно, проблема при этом была решена только частично, по-прежнему сохранились затраты времени, связанные с доставкой и приведением в рабочее состояние решетчатых стрел.

Выход был найден в начале семидесятых годов путем создания коробчатых телескопических стрел. Не будет преувеличением сказать, что появление ССК с телескопическими стрелами не только явилось принципиально новым этапом в краностроении, но и революционизировало само использование кранов. Отпала необходимость в многочасовом трудоемком монтаже стрелового оборудования, появилась возможность быстрого изменения длины стрелы без операций по установке и снятию секций стрелы. Впервые появился кран, который смог находиться на рабочем месте столько времени, сколько необходимо для выполнения заказа. Особенно проявились преимущества рабочего оборудования с телескопической стрелой при необходимости выполнения работы в стесненных условиях, например, при реконструкции действующих предприятий, внутри цехов, а также на строительных площадках внутри городских кварталов. Бурный рост выпуска кранов с телескопическими стрелами достиг 70% от общего объема выпуска ССК.

Появление телескопических стрел на ССК, представляющих консольную коробчатую балку переменного сечения и большой длины на жестком подвесе, нагруженную изгибающим моментом и сжимающей нагрузкой, потребовали создания принципиально новых и трудоемких методик расчета.

И эта задача была успешно решена благодаря усилиям руководителя отдела расчетов, кандидата технических наук Л.Б. Штейнберга, инженеров-расчетчиков Е.Б.Завадского, Ю.А. Падосепа, руководителя отдела металлоконструкций Е.С. Галактионова, зав. сектором стрелового оборудования Н.Н. Андриенко. Они совместно с ученым Херсонского индустриального института Н.Н. Запольским провели расчетно-экспериментальные работы по исследованию напряженно-де-

формируемого состояния телескопических стрел. Эти работы легли в основу отечественных методов расчета стрелового оборудования с телескопическими стрелами. Вообще, роль отдела расчетов, в состав которого в разные годы входили М.Г. Каплан, И.А. Перлин, В.С. Дорот, А.Н. Верстов, А.Л. Аксиненко, М.М. Резникова, Э.Б. Имас, А.Е. Гродзовский, Н.Ф. Бородкина, М.П. Белинкис, Е.С. Острицкий, трудно переоценить. По мере создания новых моделей кранов, применение новейших материалов и технологий требовало непрерывного совершенствования методов расчета, цель которого, в конечном итоге, сводилась не только к проверке конструктивных решений, а скорее к влиянию на эти решения и достижению лучших технических характеристик кранов при обеспечении необходимых запасов прочности и устойчивости. Не все и не всегда удавалось конструкторам и производителям. В ходе заводских испытаний и многолетней эксплуатации кранов выявлялись узкие места, были поломки и аварии. И расчетчики вместе с конструкторами выясняли их причины, давали предложения по совершенствованию конструкции, дорабатывали и создавали новые методики расчетов.

Сотрудники отдела расчетов на демонстрации. Слева направо: Г.В.Рогова, Ю.А.Падосеп, Е.Б.Завадский, В.А.Пащенко, М.Г.Каплан

Особая роль в этом процессе принадлежала Льву Борисовичу Штейнбергу, одаренному ученому, блестящему расчетчику, непрерывно генерировавшему новые идеи, воплощенные затем в десятках внедренных изобретений. Он мыслил масштабно, тонко ощущая допустимую грань риска в расчетах сложных крановых конструкций. Его вклад в основы конструирования и расчетов современных ССК бесспорен, как и бесспорен вклад и его преемника Евгения Брониславовича

Завадского, обладавшего редкой работоспособностью и системным мышлением. Каждый расчетчик был яркой и неповторимой личностью, со своим сложным и зачастую своенравным характером и управлять таким коллективом могли только признанные лидеры, такие как Л.Б. Штейнберг и Е.Б. Завадский. К сожалению, они оба ушли из жизни в самом расцвете творческих сил — Л.Б. Штейнберг в 1987 году, а Е.Б. Завадский в 1999 году. Благодаря их самоотверженному труду и других инженеров-расчетчиков были созданы современные методы расчетов стреловых самоходных кранов.

В 70-е годы в краностроении укрепилась тенденция к выпуску стреловых самоходных кранов с телескопическими стрелами на специальном шасси автомобильного типа, с гидроприводом и широким набором грузовысотных характеристик. Однако "Январка" не могла уже справиться со всеувеличивающейся номенклатурой кранов. Так, в одно время в производстве находились краны КС-5363, КС-6362, КС-7362, КС-8362, К-631М, КС-5363МД, КС-5471 и КС-5571. Хотя, конечно, основным серийным краном оставался пневмоколесный кран КС-5363 — в общем объеме производства "Январки" он составлял до 80 %. Катастрофически не хватало производственных площадей для наращивания выпуска новых моделей кранов. Отечественное краностроение начинало топтаться на месте.

И когда в 1975 г. на правительственном уровне было принято решение о международной кооперации между СССР и Польшей в области краностроения, не все сразу осознали революционность такого шага. Однако дальнейшее стремительное развитие событий развеяло сомнения скептиков, не веривших в реальность и плодотворность объединения научно-производственного потенциала краностроителей двух стран. Несомненной удачей был правильный выбор партнеров. К совместной конструкторской работе были привлечены польский институт ПИМБ, ГСКБ и ВНИИстройдормаш, а к производственной кооперации — "Январка", Никопольский крановый завод и польские предприятия Бумар-Лабенды, Фамаба, Фаблок и другие.

В 1975 г. в Варшаве в течение трех месяцев специалистами двух стран, с участием А.В. Филоненко, Е.С. Матвейчука, Н.Н. Андриенко и И. Цветкова совместно с польскими специалистами Е. Рытелем, Э. Климэком, Т. Гвяздовичем и др. были разработаны технические задания с эскизными проектами на гамму принципиально новых гидравлических кранов с разными видами стрелового оборудования и ходовых устройств грузоподъемностью от 25 до 100 тонн. На основе этих технических заданий в Украине на "Январке" и в Польше началось одновременное производство этих кранов. По нескольку лет в Польше проработали Е.С. Матвейчук, А.П. Пивоваров, И. Цветков, Ф.П. Мазур, В.Ф. Гросу, а в Одессе — Э. Климэк, А. Махневски, Я. Индыка и др. Это сотрудничество дало значительный импульс к оживлению краностроения в обеих странах и результаты не заставили себя ждать. Совместно за годы кооперации было изготовлено несколько тысяч прекрасных кранов.

Первая серия гидравлических кранов КС-6471 грузоподъемностью 40 тонн была выпущена в 1977 году. Группа одесских и польских специалистов под руко-

водством главного конструктора проекта В.Ф. Гросу создала принципиально новый кран, предназначенный для строительных, монтажных и погрузочно-разгрузочных работ, связанных с частыми перебазировками на значительные расстояния.

Дизель-гидравлический кран г/п 40 т на специальном шасси КС-6471

Для производства гидравлических кранов КС-6471 на "Январке" был организован цех малых серий, который оснастили комплексом испытательных стендов, позволяющих производить сборку и испытание узлов до установки их на кран, а также промывку и испытание всей поворотной части крана. С целью обеспечения требуемого качества и надежности работы узлов все комплектующие изделия проходили 100-процентный входной контроль.

Самоходные шасси и стрелы поставлялись из ПНР, а взамен в Польшу поставлялись поворотные части кранов в сборе.

Советско-польское сотрудничество продолжало успешно развиваться, и уже в 1978 году совместная группа конструкторов под руководством главных конструкторов проекта Н.Н. Андриенко и Е.С. Матвейчука разработала вторую гидравлическую машину этой гаммы — КС-7471 грузоподъемностью 63 тонны. Ходовая часть крана представляла собой шестиосное шасси автомобильного типа с четырьмя управляемыми мостами, оборудованное гидравлическими выносными опорами.

Завершая гамму гидравлических кранов грузоподъемностью 25, 40, 63 и 100 тонн, с большой степенью унификации между соседними размерными группами кранов, конструкторы и технологи создают под руководством главных конструкторов проекта Я.М. Пустыльника 25-тонный (КС-5473) и Е.С. Матвейчука 100-тонный (КС-8471) краны. Кран КС-5473 после выпуска первой серии был передан для серийного производства Никопольскому краностроительному заводу.

Наряду с этими гидравлическими кранами в 1981 году на базе крана КС-5571 был создан специальный кран КС-5573 грузоподъемностью 25 тонн с гидравлическим приводом на шасси МАЗ-73101, разработанный под руководством главного конструктора проекта В.А. Прокофьева и заведующего конструкторским

Руководители министерства, завода, ГСКТБ и польские специалисты у крана КС-7471. Слева направо: Э. Климэк, Н.Н. Андриенко, А. Махневски, И.Ф.Пахомов, Н.К.Гречин, Е.Рытель, И.К.Бондаренко, Г.Д.Федоров

Дизель-гидравлический кран грузоподъемностью 25 т на специальном шасси КС-5473 (1979 г.)

отделом И.М. Кравца. Он предназначен для погрузочно-разгрузочных работ в условиях бездорожья, в том числе и при строительстве нефтегазопроводов в суровых условиях Сибири. В новых моделях были предусмотрены повышенные показатели качества. Увеличены грузовысотные характеристики, определяющие производительность кранов по сравнению с базовыми моделями, снижена удельная масса, уменьшена удельная энергоемкость кранов.

На смену серийно выпускаемому крану КС-6471 со временем пришел кран второго поколения модели КС-6472 грузоподъемностью 40 тонн, разработанный авторской группой во главе с В.Ф. Гросу. Новый кран выгодно отличался от своего предшественника, прежде всего, улучшенными скоростными, габаритными и весовыми параметрами. За счет применения более современных лебедок и механизма вращения поворотной рамы, использования одного гидроцилиндра подъема стрелы вместо двух, усовершенствования гидросистемы масса крана была снижена на 4 тонны.

Две творческие группы конструкторов под руководством главных конструкторов проекта Е.С. Матвейчука, Я.М. Пустыльника и Н.М.Герасимова создали гидравлические краны нового поколения грузоподъемностью 40 тонн (КС-6371) и 25 тонн (КС-5371). Эти короткобазовые краны предназначены для механизации строительных и монтажных работ в промышленном и гражданском строительстве, а также для погрузочно-разгрузочных операций и обладали повышенной проходимостью и мобильностью, что позволяло их использовать на неподготовленных строительных площадках вместо гусеничных кранов, скорость передвижения которых обычно не превышает 1,5 км/час, что значительно затрудняет их быструю доставку на строительную площадку и переброску с одного строительного объекта на другой.

Появление в производстве гидравлических кранов создало много проблем технологам и производственникам. Тем не менее достаточно быстро было освоено производство гидроцилиндров подъема стрелы и других узлов. Необходимо было спроектировать и изготовить оснастку, закупить новое оборудование, сделать необходимую перепланировку в цехах. Для стендовых испытаний гидрооборудования и целиком поворотной части крана были спроектированы и изготовлены соответствующие стенды. Резко изменялась номенклатура комплектующих изделий, вернее сказать, расширялась, т.к. в производстве оставались одновременно и пневмоколесные краны. Произошло также резкое расширение номенклатуры изготавливаемых деталей и узлов. Конструкторам удалось провести значительную унификацию между соседними типоразмерами кранов. Так, на кране грузоподъемностью 25 и 40 т были одни и те же лебедки, механизм вращения, и в значительной степени унифицированы остальные узлы. Конечно, конструкторы всегда при проектировании плотно работали с технологами как своими, так и заводскими. Однако были и отдельные неудачи при запуске в производство новых моделей кранов, когда один или два узла, в конечном итоге, решали судьбу крана, сводили на нет в целом удачный проект. В этой связи можно упомянуть о прекрасных моделях короткобазовых кранов КС-5371 и КС-6371, которые показали хорошие результаты при заводских и приемочных испытани-

Короткобазовый кран КС-5371 грузоподъемностью 25 т

ях. Однако начавшееся их серийное производство через пару лет было прекращено. Это произошло из-за невозможности отладить производство сложной конструкции коробки перемены передач, ввиду отсутствия на заводе соответствующего технологического оборудования, рассчитанного, в основном, на изготовление тихоходных пневмоколесных кранов.

В середине 80-х годов ГСКБ по приказу ВПО "Союзэкскаватор" было реорганизовано в конструкторско-технологическое бюро ГСКТБ. Нелишне будет сказать, что за исполнением этого приказа в части укомплектования этой службы установил жесткий контроль начальник главка Минстройдормаша Тадеуш Валентинович Свидницкий. Именно под его нажимом была введена должность зам. начальника ГСКТБ по технологии и с "Январки" на эту должность был переведен главный технолог В.Д. Зобе. Это была несомненная удача для ГСКТБ. Ему, вместе с заместителем начальника ГСКБ А.В. Филоненко, удалось укомплектовать эту службу грамотными и опытными технологами и оказать существенную помощь "Январке" в подготовке производства гидравлических кранов. Здесь, в секторе, возглавляемом Софьей Александровной Белоус, были спроектированы большинство стендов и технологической оснастки.

Ни один новый кран не запускался в производство без предварительной защиты сводных норм расхода материалов, составление которых являлось трудоемким процессом подсчета норм расхода материалов нескольких тысяч деталей, из которых состоял кран. Необходимо было не только сделать подсчеты и опре-

делить, сколько материала потребуется для изготовления той или иной детали, но и одновременно сделать наиболее экономический раскрой. Сейчас, конечно, компьютерные программы значительно упростили этот процесс, а в то время это было целое искусство. Ежегодно нормы расхода пересматривались и технологи совместно с конструкторами должны были изыскивать возможности постоянного их снижения, как путем более рационального раскроя материала, так и совершенствования конструкции узлов и деталей. Ведущая роль в этой работе принадлежала в ГСКТБ Зое Яковлевне Мозговой, а на "Январке" — Софье Борисовне Тульчинской.

Безусловно, огромный вклад в эту работу вносили сотни рационализаторов от рабочих до главных конструкторов проекта. Среди последних особо выделялся Абрам Львович Тульчинский, за плечами которого были десятки лет конструкторской работы. Он настойчиво и неутомимо разрабатывал, выполняя при необходимости расчеты любой сложности, а затем внедрял десятки рацпредложений, которые, с одной стороны, вносили улучшение в конструкцию узлов крана, а с другой стороны, значительно облегчали выполнение плана по экономии металла.

Множество рацпредложений на счету у братьев Николая Сергеевича и Александра Сергеевича Александровичей. Оба занимались проектированием кабин и кожухов крана, оба блестяще справлялись с авторским надзором, во время которого они много делали и совершенствовали своими руками. Рядом с их рабочими местами постоянно было нагромождение разных заготовок, деталей и макетов, из которых и рождались будущие конструкции кабин, кожухов и десятки рацпредложений.

В рационализаторской работе активнейшее участие принимал и зав. сектором гидропривода Георгий Васильевич Манзоруко, руководитель разработок гидравлических схем и гидроузлов всех гидравлических кранов. Он тихо, спокойно и солидно решал любые сложные задачи как за кульманом, так и в цехе. Надо сказать, что узлы гидропривода отличались большой трудоемкостью, а схемные решения определяли в значительной степени эксплуатационные возможности крана. Конечно же, большой удачей было то, что вместе с Г.В. Манзоруко над выполнением этих задач работали блестящий аналитик Е.Р. Филюрин, доброжелательный и быстро овладевший тонкостями гидропривода И.Я. Кейлис, обладавший кипучей энергией и непревзойденной скоростью проектирования и талантом ведения авторского надзора.

Неоспоримый вклад в создание и совершенствование гидропривода кранов принадлежит кандидату технических наук А.Х.Хандросу, разработчику, в частности, гидросистем кранов с дистанционным управлением, принципы которого были использованы во всех гидравлических кранах, разработанных ГСКТБ. Вообще первые работы по разработке и внедрению гидропривода на стреловых самоходных кранах начались на "Январке" в 1960 г. с создания крана К-107 г/п 10 т. Группа конструкторов, в которую входили Г.П. Кошеленко, Г.В. Манзоруко, В.А. Лесной, Л.И. Гусева, А.Г. Сыткин, разработали гидропривод крановой установки и ходовой части крана К-107 с замкнутой циркуляцией рабочей жид-

кости. В дальнейшем солидную научно-исследовательскую работу по гидроприводам выполнил В.А.Прокофьев. Именно благодаря этим работам был осуществлен в дальнейшем выбор типа гидропривода и разработана гидросхема крана КС-5471, положившего начало создания на "Январке" в ГСКТБ мобильных кранов с гидроприводом на специальных шасси автомобильного типа. Разработка и изготовление гидроузлов была весьма трудоемким процессом. Многое приходилось уточнять и дорабатывать в процессе изготовления опытных образцов кранов, исходя из технологических возможностей завода.

Между конструкторами и технологами всегда существовали непростые взаимоотношения. Первые считали вторых консерваторами, которые сдерживают внедрение их новых идей, вторые терпеливо реализовывали эти разрабатываемые новые технологические процессы, исходя из реальных производственных возможностей завода, постоянно их расширяя. И в том, что из заводских ворот выходили новые модели кранов, несомненная заслуга всей технологической цепочки КБ, ОГТ и цеховых технологов.

До 1956 г. главным технологом был П.К. Романов, кадровый январец, отличный организатор, принципиальный технический специалист. Технологом № 1 можно по праву назвать маститого Бориса Иосифовича Махлина, начавшего работать на "Январке" еще в 30-х годах. Для него, как для главного технолога, не существовало невозможного. Если его подчиненные говорили нет, он не боялся брать на себя персональную ответственность. Б.И. Махлин был честным, порядочным и высокоинтеллектуальным, интеллигентным специалистом, с которым было приятно общаться и работать. Да и многие другие технологи были яркими личностями, непревзойденными специалистами своего дела, авторитет которых был непререкаем. К ним, безусловно, относится Л.Я. Даточный — неутомимый заместитель Б.И. Махлина, главный технолог А.П. Зайченко, ставший затем прекрасным руководителем производства "Январки", заместителем генерального директора; спокойный и уверенный в себе В.Д. Зобе, одна из ключевых фигур "Январки", определявших ее технологическую концепцию коренной реконструкции и дальнейшего развития; доброжелательный и спокойный И.А. Черепухин, возглавивший ОГТ в один из самых сложных периодов "Январки".

Одним из самых опытных и авторитетных технологов ОГТ был Александр Георгиевич Мозолевич. Он был неиссякаемым кладезем знаний, ведь за его плечами была огромная практика еще с довоенных лет. Его уважали за коммуникабельность и душевность, знали, что он никогда не будет искать предлога или причин, чтобы отказать конструктору, если, например, новая деталь или узел были технологически сложными для изготовления. А. Г. Мозолевич глубоко вникал в каждую конструкцию, мягко и ненавязчиво предлагая, при необходимости, те или иные улучшения, становясь, по сути, соавтором конструктора. И недаром именно ему долгие годы поручали технологическое сопровождение опытных образцов кранов. А можно ли представить технологические службы без Н.П. Иконникова, Г.Г. Титаренко, И.Н. Масловец, Р.А. Кирьяновой, С.Л. Сковороднева, Г.Г. Васильченко, А.Ф. Корсикова, А.П. Малышева,

Ю.А. Лыжина и многих других технологов, творчески и добросовестно решающих сложные технологические проблемы.

Важным этапом в создании гидравлических кранов явилась разработка и изготовление в середине 80-х годов уникальных кранов грузоподъемностью 160 и 250 тонн (КС-9471 и КС-10471), выполненная под руководством главных конструкторов проектов С.Н. Файнбурда и П.В. Хасилева. Подобные машины создавались в СССР впервые, а за рубежом производились в единичных экземплярах ведущими краностроительными фирмами.

Несмотря на большую грузоподъемность и значительную массу, эти краны были мобильны, отличались высокой эксплуатационной готовностью, развивали скорость до 50 километров в час, и благодаря чему могли быстро перемещаться с одного объекта на другой.

Гидравлический кран КС-9471 грузоподъемностью 160 т

Краны имели гидравлический привод всех исполнительных крановых механизмов от отдельной силовой установки, расположенной на поворотной части. Такое конструктивное решение позволяло экономить значительное количество топлива и смазочных материалов, т.к. потребляемая мощность силовых установок поворотных частей значительно ниже установленных на шасси. Кроме того, такое конструктивное решение значительно увеличивало моторесурс ходовых частей кранов, т.к. их силовые установки не использовались при грузовых операциях.

В конструкции этих кранов использован ряд оригинальных решений. Так,

полностью механизирована система установки противовеса. Для снижения массы крана применены дополнительные опоры, расположенные по центру рамы шасси и разгружающие ее при подъеме груза. С целью упрощения конструкции нижней рамы крана задние выносные опоры шарнирно сочленены с рамой крана и несут на себе ходовые колеса. Использование таких прогрессивных решений позволило облегчить массу крана примерно на 12 тонн и одновременно упростить его изготовление. Это решение защищено авторским свидетельством.

Одной из сложнейших технических проблем, которую пришлось решать краностроителям — это разработка многоосного специального шасси автомобильного типа в качестве ходового устройства для нового поколения мобильных кранов. Многоосные шасси должны были отвечать всем требованиям безопасности дорожного движения, предъявляемым к большегрузным автомобилям и одновременно выдерживать все нагрузки при работе крана. Это требовало создания абсолютно другой мощной силовой максимально замкнутой рамы понтонного типа с поперечными балками выносных опор. В то же время в раму необходимо было втиснуть двигатель, коробку передач и множество других узлов, обеспечив доступ для их обслуживания и обеспечить при этом ее прочность при работе в крановом режиме.

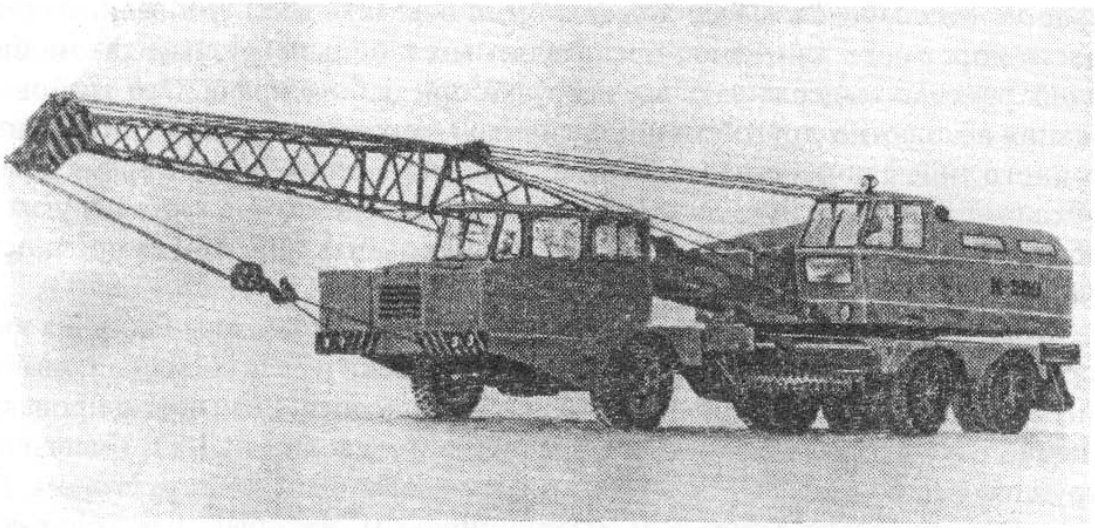
Конечно, создавать такое шасси краностроители должны были бы вместе с автомобилистами. Ведь последние к этому времени имели солидный опыт создания великолепных многоосных тягачей-ракетоносцев. Речь идет о производстве специальных колесных тягачей минского автозавода (ПСКТ), имевшего свое крупное КБ, возглавляемое в 70-х годах талантливым конструктором, Героем Социалистического Труда Б.Л. Шапочниковым, который, как говорят, имел прямую телефонную связь с Министром обороны. Вполне понятно, что финансовые, технологические, производственные и другие возможности здесь не шли ни в какое сравнение с возможностями краностроителей. Однако, к сожалению, интенсивность загрузки этого КБ оборонными заказами и их секретность не оставляла шансов краностроителям не только на серьезную кооперацию, но и на получение доступа к новейшим техническим решениям. Сегодня, когда не осталось, наверно, секретов, о которых уже не написали, с трудом можно представить, какие невероятные усилия приходилось прикладывать краностроителям, чтобы пробиться сквозь стену оборонного производства.

Сколько времени, сил, энергии, нервов на это уходило у талантливого конструктора С.Н. Файнбурда. Это была неравная борьба с "ветряными мельницами" ведомственной разобщенности.

Однако работы по созданию шасси не прекращались, в ГСКБ был создан специализированный отдел шасси, который возглавил один из опытнейших конструкторов Валентин Семенович Соколовский. Он уже в начале 50-х годов был ведущим конструктором кранов К-102, К-103 и К-255. Это был инициативный, принципиальный и решительный конструктор, активный рационализатор. И неудивительно, что несмотря на огромные трудности, отделу под его руководством удавалось создавать хорошие прототипы шасси, в т. ч. для экспериментального образца крана КС-5471, первого отечественного гидравлического кра-

на с телескопической стрелой. Это была уже вторая попытка создать и освоить производство кранов на быстроходных специальных шасси автомобильного типа.

Первое спецшасси было создано на "Январке" в середине шестидесятых годов и на него была посажена поворотная часть дизель-электрического крана КС-5363, т. е. был создан кран модели К-259. Однако конструкция шасси требовала длительной доработки, на что не было ни сил, ни средств. И это шасси уже как мощный технологический тягач еще много лет добросовестно служило для межцеховой перевозки крупных узлов кранов, в первую очередь, металлоконструкций.



Дизель-электрический кран г/п 25 т на спецшасси собственного производства модели К-259

Конечно же, 4-осное шасси крана КС-5471 было намного удачнее своего предшественника и, при определенной поддержке Минстройдормаша, уже тогда на "Январке" могли начать освоение их серийного выпуска. Однако в ответ на такое предложение прозвучало — "это дело не Минстройдормаша, а Минавтопрома". Но, а чем были заняты последние, уже известно.

И, наверное, пройти через этот бастион так и не удалось, если бы в середине 70-х годов при создании новых ракетных комплексов не понадобился специальный технологический кран грузоподъемностью 25 тонн. На счастье краностроителей, одним из требований военных было использование в качестве ходового устройства именно одно из шасси ракетоносцев. И, нужно сказать, что такой кран модели КС-5571 грузоподъемностью 25 тонн на специальном шасси МАЗ-543 был успешно создан в сжатые сроки и поставлялся затем многие годы на оборонные объекты страны. А краностроители смогли на законных основаниях получить на короткое время доступ к нужным шасси и их узлам. Но доступ этот был строго дозирован и как только речь зашла об использовании мощностей ПСКТ и его КБ для гражданских нужд, был получен категорический отказ не только на это, но на использование узлов даже серийно выпускаемых народнохозяйственных МАЗов. Но одесситы не были бы одесситами, если бы не восполь-

зовались предоставившимся шансом использовать полученную информацию для создания специальных шасси для гражданских, или как тогда было принято говорить, народнохозяйственных кранов грузоподъемностью 160 и 250 тонн. Краностроителям удалось даже добиться включения этой темы в Государственную целевую комплексную программу, утвержденную правительственным постановлением. Однако отсутствие заинтересованности военных в этих кранах сказалось и на фактическом отказе автомобилистов участвовать в этом проекте. В этих условиях "Январке" удалось получить два стареньких шасси МАЗ-543, которые затем были разобраны в экспериментальном цехе. Конструкторам приходилось эскизировать то, что лежало на полках в КБ ПСКТ.

Работники сборочного цеха, директор завода и секретарь райкома А.П. Якубовский у крана г/п 250 т модели КС-10471. Слева направо: Г.П. Кошеленко, Н.А. Скрыпник, П.И. Бошенко, А.П. Якубовский, Н.Е. Левченко, Н.А. Ковальчук, В.А. Капука, Е.С. Лебедев, Б.А. Макошиба, Д.И. Малый

Но другого выхода не было и одесситы в невероятных трудностях начали одновременное проектирование 250- и 160-тонных кранов. Талант и выдержка главных конструкторов проекта П.В. Хасилева и С.Н. Файнбурда, ведущих конструкторов Д.Ф.Панина и В.Г.Федорова, жесткость и требовательность зам. начальника ГСКТБ ТК Филоненко А.В., позволили коллективу ГСКТБ, возглавляемого Н.Н. Андриенко, справиться с невероятно сложной задачей создания как кранов в целом, так и уникальных мобильных 8-осных шасси.

Впервые в отечественной практике были самостоятельно созданы восьмиосные быстроходные шасси для крана грузоподъемностью 250 тонн и семиосные для крана грузоподъемностью 160 тонн. Параметры и кинематика системы разворота кранов были спроектированы таким образом, что, несмотря на значительные габариты шасси, их радиус разворота оказался почти таким же, как и крана грузоподъемностью 100 тонн.

Большая нагрузка легла на плечи отдела шасси, возглавляемого Александром Васильевичем Гусевым. В этом же отделе трудилась конструктором и его жена Лидия Ивановна Гусева. Они последовательно пришли в КБ в конце пятидесятых годов и проработали вместе почти 40 лет. Текучка кадров в этом отделе была, как и везде, — приходили и уходили специалисты, кто на повышение, а кто и менял место работы. А они вдвоем оставались опорным стержнем отдела, хранителями опыта, знаний и традиций, которыми щедро делились со своими коллегами.

Именно из этого отдела вышли главные конструкторы проектов Д.Ф. Панин, С.Н. Файнбурд, В.Г. Федоров, Н.Н. Андриенко, которые уже сами, вместе с другими ведущими специалистами ГСКТБ ТК, воспитывали молодых конструкторов, большинство из которых получали теоретическую подготовку на кафедре подъемно-транспортного и робототехнического оборудования Одесского политехнического университета у профессорско-преподавательского состава: В.П. Балана, М.Ф. Глушко, А.Ф. Дащенко, М.А. Козлова, А.П. Марцинкевича, М.М. Матвеенко, М.П. Никитинского, Б.С. Номерованного, В.Ф. Семенюка, С.Т. Сергеева, В.К. Скалацкого, К.Е. Скорохода, М.И. Стукаленко, А.В. Ткачева, А.В. Ухова, И.А. Шилина. Много лет эту кафедру возглавляет блестящий организатор и видный ученый, президент Подъемно-транспортной академии Украины, профессор Владимир Федорович Семенюк. В сложнейших экономических условиях кафедре удается успешно осуществлять подготовку студентов. Руководителем практики студентов в ГСКБ долго был эрудированный и авторитетный ученый, заслуженный деятель науки и техники Украины, профессор Святослав Тимофеевич Сергеев. Его кипучая энергия и напористость не оставляли шансов на "спокойную" жизнь его окружения. Достойным его преемником стал профессор Александр Федорович Дащенко, возглавляющий в настоящее время машиностроительный институт политехнического университета.

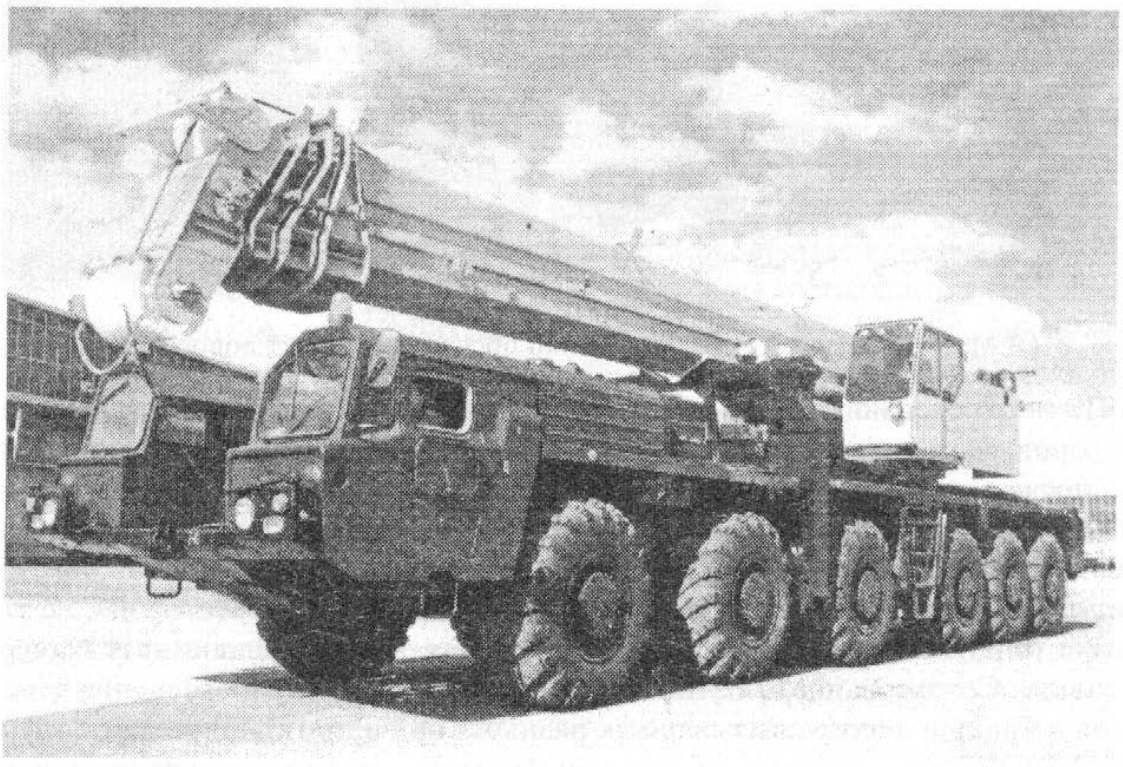
Продукция объединения постоянно обновлялась и модернизировалась. На смену основному серийному 25-тонному дизель-электрическому крану КС-5363Б приходит кран КС-5363В грузоподъемностью 36 тонн, созданный под руководством главного конструктора проекта В.Л. Корня и заведующего отделом А.И. Жукова.

Краностроители воплощают в жизнь разработанную комплексную систему унификации, построенную на принципах модульного проектирования. Его суть заключалась в создании необходимого количества типоразмеров кранов на базе узкого ряда унифицированных сборочных единиц-модулей. За основу унификации были приняты определяющие выходные параметры, например, натяжение ветви каната — для лебедок, выходной момент на вал-шестерне — для механиз-

ма поворота. Принятая модульная система проектирования позволила избежать увеличения расхода металла при унификации основных механизмов и способствовала значительно ускорить процесс создания новых кранов.

Ярким примером ускорения работ по созданию новых кранов и упрощения этого процесса стали работы по широкому использованию высвобождающихся шасси из-под ракет средней и малой дальности грузоподъемностью 80, 100 и 120 тонн.

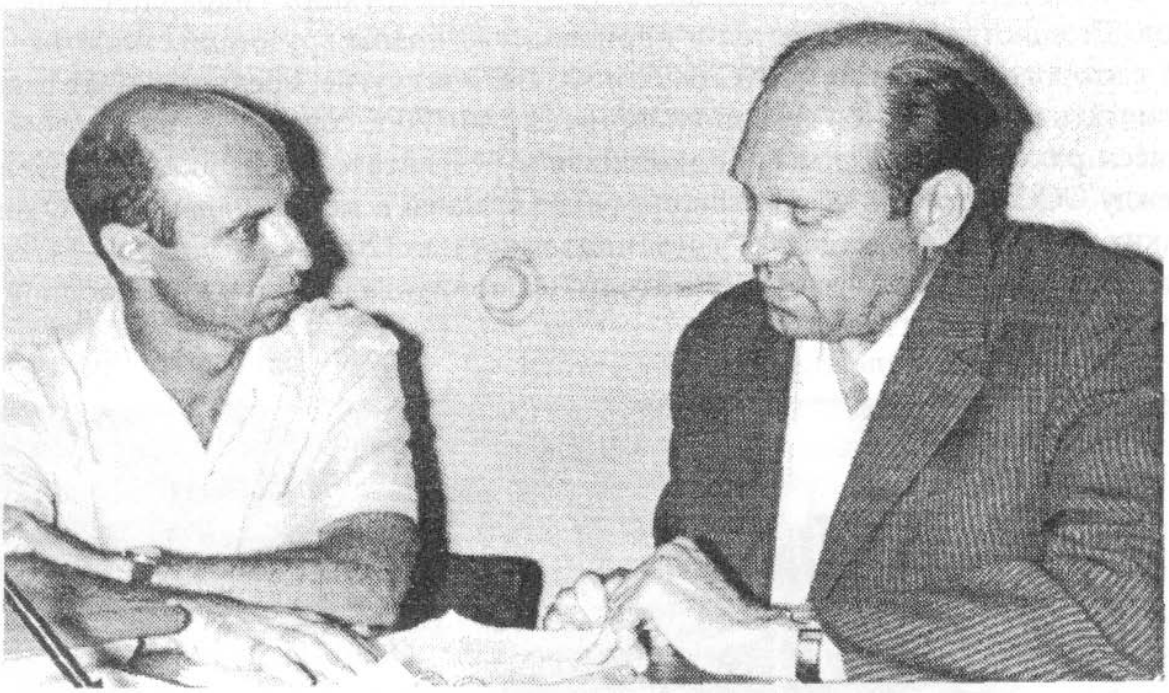
В последующие годы совершенствуются конструкции гидравлических кранов. Создаются и внедряются в производство краны грузоподъемностью 40 и 25 т второго поколения — КС-6472 и КС-5474 и другие, среди которых следует отметить гамму кранов грузоподъемностью 40-120 т, созданных на многоосных шасси ракетоносцев, высвободившихся в результате ратификации договора между СССР и США о ликвидации ракет средней и малой дальности. Один из таких кранов "Прогресс 2000" грузоподъемностью 120т на шасси МАЗ-547А, созданный совместно с фирмой "Либхерр" экспонировался на международной выставке Баума-88 в г. Мюнхене.



"Прогресс-2000" грузоподъемностью 120 т

Главные специалисты и конструкторы ГСКТБ за создание новых кранов, разработку технических решений, обоснование и выбор оптимальных грузовых характеристик, участие в сборке, испытании, освоении серийного производства были награждены золотыми, серебряными и бронзовыми медалями ВДНХ СССР, а ГСКТБ и "Январка" — дипломами разных степеней. На краны, созданные в эти годы, получены десятки свидетельств на промышленные образцы и ав-

торские свидетельства на изобретения Госкомизобретений СССР. Обладателями золотых медалей ВДНХ СССР стали А.В. Филоненко, Я.М. Пустыльник, В.А. Прокофьев, Н.Н. Андриенко, Н.А. Яблонский, В.Г. Федоров, а за заслуги в создании новой техники заведующий отделом И.М. Кравец награжден медалью "За трудовую доблесть", заместитель начальника ГСКТБ ТК А.В. Филоненко — орденом "Знак Почета", главный инженер Г.Д. Федоров — орденом Трудового Красного Знамени.



Сначала идея, потом расчет
(Я.М. Пустыльник и А.В. Филоненко обсуждают проект нового крана)

По мере передачи проектов в производство увеличивалась нагрузка на конструкторов, связанная с ведением авторского надзора. Вообще-то имелось в виду, что после изготовления опытных образцов и отработки документации для серийного производства эту работу должен был вести ОГК, но в большинстве случаев она так и оставалась за ГСКТБ. Тот, кто знаком с такой работой, представляет ее трудоемкость. Один вызов в цех забирал, с учетом расстояния, не менее часа, а то и больше, плюс участие в производственных совещаниях и планерках на заводе. Согласование отступлений от чертежей по ходу изготовления деталей, узлов и крана в целому, вызываемых разными причинами, например, допущенными отклонениями от чертежей, заменой материала, отсутствием тех или иных комплектующих изделий и необходимостью замены их на другие, а также массой других, возможных и невероятных казалось бы, причин. Положа руку на сердце, не известно, что еще тяжелее — проектировать новое или постоянно нести тяжкое бремя авторского надзора. К этой работе тоже нужно иметь талант и призвание, обладать коммуникабельностью, быстротой ума, терпеливостью и феноменальной памятью. Далеко не всем это было дано и, откровенно говоря, иногда даже талантливый конструктор, творя чудеса за кульманом, терялся в сложных

перипетиях взаимоотношений в цехах. Но те, кто преодолевал эту планку, пользовался заслуженным авторитетом на заводе. По мере роста авторитета нагрузка на них постоянно возрастала. Их больше всего хотели видеть в цехах (и их туда посылали, даже когда вопрос был и не их), им же всегда хватало загрузки в КБ, где именно им, как правило, поручали новые проекты. Им же зачастую доставались выезды на объекты, в т.ч. и в вышестоящие организации, к заказчикам для согласования проектов и т.д. Это была непрерывная карусель событий, спрессованных во времени и в пространстве, захватывающая и удерживающая на своей орбите ярких, талантливых и самоотверженных .конструкторов. В их плеяде звездами первой величины, безусловно, были Яков Михайлович Пустыльник, Николай Михайлович Герасимов, Валерий Анатольевич Прокофьев, Петр Викторович Хасилев, Соломон Нафтулович Файнбурд, Василий. Федорович Гросу.

В 50-х годах Одесса широко развернула свои границы и "Январка" оказалась зажата по всему периметру железной дорогой и жилыми кварталами Ближних Мельниц, вытянувшись в длину на 3,5 км при ширине, достигавшей иногда всего 150 м. Скученность заводских построек была чрезвычайно плотной, а иные проезды между цехами еле-еле позволяли проехать крану при проведении ходовых испытаний. Часть комплектации, материалов складировалась на этих же проездах в несколько ярусов. Иногда такая скученность служила косвенной причиной трагических происшествий. В одном из них в 1983 г. пострадал генеральный директор "Январки" Илья Федорович Пахомов. Он спешил в малярно-сдаточный цех, где произошло возгорание и при выходе из машины его нога оказалась зажатой встречной электрокарой к металлической реборде канатного барабана. Потеря ступни ноги не сломила этого волевого и мужественного руководителя. Через несколько месяцев, прихрамывая, он вернулся на свое рабочее место. И.Ф. Пахомов, как и его предшественник Иван Константинович Бондаренко, при котором он много лет до 1978 г. был главным инженером, были яркими представителями когорты "красных" директоров. Острый ум, компетентность, знание человеческой психологии, жесткая требовательность к себе и исполнителям обеспечивали стабильное и динамичное развитие завода.

В 1985 г. началась коренная реконструкция завода, который наконец перешагнул через железную дорогу. Первая свая была торжественно забита в морозный солнечный ноябрьский день на многолюдном заводском митинге, состоявшемся прямо на строительной площадке. А через два года на месте дореволюционных одноэтажных домов вырос новый прекрасный корпус.

Несомненная роль в таком быстром строительстве принадлежала энергичному генеральному директору Г.П. Кошеленко, работавшему на "Январке" еще в 50-60-х годах конструктором, а затем главным инженером на "Стройгидравлике", и его опытному заместителю по капитальному строительству А.Г. Перепелице, руководившему в свое время огромным строительством припортового завода.

Так совпало, что в этот период по инициативе нового энергичного министра Минстройдормаша Е.А. Варначева, его заместителя В. В. Сухарева и начальни-

ка УВС В.А. Алексеева велись активные переговоры со швейцарской холдинговой компанией "Либхерр" о создании в СССР совместного предприятия по производству современных мобильных кранов.

И то, что выбор пал на "Январку", вполне закономерно. К этому времени "Январка" имела богатый многолетний опыт совместного производства кранов с Польшей, обладала квалифицированными кадрами. Ну и, конечно, кстати оказался практически готовый к сдаче новый корпус площадью 50 тысяч квадратных метров. Да и концепции развития краностроения у фирмы "Либхерр" и "Январки" совпали.

В конце 70-х годов, изучив советский рынок, фирма выявила потребности в мобильных кранах повышенной проходимости, создала новый тип кранов для эксплуатации в труднодоступных нефтегазодобывающих районах Западной Сибири, и затем поставила их более 300 шт., позаботившись о надежной сервисной службе.

Работы по созданию кранов повышенной проходимости для тех же регионов велись и в Одессе. Еще в 1981 г. были выпущены первые партии таких кранов на вездеходных шасси. Поэтому партнеры, встретившись в 1986 г. за столом переговоров, уже четко представляли предмет переговоров, но все же около года ушло на отработку учредительных документов и договора о "ноу-хау". В СССР в то время только начали появляться первые нормативные документы и они только в общих чертах оговаривали принципы создания и функционирования совместных предприятий.

От "Январки" в переговорах постоянно участвовали Г.П.Кошеленко, генеральный директор; Н.Н. Андриенко, начальник ГСКТБ и В.В.Ларионов, директор ВТФ "Краян", вошедшие затем в правление СП "Кранлод". Фирму "Либхерр" на разных стадиях представляли Ф. Бер, управляющий кранового завода в г. Эхинген (Германия), Хаузер, директор по производству этого же завода и другие специалисты.

В необходимых случаях переговоры проходили с участием министра Е А Варначева и владельца фирмы "Либхерр" доктора Ганса Либхерра. Роль последнего в создании СП "Кранлод" была решающая. Кроме чисто деловых интересов, у него присутствовали и чисто ностальгические мотивы, связанные с воспоминаниями, как украинская женщина спасла его от голода, когда он в колонне пленных проходил через одно из сел на юге Украины. Об этом он сам не раз вспоминал на переговорах. Вообще это был яркий представитель промышленной элиты, который своим трудом, умом и предприимчивостью, начав после войны со строительства одного крана, создал со временем промышленный гигант, известный во всем мире как фирма "Либхерр". Физически крепко сложенный, с неизменной сигарой во рту, он практически до конца жизни непрестанно перемещался за рулем автомобиля от завода к заводу, оценивая цепким взглядом состояние дел, быстро внося, если это было нужно, необходимые коррективы.

И неудивительно, что переговоры партнеров по созданию СП при его участии завершились успешно и уже 18 сентября 1987 г. постановлением СМ СССР в Одессе было создано СП "Кранлод".

Подписание договора о создании СП "Кранлод"

Обсуждение концепции развития СП "Кранлод" Слева направо Ю.В. Озеров, Н.Н. Андриенко, Хаузер.

Вернее, первоначальное название этого предприятия было "Лиян" ("Либхерр" + "Январка"), однако это название показалось многим неблагозвучным и через некоторое время по предложению Н.Н.Андриенко его переименовали в СП "Кранлод" ("Кран" + "Либхерр" + "Одесса").

Вскоре была создана дирекция СП в составе: Ю.В. Озеров, генеральный директор; Е.И. Зисман, финансовый директор; Питер Вайзер, технический директор. Им с помощью "Январки" удалось быстро укомплектовать новое предприятие необходимыми специалистами, по ходу внося изменения в первоначальные технологические планировки цехов. Западные фирмы, в отличие от отечественных, как правило, компонуют краны на основе узлов, выбранных из каталога. На "Январке" же было практически полнопередельное производство. Нужна лебедка — ее проектируют полностью, до последней шестеренки, нужна кабина — тот же подход. Поэтому здесь конструкторское бюро большое — до 300 человек, а не 50, как за рубежом. Правда, технические возможности здесь были гораздо скромнее. На "Январке" и до организации СП работали в русле мировой конструкторской мысли. Но СП раскрепостило конструкторов, они стали использовать новые технологические возможности.

В первое время "Кранлод" изготовлял краны целиком из импортных компонентов. Однако уже в 1989 г. начали постепенно переходить на отечественные материалы. Большинство выпускавшихся в СССР изделий общемашиностроительного производства — гидравлика, пневматика, приборы, электроника и электротехнические устройства, двигатели, гидроарматура были несовместимы с зарубежными по размерам, техническим параметрам, условиям эксплуатации, безопасности. В этом были немалые трудности при освоении производства и увеличении количества деталей и комплектующих, изготавливаемых на СП.

Не меньшая проблема была и с заменой импортной высокопрочной стали и других материалов на отечественные. В этой ситуации, не ожидая быстрого решения проблемы, была избрана тактика "шаг за шагом". В чем она заключалась? Были выбраны наиболее "валютоемкие" изделия и материалы с точки зрения не только затрат при изготовлении, но и замены в эксплуатации. Установлены деловые контакты с заводами-изготовителями в СССР, с некоторыми из них заключены договоры. Кран был разделен на 90 групп, или модулей. Программу его выпуска расписали на пять лет по годам. Первый год — только сборка. Уже на первом этапе ощущался эффект от СП: если стоимость крана в СКВ принять за 100 %, то 20 % уже составляла рублевая часть. Затем были выбраны наиболее валютоемкие узлы, которые технически можно было изготовить в стране в ближайшее время. Потом стали осваивать те узлы, которые производит партнер, в частности, металлоконструкции. Одновременно заключили договоры с предприятиями Минчермета на разработку сталей, которые пока в стране не выпускали.

В этот пятилетний цикл не вошли два узла — микропроцессорная система управления краном с ограничителем грузового момента и автоматическая коробка передач, стоимость лицензии на приобретение которой была выше, чем всего договора по ноу-хау. Такие затраты никто не мог себе позволить. На вы-

Цех СП "Кранлод"

бор и очередность шагов влияли прежде всего следующие критерии: стоимость узла, агрегата; какой ценой этот шаг будет реализован; наличие оборудования, материалов и комплектующих; квалификация персонала. В соответствии с этими критериями и была разработана структура поэтапного освоения узлов крана, которая успешно реализовывалась в большей степени благодаря невероятной работоспособности талантливого инженера и руководителя Юрия Васильевича Озерова.

С созданием "Кранлода" производство кранов на "Январке" не сократилось. Однако там начали ощущать конкуренцию "Кранлода", особенно на рынках третьих стран, куда шло не менее 50 % продукции через сбытовую сеть германского партнера. Достоинство "Кранлода" состояло в том, что качество его изделий позволяло удовлетворять запросы потребителя. Влияние СП на украинского учредителя в основном проявлялось в области технологии.

Главные специалисты "Краян"АО, СП "Кранлод" и ГСКТБ ТК. Сидят слева направо: Ю.В. Озеров, В.В. Ларионов, Г.П. Кошсленко, Н.Н. Андриенко, П. Вайзер. Стоят слева направо: переводчик, Б. Чирич, Ю.А. Падосеп, Г.В. Манзоруко, Д.Ф. Панин, Е.С. Галактионов А.Б. Козин, У. Бендер, В.А. Прокофьев, Б.В. Тимофеев

Внедрение новых технологий, новых материалов подтягивало "Январку" до уровня, которого дистигло совместное предприятие. Сократить сроки освоения необходимой глубины производства помогал договор о техническом обучении, который дополнял договор о ноу-хау. На первом этапе работы на СП освоили сварку заготовок из высокопрочных сталей, полученных от немецкого партнера по их ноу-хау. Сборщиков, мастеров СП послали в фирму, где они участвовали в производстве этих узлов. Вернувшись в Одессу, стали делать их у себя.

При освоении производства мостов, которые запланировали освоить на следующий год, пришлось послать специалистов на обучение в третью фирму. Со времени образования СП на нем постоянно находились представители фирмы "Либхерр", которые обучали слесарей, электромонтажников и электросварщиков непосредственно на рабочих местах. Затраты на инжиниринг и техобучение не являлись вкладом в основной капитал, они включались в себестоимость продукции СП и выплачивались по мере освоения глубины производства.

Надо сказать, что СП "Кранлод" было создано в нужном месте и в нужное время, поэтому и столь стремительно и динамично было его становление. Десятки специалистов прошли обучение на фирме "Либхерр" (ФРГ). В кратчайшие сроки на СП освоили сборку 50-тонных кранов повышенной проходимости LTM 1050, а затем и производство многих узлов. Освоили, например, технически сложное изготовление крановых рам из высокопрочных сталей. Признанием достигнутого качества являлись регулярные поставки рам на фирму "Либхерр".

К сожалению, начавшийся после распада СССР экономический кризис сначала затормозил развитие СП "Кранлод", затем постепенно стали нарастать трудности по реализации кранов, обострились отношения между дирекцией и учредителями, и вскоре после ухода из жизни Ганса Либхерра его преемники приняли решение о прекращении деятельности этого предприятия.

Конечно, опыт совместной работы с немецкими коллегами, как и ранее с польскими, оказал значительное влияние на развитие отечественного краностроения. На предприятии провели модернизацию серийных кранов, разработали новые модели, начали внедрение системы автоматизированного проектирования в новом компьютерном центре ГСКТБ. Благоприятная ситуация складывалась и на внешнем рынке. "Январка" была одним из первых предприятий в стране, получившим право самостоятельного ведения внешнеэкономической деятельности. ВТФ "Краян", возглавляемая с момента ее создания В.В. Ларионовым (кстати, бывшим конструктором ГСКТБ), успешно удавалось сохранять десятилетиями наработанные "Машиноэкспортом" позиции на рынках третьих стран и, более того, значительно увеличить приток валюты на завод. Краны "Краяна" регулярно экспонировались на международных выставках и неоднократно отмечались призами. Признанием успеха ВТФ "Краян" на внешнем рынке стало решение о переименовании всего объединения в "Краян".

Таким образом, в начале 90-х годов "Краян" имел неограниченный внутренний рынок сбыта, занимал прочные позиции на внешнем рынке, на заводе создали новые модели кранов и, наконец, работой было обеспечено до 4000 человек, многие из которых отдали по 30, 40 и 50 лет напряженного труда родному заводу. За это время заводские ворота покинули тысячи кранов. Каждый кран хоть чем-то, но отличался от своего собрата. У каждого был свой норов, в каждый внесена частица труда, нервов, стрессов, споров, юбилеев — всего того, чем жил славный коллектив процветающей "Январки". Один из самых больших стрессов был пережит в 1994 г., когда ушел с заводского конвейера последний кран КС-5363. И недаром на прощальном митинге его назвали кормильцем, обеспечивавшим работу и радость целому поколению январцев. С его уходом надломи-

лась какая-то сердцевина души "Январки" и, наверно, символично, что это совпало с началом глубочайшего кризиса предприятия. Истоки кризиса "Краяна" объективно начались с распада СССР. Как бы ни хотелось найти их в чем-то другом, мы все равно неизбежно будем возвращаться к 1991 г., к тем относительно тепличным условиям, в которых до этого работали многие предприятия, в том числе и "Январка". Прежде всего, это отсутствие каких-либо проблем со сбытом кранов. Решалась обратная задача — отбиться от заказчиков. Краны не продавались, а распределялись по фондовым нарядам. Теперь это покажется невероятным, дефицит кранов был настолько огромен, что оставить в те времена хотя бы один кран для собственных нужд, либо реализовать без наряда на сторону, было практически невозможно.

По всей видимости, многие другие краностроительные заводы имели аналогичные стартовые условия, что косвенно подтверждается удивительно схожими результатами их деятельности в первые годы постсоветского периода. Это наглядно видно при сравнении динамики спада производства кранов на "Краяне" и в Российской Федерации — главного торгового партнера, огромные потребности которой в кранах были на протяжении многих лет надежным рынком сбыта продукции"Краяна". Приведенные цифры на диаграмме 1 — это годовой выпуск кранов. По России указан суммарный выпуск всеми предприятиями страны автомобильных и пневмоколесных кранов по данным Института исследования товародвижения и конъюнктуры оптового рынка. О чем свидетельствуют эти данные? Конечно, в определенной мере они отражают результаты ошибок, допущенных непосредственно на заводах. Но, с другой стороны, совершенно очевидно, что существовали иные, более глубокие, неизбежные причины такого беспрецедентного кризиса. Оценить объективные причины катастрофического спада производства кранов можно путем краткого анализа стратегии, рыночных реформ, проводимых в двух странах.

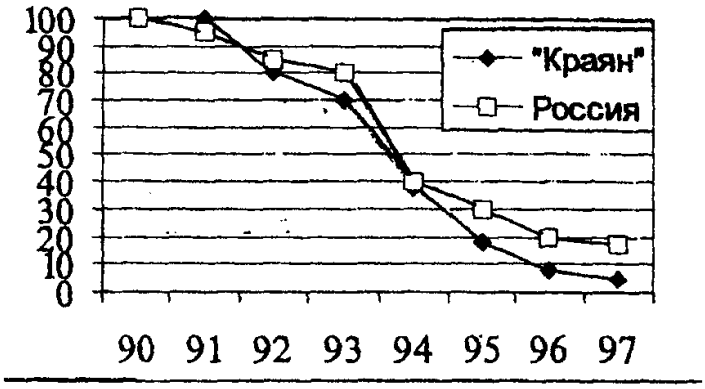


Диаграмма 1. Спад производства кранов.

Важное значение для оценки спроса на стреловые самоходные краны имеет анализ тенденций динамики строительно-монтажных и погрузочно-разгрузочных работ как в Украине, так и в России, являющейся пока традиционным рынком сбыта украинской грузоподъемной техники. Достоверные статистические

данные показывают, что капиталовложения в строительство (инвестиции в основной капитал), определяющие возможности обновления существующего парка грузоподъемных машин, ежегодно сокращаются и в 1996 году составили 21 % от 1990 года. В России этот показатель снизился до 25,2%. При этом капиталовложения в строительно-монтажные работы предприятий государственной формы собственности снизились в 5,4 раза; коллективной в 4,8 раза, а частной в 2,6 раза. Капиталовложения за счет централизованных источников финансирования снизились в 4 раза. Инвестиционные возможности государства продолжают сокращаться. Так, инвестиции в оборудование, инструмент в отрасли "Строительство" в процентах к 1990 году составили в Украине всего 11 %, а в России — 16 %. Изношенность основных фондов достигла критического уровня и не компенсируется новыми капитальными вложениями, что приводит к технологическому отставанию. Коэффициент выбытия основных фондов очень незначительный и составляет около 2 %, поскольку средний срок службы основных фондов является чрезмерно большим и намного превышает этот показатель в развитых странах. Например, при снижении общего выпуска самоходных кранов в России в 1996 году в 5 раз, по сравнению с 1990 годом, наличный парк этих машин в строительных организациях снизился с 93,5 тыс. штук до 85,6 тыс. шт., т.е. только в 1,09 раза. По данным Института исследования товародвижения и конъюнктуры оптового рынка (Россия), износ активной части основных фондов в строительстве составляет 30 %, а оборотных средств на замену изношенного оборудования недостаточно. В настоящее время проблема в Украине обостряется тем, что технологическое оборудование, в основной своей массе, морально устарело и технически изношено. Например, из почти 600 портальных кранов, находящихся на балансе портов Украины, процент их со сроком службы свыше 25 лет (что превышает срок, определяемый едиными нормами амортизационных отчислений) составляет:

для кранов грузоподъемностью 5/6 т — 80 %;

для кранов грузоподъемностью 10/20 т — 54 %;

для кранов грузоподъмностью 16/32 т — 42 %.

Из пяти специализированных комплексов для перегрузки навалочных грузов в портах Николаеве, Мариуполе, Южный два из них (в Николаеве и Мариуполе) имеют срок службы более 20 лет и требуют значительной модернизации. Однако процесс старения кранового парка не может продолжаться бесконечно. Поэтому, несмотря на временное падение спроса, потенциальная потребность этого рынка в кранах будет нарастать. Одним из основных покупателей кранов являются организации и фирмы, занимающиеся строительством жилья. Здесь также наблюдается спад объемов строительных работ, хотя и несколько меньший.

Так, ввод в эксплуатацию жилых домов в конце 90-х годов, по сравнению с 1990 годом, составил 37,1%, а в России — 55,8 %. Это самый низкий показатель спада производства. Поэтому машины и оборудование, которые используются в жилищном, а также промышленном строительстве, будут иметь относительно более высокий спрос только при условии восстановления строительных и монтажных работ в странах СНГ и, в первую очередь, в Украине и России. Объемы

перевозок грузов отдельными видами транспорта, следовательно, и доля погрузочно-разгрузочных работ в конце 90-х годов в сравнении с перевозками 1990 года составили 28%. В России объемы перевозок грузов транспортом общего пользования сократились за этот период до 41,5%, в том числе объемы перевозок грузов в контейнерах и пакетах сократились до 18%. Все перечисленные негативные тенденции объективно предопределили неизбежное падение выпуска кранов не только на "Краяне", но в целом в СНГ. В то же время вся история создания и развития отечественного краностроения силами конструкторов завода им. Январского восстания и ГСКТБ в содружестве с технологическими службами и производственных коллективов завода им. Январского восстания, а также ряда других заводов, свидетельствует о накоплении большого теоретического и практического опыта в создании грузоподъемных кранов, и это вселяет уверенность в то, что когда нынешний кризис в промышленности и строительстве будет со временем преодолен, накопленный опыт будет востребован.

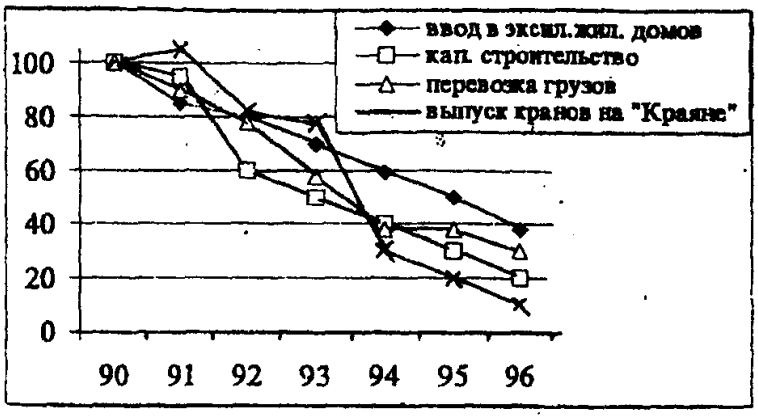


Диаграмма 2. Выпуск кранов.

За 70 лет с момента выпуска первого крана на заводе им. Январского восстания во главе его стояло 14 руководителей:

С.Е. Кинец (1930-1932 гг.); Москалев (1932-1933); Ходоров (1933-1935); С.Т. Григорьев (1936-1937 и 1938-1939); П.К. Романов (1937-1938); А.К. Плакида (1939-1940); А.Н. Ликутин (1940-1941 и 1945-1952); С. Буженец (1944); А.И. Стрельников (1944); И.К. Бондаренко (1952-1962 и 1966-1978); И.И. Синявский (1962-1966); И.Ф. Пахомов, кандидат технических наук (1978-1984); Г.П. Кошеленко, кандидат технических наук (1984-1997); Н.Ф. Приступа, кандидат экономических наук (1997 по н.в.). Конструкторские коллективы, проектировавшие краны, возглавляли на заводе: Н.Е. Корба (1930-1958); М.М. Матвеенко (1958-1962); А.В. Филоненко (1962-1966) и Н.А. Яблонский (1966-1984). Руководителями ГСКБ (позднее ОАО "Укринкран") были Г.Д.Федоров (1966-1978), кандидат технических наук, заслуженный машиностроитель УССР; А.В. Филоненко (1978-1983), заслуженный работник промышленности УССР; Н.Н. Андриенко (1983-1999), кандидат технических наук, академик АИНУ и Н.П. Табаков (1999 по н.в.). Под их руководством коллективом "Январки" было сделано все, чем гордится отечественное краностроение. "Январка" щедро делилась с други-

ми своими талантами. Из числа рабочих, инженерно-технических работников выросли опытные управленцы: В.С. Белявский, В.Ф. Бойченко, А.И. Бутенко, Л.Г. Гурский, И.А. Клепачев, Г.С. Лобашов, А.М. Поперняк, Н.М. Снегирев, В.Я. Хмельнюк и другие. Некоторые из них до сих пор возглавляют предприятия, а В.Я. Хмельнюк является мэром г. Ильичевска.

Особое место в когорте январцев занимали династии. В 1880 году пришел в мастерские Павел Иванович Карасинский, его сын Константин возглавлял бригаду, собиравшую в 1931 году первый 10-тонный железнодорожный кран. В этой же бригаде в 1936 году начал работать внук основателя династии Виктор, а со временем на завод пришел и правнук Евгений.

Известна и другая рабочая династия Здановичей, глава которой Семен Осипович пришел в мастерские в 1913 году, а в начале первой пятилетки он привел в цех своих сыновей Игната, Михаила, Николая и дочь Нину. В послевоенные годы на завод пришли Лидия, Людмила и Николай — дети Н.С. Здановича. Принадлежность к династии ко многому обязывала и накладывала на их представителей особую ответственность, ощущая которую они трудились самоотверженно на родном для них с детства заводе.

К одному из них относится и Анатолий Павлович Зайченко. Конечно, и до него руководили производством авторитетные и преданные делу люди, такие как Николай Васильевич Паутов, первый послевоенный начальник ПДО, его заместитель Василий Станиславович Миних, ставший затем секретарем парткома, начальник ПДО Яков Михайлович Книжников, главный диспетчер Семен Михайлович Пестер, кабинеты которых были ближе других служб к директорскому. Однако время, когда А.П. Зайченко был назначен на вновь введенный пост заместителя генерального директора по производству, совпало с освоением производства совершенно нового поколения кранов с гидроприводом. Известно, что одновременно сохранялся выпуск и пневмоколесных кранов с электроприводом. Требовалось на действующем производстве гибко менять технологические линии, делать перепланировки, перестановку оборудования, решать массу технологических и производственных задач. И назначение на этот пост А.П. Зайченко, бывшего до этого главным технологом, было не только своевременным, но и блестящим тактическим решением генерального директора И.Ф. Пахомова. На цеха обрушилась лавина новых чертежей, номенклатура изготавливаемых деталей и узлов резко расширилась. А.П. Зайченко отказался от традиционного рассмотрения "дефициток" по диспетчерской связи, сделав упор на ежедневные утренние планерки с начальниками цехов и главными специалистами. На этих планерках шел кропотливый и зачастую эмоциональный разбор узких мест, которые возникали постоянно из-за множества снабженческих, организационных, производственных или субъективных неувязок. Поначалу многие считали эти планерки, занимавшие от 1 до 1,5 часов, неразумной тратой рабочего времени. Свою немаловажную роль в постепенном увеличении к.п.д. от этих планерок сыграл характер А.П. Зайченко. Он с редким терпением, настойчиво и скрупулезно вникал в любой проблемный вопрос и настойчиво дожимал того, от кого зависело решение этой конкретной задачи. Хитрить и изворачиваться было

бесполезно. Так постепенно в сознании у всех укрепилось мнение, что с А.П. Зайченко спорить можно (он не злобивый и незлопамятен), но бесполезно — лучше уж побыстрее решить поставленную им задачу. Безусловно, огромное значение имела и его самозабвенная отдача на производстве, которая и давала ему моральное право предъявлять жесткие и аргументированные требования к другим. И это право никто у него не оспаривал. И очень жаль, что неожиданная и скоротечная болезнь вырвала его из жизни в самом расцвете творческих сил.

Много добрых слов можно сказать и о династии Яковлевых. Глава семьи Григорий Тимофеевич начал работать на Январке после войны, вместе с ним трудилась его жена Елена Петровна, а затем дочь Надежда и сын Евгений. И таких рабочих династий на Январке было около 300.

Огромная признательность тысячам тружеников "Январки", без чьих талантливых рук не были бы изготовлены десятки тысяч кранов. К сожалению, рамки этой книги не позволяют привести все их имена, вот только некоторые из них:

Б.П.Акимов, Г.А. Албул, Л.Б. Александрович, Р.А.Алексеенко, Е.К. Андреева, В.А. Андрианов, Н.К. Андрушкевич, А.И. Антипова, И.Д. Артамкин, В.М. Артеменко, Л.А. Атанасиу, Л.И. Афанасенко, В.И. Бадюл, И.Ю. Балкарей, П.И. Башенко, А.П. Башенко, Н.А. Белоконь, Г.Т. Белоконь, А.Г. Богаченко, О. Богаченко, Л.М. Бодачевский, В.В. Бойко, Б.А. Бондаренко, В.А. Бондаренко, Л.Г. Бондаренко, В.И. Бондарь, М.Р. Бонюхов, В.М. Борисов, Е.Х. Борисова, А.Е. Борщ, И.И. Борщ, Ж.Л. Бугаева, Р.И. Бугрова, А.Г. Булавинцев, В.П. Булат, Н.К. Булгакова, А.А. Бурдейный, А.И. Буренко, В.П. Бурка, И.А. Бутенко, Л.И. Быкова, А.В. Бычковский, В.Н. Валь, А. Варвенко, И.С. Василенко, С.А. Василенко, Г.Д. Васильченко, М. Васин, П.Г. Величенко, В.В. Вельховецкий, А.Т. Волченко, В.С. Волков, С.Г. Воробьев, С.И. Ворона, Ф.А. Ворончук, И.Н. Воюев, Б.В. Вустян, Е.Ф. Высокинский, О.С. Габер, А.С. Гаврилович, Я.Д. Гаврилович, З.И. Гайван, С.Г. Герасимов, А.А. Гладченко, Н.Е. Глизнуца, Л.Н. Глушкова, Г.К. Головатюк, Б.А. Головаченко, Б.И. Головин, И.И. Гоменюк, Д.А. Горячев, В.М. Гриневич, Н.Д. Гронский, А.А. Гуменчук, Я.И. Гунявый, Н.М. Гурдя, В.Г. Гурский, Л.Г. Гурский, Л.А. Гусляков, М.В. Гусько, Г.П. Гуцалюк, И.И. Данельчук, Е.Ф. Данилов, С.И. Дворко-Зыба, Г.И. Демченко, Л.В. Демьянов, Д.Д. Джанагаев, И.А. Дмитриев, Л.Ф. Добриян, Я.Л. Долинский, М.Е. Дольникова, С.Н. Домбровский, Д.И. Дорофтиенко, П.П. Драгой, И.С. Дубовик, Г.Ф. Дубчак, В.С. Дуда, Л.Ф. Дуда, Ф.В. Дуда, М.С. Дудник, М.В. Дьяченко, В.В. Евдокимова, А.К. Егурнов, М.А. Елизаров, М.Д. Жадан, М.И. Жвалевский, В.А. Жидков, Н.Е. Заболотный, М.Т. Заволока, И.А. Задорожный, В.В. Зажин, П.А. Зайченко, Н.Д. Залипаев, А.С. Замримуха, Б.В. Захарченко, А.Н. Заярина, Д.Н. Звягинцев, Н.С. Зданович, А.Г. Зелинский, Н.П. Зелова, А.В. Земко, Е.И. Зисман, Б.К. Зубко, В.А. Зянчурин, В.А. Иванов, В.И. Иванов, М.Д. Иванов, Г.В. Избаш, Г.И. Избаш, И.В. Ильящук, И.Е. Ищук, В.И. Калигоренко, П.И. Калинин, В.В. Калкутин, Н.В. Калкутин, С.Д. Калмакан, Л.И. Каминская, А.В. Каминский, И.Л. Каминский, Н.А. Капица, В.А. Капука, Ю.Л. Карабазов, А.И. Караван, А.М. Караван, П.С. Карасев, В.К. Карасинский, Н.И. Карпишин, Е.Г. Карпишина, С.Г. Карчев, А.М. Кариев, Л.М. Каширина, И.В. Каюк, Б.С. Кесарев,

Л.Б. Кириевский, Н.А. Клешин, Д.С. Клибанский, Р.Д. Ключник, Г.И. Коваленко, И.С. Ковалец, М.Ф. Ковальский, Н.А. Ковальчук, К.Г. Ковтун, А.Г. Кожухарь, Е.Я. Козлов, Н.М. Козлова, Н.Л. Колоднюк, В.А. Колпаков, К. И. Коноваленко, В.Д. Конониренко, М.Д. Копнин, Л.Д. Копнина, Г.С. Копылова, Н.Е. Корба, С.П. Костенко, Г.Н. Костыркин, Я.П. Костюк, П.К. Кох, Е.Д. Коченко, М.Х. Кошарский, Г.П. Кошеленко, В.Н. Краев, М.Я. Крейчман, И.П. Кривенко, Ю.В. Крючков, Н.А. Кузьменко, А.В. Кулешова, Л.И. Куликова, Г.И. Кучеренко, Н.Н. Кушнир, Г.С. Кушниренко, Т.П. Лаврина, В.А. Лаврова, Е.А. Лазаренко, А.С. Ларин, В.С. Ларин, В.В. Ларионов, Е.С. Лебедев, А.И. Лебедева, Р.Г. Левицкий, Н.Е. Левченко, Л.К. Левчук, Г.Н. Лейзерович, М.Г. Лейзерович, С.М. Лейдикер, С.И. Лекарь, В.Ф. Леличенко, В.Л. Ленкарь, Е.Н. Лепехина, М.Ш. Лернер, В.А. Лесной, В.Д. Лечкин, Н.А. Лигай, В.М. Лисовецкий, И.П. Листопад, А.Т. Луговской, В.П. Лыхо, П.П. Лыхо, С. Лыхо, И.Х. Любарский, В.Ф. Любашевский, С.Н. Майхревич, Б.А. Макошиба, А.М. Максимец, М.Г. Малацковский, В.С. Манюта, В.А. Марков, Н.М. Малацковский, Д.И. Малый, А.П. Малышев, Б.Н. Малютин, А.Г. Манжелей, Н.Т. Маркевич, Е.О. Мартынова, В.А. Марьяновский, К.В. Масленников, И.Н. Масловец, М.М. Матвеенко, М.И. Мейтин, А.С. Меликсетян, В.Г. Мельник, И.С. Мельник, Л.Д. Мельник, М.Л. Мельниченко, А.И. Мельничук, В.С. Мерецкий, Г.И. Мишок, Р.Т. Милоданович, М.И. Миндруль, С.Я. Мирочник, Н.А. Мирошниченко, А.И. Митрофанов, А.М. Митрофанов, А.Ш. Митрофанов В.А. Михайлов, В.Г. Михайлюк, А.Н. Михальченко, В.Т. Мишин, И.С. Мишкилеев, Г.Ф. Молдавский, В.П. Молчанов, Я.А. Монукьян, Я.И. Мудренко, М.В. Муника, В.К. Муратов, И.С. Мураховский, В.В. Мясников, Г.Е. Нагайцев, Ю.И. Негода, А.А. Немо, Н.Е. Нестеров, М.И. Нестеров, А.К. Нефедов, В.Б. Нигатуров, Н.В. Никифоров, В.А. Норышев, А.С. Оводюк, В.Д. Овсянников, Н.Г. Огиенко, Ю.В. Озеров, В.М. Оксанич, А.С. Олейник, А.С. Олейников, И.Е. Оршанский, Г.И. Оскрого, В.В. Остапчук, А.М. Остроухов, В.Г. Павловский, А.Т. Паламарчук, В.М. Паламарчук, Г.И. Панюшкин, Н.В. Паутов, А.В. Пащенко, А.Г. Перепелица, А.С. Петренко, Д.А. Петренко, С.М. Петров, В. Петруня, Ф.Ф. Пилипчук, Г.С. Пилипон, Е.А. Пичугин, С.Е. Побирский, А.П. Погожий, А.Т. Погорелов, С.К. Поддубский, А.М. Подчинок, Л.А. Полищук, Ф.И. Полозов, И.П. Пономаренко, Г.Т. Попов, В.К. Порошенко, А.Г. Портарескул, В.И. Постоянен, Н.Ф. Приступа, Ю.С. Рабинович, Л.И. Радулов, Г.И. Радченко, В.И. Разин, С. Разинков, Т.Г. Раковец, В.Н. Решетниченко, И.С. Рогалевский, Л. Розенберг, И.М. Розенблат, Л.В. Розенкова, Т.А. Романенко, П.К. Романов, Б.Т. Романюк, Н.Е. Ромашкин, Л.Г. Рудая, В.С. Рудой, Г.В. Рыбаков, В.И. Савчук, В.Б. Садыков, В.И. Саенко, Самонин, К.Н. Сандул, С.А. Сандул, И.В. Сарычев, А.Н. Семякин, Ю.С. Сипитинер, Л.И. Сиренко, В.П. Скляр, С.Л. Сковороднев, С.Ф. Скосарева, Н.А. Скрипник, А.М. Слюсаранский, Н.А. Смирнов, Н.М. Снегирев, Л.К. Собитняк, И.А. Соболев, В.И. Соколов, В.С. Соколовский, Г.Н. Соколовский, А.И. Сокоринский, Ф.М. Соловьев, Д.Д. Сошин, А.В. Спаринапти, Г.С. Спиян, С.А. Станков, П.Ф. Старков, К.А. Степанов, Н.П. Степанова, Ю.М. Степанюк, И. Стукаленко, М.В. Стурмис, А.И. Сугер, К.В. Сычев, Г.Л. Таратунский, Е.А. Ткач, Б.В. Ткаченко,

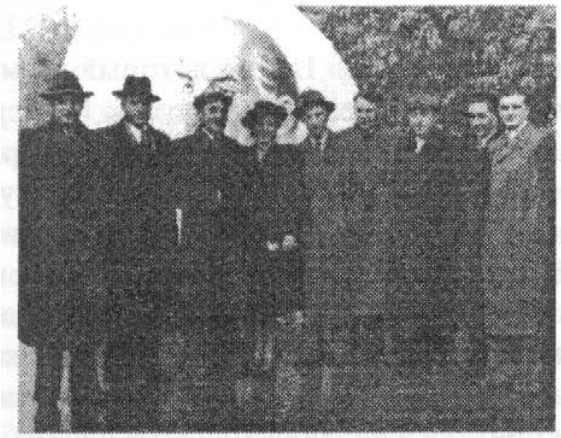
В.В. Толкаченко, А.Я. Толочин, В.К. Томиловский, С.Б. Тонетко, В.И. Тонетко, В.А. Троицкий, С.Ф. Трофимов, Д.Д. Тулубинский, С.Б. Тульчинская, В.Д. Туманова, И.И. Тусь, В. Тюриков, А.Я. Тюрин, М.Г. Урбанович, Г.П. Уткин, Б.Л. Уцеховский, А.Г. Фадеева, Ю.Г. Федоров, В.С. Филин, Н.Ф. Филиппов, А.Я. Фишберг, Л.П. Хаджипуло, А.И. Хаит, Н. Харитонов, В.Г. Хижая, В.К. Хижняков, А.Я. Ходзинский, И.Г. Хомко, А. Хорхордин, В.Л. Хургель, К. Хурцилава, В.И. Цыганков, Д.К. Цыпин, В.Ф. Чабан, В.К Чабанюк, В.С. Чайка, Л.И. Чайковский, В.И. Чербаев, И А. Черепухин, М.В. Чернега, П.И. Черний, А.И. Чоповский, В. Чумаков, Ю.В. Чуприна, Л.В. Шаргородский, А.Я. Шведов, Г.В. Швец, А.Н. Шевкуненко, А.Н. Шевченко, В.С. Шевчук, И.Н. Шило, П.И. Шиманович, В.В. Шкандевич, К.И. Шкинев, Шкуренко, Д.Б. Штерн, В.И. Щербакан, Е.А. Щербина, Н.А. Юдельсон, И.А. Юрковецкий, Н.А. Яблонский, А.В. Яворский, С.П. Яковлев, В.Е. Янов, В.М. Янов, Д.В. Ярема, П.И. Яровой, В.И. Яцко.

Составной частью жизни завода являлась общественная деятельность коллектива, которая состояла не только в повседневной рутинной работе, но и включала в себя большие и малые события, цеховые и общие собрания, митинги, праздничные демонстрации, на которые собирались большинство январцев.

У памятника "Январцам".
Слева направо: В.И. Калигоренко, А.К. Доровский, Федоренко, В.А. Дорофеев, А.И. Крупенко, Ф.Е. Баркар, Я.А. Кейлис, В.Т. Мишин, А.В. Тюриков

Особенно торжественно проходили заводские митинги накануне 9 Мая у памятника "Январцам", погибшим во время Второй мировой войны. Музыка, цветы. Чествование ветеранов, пионеры, почетный караул, все это создавало праздничный настрой всего коллектива. Так или иначе, но именно общественная

жизнь объединяла отдельные коллективы цехов и отделов в единый коллектив "Январцев".



На демонстрации

1952 г.
Слева направо: Ю.С. Рабинович, М.М. Матвеенко, Н.Е. Корба, В.С. Дуда, Р.М. Тетельбаум, А.В. Филоненко, И.М. Кравец, С. М.Петров, Б.Г. Толмачев

1960 г.
Слева направо: Н.Д. Тягунский, Д.Б. Штерн, Р.М. Тягунская, Н.Е. Корба, А.В. Филоненко, Н.П. Филоненко, А.Т. Луговской

На праздничные демонстрации январцы часто выходили вместе с очередной новой моделью крана, который вызывал искренний интерес одесситов. Когда, например, 1 Мая 1986 г. мимо трибун по Куликову полю неторопливо проследовал, урча своим 650-сильным дизельным двигателем, гигантский 250-тонный кран, то это великолепное зрелище было эффектней любой военной техники.

Не секрет, что на "Январке", как и на других заводах, существовало разделение служб и цехов на основные и вспомогательные. К первым относились те, кто непосредственно занимался изготовлением узлов и деталей кранов, их сборкой и испытанием. Те же, кто обеспечивал успешную работу основного производства, например, инструментальный, модельный, транспортный, ремонтно-механический цеха, службы главного механика, энергетика, технолога, ОТК и другие, относились к вспомогательным. Конечно же, это было чисто формальное разделение. Без четкой и слаженной работы каждой службы, каждого цеха невозможна была успешная работа всего завода. В работе каждого цеха есть своя волнующая красота. В литейных цехах это незабываемое зрелище разлива искрящего расплавленного металла по десяткам форм, из которых через несколько часов извлекали сложнейшие корпусные детали. В кузнечно-прессовом цехе среди грохота молотов и прессов ловко и ювелирно работают кузнецы, перемещая в разные стороны только что вынутую из горна раскаленную заготовку. Они деловито постукивали по заготовкам мощными молотами, прерываясь на секунды для контроля размеров и, наконец, готовая заготовка занимает свое место в железной таре и отправляется на обработку в механический цех. В этом цехе по линеечке выстроились бесконечные ряды станков, рабочий гул которых наполняет

все пространство цеха. Токаря, фрезеровщики, зуборезчики, шлифовальщики и многие другие станочники — это те специалисты, от которых зависит точность изготовления как простых, так и сложнейших деталей, корпусов и металлоконструкций.

Одним из определяющих цехов на "Январке" являлся ЦМК, который размещался длительное время в одном из старейших и красивейших корпусов. По мере нарастания выпуска кранов, их номенклатуры, старый ЦМК уже не мог справиться с этим объемом работ и был построен современный просторный корпус, куда постепенно и переместилось производство всех металлоконструкций, за исключением кабинного участка, который так и остался за сборочным цехом. Сборка металлоконструкций, особенно крупногабаритных, таких как ходовая рама, была трудоемким процессом, но с другой стороны, являло собой эффектное и красивое зрелище, от которого трудно было оторвать взгляд стороннему наблюдателю. Небольшая по численности бригада электросварщиков начинала солидно и не спеша сборку, прихватывая точечной электросваркой деталь за деталью. Постепенно, незаметно на пустом прежде стапеле вырастали четкие и мощные очертания рамы, вокруг которой непрерывно мерцали нестерпимо яркие, похожие на короткие вспышки молнии, сполохи электросварки, покрывающие раму сетью прочных и красивых швов. Такая работа была по плечу только настоящим асам-сварщикам. Через несколько часов готовая рама поступала уже в малярно-сдаточный, а затем в сборочный цех.

ЦМК был одним из самых крупных цехов, где напряженно и слаженно трудился многочисленный коллектив, во главе которого всегда стояли такие опытные, грамотные и авторитетные специалисты как Н.И. Домбровский, М.Л. Мельниченко, В.К. Карасинский, М.И. Мейтин, Шведов, А.Я. Григорьев, Н.Ф. Приступа, Е.А. Пичугин, А.П. Малышев. В первую очередь, конечно, нельзя не сказать о ярком представителе одной из династий январцев — Викторе Константиновиче Карасинском. Он стремительно перемещался по огромной территории цеха, через короткое время его можно было встретить в механическом цехе или на планерке у А.П. Зайченко, где он мужественно выслушивал критику, получал очередные задания, решал попутно проблемы дефицита того или иного металла, электрода или сварочной проволоки и т.д. Он крутился, как белка в колесе, проявляя при этом удивительную выдержанность, корректность и доброжелательность ко всем, с кем ему приходилось общаться. Бок о бок с ним трудился его заместитель М.И. Мейтин, начальник техбюро С.Л. Сковороднев и другие, такие же высококлассные специалисты. Свежую струю внес в цех энергичный инженер Н.Ф.Приступа. Он начал с улучшения условий и оплаты труда, навел порядок в цехе, который после побелки стал светлее и просторнее. Цех при нем заработал ритмичнее и недаром его вскоре назначили начальником планово-экономического отдела, а затем и главным инженером завода. Длительное время этот цех возглавляет А.П. Малышев, который достойно продолжает лучшие традиции своих предшественников.

Начиная с середины 70-х годов, большая часть работ по сборке новых моделей кранов выполнялась в цехе малых серий (ЦМС), созданного, как известно,

на базе прежнего экспериментального цеха. Здесь трудились специалисты высочайшего класса, такие как бессменный бригадир сборщиков К.В. Сычев, Г.И. Коноваленко, Ю.М. Кавалерчик, А.М. Косой, С.Я. Федчак, Г. Мишок, Н.Д. Гронский, В. Кошта, В.С. Рудык, А.К. Собитняк. Это были настоящие экспериментальщики, которые обладали удивительным талантом сборки и отладки сложнейших узлов и систем кранов, являясь равноправными участниками создания кранов, и недаром многие из них были награждены медалями ВДНХ.

В разное время во главе ЦМС были Арон Миронович Косой, Михаил Яковлевич Бирюков, Виталий Витальевич Ларионов, Юрий Георгиевич Федоров, которые с честью рьяно защищали интересы каждого работника цеха. Ярким лидером рабочих был, конечно, К.В. Сычев. И хоть непростыми зачастую были взаимоотношения между ЦМС и ГСКТБ, все же друг без друга они жить не могли и лучше всего об этом скажут поэтические строки инженера-испытателя С.Я. Полнарева, посвященные 60-летнему юбилею К.В. Сычева:

Вас Бирюков всегда боялся,
А Ларионов вслух молчал.
И Федоров сказать стеснялся
Про Вас "Какой же он нахал!"

Но это было не нахальство,
Не демонстрация бравад —
Была тревога, чтоб начальство
Не отдало другим подряд.

Народ к Вам был всегда доверчив,
За всех стояли Вы горой —
Был под защитой Кавалерчик,
Был под защитой и Косой.

Вы вправду говорили сразу
В глаза, а не исподтишка,
И защищали Вы Кацмазу,
И защищали Вы Мишка!

Вы брали под крыло мальчишек,
Ругали их, чуть что не так,
Так появился Кондратишин,
Так появился и Федчак.

Людей Вы защищали рьяно —
Для всех полезен в том урок.
И потому всегда Кирьянов
Берет при Вас "под козырек".

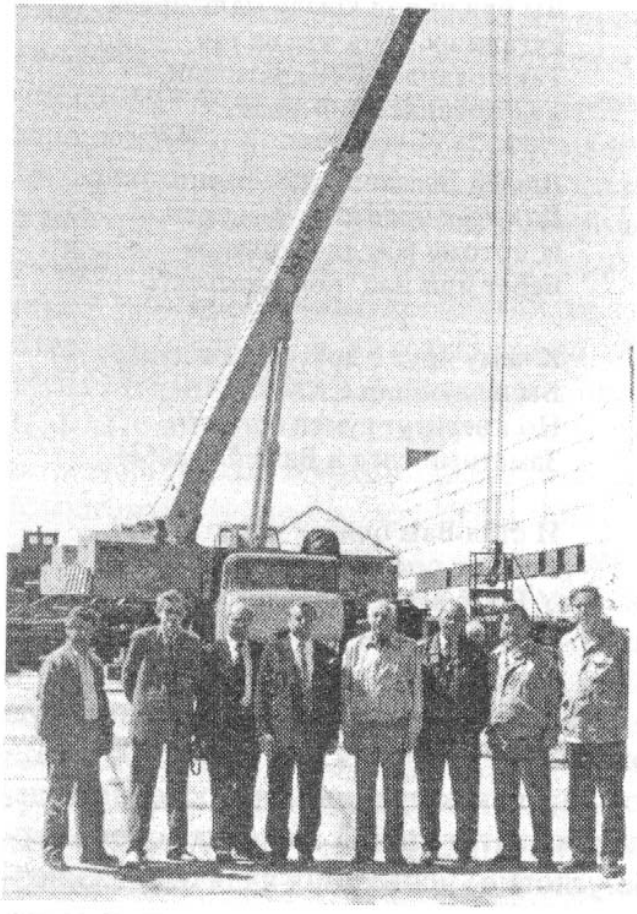
К чему друг с другом нам лукавить?
Вы не любили СКБ!
Но институт сумел оставить
Заметный след в Вашей судьбе!

И стал Вам близок испытатель,
Ведь он совсем не фараон!
У Вас с ним общий указатель
Одной судьбы — на полигон!

Ни один кран не получал путевку в жизнь без прохождения полного цикла испытаний. Годовой выпуск кранов доходил до 800 штук. Не секрет, что наибольший объем месячного выпуска приходился, как правило, на последнюю декаду и иногда на относительно небольшой испытательной площадке сборочного цеха собиралось до 4 — 5 кранов. Безусловно, испытания являлись важнейшим завершающим этапом изготовления крана, которые доверялись самым высококлассным специалистам, машинистам-испытателям, таким как В.В. Заикин, Ф.Ф. Пилипчук, Л.Д. Мельник, В.Т. Довгаль, А.Е. Кукуруза, Н. Левченко, Г. Мишок, С. Федчак, Н.А. Ковальчук, С.И. Лекарь, В. Говорок, В.А. Диордийчук, Захарченко. Каждое замечание фиксировалось работниками ОТК и устранялось цехом до отправки крана в малярно-сдаточный цех. Это была напряженная и ответственная работа, зачастую в 3 смены. Испытатели во время испыта-

ний буквально срастались с краном. Быстрота их реакции позволяла избегать многих неприятностей, особенно при статических и динамических испытаниях опытных образцов, когда ограничители грузоподъемности блокируются.

Представьте себе испытание пневмоколесного крана грузоподъемностью 100 т, например, модели КС-8362, с мачтово-стреловым оборудованием общей высотой с 30-ти этажный дом. Машинист при этом находится внизу в кабине крановщика на высоте 2 метра и должен наблюдать за состоянием металлоконструкций стрелы; правильно оценивать положение управляемого гуська, допускаемые отклонения как в плоскости подвеса, так и в боковой плоскости. Диапазон таких отклонений может достигать при такой высоте значительных величин. При взгляде снизу вверх на верхнюю точку стрелового оборудования в облачную погоду может создасться иллюзия падения крана. Машинист-испытатель руками, ногами, всем телом ощущает действительное состояние крана. И это не раз спасало жизнь не только ему, но и другим участникам испытаний. И недаром работа машиниста-испытателя крана считается такой же опасной, как и любого другого профессионального испытателя потенциально опасной техники. Иногда обстоятельства так складывались, что в результате непредвиденной поломки того или иного узла крана, либо невероятного стечения ряда, казалось бы, невозможных причин, краны падали, при этом, к счастью, в большинстве случаев без трагического исхода. Но все же иногда гибли такие прекрасные и мужественные испытатели как В.Т. Довгаль (при падении крана КС-6571), или Говорок (при попытке приведения в транспортное положение портала крана К-631М). Это были тяжелые потери как для семей, так и для дружного сплоченного коллектива сборочного цеха, одного из лучших и крупных цехов "Январки", возглавлять который было по плечу только таким колоритным и авторитетным фигурам, как Я.М. Книжников, П.К. Кох, Самонин, Лесов, П.И. Башенко, И. Цукерман, В.И. Щербакан, В.С. Филин.



Представитель Заказчика, руководство завода и "Укринкрана" на испытании крана КШТ 80.01 г/п 80 т

Слева направо: В.Ф. Гросу, Н.Н. Андриенко, Н.Г. Дембицкий, Н.Ф. Приступа, А. В. Филоненко, Р. А. Алексеенко, Е.С. Матвейчук, В. А. Норышев

Долгое время цех возглавлял авторитетнейший руководитель Петр Ива-

нович Башенко, редчайшей души человек, умевший создать в сложном трехсотенном коллективе атмосферу доброжелательности, терпимости и ответственности каждого работника цеха за порученное ему дело. Нельзя забывать, что "сборка" являлась, по сути, финальным цехом, где концентрировались нервные окончания всего сложного организма завода, чутко реагировавшие на любые сбои в работе каждой службы. И если бы эта реакция была агрессивной, то не трудно себе представить ее последствия. Величайший такт, уважительное отношение к другим службам у П.И. Башенко удивительным образом сочеталось с жесткой твердостью и настойчивостью, не оставлявшей этим службам иного пути, чем быстрое реагирование на требования работников сборочного цеха. В то же время здесь с пониманием и уважением относились к конструкторам и они отвечали тем же. Изготовление опытного образца новой модели крана всегда было сложным и трудоемким процессом. Ведь серийные краны опытные сборщики собирали быстро и практически вслепую. Еще бы, ведь здесь работали знаменитые бригады Г.В. Избаша, П.К Драчевского, Н.А. Капицы, Б.А. Макашибы, Д.Н. Звягинцева, Н.А. Скрыпника, И. Листопада, В. Запорожца. Сборка же новых кранов велась по чертежам с участием и под надзором главного конструктора проекта и других ведущих конструкторов. Практически на этой стадии не бывает еще никакой технологической оснастки, не все сразу стыкуется и получается, на ходу проводятся необходимые доработки. Это неизбежно отвлекало рабочих от сборки серийных машин. Конечно, правильно было бы собирать опытные образцы в экспериментальном цехе.

И такой цех был создан еще в 1961 г. и подчинялся главному конструктору завода. Первым руководителем, сформировавшим коллектив цеха, был П.К. Кох. Но в 1975 г. началось освоение производства кранов с гидроприводом и цех реорганизовали в цех малых серий. В это же время произошло слияние "Январки" и ГСКТБ. Так, конструкторы в одночасье лишились своей экспериментальной базы и юридической и финансовой самостоятельности. Это было, как показало будущее, ошибочное решение, т.к. передача экспериментальных работ в основное производство постепенно привела к затуханию перспективных научно-исследовательских работ. Грозные же приказы по заводу и многочисленные предписания по производству действовали до момента, пока перед начальниками цехов не возникала дилемма — выполнять плановые задания или экспериментальные работы. Нет, конечно, новая техника тоже была в плане, за нее тоже спрашивали, поэтому опытные образцы новых кранов все же собирались, а вот что касается так необходимых исследовательских работ, например, по оптимизации сечений телескопических стрел, их практически реализовать так и не удавалось. Неудивительно, что на выпускаемых кранах так и осталось далеко не оптимальное прямоугольное сечение телескопических стрел.

Несмотря на то, что в 1985 г. ГСКТБ ТК была возвращена юридическая и финансовая самостоятельность, возродить экспериментальный цех так и не удалось. Вновь создаваемые краны по-прежнему собирали в цехе малых серий (ЦМС) и в сборочном цехе, а для экспериментально-исследовательского отдела, реорганизованного позднее в отдел испытаний, ГСКТБ выделили небольшой

участок и один из цехов, где осуществлялись наладочные и небольшие ремонтные работы. Этот отдел выполнял важнейшую роль, завершая многоэтапный цикл создания кранов. Здесь разрабатывались программы и методики испытаний кранов, велся подробный учет всех замечаний, выявляемых в процессе испытаний. Учитывая, что испытательный полигон находился в 25 км от завода, в районе рыбпорта, отделу приходилось решать массу организационных вопросов, связанных как с ежедневным выездом на испытания бригады, так и с материально-техническим обеспечением. Такая отдаленность и отсутствие телефонной связи с ГСКТБ повышали в значительной степени ответственность инженера-испытателя за принятие решений при возникновении внештатных ситуаций. А таких ситуаций при испытаниях опытных образцов кранов, особенно большой грузоподъемности, бывало предостаточно. И в том, что большинство испытаний завершалось успешно, а имевшие место поломки и аварии отдельных кранов обходились без жертв, главная заслуга крепкой и сплоченной команды инженеров-испытателей. В разное время здесь самоотверженно работали А.Р. Самофал, И.И. Резников, С.Я. Полнарев, В. Сальков, В.В. Боднарь, В.М. Артеменко, В.Б. Рабинович, Е.Э. Липский, С.А. Синятинский, С.В. Рогожин.

Вне всякого сомнения, признанным лидером отдела испытаний был его первый руководитель Евгений Демьянович Вербицкий, истинный инженер от Бога. Обладая редким даром инженерной интуиции, он умел брать на себя ответственность, идя на разумный риск. Е.Д. Вербицкий любил испытания, но не терпел кабинетной работы. На его рабочем столе было хаотичное, для постороннего взгляда, нагромождение бумаг, где он, при внешней несобранности, мог мгновенно найти нужный документ. Нередко в стрессовых ситуациях обстановку разряжало его прирожденное чувство одесского юмора. Отдел испытаний больше других был связан с эксплуатирующими организациями. Специалисты сектора надежности М.Е. Кошарский, А.Э. Корчевский, С.С. Печенюк, С.Я. Полнарев постоянно обрабатывали массив данных, получаемых с мест эксплуатации кранов, выявляли причины отказов, поломок и давали предложения о необходимости доработки тех или иных узлов кранов.

Как бы ни была удачна конструкция крана, его дальнейшая успешная эксплуатация возможна только при наличии добротной эксплуатационно-технической документации, включающей в себя не только паспорт крана, но и инструкции по устройству, монтажу и техническому обслуживанию. Создатели кранов ограничивали их нормативный срок службы 12-16 годами, в зависимости от типа и грузоподъемности крана. После этого срока, как правило, проводится обследование крана и, в зависимости от фактического состояния, срок службы продлевается на срок от 1 до 5 лет, с проведением при необходимости его ремонта.

Поэтому созданный в ГСКБ отдел эксплуатационно-технической документации заблаговременно должен был разрабатывать ремонтную документацию, каталоги запасных частей с аксонометрическим изображением всех деталей крана. При этом мало быть хорошим конструктором, а нужно обладать и задатками художника, чувствовать кран, его узлы и детали взглядом тех специалистов-эксплуатационников и ремонтников, которым предстояло работать по этой доку-

ментации. И можно сказать, что из этого отдела выходила эксплуатационно-техническая, ремонтная документация и каталоги запасных частей высшего качества, а десятки учебных плакатов кранов КС-5363 и КС-6471 вызывают и сегодня восхищение своей наглядностью и эстетической красотой.

Несомненная заслуга в такой творческой удаче первого руководителя отдела Н.Д. Тягунского, создавшего творческий коллектив, а также сменившего его в 1988 г. Л.А. Березовского. Они вместе с Б.А. Мильштейном, Г.Н. Паневиным, П.И. Олейником, В.Л. Закерничным, Б.С. Панковым, М.У. Кошачевским, Н.Н. Голуб, Т.Н. Драченко, Г.В. Тимофеевой, Н.И. Рыбиной, В.А. Гладышевым, Т.А. Дорофеевой, В.В. Василенко, А.С. Крупенко, Л.Г. Василишиной, Л.Н. Хилиниченко, И.К. Булгакова, Л. Булгаковой разработали на наиболее массовые модели кранов технические условия на текущие, средние и капитальные ремонты кранов, каталоги запасных частей, используемые и сегодня ремонтными предприятиями. Накопленный опыт позволяет Л.А. Березовскому, П.И. Олейнику и Н.Н. Голуб в настоящее время разрабатывать, работая уже в НТА "Подъемные сооружения", ремонтную документацию на любые типы кранов.

Ни один проект крана не выходил из стен КБ без прохождения тщательного нормоконтроля в отделе стандартизации. Это была весьма важная стадия проектирования, в ходе которой осуществлялся 100%-й контроль каждой детали, узла и крана в целом на соответствие действующим нормативным документам. А таких документов, регламентирующих, в частности, критерии безопасности, качества, технического уровня и унификации, было множество. Нужно было обладать поистине энциклопедической памятью, быть хорошим систематиком, чтобы вести эту работу и в разное время эту службу возглавляли рассудительный Н.Д. Тягунский, педантичный Ю.Г. Кривов, а с 1973 г. по настоящее время — опытный В.В. Груздев, непосредственный разработчик многих нормативных документов. Им удалось создать прекрасно работающий коллектив, разработать и внедрить систему управления качеством как в КБ, так и на "Январке" вместе с ОТК и другими заводскими службами. Конечно же, эта система была внедрена и эффективно работала прежде всего благодаря тому, что на "Январке" традиционно существовала сильная структура технического контроля.

Немалая заслуга в этом принадлежит прекрасному практику, талантливому от природы А.Т. Луговскому, который в довоенное время работал токарем, слесарем, затем приемщиком ОТК. Он пользовался непререкаемым авторитетом, в т.ч. у тогда еще молодого директора И.К. Бондаренко, который относился к нему с особым уважением. Да и было за что, ведь при нем качество изготовления деталей и узлов кранов было на высоком уровне. Службу ОТК и после него всегда возглавляли специалисты высокого класса, обладавшие твердым и принципиальным характером, такие как С.Г. Воробьев, И.Ю. Балкарей, В.А. Лесной, Г.И. Панюшкин, с 1984 и по н. в. В.А. Жидков.

В тесном контакте с ОТК работала центральная заводская лаборатория (ЦЗЛ), метрологическая и химическая лаборатория, проводившие значительный объем испытаний и исследований как технологических, так и внеплановых при возникновении спорных и сложных проблем. Это были небольшие сплоченные

коллективы, в которых царила обстановка открытости и доброжелательности, создаваемая в первую очередь их многолетними руководителями, высококомпетентными и интеллигентными Николаем Андреевичем Смирновым и Валерием Анисимовичем Маляренко. Они и их сотрудники прекрасно владели современными методами контроля, умело их использовали применительно к сложным крановым конструкциям. Именно они зачастую становились арбитрами при обсуждении спорных вопросов о возможности допуска на сборку деталей и узлов, при выявлении ненормативных отклонений. С ними было приятно работать и общаться и люди отвечали им взаимностью.

Основным, вернее ведущим, отделом ГСКТБ, по сути являлся отдел компоновок и крановых механизмов, возглавляемый с момента его создания одним из самых опытных, авторитетных и талантливых руководителей — Ильёй Михайловичем Кравцем. Он был признанным лидером, которому очень часто доверялось исполнение обязанностей руководителя ГСКБ. В нем удачно сочетались фундаментальные знания, базирующиеся на многолетнем конструкторском опыте, интуиция, способность к различным компромиссам, терпеливость и целеустремленная настойчивость в решении любых проблем, которых всегда хватало как в КБ, так и в возглавляемом им отделе. Это был элитный отдел, к которому были приписаны, как правило, главные конструкторы проектов. Здесь же разрабатывались ответственные крановые механизмы, лебедки, силовые установки. За каждым из этих узлов была личность талантливого конструктора.

Невозможно представить лебедку современного крана без импульсивного и влюбленного в свое детище Диамара Львовича Геера. Наверно, не было на кране ни одного такого другого узла, который подвергался бы более тщательным проработкам, чем это делал Д.Л. Геер. Его было бесполезно торопить, либо вмешиваться в процесс творчества. Карандаш в его руке уверенно и быстро скользил по листу ватмана, на котором постепенно проявлялись сначала контуры, а затем и четкие красивые очертания лебедки крана. На соседних кульманах проектировались силовые установки, сердце крана, которые невозможно представить без темпераментного, подвижного и доброжелательного Ефима Михайловича Гольдварга. Согласование применения двигателей с заводами-изготовителями, согласование чертежей транспортировки крана со службами железной дороги, авторский надзор в цехах, да и множество других задач решалось Е.М. Гольдваргом на высочайшем профессиональном уровне. В этом же отделе работали такие специалисты высочайшего класса, как Пивчик, С.А. Новикова, В.И. Зарудный, А.П. Пивоваров, А.А. Подгурский, Э.М. Суцкевер и др.

Не менее ответственные задачи решались в наиболее многочисленном отделе металлоконструкций. Не только надежность, но и красота, элегантность кранов определялись в первую очередь именно конструктивным исполнением металлоконструкций. Несколько лет отдел металлоконструкций возглавлял опытный и принципиальный Леонид Францевич Суворовский, начавший работать еще в далеком 1924 г., а с 1970 г. руководителем отдела стал Евгений Сергеевич Галактионов. Блестящий конструктор, обладавший разносторонними интересами. Еще в институте он активно участвовал в общественной жизни, был комсоргом,

редактором газеты, возглавлял шахматную секцию. Острый аналитический ум, удивительная интуиция, быстрота черчения создавали иллюзию легкости, с какой он выполнял предварительные проработки и расчеты сложнейших стреловых систем и силовых металлоконструкций кранов. Тщательность и глубина этих проработок уже позднее, на стадии рабочего проектирования, подтверждалась отделом расчетов. Но это было уже потом, а само проектирование шло исходя из данных, полученных в результате именно этих проработок. Конечно, плохо если на кране в процессе испытаний или эксплуатации происходит поломка какого-либо узла. Но если эта неприятность касается силовой металлоконструкции, то последствия могут быть непредсказуемые. Поэтому столь велика и ответственна была роль конструкторов этого отдела. Много лет проектировали рамы аккуратный, требовательный к себе и подчиненным, опытный конструктор и прекрасный расчетчик Анатолий Григорьевич Портарескул; спокойный и невозмутимый Н.Н. Кудин; рассудительный зав. сектором Ф.П. Мазур; быстро, энергично, .с молодым задором работал Я.М. Донской; надежно и тщательно проверяла чертежи доброжелательная Е.В. Бялая; солидно и основательно создавали стреловое оборудование А.И. Шойхет, Н.Н. Андриенко и Л.И. Гусева.

Рабочая встреча у кульмана:
Д.Ф. Панин, Е.С. Галактионов, В.Г. Федоров

Немаловажное значение в работе ГСКТБ имела четкая работа производственно-технического отдела, в состав которого входили службы архива, группа изменений, копировка и множительная техника. В конечном итоге все, что создавали конструкторы, поступало в архив, а отсюда уже по расцеховкам техно-

логов расходилось по цехам. На первый взгляд может показаться, что малозаметная, зачастую рутинная работа техотдела не имела столь большого значения, как работа конструктора. Но как только в работе архива происходил сбой, это ощущалось всеми. Архив был своеобразным центром, куда стекалась вся информация: от конструкторов — в виде чертежей; от технологов — в виде расцеховок; от цехов — в виде заявок на замену чертежей вместо утерянных или пришедших в негодность. Группа изменений постоянно вносила изменения в кальки, а затем и во все учтенные экземпляры чертежей в цехах и службах. Малейшая ошибка могла привести к отклонениям или браку. Сам процесс проектирования, будучи в то время многоступенчатым, предусматривал многократные проверки и согласования сначала в ГСКТБ, а затем в ОГК и ОГТ, службах главного металлурга, главного сварщика и т. д. Свои подписи или визы на чертеже ставили до 15 специалистов. При этом чертежи могли совершить иногда по нескольку кругов по этим службам. Все повторялось после копирования чертежей на кальки. И только после этого чертежи в виде калек поступали в архив. Когда же возникала необходимость внесения в них изменений, то они оформлялись в виде извещений, которые повторяли весь этот путь. А ведь обычно кран состоял из более чем 50 узлов — это тысячи листов чертежей, спецификаций, норм расхода, расчетов, эксплуатационно-технической документации, упаковочных ведомостей и т. д. И вся эта лавина документации, концентрируясь в техническом архиве, требовала тщательного учета и хранения. И то, что в этом царстве документации был идеальный порядок, несомненная заслуга Светланы Захаровны Нечаевой, много лет заведовавшей архивом. Ее кипучая энергия, энциклопедическая память, доброжелательность и требовательность обеспечивали четкую, бесперебойную работу многочисленного женского коллектива. Вообще-то архив был и своеобразным информационным центром, где знали все и где можно было узнать обо всем. И это неудивительно, ведь здесь за день бывали десятки людей с различных служб и цехов, которым нужна была техническая документация и которые делились своими заботами и проблемами. В период дефицита товаров здесь можно было не только посетовать на эти сложности, но и попытаться их решить.

Несомненна роль и значение при создании современных кранов отдела научно-технической информации, возглавляемого в последние годы энергичным и грамотным специалистом Лилией Петровной Пьяновой. В задачи этого отдела входил целый комплекс вопросов — патентный поиск, оформление заявок на изобретения, рацпредложения, составление тематических реферативных обзоров отечественной и зарубежной печати, формирование и обновление фонда НТБ и т. д. Здесь честно и добросовестно работали люди, влюбленные в свою работу. Уже в преклонном возрасте в этот отдел пришел кандидат технических наук Виктор Львович Хасилев, один из тех, кто стоял у истоков одесского краностроения. Это был обаятельный, галантный и интеллигентный человек, свободно владевший несколькими языками. Его блестящие аналитические и реферативные обзоры зарубежных технических журналов, изобретений, служили отличным подспорьем для конструкторов. Он самозабвенно проработал еще десять лет и, предчувствуя свой последний час, передал через своего сына П.В. Хасилева следующую записку ди-

ректору института Н.Н. Андриенко "Уходя в последний путь, хочу выразить Вам глубокую признательность за благожелательное и всегда корректное отношение ко мне. Это отношение намного скрасило последние 10 самых тяжелых лет моей жизни. Большое спасибо, Николай Николаевич. Я от всей души желаю Вам здоровья, многих лет и успехов". Многому у него научился Николай Валентинович Волчек, который и сегодня с завидной быстротой делает грамотные переводы сложных технических изданий. Не счесть, сколько печатных материалов, статей, докладов, брошюр, диссертаций, рацпредложений и множество других материалов вышло из рук Л.А. Визитау. Она работает так же надежно и быстро, как работал и ее отец, кадровый январец А.Г. Мозолевич, спокойно разбирая черновые ребусы рукописей с многочисленными правками, в которых иногда и авторы начинали путаться. Это тяжелая, но очень нужная работа, без которой ни один документ не увидит свет. Л.А. Визитау и сегодня блестяще оформляет любые материалы на новой компьютерной технике в НТА "Подъемные сооружения", а ее дочь Ю.Г. Визитау заняла ее рабочее место в "Укринкране". Многие факты из многогранной истории "Январки" стали известны благодаря кропотливой работе таких неравнодушных людей как инженер отдела информации Вячеслав Сергеевич Громов. Он принимал активное участие в подготовке различных публикаций о "Январке", с любовью оформлял стенды в заводском музее, мог с увлечением часами рассказывать о заводе и родной Одессе.

Учитывая направленность этой книги — основы конструирования и расчета грузоподъемных кранов, — хотелось бы оставить в памяти будущих поколений краностроителей специалистов, создавших основы конструирования и расчетов современных стреловых самоходных кранов, а также тех, кто принимал активное участие в создании кранов, работая в ОГК, ОГТ, ГСКТБ ТК, "Укринкране" и на заводе. Приведенный ниже список составлен по алфавиту вне зависимости от занимаемых должностей. А.Я. Абрамович, Д.Н. Авербух, Г.Д. Авраменко, З.Л. Аврутина, А.Л. Аксиненко, Л.М. Аксиненко, Н.В. Алек, Ю. С. Александров, Л.П. Александрова, А.С. Александрович, Ж.В. Александрович, Н.С. Александрович, Н.П. Александрович, И.Л. Алешкин, Л.В. Альтер, Г.Н. Амангалиев, В.А. Ангуров, Н.И. Андреев, Е.В. Андреева, В.В. Андрианов, И.В. Андриенко, Н.Н. Андриенко, Н.К. Анохова, В.Д. Антипин, А.С. Антонов, С.М. Антоновская, А.Б. Апотовский, С.Б. Арабей, Э.С. Артемьева, С.В. Афанасьев, Е.М. Афанасьева, Н.Н. Ахрамеев, Е.Н. Ачкасова, Н.А. Бабий, С.А. Бабий, В.И. Баер, А.В. Бакулев, И.Я. Балабан, В.Я. Балановский, Л.Н. Балацион, Л.Е. Бальбис, О.В. Бараболя, В.Н. Бараненко, Л.Я. Баранов, Л.А. Батура, Л.И. Баш, В.И. Беденко, В.А. Безродная, А.Л. Бекенштейн, В.В.Беленко, И.А. Беленькая, М.П. Белинкис, О.П. Беловзорова, И.Ю. Беловол, Т.И. Белогородская, И.М. Белоконев, С.А. Белоус, О.Л.Беляев, В.В. Бережной, Л.А. Березовский, В.Б. Беседовский, М.А. Биберган, М.Я. Бирюков, Л.М. Бирюкова, И.М. Бирюкова, Э.В. Благодельская, Н.Н. Блаженко, М.Я. Боброва, З.Е. Богдашева, В.В. Боднарь, Л.В. Бойко, Н.К. Бойко, А.Г. Болдырев, Г.М. Большаков, В.И. Бондаренко, И.К. Бондаренко, И.А. Бондаренко, Р.Ю. Бондаренко, С.Л. Бондаренко, Н.А. Бондарь, В.Р. Борисенко, Е.Г. Боровинская, Н.Ф. Бородкина, Ж.М. Бороздина, В.Е. Бохонько,

С.М. Брунова, Л.Л. Буза, А.И. Буймеерова, А.К. Букач, А.Г.Булавинцев, В.Л. Булаевский, Е.К. Булгакова, Л. Булгакова, И.Булгаков, Бурлакова, В.А. Бучинский, С.А. Бучнев, В.В. Бушанский, В.И. Быков, И.А. Быч, В.П. Бычков, В.А. Бычкова, Е.В.Бялая, А.М. Вавилова, С.И. Вайсенберг, В.Г. Василишин, Л.Г.Василишина, Ю.И. Великий, И.Я. Великохатко, Е.Д. Вербицкий, П.Н. Вербицкий, А.Н. Верстов, И.И. Ветрова, Л.А. Визитау, И.И.Вулихман, В.В. Виноградова, Л.В. Вирнина, И.И. Вишневецкий, Н.И. Вишневский, О.А.Вознюк, В.В. Волна, Г.С. Волуйко, Н.В. Волчек, Е.П. Воробьева, Л.Н. Воронина, В.В. Вяльцев, А.С. Габис, Е.С. Галактионов, Е.Ф. Галка, С.В. Галочкина, И.Ф. Галузинский, Л.Г. Гарелина, Л.В. Гарелина, В.Д. Гасюк, Д.Л. Геер, А.Л. Георгиевский, Н.М. Герасимов, Э.Х. Гинзбург, О.Л. Гладуш, А.В. Гладченко, В.А. Гладышев, В.Н. Глизнуца, Р.Ф. Годованец, М.П. Головко, А.В. Головчак, В.И. Головченко, Н.Н. Голуб, М.В. Гольдберг, Е.М. Гольдварг, М.Е. Гольдварг, О.М. Гольдварг, Д.Л. Гольденберг, Д.В. Гончаров, В.А. Гончарова-Беккер, В.А. Гордийчук, Л.М. Горлова, Е.М. Городецкий, О.И. Горпиняк, Н.С. Горячев, С.А. Горячкина, А.М. Грабован, И.В. Грабован, Г.Н. Григорьев, К.А. Григорьева, И.Х. Гринблат, А.Е. Гродзовский, В.С. Громов, В.И. Громыко, В.Ф. Гросу, В.В. Груздев, С.М. Гуральник, А.В. Гусев, Лариса Ив. Гусева, Лидия Ив. Гусева, Л.Я. Гуцул, М.И. Давидович, А.Л. Данильченко, Н.А. Данильченко, Л.Я. Даточный, В.И. Демьянова, В.Н. Денисов, Ю.Г. Денисов, А.И. Деревянко, Т.Н. Деркач, В.Ф. Десятников, А.М. Джой, А.К. Джужук, В.И. Дзюба, Л. Дзюба, Е.И. Дивакова, В.А. Диордийчук, С.Ю. Дмитриева, С.Н. Дмитришин, В.Н. Дмитров, Л.В. Добижа, А.А. Добровольский, Я.В. Донской, Н.И. Домбровский, С.И. Домбровский, Р.А. Доронина, В.С. Дорот, В.А. Дорофеев, Т.А. Дорофеева, А.А. Дорошенко, М.И. Драган, П.К. Драчевский, Н.В. Драченко, Т.Н. Драченко, В.Г. Дрига, Т.С. Дробина, В.В. Дробович, И.В. Дронина, Е.В. Дручина, Л.Г. Дубчак, Л.Н. Дубчак, П.С. Дубчак, Л.Ф. Дудина, А.С. Дудин, Н.Г. Дудник, И.В. Дымовская, М.Н. Дыниовская, Т.В. Евдокименко, В.К. Евдоков, О.А. Егоров, И.Ю. Ефанова, А.А. Жежеренко, А.С. Жежеренко, В.И. Желтухин, В.П. Жук, А.И. Жуков, В.А. Жуков, Т.Г. Жукова, Е.И. Журбий, В.В. Завада, Т.В. Завадская, Е.Б. Завадский, О.В. Завалова, Т.В. Заикина, Г.В. Зайцева, И.А. Зайченко, В.Л. Закерничный, В.Н. Замараев, И.Н. Заремба, В.А. Зарембовский, Е.Д. Зарманьян, В.И. Зарудный, Г.С. Захаренко, И.Е. Згут, С.В. Зелинский, Л.С. Земцова, С.Б. Зисман, В.Д. Зобе, В.Я. Зубко, В.К. Зубченко, В.И. Зулиева, В.Н. Иванова, О.П. Иванова, И.В. Иванова, С.В. Иванова, М.А. Иванова, Е.В. Иванченко, Б.К. Ивасюк, И.В. Ивчик, Н.П. Иконников, Е.В. Ильницкий, В.М. Илющенко, Э.Б. Имас, Л.И. Ищенко, В.Л. Ищенко, Ю.М. Кавалерчик, М.Г. Казишвили, С.Д. Калмакан, Ю.М. Калинин, Е.М. Каневская, Л.И. Каминская, Ю.М. Камудо, М.Г. Каплан, Я.М. Каплан, С.А. Кармисов, Т.Г. Квилинская, Я.А. Кейлис, И.Я. Кейлис, Е.И. Кирик, Г.Е. Кирьянов, Р.А. Кирьянова, Я.М. Книжников, Н.Н. Кобылко, В.И. Ковбасюк, И.Б. Коган, А.Б. Козин, С.Г. Колесихина, С.Н. Колесник, В.М. Колесниченко, Л.М. Колодейская, Г.И. Коноваленко, В.Л. Корень, А.И. Коротан, А.Ф. Корсиков, Л.Е. Корчагина, А.Ф. Корчагова, А.М. Косой, Б.Ф. Котельников, Л.С. Котельникова, Е.Д. Коченко, М.У. Кошачевский, И.М. Кравец, Е.А. Креих,

В.Я. Кривенко, Ю.Г. Кривов, С.А. Круглая, И.К. Крыжановская, Н.Н. Кудин, В.Г. Кузвесов, В.В. Кузвесова, Р.В. Кулагина, Т.И. Купачева, О.Ф. Курганский, В.П. Лаздин, В.В. Ларионов, А.В. Левенец, Т.Т. Лекарь, В.А. Лесной, Р.Л. Лильчицкая, Е.Э. Липский, Ю.П. Липский, С.В. Лисовецкий, Г.С. Лобашов, Н.С. Лопатюк, Ш.К. Любимова, Ф.П. Мазур, Е.В. Максимкина, Л.Н. Макушева, Л.А. Малышевская, Л.Е. Мальковский, Г.В. Манзоруко, Е.А. Марченко, Е.С. Матвейчук, З.Я. Матвеичук, С.П. Матюшин, Б.И. Махлин, Н.А. Миев, В.С. Миних, Б.Н. Милованов, А.Б. Милованов, В.А. Мильман, Б.А. Мильштейн, Г.А. Михайлов, Н.Н. Мищенко, Е.А. Мищенко, Н.А. Мищенко, А.Г. Мозолевич, Л.В. Мухамедова, В.Б. Назаров, В.Ф. Назарова, Ю.Г. Нархов, В.Ю. Наумов, Е.А. Нафтулишена, В.В. Негатуров, Н.Р. Немая, В.А. Нетудыхалов, С.З. Нечаева, П.Г. Нигруца, В.И. Никулина, С.А. Новикова, Ю.Ф. Новицкий, В.В. Ноговицын, А.В. Озеров, П.И. Олейник, В.С. Оленчук, Л.Э. Онищук, Н.А. Ореховская, М.С. Оршанская, Ю.А. Осадчая, Е.С. Острицкий, Л.Н. Павликова, В.П. Павлов, Г.В. Павлова, Ю.А. Падосеп, Б.К. Паенок, Е.К. Паламарчук, О.В. Палей, И.Г. Палий, О.А. Панасенков, А.Т. Панашев, Г.К. Паневин, З.Н. Паневина, А.Д. Панин, Д.Ф. Панин, Л.К. Панина, Б.С. Панков, В.Г. Парфентьев, Е.В. Пастушенко, Н.И. Пахомова, В.А. Пащенко, А.Ф. Пеликша, С.В. Переверзев, И.В. Переплетчик, С.М. Пестер, В.М. Перетолчин, И.А. Перлин, Г.Н. Перминова, П.М. Петрик, В.Г. Петров, С.С. Печенюк, А.П. Пивоваров, В.М. Пивчик, Б.А. Пикман, Ф.Н. Пинзур, К.В. Писной, Н.П. Пицык, С.К. Пладо, В.С. Пляка, В.И. Погорелый, А.А. Подгурский, Л.Ф. Подорожная, Л.А. Полищук, С.Я. Полнарев, Н.С. Полторак, Н.И. Поляжский, Н.Т. Поляков, Г.П. Попов, К.О. Попков, Э.М. Портная, М.И. Портной, Е.П. Порущенко, Л.Г. Посевина, С.В. Похила, Н.А. Похольченко, В.И. Прокопец, В.А. Прокофьев, В.Н. Прокофьева, О.Ф. Протасова, Р.И. Проценко, С.В. Прудникова, Л.Н. Пружина, Ю.Д. Пурло, Я.М. Пустыльник, Е.А.Пучкова, Л.П. Пьянова, В.Б. Рабинович, И.Я. Рабинович, Л.В. Раввинова, Р.Г. Радзивиловский, В.Д. Радкевич, Г.А. Радченко, С.А. Рапопорт, М.Л. Рашковский, Т.Н. Ревенко, И.И. Резников, М.М. Резникова, М.Б. Ремень, В.Г. Реутов, С.В. Реутов, С.В. Рогожин, А.И. Роженко, С.И. Рожков, И.Я. Розенбаум, М.И. Розенблат, С.Д. Романченко, Л.В. Романюк, Т.А. Рубакина, Н.А. Руденко, В.С. Рудик, Б.К. Рутман, Т.В. Рыбалко, Н.И. Рыбина, Л. Рыбян, Л.Т. Рыжонина, Л.М. Рютина, М.Г. Савицкая, М.С. Сазонова, А.Р. Самофал, Т.Г. Санжак, В.С. Свирид, Т.А. Семякина, А.П. Сервичинский, В.А. Серов.С.Е. Сивочуб, Т.В.Сидорик, Ф.А. Силенко, В.А. Синельщиков, С.А.Синельщикова, С.А.Синогальников, В.П.Синцова, В.Ф.Синюк, И.А. Синятинская, С.А. Синятинский, Т.Д. Сирик, Н.И. Скорая, Е.М. Скрипник, Е.Н. Смольникова, Смагрий, А.В. Смирнов, Е.Н. Смольникова, М.И. Смотрицкий, А.Д. Сницаревич, А.К. Собитняк, Г.А. Соколов, Е.В. Соловьев, Н.М. Соломко, В.Е. Соломко, Ж.С. Солярик, Т.С. Сорока, В.Д. Сорокин, Т.С. Стадниченко, А.И. Степанов, Н.Е. Стефанский, С.Г. Столбиков, Н.В. Страцинская, М.И. Стукаленко, Л.Ф. Суворовский, Г.И. Супрун, С.В. Суржикова, Э.М. Суцкевер, Т.В. Сыромятникова, Н.П. Табаков, Б.М. Тайх, В.Ф. Тандуро, С.В.Тандуро, Н.А. Таранченко, Н.В. Телеуца, Я.А. Теплицкий, Р.М. Тетельбаум, О.А. Тертацкий, Б.В. Тимофеев, Г.В. Тимофеева, Ж.Д. Ти-

мошенко, В.И. Титов, Т.Н. Титомир, Е.Д. Тихомиров, Н.И. Тихомирова, Л.П. Ткаченко, Р.П. Ткаченко, Е.П. Токарь, И.Д. Токарский, Б.Г. Толмачев, Е.А. Толопило, Л.Ч. Трайтелевич, А.Ф. Третьякова, Н.В. Тришин, А.Л. Тульчинский, Л.А. Тульчинский, И.Н. Тягунская, Н.Д. Тягунский, В.Н. Ульянова, В.Н. Усанов, А.В. Усов, С.Н. Файнбурд, Е.С. Файнин, Л.В. Федоркова, В.Г. Федоров, Г.Д. Федоров, Н.Ф. Федорова, И.А. Федосенко, Я.С. Федчак, А.Я. Фельдман, О.Е. Фельдман, Л.Н. Филаретова, А.В. Филоненко, Е.Р. Филюрин, А.В. Фокина, Г.Ф. Фомичев, И.Х. Френкель, П.И. Фрейберг, А.Г. Фридлянд, В.Г. Фунд, Г.Ю. Хамидулин, А.Я. Хаит, А.Х. Хандрос, А.М. Харсун, В.Л. Хасилев, П.В. Хасилев, Л.Н. Хилиниченко, В.И. Химуха, Е.И. Хина, Е.Г. Хитрый, Н.П. Ходаков, Б.А. Холоденко, Л.А. Хоржевская, А.Д. Христюкова, В.М. Цай, Л.С. Царева, В.Ф. Цушко, И.А. Черепухин, Т.И. Черных, Н. Чернышева, В.М. Черфас, И.Н. Чех, К.И. Чечет, В.А. Шалагина, Л. Шаронова, Л.П. Шатайло, М.П. Шварцбурд, Е.С. Шевелева, И.В. Шевчук, Т.Б. Шемчишена, Н.С. Шестакова, Л.А. Шигаева, Р.Б. Шилова, Н.А. Ширяев, Л.А. Шкаф, А.Я. Шкребень, М.М. Шнайдер, А.М. Шойко, А.И. Шойхет, И.Л. Штейнберг, Л.Б. Штейнберг, Д.Б. Штерн, О.Я. Щеголева, Е.А. Щетинина, А.А. Эльфберг, Н.Г. Юдин, А.Ф. Яблонская, С.Н. Яблонский, С.Б. Яброва, Л.Ф. Язовая, С.Н. Яновский, Ю.М.Янченко, С.М. Ярцун, Л.Н. Яцко.

Конструктор (по словарной, трактовке) — лицо, занимающееся созданием конструкций, различных устройств (машин, механизмов, сооружений и т.п.) или их отдельных частей. Т.е. конструктор — это творческая профессия. К сожалению, в отличие от других творческих профессий, например, художников, не существовало Академии конструкторов и конструкторы как специалисты формировались непосредственно в конкретных конструкторских коллективах в результате многолетнего напряженного труда. Лидирующую и ответственную роль в этих коллективах несли главные конструкторы проектов и заведующие ведущих отделов.

И если бы существовало звание доктора конструкторских наук, то такое звание с полным правом могли бы иметь Н.Е. Корба и М.М. Матвеенко, Л.Ф. Суворовский и В.С. Соколовский — основоположники Одесской школы краностроения; А.В. Филоненко, А.Л. Тульчинский, Н.А. Яблонский, И.М. Кравец; Е.С. Галактионов, Я.М. Пустыльник, В.А. Прокофьев, П.В. Хасилев, С.Н. Файнбурд, А.А. Подгурский, Д.Ф. Панин, Е.С. Матвейчук, Н.М. Герасимов, В.Ф. Гросу, В.Г. Федоров и многие другие конструкторы, что называется, от Бога. Никакая книга не сможет передать полностью их опыт и поистине энциклопедические знания. Через их золотые руки и сердца прошли десятки моделей кранов со всеми их проблемами, сложностями и радостями.

Следует отметить особую роль в создании современных кранов разработчиков основных крановых узлов (сборочных единиц), которые определяли технический уровень, работоспособность, долговечность и часто внешний вид кранов. Это заведующие секторами и специалисты конструкторских отделов — Д.Л. Геер, В.М. Пивчик, Е.М. Гольдварг, Э.М. Суцкевер, Г.В. Манзоруко, В.А. Лесной, И.Я. Кейлис, Е.Р. Филюрин, В.Я. Кривенко, Е.С. Галактионов (зав.

отделом), Н.Н. Кудин, Лариса Ив. Гусева, А.С. Александрович, А.И. Шойхет, Б.А. Холоденко, Д.Л. Гольденберг, Лидия Ив. Гусева, Ф.П. Мазур, Ю.Ф. Новицкий, А.Г. Портаескул, А.Н. Верстов, основные разработчики сложнейших электрических схем дизель-электрических кранов — А.Я. Абрамович, Б.В. Вустян (зав. отделом), Б.В. Тимофеев, А.Л. Данильченко (зав. отделом), С.А. Карликов, В.М. Черфас, И.Н. Чех, Л.Е. Мальковский, талантливые дизайнеры — зав. сектором технической эстетики А.А. Подгурский и С.Г. Реутов.

К сожалению, большинство из поколения конструкторов, создавших основы краностроения, его теорию и практику, уже ушло из активной творческой жизни, либо вообще из жизни. Многие из них по разным причинам оказались за рубежом страны — кто в Германии, кто в США и Израиле или в далекой Австралии. Сохранение их творческого наследия является не только чисто человеческой, но и государственной задачей. Надо надеяться, что в недалеком будущем промышленность Украины вернется в нормальное русло, предприятия начнут работать, начнется промышленное и гражданское строительство и первый вопрос, который при этом возникнет, это строительная техника и, главное, необходимость в грузоподъемных кранах. Либо их придется покупать за валюту в зарубежных странах, либо заново организовывать производство у себя.

И первые шаги в этом направлении уже делаются. В краностроение стали приходить новые деловые люди, которые, с одной стороны, прекрасно понимают степень риска инвестирования в производство технически сложной краностроительной продукции, а с другой стороны, интуитивно ощущают перспективность отрасли краностроения. Вот уже несколько лет в этой отрасли активно работает Николай Григорьевич Дембицкий, который начал с проведения тщательного маркетингового исследования рынка грузоподъемных кранов. Встречаясь и дискутируя по многу раз с конструкторами-производственниками и потребителями кранов, изучая также и зарубежный опыт, он в конечном итоге сделал ставку на создание стреловых самоходных кранов с телескопической стрелой повышенной проходимости грузоподъемностью 80-100 тонн. Конечно, немаловажное значение имело при этом выборе несколько главных факторов. Первое — были выявлены конкретные потребители таких кранов; второе — имелись в наличии подходящие многоосные конверсионные шасси; третье — конструкторы и производственники имели достаточный опыт создания таких кранов. Именно благодаря последнему Н.Г. Дембицкий решился на отказ от прямого использования конверсионных шасси в качестве ходового устройства крана, и конструкторы по его заданию взялись за разработку проекта спецшасси с максимальным использованием узлов конверсионных шасси. В Черновцах была организована разборка этих шасси, а после получения с НКМЗ рамы началась сборка спецшасси, которое затем своим ходом ушло в Одессу на "Краян". Такое решение позволило многократно сократить время создания нового 80-тонного крана модели КШТ 80.01, опытный образец которого был собран уже в первой половине 1998 года. А в июне, после успешных приемочных и сертификационных испытаний, кран был отправлен заказчику. К сожалению, из-за ряда финансовых и других проблем, дальнейший выпуск этих кранов был прерван почти на

Чествование 80-летия Н.Е. Корбы
Слева направо: Т.Ф. Леличенко, И.М. Кравец, Е.Ф. Андреева, Л.П. Александрова, Н.А. Яблонский, А.М. Шойко, Н.С. Александрович, Б.Г. Толмачев, Т.А. Дорофеева, А.Л. Тульчинский, А.С. Александрович, Н.Д. Тягунский, М.Е. Кошарский, А.В. Филоненко, Е.С. Галактионов, С.М. Петров, И.Ю. Балкарей

1,5 года и возобновился только в конце 2000 г. после прибытия из Черновцов очередных 3 шасси. А у Н.Г. Дембицкого новые планы — расширение типоряда таких кранов.

Практически в эти же годы в крановые проблемы окунулся с головой Владимир Васильевич Усольцев. Опытный специалист и организатор-хозяйственник, работавший ранее генеральным директором одного из заводов СССР, взялся за решение вопроса получения заказов на выполнение капремонта пневмоколесных дизель-электрических кранов г/п 25 и 100 т моделей КС-5363М и КС-8362Д, находящихся в эксплуатации в Российской Федерации. На военных объектах Российской Федерации, куда многие годы "Краян" поставлял пневмоколесные краны грузоподъемностью от 25 до 100 т, остро встал вопрос по продлению срока службы этих кранов. Однако служба гарантийного надзора, которая прежде решала эти вопросы, фактически прекратила свою деятельность после 1991 г., главным образом из-за отсутствия источников финансирования. В.В. Усольцеву удалось переломить ситуацию и восстановить доверие прежних партнеров и найти источники финансирования. Возглавляемая им фирма "Истриан" взяла на себя нелегкий труд решения этих вопросов. Сначала возобновились выезды специалистов "Краяна" и "Укринкрана" на Северный флот для проведения обследования кранов, определения их технического состояния и выдачи соответствующих заключений. Затем на "Краян" приехала группа высших офицеров флота, которые после ознакомления с производственными возможностями завода согласились, что наиболее оптимальным вариантом продления срока службы кранов, находящихся на Северном флоте, будет проведение их капитального ремонта на "Краяне".

В.В. Усольцев приложил усилия по решению сложнейших вопросов в различных инстанциях: ВМФ РФ, МО РФ и в правительстве РФ и добился выигрыша тендера на выполнение капремонта указанных кранов в Украине ОАО ХК "Краян". В результате правительство РФ выделило необходимые финансовые средства для выполнения этого "супер-заказа" МО РФ, для ОАО ХК "Краян" на несколько лет вперед. И в конце 2000 г. первые пневмоколесные краны поступили на ремонт в родные заводские стены, откуда они вышли 15-20 лет назад.

Вообще-то пневмоколесные краны выпускались серийно несколькими заводами СССР. Однако наиболее широкая гамма кранов от 16 до 100 тонн производилась на Одесском заводе тяжелого краностроения ОАО "Краян", где их было изготовлено несколько десятков тысяч. Именно на применение этих неприхотливых универсальных кранов была ориентирована массовая технология строительных и монтажных работ при строительстве зданий и сооружений различного назначения, а также при монтаже укрупненных конструкций и технологических агрегатов в промышленном и гражданском строительстве.

Большой набор рабочего оборудования, возможность работы с решетчатой стрелой, башенно-стреловым и мачтово-стреловым оборудованием, разными по массе противовесами значительно расширяют эксплуатационные возможности крана, делают его действительно универсальным, а наличие всех необходимых приборов безопасности, в том числе автоматических блокировок, концевых

выключателей, ограничителей, указателей и сигнальных приборов обеспечивали высокую безопасность труда. Несмотря на небольшие транспортные скорости передвижения (10-20 км/ч), пневмоколесные краны эффективно применяются и сегодня на объектах со средними объемами работ, находящихся на небольшом удалении один от другого. Однако, большинство заводов прекратило выпуск пневмоколесных кранов несколько лет назад. Каждый год существующий парк этих машин уменьшается, а применение вместо них на таких объектах дорогих кранов с телескопическими стрелами на специальных шасси автомобильного типа не всегда экономически оправдано.

Эта проблема в какой-то степени пока решается путем перепродажи ранее изготовленных кранов. Однако неизбежный процесс старения парка пневмоколесных кранов усугубляет их дефицит. И неудивительно, что на ОАО "Краян" все чаще поступают заявки на капитальный ремонт, либо на поставку новых пневмоколесных кранов. Возобновить производство этих кранов, конечно, возможно, но только при наличии такого количества заказов, которые сделает воспроизводство рентабельным. И если для кранов грузоподъемностью 25 т модели КС-5363, годовой выпуск которых составлял около 700 шт., это пока нереально, то для мелкосерийных кранов грузоподъемностью 100 т КС-8362 такая перспектива вполне возможна.

А пока же на "Краяне" разворачивается работа по капитальному ремонту уже поступивших кранов. Предстоит провести доработку технической документации, т.к. краны после капремонта должны будут соответствовать требованиям современных нормативных документов не только Украины, но и Российской Федерации. Производственники и снабженцы решают свои проблемы, которых вполне достаточно. Главное же, что благодаря усилиям таких инициативных и энергичных людей как Н.Г. Дембицкий и В.В. Усольцев удается сохранить рабочие места высококвалифицированным специалистам.

Отрадно, что на "Краяне" активизируются усилия и по возобновлению международного сотрудничества. Так, в конце 2000 года в Одессе за столом переговоров встретились украинские и российские краностроители. Они обсудили варианты сотрудничества.

В переговорах принимали участие председатель правления ОАО ХК "Краян" Н.Ф. Приступа, его заместитель Р.А. Алексеенко, генеральный директор ОАО "Кировский машзавод им. 1 Мая" В.В. Синцов, его директор по маркетингу А.М. Колчин, а также генеральный директор Украинского института рыночных отношений А.С. Крошка, его коммерческий директор И.И. Савченко, директор НПП "Элекран" В.Н. Усанов и председатель правления НТА "Подъемные сооружения", профессор Н.Н. Андриенко. По инициативе последнего и состоялась встреча.

У сотрудничества одесситов и кировцев, можно сказать, исторические корни. В 1941г. часть "Январки" было эвакуировано на кировский завод. Сегодня микропроцессорные приборы защиты крана производства одесского "Элекрана" стоят на десятках новых кранов, поставляемых кировским заводом в Украину.

В том, что сотрудничество будет и далее плодотворным, делегация убеди-

лась, побывав на производственных площадях "Краяна". Так, в цехах, где в свое время совместно с Польшей и Германией собирали по нескольку сот кранов в год, собирают краны и сегодня. И хотя масштабы производства несравненно меньшие, но оживление его уже сомнений не вызывает. В пользу украинско-российского сотрудничества есть еще немало доводов, в частности, тот, что в Украине работает несколько тысяч кранов на железнодорожном ходу российского и немецкого производства, требующих сегодня капитального ремонта. Дешевле делать его на месте, а комплектующие получать из России. Да и лучшей базы, чем "Краян", как убедились специалисты, для такого производства не найти. В Россию же одесситы будут поставлять комплектующие для новых гидравлических кранов на железнодорожном ходу.

Участники переговоров определили семь важнейших аспектов сотрудничества. Среди них — организация сборки железнодорожных кранов на ОАО ХК "Краян" из комплектующих изделий ОАО "Кировский машзавод им. 1 Мая"; создание на его же базе совместного предприятия по выпуску и ремонту кранов и других подъемных сооружений; совместная разработка большегрузных железнодорожных кранов с гидроприводом грузоподъемностью 80 и более'тонн. Подписан протокол о намерениях. За этим первым шагом последуют конкретные решения по каждому его пункту. А это значит, что краностроение вновь набирает силы, появятся новые рабочие места.

Обязательным условием безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов является наличие на них специальных средств защиты от опрокидывания или поломки в результате перегрузки. Аварии и несчастные случаи при эксплуатации грузоподъемных кранов нередко происходят именно из-за отсутствия такой защиты либо ее неисправности. Тем не менее, длительное время гидравлические краны с телескопическими стрелами выпускались без ограничителей грузоподъемности.

Дело в том, что характерной особенностью ограничителя грузоподъемности является параметр, характеризующий нагрузку на кран, и метод его контроля. Для самоходных кранов с решетчатой стрелой характерным является измерение силы натяжения. Как правило, это производится датчиком динамометрического типа, установленным в оттяжке стрелы, либо в ветви стрелового или грузового полиспаста. Для кранов же с жесткой подвеской довольно тяжелой телескопической стрелы этот метод оказался неприемлем, а наиболее оптимальным, как показали исследования, явился метод измерения суммарной нагрузки по оси гидроцилиндров подъема. Кроме этого, существовавшие ограничители грузоподъемности для кранов с решетчатой стрелой (фиксированной длины) не обеспечивали функцию отключения при непрерывном изменении длины телескопической стрелы. Стало ясно, что требуется создание принципиально новых микропроцессорных ограничителей грузоподъемности. Конечно, логично было ожидать, что эту задачу наиболее эффективно сможет решить приборостроительная промышленность. Но многолетние попытки в условиях планового хозяйства добиться создания такого ограничителя на этих предприятиях не дали результата. "Январка" вынуждена была с середины 80-х годов закупать ограничители для

гидравлических кранов на немецкой фирме "Роботрон". Одновременно в ГСКТБ был создан отдел электроники, через который должны были решаться все вопросы, по настройке и установке на краны ограничителей "Роботрон", а также их сервисное обслуживание.

За короткое время в этом новом отделе собрались высококвалифицированные инженеры-электронщики, такие как В.А. Жуков, Е.А. Латаш, В.Н. Усанов, В.Г. Кузвесов, С.Г. Столбиков, Г.И. Амангалиев, В.Г. Фунд, С.А. Криворучко. По мере работы с ограничителями "Роботрон" появилась уверенность, что отделу электроники удастся со временем создать свой отечественный прибор. И действительно, в начале 90-х годов был изготовлен первый прототип такого прибора "Бидакс", и пока шла его отработка, на кранах "Январки" стали устанавливать Арзамасские микропроцессорные ограничители типа "ОНК".

Со временем на базе отдела электроники ГСКТБ было создано самостоятельное предприятие МНПП "Элекран", которое возглавил В.Н.Усанов. МНПП "Элекран" успешно продолжило работы по созданию современного конкурентоспособного прибора защиты крана ПЗК-10, а со второй половины 90-х годов освоило их серийное производство, и начало установку этих приборов на вновь изготавливаемые краны, а также реконструируемые или проходящие капитальный ремонт.

В настоящее время МНПП "Элекран" уже выпускает третью модификацию прибора ПЗК-10 со встроенной аппаратурой регистрации параметров (т.н. "черный ящик"). А коллектив "Элекрана" творческий, продолжает работы по дальнейшему совершенствованию ПЗК-10, в направлении придания ему дополнительных функций по диагностике механизмов крана, а в будущем и активного влияния на процессы управления краном. Наличие микропроцессорной системы управления краном в комплексе с устройствами повышения грузоподъемности открывает широкие перспективы по модернизации и реконструкции кранов с целью предельного использования технических возможностей как создаваемых, так и ранее созданных кранов: использования запасов по прочности и устойчивости для значительного повышения их грузовысотных характеристик, обоснованных соответствующими расчетными работами. Именно поэтому так своевременен выход в свет данной монографии.

Монография состоит из двух книг. В первой книге "Стреловые самоходные краны. Основы расчета и конструирования" приведены типовые конструктивные решения многих моделей стреловых самоходных кранов различной грузоподъемности на различных типах ходовых устройств, их сборочных единиц, и что очень важно, методику их расчетов. Вторая книга "Практические расчеты" включает в себя примеры расчета основных крановых конструкций. В прошлом предпринимались многочисленные попытки систематизации таких расчетов и информации, однако все это носило отрывочный характер. Поэтому-то и приходилось специалистам, монтажникам, техникам, конструкторам, короче, всем, кто занимался этой техникой подъема грузов, по крупицам вести поиск нужной информации. Монография позволяет сохранить накопленный в течение целых 70 лет опыт создания стреловых самоходных кранов различной грузоподъемно-

сти, на разных типах ходовых устройств, что в условиях современного спада или даже остановки промышленного производства имеет огромное значение. Этот опыт, его систематизация, а также дополнительная углубленная разработка отдельных тем, уточнение и корректировка прочностных расчетов придает предлагаемой книге уникальный характер.

Она предназначается как справочное пособие в помощь конструкторам, а также и для других лиц, имеющих отношение к созданию, эксплуатации, ремонту и обслуживанию кранов, крановщиков, покупателей, снабженцев, преподавателей и студентов политехнических институтов и ПТУ. Здесь найдут много интересного и иные категории специалистов-профессионалов и просто любителей краностроения.

Совокупность приведенных в монографии данных обеспечивает теоретическую и практическую базу для разработки конструкций и создание стреловых самоходных кранов и может являться рабочим пособием для любого конструкторского коллектива, в задачу которого будет входить восстановление и продолжение развития такой важной отрасли отечественной промышленности, как краностроение.

г. Одесса,
апрель 2001 г.

Книга 1

ОСНОВЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ

Глава 1. СТРЕЛОВЫЕ САМОХОДНЫЕ КРАНЫ. КЛАССИФИКАЦИЯ И ОБЩИЕ КОМПОНОВОЧНЫЕ РЕШЕНИЯ

Крановая техника является одним из самых распространенных средств механизации погрузочно-разгрузочных, монтажных, строительных работ и массоемких технологических процессов. Разнообразие конструктивных решений кранов столь значительно, что практически невозможно одной публикацией охватить даже описательно всю их гамму.

Одним из распространенных типов являются стреловые краны - башенные и самоходные. Так как этот тип кранов, в основном, используется в строительстве, нередко можно встретить название - строительные краны. Башенные краны в эволюции своего развития находили достаточное освещение. Были созданы научно-инженерные центры и производства, специализирующиеся в этом направлении. Самоходные же краны на протяжении значительного отрезка времени пребывали "в тени", хотя и производились в достаточно большой номенклатуре и количествах.

Стреловые самоходные краны (ССК) - это краны, имеющие ходовую часть, способную осуществлять транспортное перемещение машины самоходом как в пределах рабочих площадок, так и вне их. Согласно ходовым частям ССК обычно подразделяются на гусеничные, железнодорожные, пневмоколесные и автомобильные. Очевидно, что пневмоколесные и автомобильные краны более родственны, и их разделение можно назвать искусственным, так как достаточно пневмоколесный кран оснастить второй кабиной (кабиной хода) и это становится очевидным. Более удачной видится следующая классификация - ССК на спецшасси автомобильного типа. Тогда автомобильные краны, как и пневмоколесные, можно рассматривать в одной группе без противоречий. Именно эти краны являются предметом рассмотрения данной книги.

Автомобильные краны

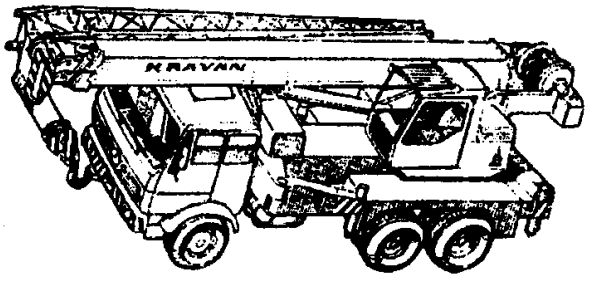


Рис. 1.1. Кран модели КТА-30.01

Крановые установки базируются на серийно выпускаемых автомобильных шасси. Общим признаком таких машин является переходная крано-

вая рама с выносными опорами, устанавливаемая на раму собственно автомобиля. Такое решение нельзя назвать оптимальным; повышается центр тяжести машины, увеличивается металлоемкость, не всегда рационально используется ходовая часть. Из-за постоянной номинальной весовой загрузки приходится существенно снижать транспортные скорости автомобиля.

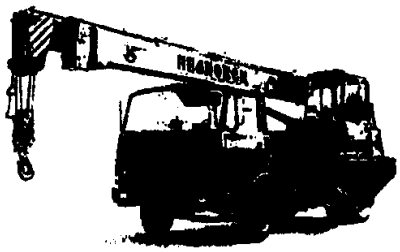


Рис. 1.2. Кран модели КС-3571

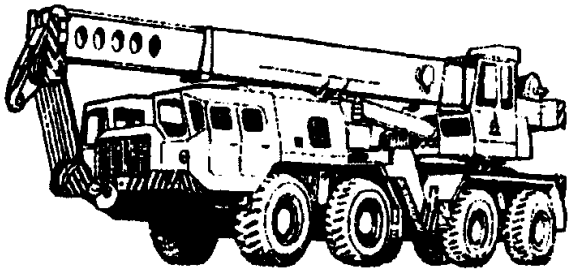


Рис. 1.3. Кран модели КС-6571

Автомобильные краны имеют привод механизмов либо механический, либо гидравлический. Механический привод был характерным для первых моделей автомобильных кранов, грузоподъемность которых не превышала 5-6 т. В настоящее время распространен гидропривод исполнительных крановых механизмов. На рис.1.2 кран автомобильный гидравлический грузоподъемностью 16 т. Кран предназначен для погрузочно-разгрузочных и строительно-монтажных работ в промышленности, строительстве, сельском хозяйстве и других отраслях. Кран смонтирован на шасси автомобиля МАЗ-5337. Привод механизмов гидравлический от двух аксиально-поршневых насосов, которые вместе с редуктором смонтированы на шасси автомобиля. Масса крана 16,5 т позволяет ему без ущерба для транспортного потока передвигаться, развивая скорость до 80 км/ч. Машины выпускаются ПО "Автокран" г. Иваново.

На рис. 1.3. представлен специальный автомобильный кран грузоподъемностью 40 т модели КС-6571, выпускаемый ПО "Краян" г. Одессы.

Кран предназначен для производства погрузочно-разгрузочных и строительно-монтажных работ в малоосвоенных труднодоступных районах со сложными дорожными условиями. Особенно эффективен при необходимости частых перебазировок при значительных расстояниях между объектами. Для ходовой части используется дооборудованное колесное шасси МАЗ-73131 повышенной проходимости с колесной формулой 8 х 8. Кран незаменим при ликвидации последствий всевозможных аварий, при которых необходимы как высокие скорости переброски, так и быстрота выполнения грузоподъемных работ. Наличие дополнительного стрелового оборудования позволяет поднимать грузы на высоту восьмиэтажного дома, а установленный на головке стрелы "клюв" позволяет без дополнительных перепасовок работать главным или вспомогательным подъемом. От-

дельный двигатель поворотной части обеспечивает высокую топливную экономичность при производстве крановых работ, дополнительный топливный бак дает возможность достигать и работать в районах, где затруднена доставка топлива.

Пневмоколесные краны

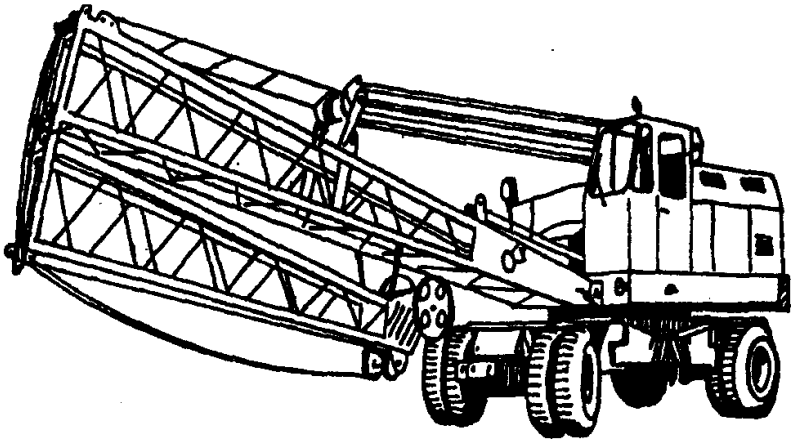


Рис. 1.4. Кран модели КС-5363

Ходовая часть этих машин - перевенец кранового спецшасси. Привод хода может быть механическим, гидравлическим, электрическим. Широкое распространение получили краны с электроприводом всех механизмов и хода. Питание электродвигателей механизмов обычно осуществляется от собственной дизель-генераторной установки. На большинстве машин предусматривается возможность работы от внешней сети переменного тока, что не только дает преимущество в условиях постоянной работы в пределах ограничиваемых площадей, но и становится зачастую определяющим условием при наличии требований взрывобезопасности и отсутствия загазованности на специальных объектах. Электропривод надежен и неприхотлив в эксплуатации. Обычно пневмоколесные краны комплектуются широкой номенклатурой стрелового оборудования ("чистые" стрелы, стрелы с неуправляемыми и управляемыми гуськами, башенно-стреловое оборудование), что дает возможность оптимального выполнения различных строительно-монтажных работ. На рис. 1.5. приведена харак теристика охвата рабочих зон стреловым оборудованием пневмоколесного крана КС- 5363Д грузоподъемностью 36 т. Явным преимуществом таких кранов является возможность работы без выставления опор, включая передвижение с грузами в пределах рабочей площадки. Сравнительная простота трансмиссии позволяет создавать ходовую часть на краностроительных предприятиях с минимумом комплектующих, специфичных для автомобилестроения.

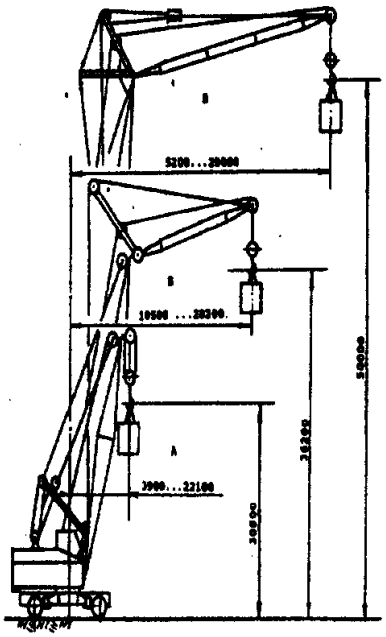


Рис. 1.5. Схема рабочих зон крана модели КС-5363Д

А - основная стрела; Б - стрелы с неуправляемыми и управляемыми гуськами; В - башенно-стреловое оборудование

К недостаткам пневмоколесных кранов можно отнести невысокую транспортную скорость (до 20 км/ч), значительные нагрузки на ходовые оси и поперечные транспортные габариты, особенно у машин большой грузоподъемности.

Короткобазовые краны

Короткобазовые краны совмещают в себе основные достоинства пневмоколесных кранов и кранов на спецшасси. Основные требования: мобильность, маневренность, повышенная проходимость.

Как правило, краны оснащаются телескопическими стрелами и дополнительным стреловым оборудованием (удлинитель-гусек). Ходовая часть более высокого уровня, чем у пневмоколесных машин. Трансмиссии - механические, гидромеханические или гидрообъемные. Скорости передвижения 40 - 50 км/ч позволяют эффективно осуществлять перебазировку крана между объектами.

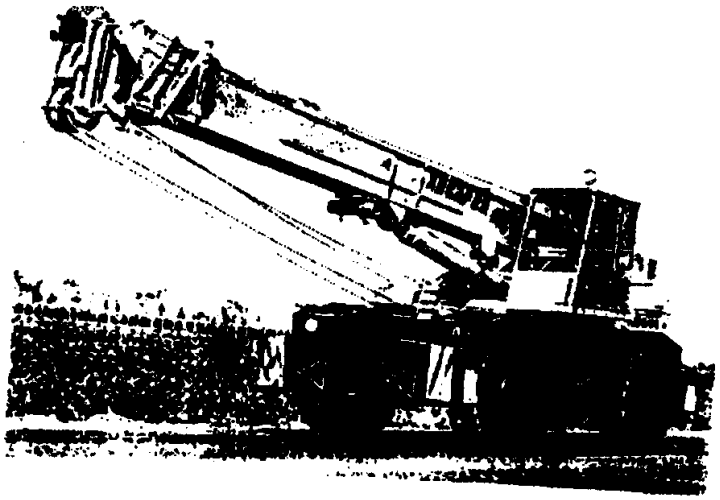


Рис. 1.6. Кран модели КС-5371

На рис. 1.6. показан гидравлический кран на короткобазовом шасси модели КС- 5371 грузоподъемностью 25 т. Кран предназначен для погрузочно-разгрузочных и монтажных работ в стесненных условиях заводских и складских дворов, при реконструкции действующих предприятий. Кран смонтирован на специальном двухосном шасси повышенной прохо-

димости. Оба моста ведущие и управляемые. Трансмиссия - гидромеханическая. Приводом грузовых лебедок и механизма поворота служат аксиально-поршневые гидродвигатели. Силовой агрегат расположен на шасси.

Стреловое оборудование состоит из трехсекционной телескопической стрелы длиной 9,5 - 22 м с синхронным выдвижением секций и удлинителя -гуська неуправляемого.

Предусмотрены грузовые операции в режиме "без опор" и передвижение с грузом. Транспортная скорость 40 км/ч.

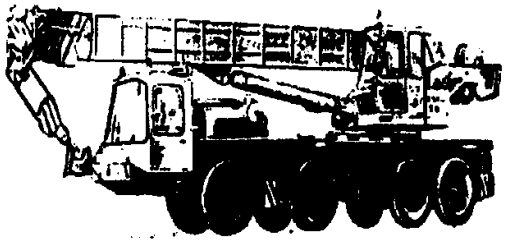
Краны на специальных шасси

Машины современного уровня, преобладающие в мировом выпуске среди ССК, развиваемые транспортные скорости, легкость управления и минимальные поперечные (лобовые) габариты позволяют наравне с шоссейными машинами вписываться в транспортный поток. Краны оборудуются двумя кабинами - транспортной и крановой, приспособлены к длительным пробегам, незаменимы при небходимости проведения кратковременных грузовых оперций на различных объектах региона. Создание кранов данной подгруппы постоянно требует новизны конструктивных и технологических решений.

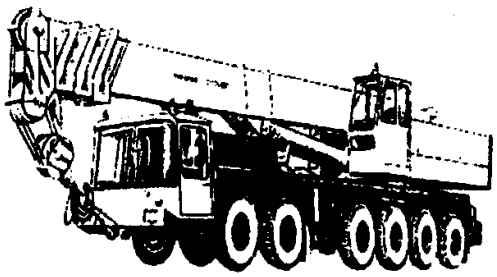
Строгая лимитация металлоемкости данных машин диктует необходимость применения высокопрочных материалов для несущих конструкций. Как правило, крановые установки гидравлические, стрелы телескопические, многосекционные, трансмиссии шасси механические либо гидромеханические с многоскоростными коробками передач. При необходимости высокой проходимости и маневренности ведущими и управляемыми могут выполняться практически все ходовые мосты.

В настоящее время происходит интеграция производств данных машин за счет совместной работы над их созданием ведущих автомобильных и крановых фирм.

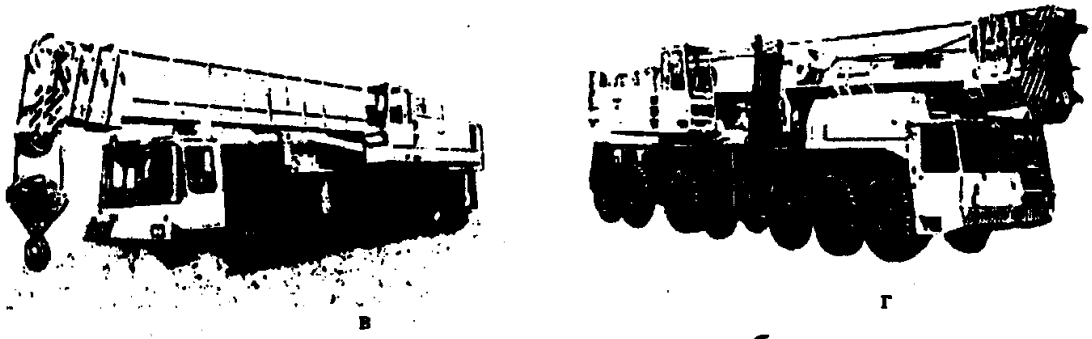
На рис. 1.7 представлены отдельные модели кранов на спецшасси, гамма которых создана на Одесском ПО "Краян" совместно с польским объединением "Бумар" последних 2-х десятилетий и охватывает грузоподъемности от 25 т до 250 т.



а



б



в г

Рис 1.7. Краны на специальных шасси автомобильного типа

а - Кран модели КС-6472; б- Кран модели КС - 7471;
в - Кран модели КС-8471; г - Кран модели КС-9471

Кран гидравлический на специальном шасси КС-6472 грузоподъемностью 40 тонн (рис. 1.7-а). Конструктивная масса крана 37 т , максимальная скорость передвижения 70 км/ч, имея нагрузку на ось менее 10 т , может передвигаться по дорогам общего назначения. Кран оснащен четырехсекционной телескопической стрелой 10,6 - 34,5 м и удлинителем 9,5 и 16 м. В транспортном положении удлинитель закрепляется на боковой плоскости стрелы.

На рис. 1.7-б и 1.7-в показаны краны моделей КС-7471 (грузоподъёмность 63 т) и КС-8471 (грузоподъёмность 100 т), соответственно. Транспортные скорости машин порядка 50 км/ч, стрелы четырехсекционные, телескопические длиной 12,6 - 38,1 м (КС-7471) и 13,6 - 47,8 м (КС-8471). При установке на стрелы сменных гуськов краны можно использовать как с башенным оборудованием.

Кран КС-9471 грузоподъемностью 160 т (см. рис.1.7-г) создан впервые в отечественном краностроении и относится к уникальным грузоподъемным устройствам. Несмотря на значительную конструктивную массу (114 т), кран обладает высокой мобильностью и эксплуатационной готовностью, развивает скорость до 50 км/ч. Пятисекционная стрела удлиняется с 14 м до 50 м. Семиосное шасси с гидромеханической трансмиссией базируется на ходовой раме, собранной по шарнирно-сочлененной схеме, что значительно повысило управляемость машины. В рабочем положении задняя часть рамы раздвигается и используется в качестве задних опорных балок. Гидропневматическая подвеска колес обеспечивает комфортабельные условия работы водителя в транспортном режиме. Машина грузоподъемностью 250 т монтируется на восьмиосном шасси с аналогичными конструктивными решениями.

Эти краны наиболее целесообразно могут быть использованы для подъема и монтажа единичных грузов большой массы. Такие операции характерны для энергетического, металлургического и химического строительства.

Краны специальные

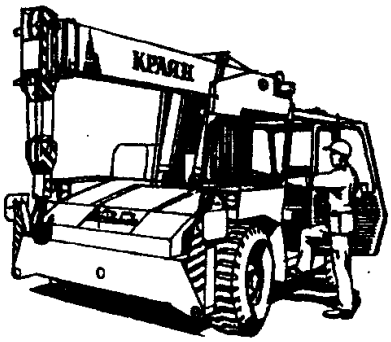


Рис.1.8. Кран модели КМЦ-10

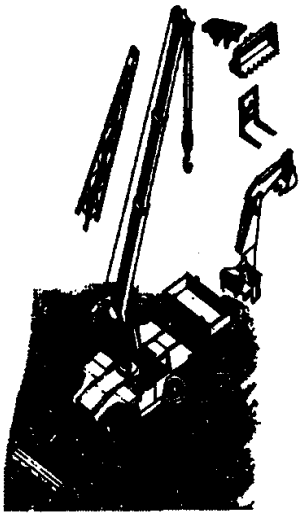


Рис.1.9. Кран модели КМЦ-10 с навесным оборудованием

На рис.1.8, 1.9 представлен кран гидравлический многоцелевого назначения грузоподъемностью 10 т модели КМЦ-10. Кран предназначен для погрузочно-разгрузочных работ и маловысотного строительства на промышленных объектах и в агропромышленном комплексе.

Предусмотрена работа крана со сменным оборудованием:

- неуправляемый гусек ;
- экскаваторное оборудование ;
- бульдозерное оборудование ;
- фронтальный погрузчик ;
- вилочный погрузчик.

Кран базируется на специальном короткобазовом шасси, оснащен дизельным двигателем, обеспечивающим скорость передвижения до 30 км/ч. Передний и задний мосты приводные и управляемые, и обеспечивают крану высокую проходимость и маневренность.

Гидравлическая насосная станция обеспечивает работу :

- шасси при передвижении ;
- поворотной части при крановой работе ;
- выставление на выносные опоры ;
- совмещение хода при работе фронтальным либо вилочным погрузчиками ;
- работу экскаваторного оборудования при установленном на опоры кране.

Необходимость создания таких машин вызвано резким увеличением

малоэтажного строительства в пригородных зонах и агропромышленном комплексе. Функциональная универсализация машин позволяет без значительного увеличения парка механизации поднять интенсивность его использования. Данный подход особенно важен в связи с дефицитом топливных ресурсов.

Вышеприведенный укрупненный анализ моделей ССК дает первоначальное представление о комплексе проблем и требований в создании таких машин. Проектирующие организации должны иметь специалистов автомобильного профиля, гидравликов, электриков, механиков и инженеров- расчетчиков. Требования к расчетам самые высокие, так как создание таких уникальных машин как КС-9471, КС- 10471 и т. п. не может сопровождаться испытанием с вероятностью не только поломок, но и появлением непредвиденных пластических деформаций.

В последующих нескольких главах будет продолжена попытка создания укрупненного, целостного комплекса основных задач, характерных для процесса создания ССК.

Глава II. ШАССИ СТРЕЛОВЫХ САМОХОДНЫХ КРАНОВ

2.1. Общие положения. Элементная база

Ходовые части стреловых самоходных кранов (шасси ССК) создаются на стыке отраслей автомобильной и собственно краностроения. Если в общем краностроении функции движения машин осуществляют механизмы в привычном понимании (механизмы передвижения), то у ССК это, как правило, сложные машины автомобильного типа, требования к которым формируются в зависимости от технических заданий на готовые изделия - краны с точки зрения эксплуатационных качеств как в рабочих (грузовых) операциях, так и в транспортном режиме.

Следует отметить, что если отечественному автомобилестроению в стране на протяжении значительного количества лет уделялось достаточное и пристальное внимание, то создание специальных крановых шасси -задача относительно новая и, следовательно, малоизученная. В традиционном понимании все сводилось к использованию собственно автомобилей в качестве ходовых частей, либо к более примитивному ходу пневмоколесных кранов как первенцев крановых шасси. Интенсивное развитие данного направления краностроения за рубежом за последнее десятилетие показало, что создание конкурентоспособной техники, а именно ССК, в значительной степени зависит от уровня создаваемого для них хода, т.е. крановых специальных шасси. Приведенные в главе I модели выпускаемых кранов являются наглядным подтверждением того, что зачастую крановые шасси не только не уступают, но иногда и превосходят по сложности и оригинальности компоновки и функциональным возможностям более привычные машины общего автомобилестроения и даже специальную автомобильную технику. Использование теории автомобиля, как основополагающей базы для создания собственной теории, является одним из самых важных факторов инженерной перспективы развития крановых шасси как самостоятельной подотрасли.

Использование многолетнего опыта автомобилестроения, его теоретических наработок позволяет интенсивно развивать это новое направление в машиностроении. Использование в качестве комплектующих узлов и агрегатов производимых автомобилей позволяет в кратчайшие сроки осваивать к выпуску крановые шасси, уровень которых приближен к уровню продукции профильных заграничных фирм.

Исходя из разнообразия требований к крановым шасси, можно сделать вывод о необходимости целого ряда эксплуатационных качеств, в значительной мере, характеризующих эффективность кранов в целом.

Разделим важнейшие эксплуатационные качества шасси на три группы:

1. Эксплуатационные качества, влияющие на технико- экономические показатели ССК.
2. Эксплуатационные качества общетехнического характера.
3. Специальные эксплуатационные качества.

Технико-экономические качества

Производительность ССК в значительной мере зависит от соответствия возможностей хода общим задачам, стоящим перед машиной. Это можно объяснить тем, что значительное время в общем времени эксплуатации ССК выделяется на смену рабочих мест, а также иногда на грузовые операции в режиме передвижения. Тяжелые ССК - машины энергоемкие и, следовательно, при создании их не следует забывать о топливной экономичности машины. Спецшасси должны иметь и мобильный опорный контур, надежность которого значительно влияет на производительность.

Общетехнические качества

Важнейшими качествами являются прочность и долговечность.

Достаточные маневренность и управляемость обеспечивают безопасность движения и удобство езды и зависят, в значительной степени, от конструктивных решений - поворотливости, устойчивости, тормозных качеств, плавности хода и т.д.

Используя знания основ теории автомобиля, можно получать исходные параметры для оценки этих качеств, а, следовательно, и для осознанного подхода к задачам конструирования.

Специальные эксплуатационные качества

Разнообразие этих качеств определяется обилием требований к спецшасси кранов. При работе "без опор" в стесненных габаритах рабочих зон возникает необходимость в максимальной маневренности хода (например, "крабом" - диагональное передвижение при независимом управлении двумя мостами). Возможность дублирования управления передвижением из "крановой" кабины также может быть в числе технических условий при создании машины. При необходимости использования ССК в послеаварийных ситуациях, либо в агрессивных средах обязательным условием является обеспечение возможности дистанционного управления грузовыми операциями.

Следует помнить, что функциональная нагрузка у оператора (крановщика) ССК значительно разнообразнее, чем у водителя автомобиля, а сугубо водительские навыки, соответственно, ниже, поэтому комфортные условия кабины, удобство управления и обзора являются необходимыми условиями безопасной эксплуатации.

Попытка разграничения эксплуатационных качеств в приводимой классификации в какой-то степени условна, так как приводимые группы довольно тесно связаны между собой, а одни и те же качества можно отнести к нескольким группам сразу. Понимая это, следует все же уделять внимание изучению эксплуатационных качеств машин. Как оговаривалось раньше, в качестве базовой основы теории шасси ССК можно применять теорию автомобиля, как одну из дисциплин, изучающих эксплуатационные качества машин.

Элементная база шасси

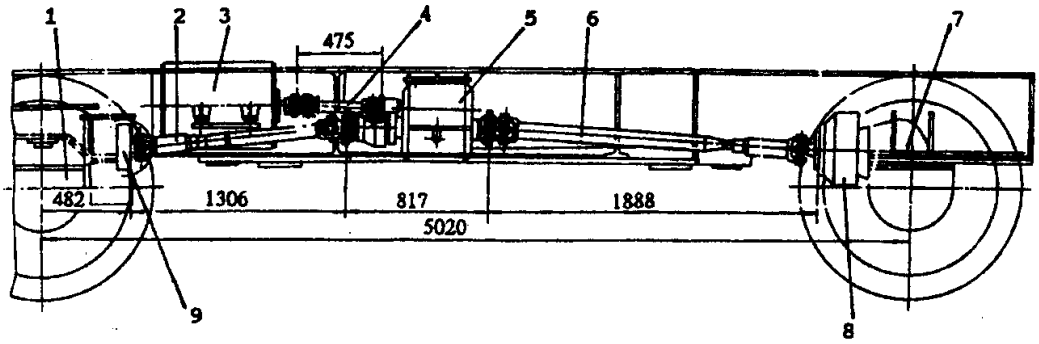


Рис. 2.1. Трансмиссия шасси крана КС-5363. Механизм передвижения пневмоколесного крана
1 - передний мост; 2, 4 и 6 - карданные валы; 3 – электродвигатель; 5 - коробка перемены передач; 7 - задний мост; 8 и 9 - тормозные шкивы

На рис. 2.1. приведена структурная схема трансмиссии шасси крана КС-5363.

Источником движущей силы шасси (крана) является двигатель, в общем привод. Через механизмы трансмиссии развиваемый двигателем момент ($M_{дв}$) передается к движителям. Так как наиболее характерным движителем являются колеса с эластичной шиной, в дальнейшем под движителем будем понимать именно их, различая ведущие, к которым приложен крутящий момент и ведомые, осуществляющие поддержку масс, приходящихся на них. Момент, приложенный к движителям, назовем ведущим моментом ($M_{вед}$).

При равномерном (установившемся) движении между $M_{вед}$ и $M_{дв}$ имеется следующая зависимость.

$$M_{вед} = M_{дв} \times i_{тр} \times \eta_{тр} \qquad [2.1]$$

где $i_{тр}$ - передаточное число трансмиссии;

$\eta_{тр}$ - механический К.П.Д. трансмиссии.

В качестве двигателя чаще всего используются дизели.
Скоростная характеристика дизеля приведена на рис.2.2.

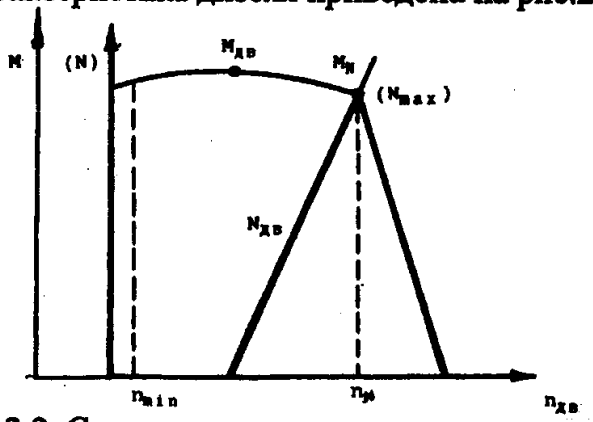


Рис.2.2. Скоростная характеристика дизеля

Можно заметить, что на участке n_{min}-n_N момент практически постоянный, n_{min} принято называть минимальными оборотами устойчивой работы дизеля.

Отношение

$$k_M = \frac{M_{дв.max}}{M_H} \qquad [2.2]$$

называется **коэффициентом приспособляемости двигателя** по крутящему моменту. У дизелей величина этого коэффициента находится в пределах k_M= 1,0-1,05.

Зачастую приводу приходится работать в условиях переменного нагрузочного режима. И очень важно при увеличении нагрузок (внешних сопротивлений) иметь автоматический рост момента двигателя по мере снижения числа оборотов. Это требуется для получения приемлимых динамических качеств машины, а также во избежание самовыключения (останова) дизеля за счет понижения числа оборотов ниже n_{min}. Задача эта решается двумя путями: введением достаточного количества ступеней передач в КПП (механическая трансмиссия), либо введением гидромеханической передачи (гидротрансформатор плюс коробка перемены передач). Трансмиссия в данном случае называется гидродинамической.

Гидротрансформатор (ГДТ) осуществляет бесступенчатое изменение передаточного числа трансмиссии в соответствии с изменением величины внешних сопротивлений движению. ГДТ способствует плавному разгону машины без прекращения подвода мощности к движителям. Последнее значительно уменьшает динамические нагрузки на элементы трансмиссии.

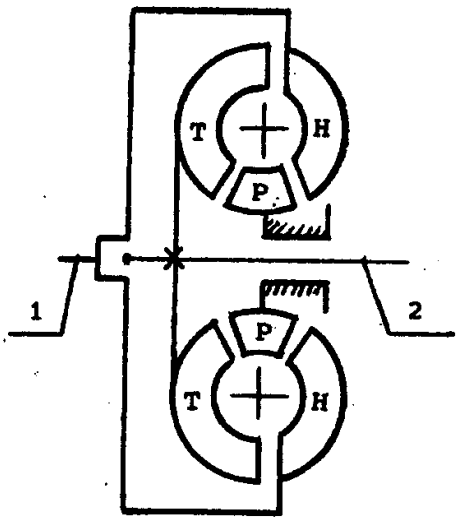


Рис. 2.3. Схема гидротрансформатора

ГДТ в простейшем виде (рис.2.3) состоит из центробежного насоса "Н", соединенного валом "1" с двигателем, турбины "Т", вал которой "2" как элемент трансмиссии соединяет ее с КПП и реактора "Р", закрепленного неподвижно. Реактор представляет собой лопастное колесо. Эти три колеса образуют круг циркуляции - замкнутую полость, в которой происходит непрерывное движение масла от насоса к турбине, оттуда на реактор и обратно на насос.

Таким образом, крутящий момент насоса, приводимого двигателем, за счет кинематической энергии жидкости (масла) передается на турбину.

Основное уравнение гидротрансформатора

$$M_T = Mн + Mр \qquad [2.3]$$

где Мт, M_H и Мр - соответственно крутящие моменты насоса, турбины и реактора, показывают, что при установившемся движении (Мт = Мн +Мр) сумма крутящих моментов, действующих на его колеса, равна нулю, а преобразование крутящего момента на пути от насоса к турбине объясняется наличием реактора. Лопатки последнего изменяют направление потока масла при его возвращении от турбины к насосу.

Преобразующее действие ГДТ характеризуется коэффициентом трансформации

$$K_{ГТ} = \frac{M_T}{M_H}, \qquad [2.4]$$

величина которого меняется, как оговаривалось раньше, автоматически, без участия водителя. При повышении сопротивления движению скорость турбины падает, а Кт увеличивается, достигая своего максимума при полной остановке турбины.

Передаточное отношение ГДТ (кинематическое) определяется выражением

$$i_{Г.Т.} = \frac{n_T}{n_H}, \qquad [2.5]$$

а КПД

$$\eta_{Г.Т.} = \frac{M_T n_T}{M_H n_H} = K_{Г.Т.} \cdot i_{ГТ} \qquad [2.6]$$

Крутящие моменты насоса и турбины зависят от применяемой жидкости, размеров и числа оборотов вала насоса

$$M_H = \lambda_1 \cdot \gamma \cdot n_H^2 \cdot D^5; \qquad [2.7]$$
$$M_T = \lambda_2 \cdot \gamma \cdot n_H^2 \cdot D^5$$

где D - диаметр рабочей полости ГДТ;

γ - удельный вес масла;

λ_1, λ_2 - коэффициенты первичного и вторичного момента ГДТ.

Значения λ_1 и λ_2 определяются экспериментальным путем для каждого типа трансформатора.

Из [2.7] можно получить

$$\frac{M_T}{M_H} = \frac{\lambda_2}{\lambda_1} = K_{ГТ} \qquad [2.8]$$

Значения λ_1 и λ_2 ГДТ одного типа (имеющих одинаковые переда-

точные отношения $i_{гт}$) остаются одинаковыми и одинаковы при этом $К_{гт}$ и $\eta_{гт}$.

Поэтому характеристики гидротрансформаторов строятся в функции $i_{гт}$ и называются безразмерными (см. рис. 2.4).

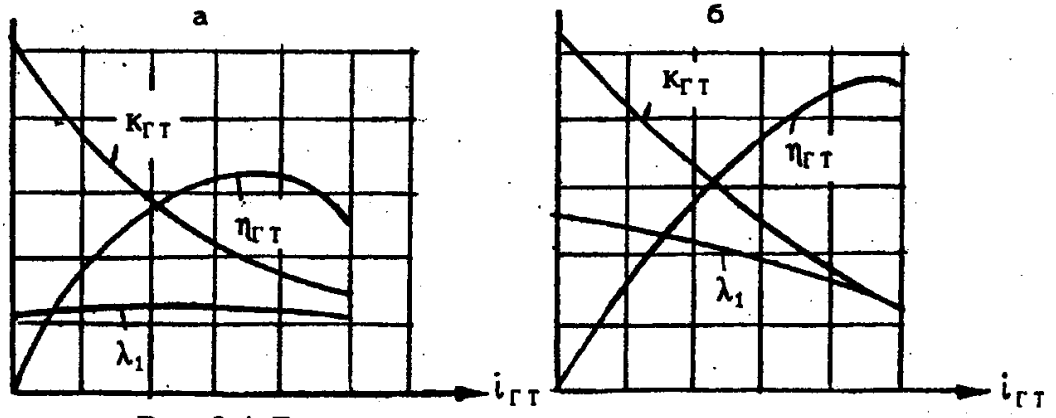


Рис. 2.4. Безразмерные характеристики ГДТ

а - непрозрачного; б- прозрачного

Непрозрачный трансформатор - у которого изменение оборотов и нагрузки турбины не оказывает влияния на режим работы насоса и, следовательно, двигателя (λ = const).

Прозрачный трансформатор - режим работы двигателя (насоса) зависит от нагрузки на валу турбины, т.е. от условий движения. Преобразующие свойства у прозрачных ГДТ ниже ($К_{гт} \leq 2$), чем у непрозрачных ($К_{гт.max} \cong 4$).

Совместная работа ГДТ и двигателя выражается нагрузочными характеристиками ГДТ.

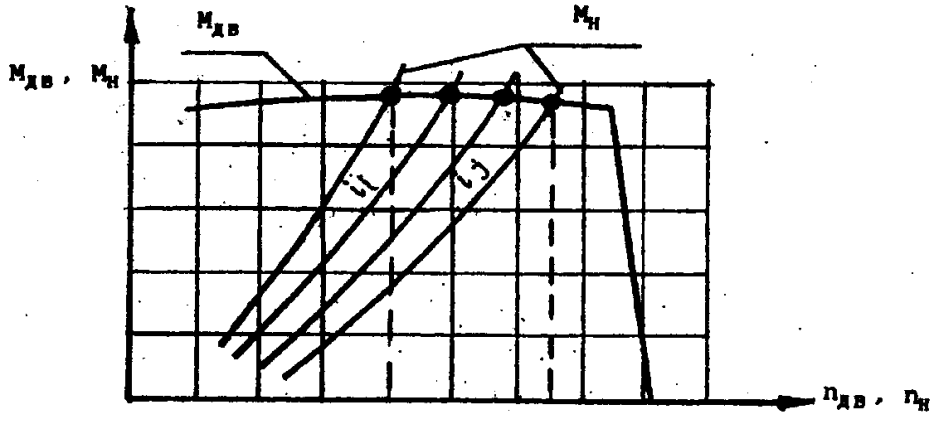


Рис.2.5. Нагрузочная характеристика ГДТ

Выходная характеристика привода определяется согласно выражениям [2.4] – [2.6], графически см.рис.2.6.

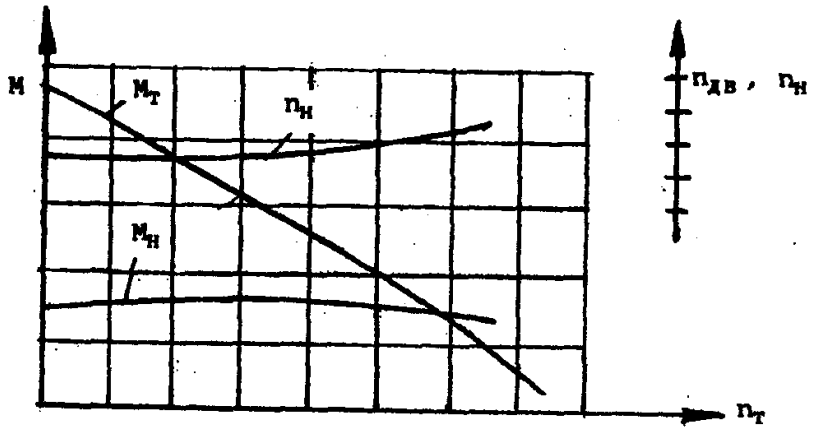


Рис. 2.6. Выходная характеристика совместной работы ГДТ с двигателем.

Объемные гидроприводы

Объемные гидроприводы отличаются простотой передачи энергии к исполнительным механизмам, возможностью бесступенчатого регулирования скорости и моментной характеристики.

При малых габаритах и массе гидрообъемные приводы обеспечивают сравнительно большие передаточные числа. Так если передаточное число одной ступени механической КПП $i_{i\,max} \leq 1{,}85 - 2$, а диапазон силового регулирования одноступенчатой гидромеханической передачи $Д_{max} = K_{Tmax} \leq 2{,}5 - 3$, ($\varphi_{max} \approx 300$ кгс/см^2),то обычно диапазон гидрообъемной передачи $Д = 7 - 7{,}5$ ограничивается лишь прочностью элементов, определяемой давлением P_{max}.

К основным недостаткам можно отнести: низкий КПД (0,7 - 0,8), повышенные требования к условиям эксплуатации (температура, запыленность окружающей среды, загрязненность рабочей жидкости) и относительно высокая стоимость гидрооборудования.

Объемный гидропривод (гидропередача) состоит из насоса или блока насосов, гидромоторов, аппаратуры управления и контроля, вспомогательной аппаратуры, баков для жидкости и трубопроводов. В качестве рабочей жидкости применяются минеральные масла с присадками, которые совмещают в себе свойства рабочего тела и смазочного материала.

На рис. 2.7 приведена принципиальная схема гидропривода, а именно, основной контур циркуляции рабочей жидкости,

Работоспособность основного контура обеспечивается подпиткой, осуществляемой насосом подпитки. Система подпитки компенсирует утечки жидкости, стабилизирует температурный режим, очищает рабочую жидкость, исключает разрыв потока жидкости в гидролиниях.

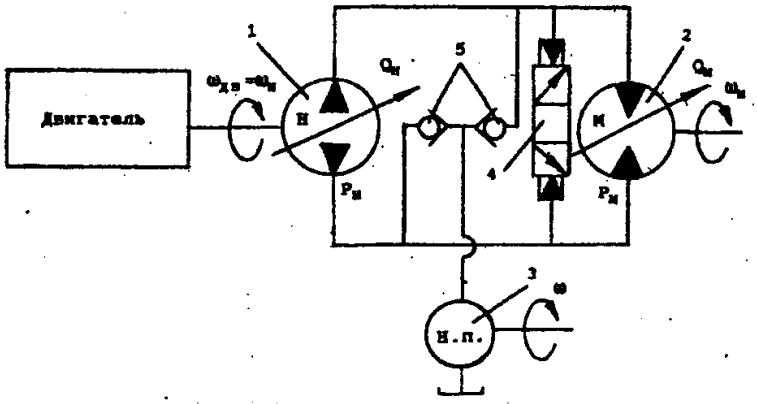


Рис. 2.7. Схема объемной гидропередачи
1 - насос; 2 - гидромотор; 3 - насос подпитки;
4 - гидрораспределитель; 5 - обратные клапаны

Реверс и бесступенчатое регулирование скорости движения выходного звена w_m обеспечивается регулируемым насосом. При реверсировании привода напорная и сливная гидролинии меняются местами. В этих условиях подпитка обеспечивается системой обратных клапанов.

Габариты и масса гидроприводов определяются величиной давления рабочей жидкости. Характерными для современных агрегатов являются следующие уровни давления: 16-25 МПа - номинальное; 21-32МПа - пиковое.

Параметры гидромашин определяются на основе рассмотрения связи между их внешними и внутренними координатами:

для насоса - $Q_H = \gamma_H \cdot \eta_{VH} \cdot W_H \cdot n_H$;
$M_H = \gamma_H \cdot \eta_{гмн}^{-1} \cdot W_H \cdot \Delta P_H$

для гидромотора - $Q_M = \gamma_M \cdot \eta_{VM}^{-1} \cdot W_M \cdot n_M$;
$M_M = \gamma_M \cdot \eta_{ГМ_{дв}} \cdot W_M \cdot \Delta P_M$

где Q - подача насоса или расход гидродвигателя, $м^3$ /с;

γ - параметр регулирования ;

$\eta_V, \eta_{гм}$ - объёмный и гидромеханический К.П.Д. гидромашины ;

W - характерный объём гидромашины , $м^3$;

$W=V/2\pi$;

V - рабочий объём гидромашины , $м^3$ / об.

ΔP - перепад давления на гидромашине, Па ;

n - частота вращения вала , об/ мин ;

$\eta_\Sigma = \eta_V \cdot \eta_{гм}$ - суммарный К.П.Д. гидромашины.

Основные схемы гидрообъёмных трансмиссий

1. Мотор-колесо. Двигатель приводит в действие регулируемый насос. Гидромоторы связаны с ведущими колёсами или непосредственно, или через колесные передачи (колёсные редукторы). Использование в схеме только одного насоса создаёт возможность автоматизации управления трансмиссией во время движения. Данная схема позволяет установить двигатель с насосом в

любом месте шасси, где это выгодно по компоновке машины.

2. Мостовая схема. Двигатель приводит в действие сблокированные регулируемые насосы, каждый из которых питает гидромоторы одного из ведущих мостов. Схема пригодна для гидротрансмиссии многоприводных машин

3. Бортовая схема. Каждый насос питает гидромоторы одного борта колес. Схема может служить механизмом поворота в движении короткобазовых машин (аналогично гусеничному ходу).

4. Гидрообъёмная КПД. Насос и гидромотор объединены в один блок и включены в трансмиссию. При такой схеме гидропередача выполняет функцию бесступенчатой коробки передач и сцепления. Конструктивная схема компоновки такая же, как и для механической (гидромеханической) трансмиссии.

Одним из важнейших узлов шасси (элемент трансмиссии) является коробка перемены передач (КПП). Она предназначена для преобразования крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала двигателя (вала турбины) для получения различных тяговых усилий на ведущих колёсах при трогании и разгоне, преодолении дорожных препятствий в движении.

КПП обеспечивает возможность устойчивого движения с малыми скоростями, что необходимо ССК при передвижении по рабочей площадке, особенно с грузом, даёт возможность движения задним ходом и отсоединения двигателя от ходовой трансмиссии при пуске и на кратковременной стоянке.

В трансмиссиях ССК в основном применяются ступенчатые (механические) КПП, отличающиеся сравнительной простотой и невысокой стоимостью. Механические КПП имеют достаточно высокий К.П.Д. ($\eta_{кпп}$ = 0,93-0,98). Коэффициент полезного действия КПП выражается. произведением К.П.Д. зубчатых пар, входящих в зацепление.

В рассматриваемых шасси применяются как 3-х - 5-ти ступенчатые коробки, так и многоступенчатые (6-12) для тяжёлых машин и машин высокой проходимости. Учитывая необходимость для кранов обеспечивать значительный диапазон скоростей, в основном, применяются 2-х диапазонные многоступенчатые КПП (например, 5х2), что позволяет дискретно использовать диапазоны и сокращает число ступеней.

Низкая передача определяется из условия либо обеспечения минимальной скорости, либо развития максимальной тяги с учётом решения всей трансмиссионной цепи. Высшая передача определяется необходимой максимальной транспортной скоростью.

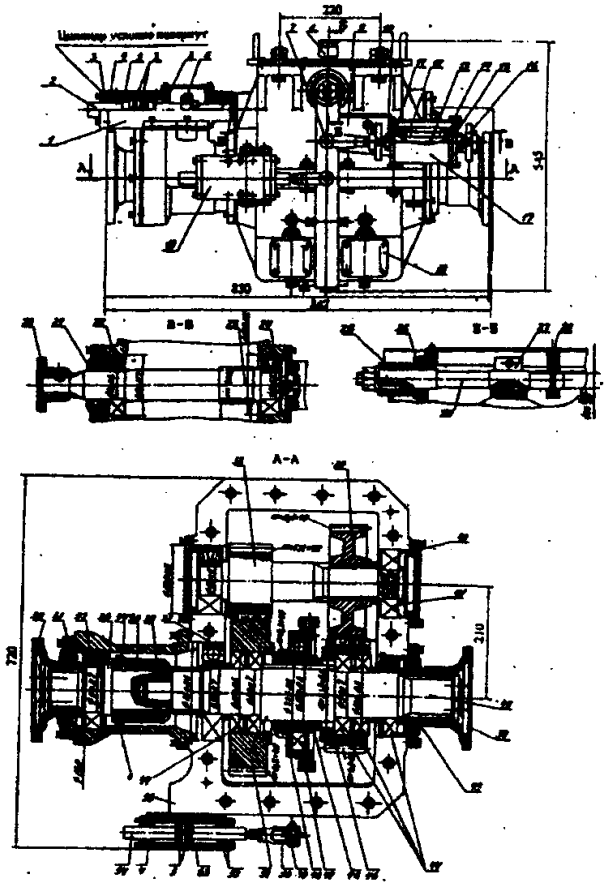


Рис.2.8. Коробка перемены передач

1и 5 – цилиндры; 2 – плунжер; 3,4, 21 и 52 – уплотнительные кольца; 6,7, 27 и 50 – вилки; 8 – сапун; 9 – кронштейн; 10 – гайка; 11 – тарелка пружины; 112 – пружина; 13 – тяга; 14 – тахометрический генератор; 15 – крышка; 16 - упорная шайба; 17 - механизм установки нейтрали; 18 - путевой выключатель; 19 - гидроцилиндр; 20 и 30 - фланцы; 22, 24, 32, 37, 41, 44 и 47 - подшипники; 23 и 38 - вал-шестерня; 25 и 31 - манжеты; 26 -рычаг; 28 - винт специальный; 33 и 42 - валы; 34 - стакан; 35 и 46 - муфты; 36 и 43 - втулки; 39 и 51 - зубчатые колеса; 40 - регулировочное кольцо; 45 — шестерня; 48 - обойма; 49 - валик; 53 - корпус цилиндра; 54 -поршень; 55 - корпус

Учитывая конструктивную и технологическую сложность в реальном проектировании крановых шасси при необходимом числе ступеней более 3-х, обычно используются КПП грузовых автомобилей. Для передачи и распределения крутящего момента нескольким ведущим мостам применяются раздаточные коробки (РК). Объединенные РК с дополнительной двухступенчатой коробкой позволяет получить 2-х диапазонную КПП, упоминаемую выше.

Бесступенчатые передачи дают возможность обеспечить плавное и непрерывное изменение силового и кинематического передаточных отношений трансмиссии. В спецшасси ССК обычно используются гидродинамические передачи (ГДП) и объемные гидропередачи. Гидротрансформаторы (ГДТ) рассмотрены ранее и применяются как входная бесступенчатая ступень в механических ступенчатых КПП.

Объемную гидропередачу в простейшем виде представляет собой блок «насос-мотор». Насос приводится в действие двигателем. Мотор (гидродвига-

тель), используя энергию потока рабочей жидкости, создает трансформированный момент. КПД таких передач ниже, чем у механических и гидромеханических и составляют обычно 0,75-0,85 без учета потерь в магистралях.

Агрегаты трансмиссий шасси при движении машины перемещаются друг относительно друга, изменяя параметры несоосности и расстояния между собой. Передача крутящего момента к агрегатам осуществляется карданами (карданными передачами). Углы наклона карданных валов могут колебаться от 0° до 30°-40°. Рекомендуемыми углами установки карданных передач, испытывающих номинальные нагрузки, можно считать 1°- 6°. При выполнении тягово-динамических расчетов считается, что карданная передача обеспечивает равные угловые скорости вращения на входе и выходе и имеет К.П.Д. $\eta_к \approx 0{,}99$.

Мосты ведущие играют роль комплексного элемента трансмиссии и состоят из главных передач (ГП) и ведущих колес. Главные передачи передают крутящий момент к колесам при постоянном его увеличении. Конструктивно, в идеальном упрощении, ГП можно представить в виде конической пары. Передаточные числа главных передач колеблются:

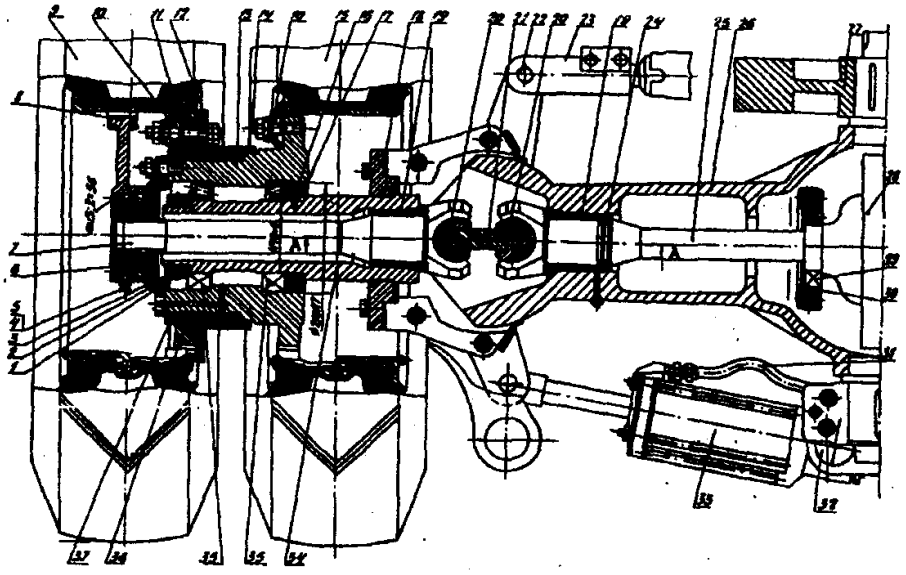
$i_{гп} \leq 7$ - для одинарных и

$i_{гп} \geq 7\text{-}20$ - для двойных передач.

Колесные передачи применяются при ограничении входного момента в ГП при стремлении увеличить тяговую характеристику машины. Передаточные числа КП, как правило, ограничиваются габаритами "вписывания" передачи в обод колеса. К.П.Д. определяется по общей теории редукторов.

Ведущие колеса передают на дорогу вес крана; создают продольные реактивные силы, вызывая движение или остановку машины; создают боковые реактивные силы, заставляя машину двигаться по криволинейной траектории; уменьшают динамические нагрузки на машину со стороны дороги.

Основным элементом колеса является шина. Пневматические шины выполняются в соответствии с данными ГОСТ 8430 и ГОСТ 5513.



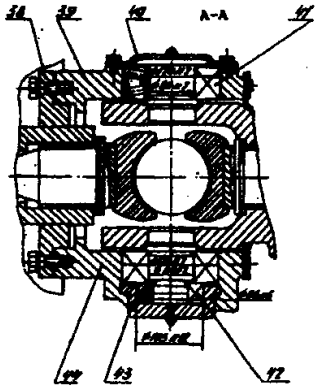


Рис. 2.9 Передний мост

1, 3 и 4 - гайки; 2 - шайба стопорная; 5 - винт; 6 - ступица; 7 и 25 - полуоси; 8 - поводок; 9 - колесо наружное; 10 - прижим; 11 - кольцо; 12 – сектор; 13 - ступица внутреннего колеса; 14 - шпилька; 15 - колесо внутреннее, 16 - кольцо войлочное уплотнительное; 17 - кольцо; 18 - уплотнение; 19 – втулка; 20 - кулак шарнира; 21 - диск шарнира; 22 и 32 - оси; 23 -тяга в сборе; 24 - кольцо уплотнительное; 26 - картер моста; 27 - траверса; 28 - редуктор дифференциала переднего моста в сборе; 29, 35, 41 и 42 -подшипники; 30 - кольцо стопорное; 31 - трубка; 33 - цилиндр разворота колес; 34 - цапфа; 36 - ступица наружная; 37 - втулка; 38 и 40 - крышки; 39 - корпус поворотного кулака верхний; 43 - стакан; 44 - корпус поворотного кулака нижний

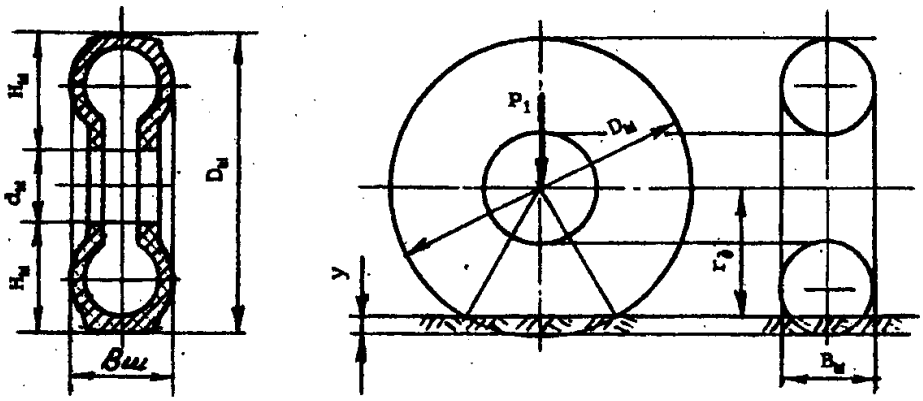


Рис. 2.10. Основные размеры шины

Шины, используемые в краностроении, отличаются повышенной слойностью для восприятия повышенных нагрузок, в том числе статических. Допустимые нагрузки на шины определяются желательной долговечностью и условиями эксплуатации. Поэтому допустимая нагрузка на шину приводится для статического нагружения V ≤ 5 км/ч и при различных скоростях. Нагрузочная способность шины зависит от геометрических размеров, слойности каркаса и давления воздуха в камере.

На рис. 2.10 приведены основные размеры и прогиб шины под нагрузкой.

Здесь:

$B_ш$ - ширина профиля;

d_m - внутренний диаметр (посадочный диаметр обода);

$H_ш$ - высота профиля;

$D_ш$ - внутренний диаметр шины;

$r_д$ - силовой радиус;

y - прогиб шины под нагрузкой.

Так как $H_ш \approx 1{,}08 B_ш$, а $Д_ш = d_ш + 2H_ш$, то $D_ш \approx d_ш + 2{,}16 B_ш$. Для номинальных нагрузок (соответствующим допускаемым) можно рекомендовать зависимость

$$r_д = \frac{d_ш}{2} + 0{,}9 \cdot B_ш = \frac{D_ш}{2} - y \qquad [2.9]$$

Эта величина зачастую используется в тяговых расчетах. Ориентировочная зависимость между прогибом шины и нагрузкой можно выразить зависимостью

$$y_{факт} = \frac{0{,}3}{q\sqrt{D_ш \cdot B_ш}} \cdot P_{факт}, \qquad [2.10]$$

где q - давление воздуха в пневмокамере.

Из условия долговечности шины прогиб не должен превосходить 3,5% от ее наружного диаметра Дш, т.е. $y_{max} \approx 0{,}035$ Дш.

Условное обозначение шин : 16.00 - 24 или 16.00х24, где первое число характеризует ширину профиля Вш , а второе - посадочный диаметр $d_ш$. Обе величины согласно международным стандартам приводятся в дюймах.

2.2. Некоторые вопросы теории автомобиля. Тяговый баланс и дифференциальное уравнение движения

Передача ведущего момента $M_{вед}$ приводит к возникновению касательных реакций между движетелями (ведущие колеса) и дорогой. Эти реакции направлены по движению машины (V). Обозначим равнодействующую этих реакций через X_k и назовем толкающей силой. Хк действует на плече $r_к$ относительно оси вращения колеса.

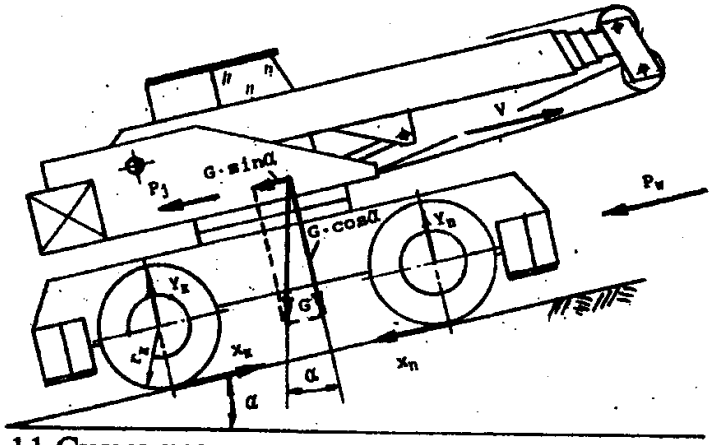


Рис. 2.11 Схема крана, движущегося под углом α.

В общем случае

$$X_k = \frac{M_{вед} - M_{jk} - M_{fk}}{r_k} \qquad [2.11]$$

где М вед - приведенный к ведущим колесам момент двигателя Мдв

$$M_{вед} = M_{дв} \cdot i_{тр} \cdot \eta_{тр},$$ см. [2.1],

$r_к$ - радиус качения ведущих колес ;

M_{fk} - момент, необходимый для преодоления сопротивления качению ведущих колес ;

M_{jk} - приведенный к ведущим колесам суммарный момент сил инерции двигателя, элементов трансмиссии и самих колес;

$$M_{jk} = j \cdot \left(\frac{I_{дв} \cdot i_{тр}^2 \eta_{тр} + \Sigma I_x \cdot i_x \cdot \eta_x + I_k}{r_k} \right) \qquad [2.12]$$

где j - линейное ускорение машины ;

Iдв - момент инерции вращающихся масс двигателя, приведенный к коленчатому валу;

Iх - моменты инерции отдельных вращающихся деталей трансмиссии относительно их осей вращения ;

i_x, ηх - соответственно передаточные числа и значения механического КПД передач, соединяющих рассматриваемый элемент с движителями;

Iк - суммарный момент инерции ведущих колес относительно их осей вращения.

В зависимости от знака ускорения j момент Mjк может быть положительным или отрицательным.

Касательная сила тяги установившегося движения Рк определяется из отношения

$$P_k = \frac{M_{вед}}{r_k} \qquad [2.13]$$

Подставив Рк в уравнение [2.11], получим

$$X_k = P_k - \frac{M_{jk} + M_{fk}}{r_k} \qquad [2.14]$$

Возможное максимальное реализуемое значение Мвед зависит от сцепления колес с дорогой. Сцепные качества колес с дорожным покрытием характеризуются коэффициентом сцепления φ, а сила тяги с учетом сцепления обозначается Рφ. По аналогии с трением твердых поверхностей можно записать

$$\varphi = \frac{P_\varphi}{Y_k}, \qquad \text{или} \qquad P_\varphi = \varphi \cdot Y_k, \qquad [2.15]$$

где Y_k - нормальная реакция дороги на ведущие колеса.

Следовательно, реализация силы тяги определяется меньшей из Рк и Рφ, т.е. либо по двигателю, либо по сцеплению.

Значение величин f и φ для некоторых дорожных покрытий приведены в табл.2.1.

Таблица 2.1

Тип дороги	f	φ
Асфальтобетонное щоссе	0,015-0,020	0,6-0,8
Гравийно-щебеночная дорога	0,020-0,030	0,5-0,65
Булыжная мостовая	0,025-0,035	0,4-0,5
Сухая грунтовая дорога	0,03-0,05	0,5-0,7
Грунтовая дорога после дождя	0,05-0,15	0,35-0,5
Песок	0,1-0,3	0,65-0,75
Снежная укатанная дорога	0,03-0,04	0,3-0,35

Наряду с толкающей силой Хк на машину действуют силы сопротивления движению. На рис. 2.11 показан кран, движущийся под уклон α, движение носит неустановившийся характер, ускоренное.

На схеме:

Хк - толкающая сила ведущих колес;

Хп - реакция, возникающая между дорогой и неприводными (в данном случае передними) колесами под действием толкающего усилия, приложенного к ним от остова машины (рамы ходовой);

G - вес крана;

Pj - сила инерции, препятствующая движению (движение ускоренное);

Pw - сопротивление воздуха.

Реакцию Хп определим из условия, что она должна вращать передние колеса на плече $r_к$.

$$X_n \cdot r_k = M_{fn} + M_{jn} + M_r,$$

где M_{fn} - момент сопротивления качению передних колес ;
M_{jn} -момент сил инерции передних колес из-за неравномерной угловой скорости их вращения ;
M_r - момент трения в подшипниках колес.

Так как посадка колес обычно осуществляется на подшипниках качения, сопротивление которых незначительно, моментом Mr можно пренебречь. Получаем в итоге

$$X_n = \frac{M_{fn} + M_{jn}}{r_k} \qquad [2.16]$$

Силу веса G заменим двумя составляющими G cos α и G sin α. Первая прижимает колеса к дороге, вследствие чего возникает M_{jn} и M_{fn}, сопротивляющиеся вращению колес. Вторая составляющая G sinα , сопротивляющаяся подъему машины, т.е. против движения.

Суммарную силу инерции P_j, машины можно посчитать по формуле

$$P_j = \frac{G}{g} \cdot j = m \cdot j \qquad [2.17]$$

где g - ускорение силы тяжести ;
j - ускорение прямолинейного поступательного движения

$m = \frac{G}{g}$ - масса крана.

Сопротивление воздуха Pw вызывается завихрением воздуха и трением его о поверхность машины. Величина сопротивления зависит от обтекаемости машины, т.е. от ее аэродинамических качеств.

$$P_w = k \cdot F \cdot V^2, \text{ кгс}, \qquad [2.18]$$

где k - коэффициент обтекаемости (приведенный коэффициент сопротивления воздуха), кгс .сек^2/м^4;
F - лобовая поверхность машины (проекция контура машины на плоскость перпендикулярную направлению движения), м^2;
V - скорость движения, м/сек .

Так как скорость транспорта обычно выражается в км/ч, то более удобно представлять формулу [2.18] в виде

$$P_w = \frac{K \cdot F \cdot V^2}{13} \text{ кгс}, \qquad [2.19]$$

где V - скорость движения в км/ч .

Значения *K* колеблются в пределах 0,06-0,07 по аналогии с грузовыми автомобилями. Центр парусности, точку приложения Pw, обычно

располагают на одной высоте с центром тяжести машины.

Возвращаясь к рис. 2.11 спроектируем все силы на поверхность движения.

$$X_k = X_n + G \sin\alpha + P_j + P_w . \qquad [2.20]$$

Полученное выражение называется уравнением тягового баланса автомобиля.

Подставим в [2.20] значения X_k и X_n из [2.14] и [2.16]. После перегруппировки получим

$$P_k = \left(\frac{M_{fk}}{r_k} + \frac{M_{fn}}{r_k}\right) + \left(P_j + \frac{M_{jk}}{r_k} + \frac{M_{jn}}{r_k}\right) + G \cdot \sin\alpha + P_W$$

В первых скобках просматривается сила сопротивления качению ведущих и ведомых колес P_f. Так как колеса прижимаются к дороге силой G cos α, можно записать

$$P_f = f \cdot G \cdot \cos\alpha = \frac{M_{fk}}{r_k} \pm \frac{M_{fn}}{r_k},$$

где f- коэффициент качения (см. табл.2.1.)

Просуммировав P_f с сопротивлением подъему Gsinα, получим общее сопротивление движению, оказываемое дорогой P_Ψ

$$P_\Psi = fG\cos\alpha + G\sin\alpha = G(f\cos\alpha + \sin\alpha) = \Psi G,$$

где Ψ - приведенный коэффициент сопротивления дороги

$$\Psi = f\cos\alpha \pm \sin\alpha, \qquad [2.21]$$

«+» — движение на уклон, "-" - с уклона.

При незначительных уклонах cos α приближается к 1, что упрощает выражение [2.21].

$$\Psi = f \pm \sin\alpha$$

Рассматривая вторую скобку как результирующую сил инерции $P_{j\,рез}$, и по аналогии с ведущими колесами,

$$M_{jn} = I_n \frac{j}{r_k},$$

где Iп - суммарный момент инерции передних (ведомых) колес, получаем

$$P_{j.рез} = \frac{G}{g} j \left[1 + \frac{g}{G}\left(\frac{I_{дв} \cdot i_{тр}^2 \eta_{тр} + \sum I_x i_x^2 \eta_x + I_k + I_n}{r_k^2}\right)\right] = \delta_{вр} P_j$$

$\delta_{вр}$ - называется коэффициентом учета вращающихся масс.

$$\delta_{вр} = 1 + \frac{g}{G \cdot r_k^2}\left(I_{дв} \cdot i_{тр}^2 \eta_{тр} + \sum I_x i_x^2 \eta_x + I_k + I_n\right) \qquad [2.22]$$

Наибольшую роль в величине $\delta_{вр}$ играют маховик двигателя и колеса. Остальными массами можно пренебречь.

Точное определение величины $\delta_{вр}$ затруднительно и для ориентира можно рекомендовать следующую эмпирическую формулу, применяемую в теории автомобиля

$$\delta_{вр} \approx 1{,}04 + 0{,}05 \cdot i_{кпп}^2$$

где $i_{кпп}$ – передаточное число коробки передач (КПП).

Так как P_j может быть положительным и отрицательным, уравнение тягового баланса окончательно записывается

$$P_k = P_\psi \pm \delta_{вр} \cdot P_j + P_w = \psi G \pm \delta_{вр} \cdot G\frac{j}{g} + P_w \qquad [2.23]$$

Откуда

$$P_k - P_w = G\left(\psi \pm \frac{\delta_{вр} \cdot j}{g}\right)$$

Разность $P_k - P_w$ пропорциональна весу машины G, и отношение $P_k - P_w/G$ показывает удельную силу тяги на единицу веса. Данное отношение называется **динамическим фактором машины, D.**

$$D = \frac{P_k - P_w}{G} = \frac{\dfrac{M_{дв} \cdot i_{тр}\eta_{тр}}{r_k} - P_w}{G} \qquad [2.24]$$

$$D = \psi \pm \delta_{вр} \cdot \frac{j}{g} \qquad [2.25]$$

Так как динамический фактор - величина безразмерная, при помощи его удобно сравнивать динамические качества машин, независимо от их веса и грузоподъемности. Обычно составляют динамические характеристики машины в зависимости от скорости V и передачи трансмиссии (КПП);

Линейную скорость V в зависимости от скорости привода $n_{пр}$ и геометрии колес $r_к$ можно записать в виде

$$V = \frac{2\pi \cdot r_k \cdot n_{пр} \cdot 60}{i_{тр} \cdot 10^2} = 0{,}377 \cdot \frac{r_k \cdot n_{пр}}{i_{тр}} \qquad [2.26]$$

По скоростной характеристике двигателя (нагрузочной, выходной привода) для каждой передачи, найдя моменты привода по его оборотам, подставляем в [2.24] и определяем значения D.

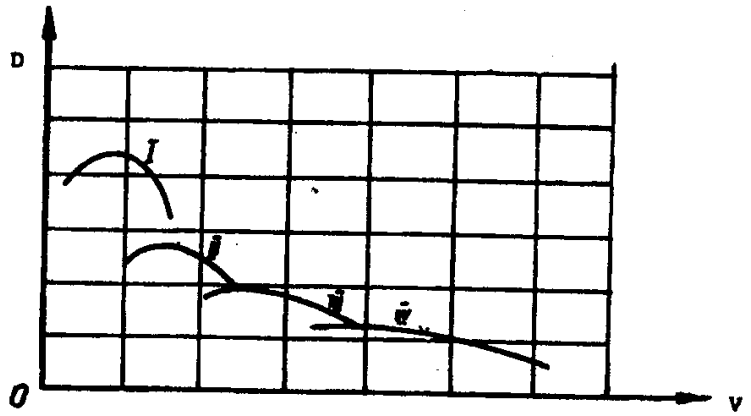


Рис. 2.12. Динамическая характеристика.

Согласно [2.25], при установившемся режиме движения динамический фактор (D) должен быть равен приведенному коэффициенту сопротивления дороги (Ψ).

Аналогично силе тяги, рассмотренной раннее, нельзя забывать о сцеплении с дорогой, то есть вводится понятие D_φ.

$$D_\varphi = \frac{P_\varphi - P_W}{G} \qquad [2.27]$$

Используя динамические характеристики, можно построить графики ускорений для соответствующих дорожных условий, отражаемых Ψ. Из формулы [2.25]

$$j = g \cdot \left(\frac{D - \psi}{\delta_{вр}} \right), м/с^2 \qquad [2.28]$$

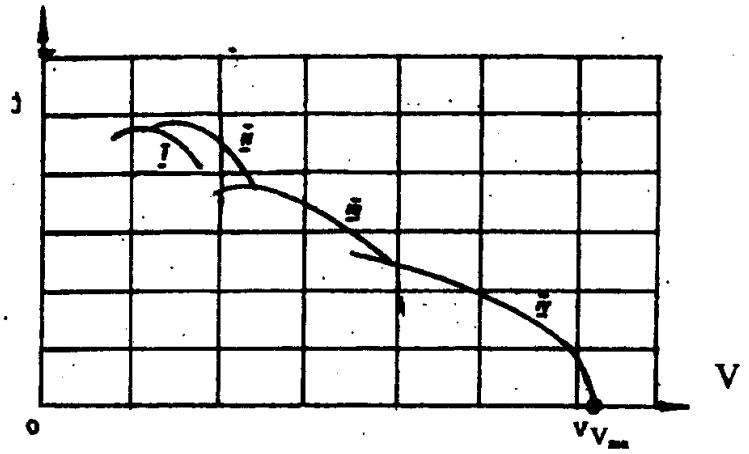


Рис. 2.13 Графики ускорений.

На рисунке 2.13 приведены примерные графики ускорений. Число кривых определяется количеством передач КПП. Общий характер кривых на этих графиках подобен характеру кривых динамического фактора, но в связи с тем, что коэффициент $\delta_{вр}$ при увеличении передаточного числа трансмиссии растет, кривые ускорения с уменьшением номера передачи располагаются несколько ближе одна к другой по сравнению с аналогичными кривыми динамической характеристики.

Из [2.28] видно, что ускорение зависит от двух факторов : от разности D-Ψ, то есть от избытка динамического фактора над величиной приведенного коэффициента дорожных сопротивлений и от величины коэффициента $\delta_{вр}$.

Важнейшим качеством самоходной машины является **приемистость** -способность к разгону.

Приемистость хода влияет на среднюю скорость движения, так как в процессе движения приходится менять скорость, обгонять впереди идущие машины, трогаться с места. В условиях интенсивных транспортных потоков приемистость определяет пропускную способность дороги.

Разгон обычно осуществляется поэтапно, начиная с низших передач. Из приведенного примерного графика ускорений можно сделать еще одно заключение, что не всегда разгон будет наиболее интенсивным на низшей передаче, то есть $j_I < j_{II}$. Этот эффект характерен для трансмиссий с КПП, когда первые передачи имеют значительно большие передаточные числа, чем вторые.

Точка пересечения нижней кривой ускорений (IV) осью абсцисс (V) дает значение максимально возможной в заданных дорожных условиях скорости движения $V_{max.}$ В этой точке ускорение равно нулю, и, следовательно, дальнейшее повышение скорости уже невозможно.

Величина ускорения не является наглядным и удобным для прак-

тических целей показателем. Поэтому приемистость машины принято характеризовать следующими понятиями: время разгона и путь разгона.

Время разгона t_p - время в течение которого транспортное средство увеличивает скорость от начальной величины V_1 до заданного конечного значения V_2, а путь разгона Sp - аналогично. Время разгона t_p может быть представлено в виде интеграла элементарных отрезков времени dt, в течение каждого из которых скорость машины получает бесконечно малые приращения dV . Так как ускорение

$$j = \frac{dV}{dt}, mo\ dt = \frac{dV}{jV_2}, a$$

$$t_p = \int_0^{t_p} dt = \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{j}, c \qquad [2.29]$$

Аналогично путь разгона Sp представляет собой сумму элементарных отрезков пути $dS = V \cdot dt$ и может быть выражен следующими зависимостями

$$S_p = \int_0^{S_p} dS = \int_0^{t_p} V \cdot dt \ , \text{м} . \qquad [2.30]$$

Решение уравнений [2.29] и [2.30] затрудняется отсутствием аналитических зависимостей между j и V, и V и t. Методы графического интегрирования достаточно трудоемки, и рекомендовать их для использования нет смысла.

На практике удобно использовать табличные методы ведения тягово-динамических расчетов, включающих в себя определение основных параметров машины. При этом выходная характеристика двигателя (привода) делится на определенное число интервалов. В дальнейшем все вычисления ведутся для конечных точек принятых интервалов. Путь разгона рассматриваем как состоящий из отдельных интервалов (вышепринятых) с постоянным ускорением на каждом из них ($j_{ср.к}$)

$$j_{ср.к} = 0{,}5(j_i + j_{i+1}), м/с^2 \qquad [2.31]$$

Время разгона на определенном интервале

$$\Delta t_k = \frac{V_{i+1} - V_i}{3{,}6 \cdot j_{ср.к}}, c \qquad [2.32]$$

Общее время разгона до определенной скорости с учетом принятых допущений

$$t_p = \Sigma \Delta t_k \qquad [2.33]$$

Путь разгона на определенном интервале

$$\Delta S_k = \frac{V_{ср.к} \cdot \Delta t_k}{3{,}6}, м \qquad [2.34]$$

где

$$V_{ср.к} = 0{,}5(V_i + V_{i+1}), км/ч \qquad [2.35]$$

Общий путь разгона крана до определенной скорости

$$S_p = \sum \Delta S_k \qquad [2.36]$$

Рассматривая кран как транспортное средство, следует помнить, что одной из основных задач создания машины является выбор двигателя (привода). Так как ССК по весовым параметрам обычно можно приравнять к автомобилям - тяжеловесам , то и номенклатура двигательной группы укрупнённо соответствует номенклатуре двигателей, используемых в указанных автомобилях. Частично возможно использование так называемых тракторных двигателей, но последние менее приспособлены для установки на спецшасси и уступают автомобильным по своим характеристикам. В основном применяются дизельные двигатели.

Мощность двигателя (привода) должна быть достаточной для обеспечения движения с требуемой скоростью при заданных дорожных условиях.

Это требование можно записать в следующем виде.

$$N_{дв} = N_{тр} + N_f + N_\alpha + N_j + N_w, \quad [2.37]$$

где $N_{дв}$ - эффективная мощность двигателя ;

$N_{тр}$ - мощность, расходуемая на механические потери в узлах трансмиссии ;

N_f - мощность, расходуемая на преодоление сопротивления качению колёс;

N_α - мощность, расходуемая на преодоление подъёмов на пути движения ;

N_j - мощность, расходуемая на изменение скорости машины (разгон);

N_w - мощность, расходуемая на преодоление сопротивления воздуха передвижению.

Данную зависимость называют **уравнением мощностного баланса.**

Обычно максимальную скорость транспортные средства развивают на дорогах с улучшенными покрытиями ($f \leq 0{,}02\text{-}0{,}025$) на участках пути без подъёмов, либо с уклонами минимальной величины и протяжённости. Сопротивление воздуха, выражаемое зависимостью $P_w = kFV^2$, как очевидно, зависит от скорости, и интенсивно возрастает при увеличении скорости. Учёт сопротивления воздуха обязателен при определении V_{max}, либо N_{Vmax}.

Обычно используемую формулу для определения необходимой мощности двигателя записывают в виде

$$N_{t(max)} = (G\psi + Pxx)\frac{V\,max}{270 \cdot \eta_{тр}} + K\frac{FV^{3}_{max}}{3500\,\eta_{тр}}, л.с, \qquad [2.38]$$

где $N_{t(max)}$ -максимальная мощность привода;

P_{xx} -усилие, которое необходимо приложить к окружности ведущих колёс, чтобы преодолеть сопротивление трансмиссии на холостом ходу,кгс.

(Эмпирические формулы приводятся в различных первоисточниках).

Тормозные системы.

Так как ССК могут находиться в транспортном потоке, рабочая система торможения их должна соответствовать нормативам идентичного автомобильного транспорта, а для машин весом ≤ 12 т - ГОСТу 22895, для машин весом > 12 т - И37.001.024.

Стояночная тормозная система предназначена для удержания крана на уклоне, задаваемом ТУ , либо ТЗ заказчика. Вспомогательная тормозная система (динамическое торможение) служит для «притормаживания" на длительных спусках в режиме «обгона привода». Это тормоза замедлители.

В качестве рабочих тормозов обычно используются барабанные тормозные механизмы, имеющие четыре разновидности по взаимодействию тормозных колодок с разжимающим устройством и барабаном. Эти механизмы (тормоза) отличаются друг от друга эффективностью и, соответственно, методиками расчёта. Так как методические материалы расчёта параметров собственно тормозных механизмов приводятся в целом ряде источников, остановимся на рассмотрении процессов, происходящих с краном при торможении.

По аналогии с разгоном для оценки тормозных качеств машины принимаются следующие измерители:

1) максимальная величина замедления $j_{т\,max}$, которая может быть достигнута при торможении машины в заданных дорожных условиях;

2) минимальный путь торможения $S_{т\,min}$, проходимый машиной от начала торможения до того момента, когда его скорость снизится до заданной величины ;

3) минимальное время торможения t_{min}, требуемое для прохождения пути $S_{т\,min.}$

В теории автомобиля наряду с уравнением тягового баланса [см. 2.23] часто используется выражение

$$\frac{dV}{dt} = \frac{g}{\delta_{вр} \cdot G}\left(P_k - P_\psi - P_{ин}\right) = g\frac{P_k - \sum P_{сопр}}{\delta_{вр} G}, \qquad [2.39]$$

называемое **дифференциальным уравнением движения.**

Здесь : Рк - касательная сила тяги, развиваемая машиной в случае установившегося движения в данных условиях;

$\Sigma P_{сопр}$ - сумма внешних сопротивлений , испытываемых машиной в соответствующих условиях установившегося движения.

Дифференциальное уравнение движения при торможении получим из [2.39], заменив силу тяги Рк на силу торможения Рт со знаком минус, так как она направлена против движения.

$$-\frac{dV}{dt}=\frac{P_T+\sum P_{сопр}}{\delta_{вр}G} \qquad [2.40]$$

Наиболее часто применяемый способ торможения с выключенной муфтой сцепления. При этом двигатель отсоединен от остальных вращающихся масс трансмиссии, и без существенных погрешностей можно в уравнении [2.40] принять δвр=1 .

Величина тормозной силы P_T имеет значение

$$P_T=\frac{\sum M_T}{r_K}$$

Подставив в [2.40], получим дифференциальное уравнение движения при торможении с отключенным двигателем.

$$j_T=-\frac{dV}{dt}=g\cdot\frac{\sum M_T/r_K+\sum P_{сопр}}{G}, \qquad [2.41]$$

где j_T – замедление автомобиля.

Замедление j_T будет максимальным, а путь и время торможения соответственно минимальными, если тормозное усилие будет максимальным $P_{T\,max}$. При исправных тормозах величина $P_{T\,max}$ ограничивается сцеплением колес с дорогой, т.е.

$$P_{T\,max}=\varphi\cdot Y_T, \qquad [2.42]]$$

где Y_T – суммарная нормальная реакция дороги на колеса;

φ - максимальная величина коэффициента сцепления колес с дорогой.

Рассматривая торможение на горизонтальном участке, считая сопротивление качению входящим в тормозное усилие и пренебрегая сопротивлением воздуха вследствие быстрого снижения скорости машины, при установленных на всех колесах тормозах ($Y_T = G$) можно считать

$$j_{T\,max} = g \cdot \varphi \qquad [2.43]$$

При проектировании рабочих тормозных систем ходовых частей ССК следует пользоваться правилом, что действие рабочей тормозной системы должно распространяться на все колеса. Рассмотрим поведение машины при торможении более детально.

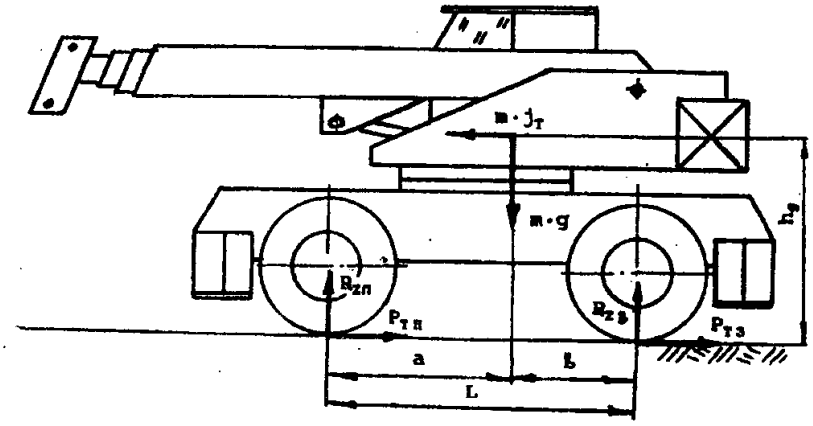


Рис. 2.14 Схема сил, действующих на кран при его торможении

На рис. 2.14

m – масса крана;

j_T – замедление крана;

g – ускорение силы тяжести;

R_{zn}, $R_{zз}$ – нормальные реакции дороги на передние и задние мосты;

P_{Tn}, $P_{TЗ}$ - тормозные силы на переднем и заднем мосту соответственно;

a, b – отстояние переднего и заднего мостов от нормальной плоскости, проходящей через центр тяжести крана;

h_g – высота центра тяжести крана над уровнем опорной поверхности;

L – продольная база хода

Пренебрегая силами сопротивления воздуха и качения, можно записать

$$\left.\begin{aligned} P_{Tn} + P_{T3} &= m \cdot j_T \\ R_{zn} &= \frac{m \cdot g}{L}\left[b + \frac{h_g \cdot j_T}{g}\right] \\ R_{Z3} &= \frac{m \cdot g}{L}\left[a - \frac{h_g \cdot j_T}{g}\right] \end{aligned}\right\} \qquad [2.44]$$

Известно, что реализуемое сцепление шин с дорогой φ_p определяется выражением

$$\varphi_p = \frac{P_{ti}}{K_{zi}}$$

Отсюда оптимальным является торможение

$$\frac{P_{TП}}{R_{zn}} = \frac{P_{T3}}{R_{Z3}} = \frac{P_{TП} + P_{T3}}{mg} = \frac{j_T}{g} = \varphi_p \qquad [2.45]$$

В этом случае получаем максимальную тормозную силу на кран и при этом передние и задние колеса блокируются одновременно.

Из практики следует отметить, что упреждающая блокировка передних колес при торможении является предпочтительной по соображениям устойчивости машиины, т.е.

$$\frac{P_{TП}}{R_{ZП}} > \frac{P_{T3}}{R_{Z3}}$$

Для тормоза тормозной момент можно выразить в виде

$$M_{Ti} = K_i(p_i - p_{oi}),$$

где K_i - постоянная величина, зависящая от параметров тормоза;

P_i - давление воздуха (жидкости) в исполнительном органе;

P_{oi} – давление воздуха (жидкости) в исполнительном органе, необходимое для приведения колодок в контакт с тормозным шкивом.

Так как $P_{Ti} = 2M_{Ti} / r_k$, то с учетом [2.44] и [2.45] можно записать условие оптимального торможения

$$\left.\begin{aligned}\frac{P_{m}}{R_{zm}}&=\frac{2K_n(p'_n-p_{on})\cdot L}{m\cdot g(b+\varphi\cdot h_g)r_k}=\varphi\\ \frac{P_{T3}}{R_{z3}}&=\frac{2K_3(p'_3-p_{03})\cdot L}{m\cdot g(a-\varphi\cdot h_g)r_k},\end{aligned}\right]$$

где r_k – радиус качения колеса.

Из получившихся уравнений определяем соответствующие этому условию значения давлений

$$\left.\begin{aligned}P'_n&=\frac{m\cdot g\cdot r_k\cdot\varphi(b+\varphi h_g)}{2K_n\cdot L}-P_{on}\\ P'_3&=\frac{m\cdot g\cdot r_k\cdot\varphi(a-\varphi h_g)}{2K_3\cdot L}-P_{03}\end{aligned}\right] \qquad [2.46]$$

Давления P'_n и P'_3 соответствуют началу блокировки колес.

В приведенных выражениях предусматривается оптимизация тормозной системы. На практике с целью упрощения последней возможна установка тормозов с $p_n = p_3$.

Для машин с незначительной продольной базой L и высоким центром тяжести h_g обязательным является, при заданных значениях M_{Ti} анализ продольной устойчивости. Таким примером являются короткобазовые краны.

Согласно [2.43] $j_{T\,max} = g\cdot\varphi$, а опрокидывание наступает, когда $R_{zi} = m\cdot g = G$. Согласно [2.44] это возможно при $b+\frac{h_g\cdot j_T}{g}=L$, либо подставив $j=g\cdot\varphi$; $b+h_g\cdot\varphi=L$, откуда $h_{g\,крТ}=\frac{a}{\varphi}$. Следовательно, при таком соотношении кран можно опрокинуть на горизонтальной дороге при торможении.

Для предотвращения такой ситуации должно соблюдаться неравенство $j < g\cdot\varphi$, либо с учетом

$$j=\frac{\sum P_{Ti}}{m}=\frac{\sum M_T g}{G\cdot r_K}<g$$

$$\sum M_T<\varphi\cdot G\cdot r_k$$

При анализе следует оценивать дополнительное влияние возможных уклонов на спусках и закладывать запас устойчивости на тангенциальную и радиальную податливость шин, создающих дополнительные перемещения центра тяжести машины. Практически $h_g \le 0{,}5L$ следует считать граничным при компоновке машин.

Определим значения остальных параметров эффективности тормозной системы машины: тормозного пути и времени торможения.

Длину тормозного пути можно получить из условия, что работа прохождения тормозного пути равна кинетической энергии, накопленной краном, т.е.

$$P_{T\max} \cdot S_{T\min} = \frac{G(V_1^2 - V_2^2)}{2g},$$

где V_1 и V_2 – скорости машины соответственно в начале и конце торможения.

Так как $P_{T\max} = \varphi \cdot Y_T$, а $g \cdot \varphi = j_{T\max}$ (тормоза на всех колесах)

$$S_{T\min} = \frac{G(V_1^2 - V_2^2)}{2g \cdot \varphi \cdot Y_T} = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2j_{T\max}} \qquad [2.47]$$

В частном случае, когда торможение происходит на горизонтальной дороге до полной остановки (тормоза на всех колесах)

$$S_{T\min} = \frac{G \cdot V_1^2}{2g \cdot \varphi \cdot G} \qquad [2.48]$$

Движение машины можно считать равнозамедленным, поскольку сопротивление движению остается примерно постоянным. В соответствии с этим скорость при торможении

$$V_{ср} = 0{,}5(V_1 + V_2)$$

и минимальное время торможения

$$t_{\min} = \frac{S_{T\min}}{0{,}5(V_1 - V_2)} \qquad [2.49]$$

В данной главе рассмотрены лишь основы теории автомобиля. Можно считать этот объем информации обязательным минимум, необходимым для выполнения общих расчетов шасси:

«Тягово-динамического расчета» и «Расчета тормозной системы», понимания проблем компоновки шасси и классификации его основных элементов. Элементная база шасси довольно сложная и расчеты, входящих в нее узлов, требуют специальной подготовки по целому комплексу дисциплин: гидравлика, передачи зацеплением, сцепления, мосты как механизмы, рулевые управления, подвески мостов, нагрузочные режимы элементов трансмиссии.

В дальнейших главах будут освещены вопросы классификации и основные методы расчетов несущих металлоконструкций шасси кранов: рам ходовых и опор несущих, входящих конструктивно и функционально как в шасси, так и в крановые установки.

Глава III. КРАНОВЫЕ УСТАНОВКИ ССК. ОПОРНЫЕ КОНТУРЫ

3.1 Основные параметры и формирование опорного контура

Современное краностроение характеризуется устойчивой тенденцией снижения массы кранов при одновременном росте грузоподъемности. Потолок грузоподъемности для кранов на спецшасси с телескопической стрелой в настоящее время достиг 800 т при грузовых моментах до 3000 т.м.

Необходимость ограничения нагрузок на оси самоходных кранов по дорожным требованиям зачастую вступает в противоречие с требованиями обеспечения устойчивости и прочности машин. В связи с этим снижение массы металлоконструкций является основным требованием при разработке тяжелых кранов. Кроме использования новых высокопрочных материалов значительным резервом снижения массы крана является рациональное проектирование основных металлоемких систем и особенно опорного контура, включающего ходовую раму, балки и домкраты выносных опор, масса которого (элементов опорного контура) составляет 25-30 % общей транспортной массы крана.

Металлоемкость опорного контура в значительной мере определяется следующими параметрами: числом и расположением опор, величиной опорной базы в продольном и поперечном направлениях, способом соединения и направлением балки выносной опоры.

Опорный контур крана в общем случае должен обеспечить выполнение ряда условий:

- устойчивость крана при любом наборе стрелового оборудования;
- прочность элементов на всех грузовых характеристиках;
- достаточную жесткость в направлении вдоль и поперек плоскости подвеса груза.

Статическая устойчивость крана в соответствии с п.2.8 «Правил устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов» обеспечивается при условии вписывания центра тяжести крана в пределы опорного контура при подъеме с 40 % перегрузом грузовых характеристик.

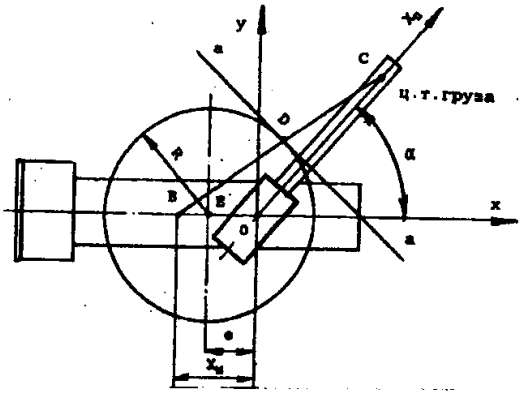


Рис. 3.1. Схема круга устойчивости крана.

Центр тяжести крана при вращении с грузом описывает круг (круг устойчивости) с параметрами:

- радиус круга

$$R = \frac{K.Q.l - G_n.X_n}{KQ + G_n} \qquad [3.1]$$

- расстояние центра тяжести от оси вращения

$$e = \frac{G_ш \cdot X_ш}{kQ + G_ш + G_n} \qquad [3.2]$$

где Q, $G_ш$, G_n - соответственно, массы груза, шасси и поворотной части с противовесом;

Xn, $X_ш$ - расстояние до центра тяжести поворотной части и шасси;

l - вылет крюка.

Таким образом, для всего набора грузовых характеристик для выбранного противовеса может быть намечена опорная зона как огибающая всех кругов устойчивости, которая должна, для обеспечения устойчивости крана, не выходить за пределы опорного контура.

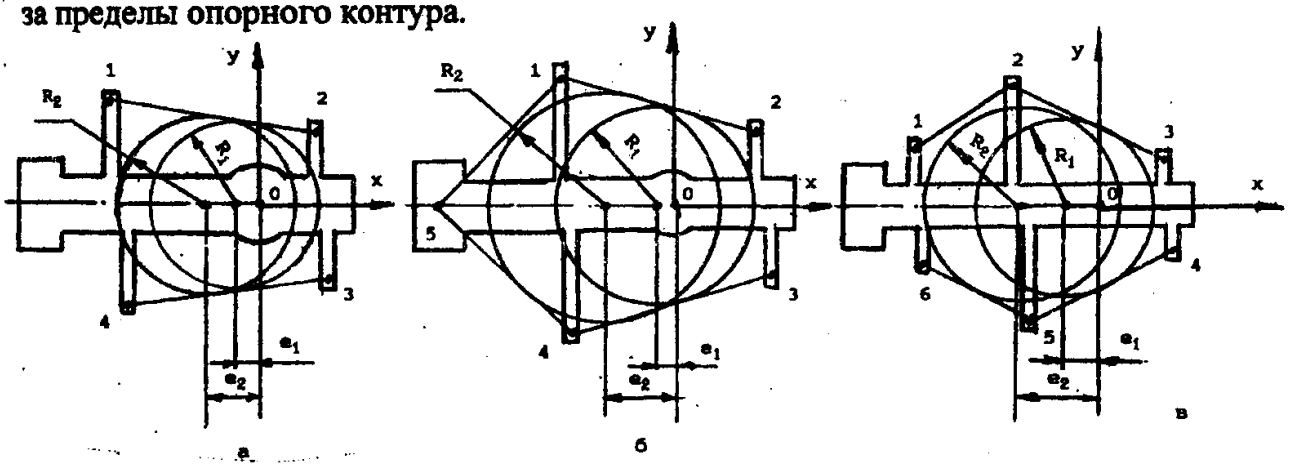


Рис. 3.2. Схемы возможных опорных контуров
а – четырехопорный контур;
б - пятиопорный контур;
в – шестиопорный контур.

На рис. 3.2 показан пример огибающей кругов устойчивости и возможные опорные контуры в 4-х, 5-ти и 6-ти опорном варианте.

Изменение массы противовеса позволяет влиять на размеры опорной зоны, опорного контура и массу несущих металлоконструкций. При конкретном проектировании, используя метод «кругов устойчивости» и задаваясь предварительными весовыми параметрами, могут быть ряд вариантов схем опорных контуров по требованию устойчивости для дальнейшего анализа.

Размеры опорного контура увязаны с величиной противовеса, причем, сама величина противовеса ограничена собственной устойчивостью крана. Разме-

ры опорного контура могут быть минимальными, когда собственная устойчивость и грузовая статическая устойчивость крана находятся на нормативном пределе. При этом радиус круга устойчивости для некоторой точки грузовой характеристики при принятой массе противовеса составляет

$$R_{min} = \frac{0{,}7.Ql_2 + 0{,}5(K_C.G_C + G_K)(l_2 - l_1) + 0{,}57(M_B + M_u)}{1{,}4Q + G_K + G_{np}} \qquad [3.3]$$

$$M_{np} = G_{np} l_{np} = 0{,}5\left[1{,}4Ql_2 - 2G_n.X_n + (K_C.G_C + G_{np})(l_1 + l_2) - 1{,}15(M_B + M_{in})\right] \qquad [3.4]$$

Здесь: Q - масса груза;

l_2, l_1 - максимальный и минимальный вылеты;

K_c, G_c - коэффициент приведения массы стрелы к ее оголовку, масса стрелы;

Gn - масса поворотной части крана (элементы с неизменными координатами);

X_n - абсцисса центра масс поворотной части;

$M_в$, $M_и$ - опрокидывающие моменты сил ветра и инерции при минимальном вылете;

$G_{кр}$, $G_{пр}$, $G_к$ - массы крюка, противовеса и крана;

$l_{пр}$ - расстояние от оси вращения крана до центра тяжести противовеса.

Как видно из [3.3], [3.4], исходя из предварительных параметров крана, входящих в эти формулы, задаваясь конструктивно $l_{пр}$, могут быть определены значения R_{min}, $G_{пр}$ для каждого вида стрелового оборудования проектирования крана. Затем из набора значений $G_{пр}$ и R выбирается одно значение, удовлетворяющее все случаи.

В обычных конструкциях кранов противовес значительно меньше определяемого по приведенным зависимостям. Это объясняется тем, что для легких самоходных кранов противовес не может быть выполнен и его величина определяется исходя из предельных нагрузок на оси (предельная транспортная масса крана).

Для тяжелых кранов со съемным противовесом его величина не ограничивается нагрузками на оси и может быть доведена до оптимальной по вышеприведенным формулам [3.3], [3.4], что, в свою очередь, позволяет получить опорный контур минимальных размеров.

Уменьшение опорного контура позволяет существенно снизить массу опорных (несущих) металлоконструкций и значительно повышает эксплуатационные возможности крана по габаритам вписывания опорного контура в рабочие зоны.

В случае ограничения массы противовеса и его координаты размеры опорного контура могут быть определены из зависимостей [3.1] и [3.2]. При этом размеры контура значительно превосходят оптимальные.

3.2 Виды опорных контуров и конструкции опор

Из предыдущих рассуждений делаем вывод, что опорный контур может быть образован как огибающая кругов устойчивости для всего набора грузовых характеристик. В зависимости от конструктивных особенностей крана и набора грузовых характеристик контур может быть выполнен в наиболее распространенном четырехопорном варианте, либо в виде пятиугольника или шестиугольника.

Простейший четырехопорный контур является наиболее распространенным для кранов малой и средней грузоподъемности, однако, применительно к тяжелым кранам четырехопорный контур становится нерациональным. В связи со значительной массой шасси и смещением его центра тяжести смещение кругов устойчивости e_2 - e_1 (см. рис.3.2) достигает значительных величин. В этом случае более рациональным является использование пяти- и шестиопорных контуров.

В пятиопорном контуре (рис.3.2,б) дополнительная пятая опора устанавливается впереди по осевой линии ходовой рамы. В шестиопорном контуре (рис.3.2,в) дополнительно устанавливаются в центральной части рамы балки-опоры 2, 5. Использование пяти- и шестиопорных контуров позволяет уменьшить вылеты балок опор и размеры контура.

В некоторых схемах опорных контуров для разгрузки периферийных опор используются дополнительные разгружающие опоры, устанавливаемые в центральной части рамы в районе оси вращения поворотной части (рис. 3.3). Опоры используются только при работе с максимальными грузами.

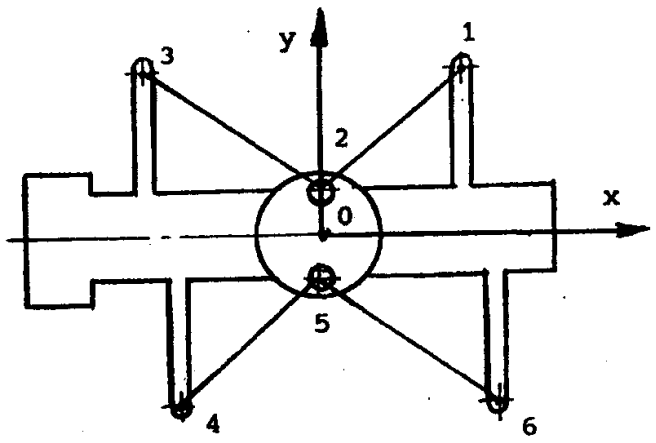


Рис. 3.3. Схема расположения дополнительных опор

Как видно из схемы, в этом случае опорный контур можно представить как два контура трех- и четырехопорные, попеременно включаемые в работу при

вращении поворотной части крана с грузом. Так как при работе с максимальными грузами радиус, описываемый центром тяжести мал, что следует из формулы [3.1], то очевидно, что дополнительные опоры 2, 5, находящиеся вблизи центра тяжести крана, существенно разгружают основные опоры 1, 3, 4, 6. Степень разгрузки может достигать 30-50 %.

Использование контуров с числом опор более шести в реальной практике краностроения не случается. Это связано с технической сложностью осуществления и тем, что высокая степень статической неопределимости практически не позволяет однозначно определять нагрузки и жесткостные параметры контура.

Специфической особенностью опор стреловых самоходных кранов является необходимость выполнять их подвижными (складывающимися) для вписывания в транспортный габарит крана в походном положении. С этой целью опоры выполняются трех видов:

1. стационарные, связанные с рамой шасси и вписывающиеся в транспортный габарит;
2. съемные опоры;
3. убирающиеся опоры.

Стационарные опоры не дают достаточной базы опорного контура и применяются в сочетании с периферийными (рис. 3.2б, 3.3).

Съемные опоры применяются в некоторых случаях для особо тяжелых кранов грузоподъемностью более 250 т для снижения транспортной массы.

В этом случае для обеспечения монтажа опор применяются специальные устройства (механизмы). Недостатком этих опор является уменьшение мобильности машин и удорожание их за счет введения дополнительных монтажных устройств.

Убирающиеся опоры составляют наиболее разнообразный и широкоприменяемый тип опор. Их, в свою очередь, можно разбить на три основных типа:

1. выдвижные;
2. поворотные в вертикальной или горизонтальной плоскости;
3. комбинированные.

Выдвижные опоры выполняются в виде коробчатых балок, несущих на наружном торце цилиндр гидродомкрата.

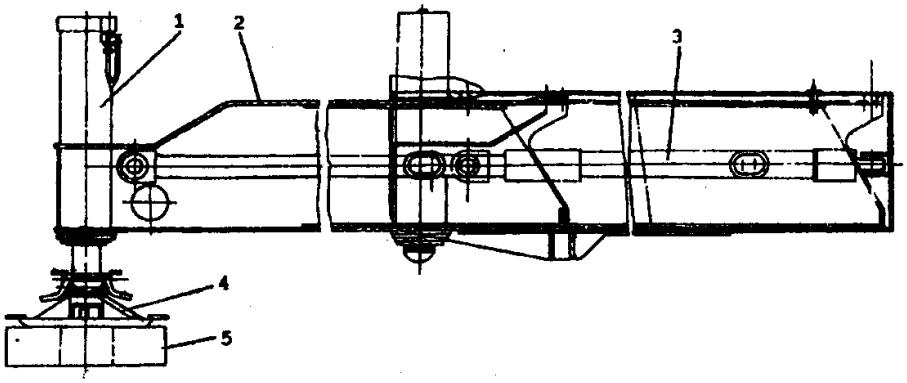


Рис. 3.4. Выдвижная выносная опора

1- гидроцилиндр (домкрат); 2 – балка; 3 – гидроцилиндр выдвижения балки; 4 и 5 – подставки.

Балка с помощью цилиндра выдвижения может перемещаться в коробчатом гнезде, выполненном в раме ходовой, обычно в передней части и на заднем торце. Распространенный тип опор. Требует минимальных свободных габаритов «вписывания» опоры во фронтальной плоскости машины, что является определяющим фактором при многоосных шасси. В любом случае в сложенном состоянии габарит опор должен укладываться в поперечный габарит шасси (обычно 2,5-3 м). Отсюда ясно, что для формирования значительной опорной базы, достигающей 12 м у тяжелых кранов, возникает необходимость выполнять выдвижные балки телескопическими и даже с двойным телескопированием. Это значительно усложняет конструкцию опор, увеличивает их себестоимость. К недостаткам опор этого типа можно также отнести сравнительно большую податливость. Так как опоры устанавливаются по концам ходовой рамы, то к собственной податливости опоры добавляется крутильная податливость рамы.

Выдвижные балки и коробчатые гнезда рамы ходовой требуют высокой точности изготовления.

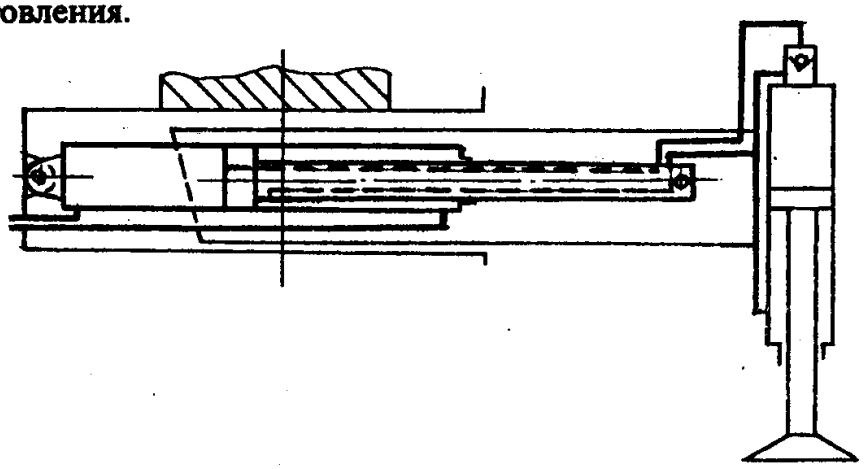


Рис. 3.5. Схема выдвижной выносной опоры

Механизм выдвижения балок обычно выполняется в виде цилиндра двойного действия с ходом до 2 м. Подвод рабочей жидкости к гидродомкрату осуществляется с помощью подвижных шлангов или через каналы в штоке цилиндра выдвижения (рис. 3.5).

В некоторых случаях при работе с максимальными грузами в зоне минимальных вылетов предусматривается «усеченный» опорный контур, т.е. на промежуточных длинах выдвижных опор. В этих случаях устанавливаются фиксаторы выдвижения на требуемых длинах. Усеченные контуры, как правило, обладают повышенной жесткостью по сравнению с номинальными и при этом достигается максимальное приближение крана к рабочему месту.

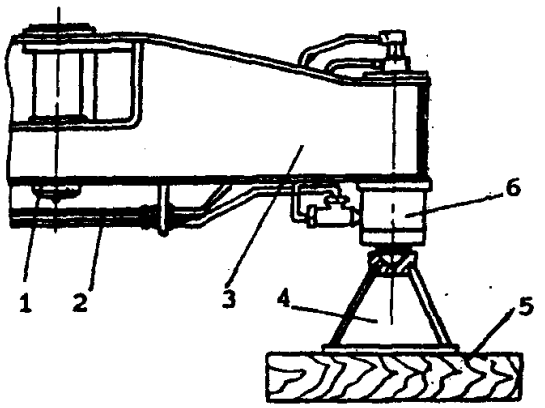


Рис. 3.6. Поворотная выносная опора (в горизонтальной плоскости)
1 – ось; 2 – шланг; 3 – балка; 4 и 5 – подставки; 6 – гидроцилиндр.

Поворотные опоры шарнирно соединяются с рамой шасси и в рабочее положение откидываются (поворачиваются) и фиксируются. В горизонтально поворотных опорах (рис.3.6) фиксаторы выполняют вспомогательную фуикцию и испытывают лишь горизонтальные нагрузки, создаваемые в опорном контуре ветром, уклоном, инерцией масс при переходных процессах и защемляющими нагрузками в сопряжении «шток-подпятник».

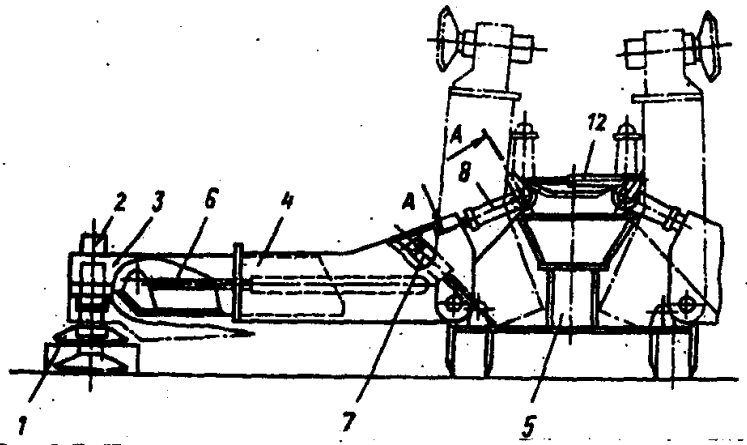


Рис.3.7. Поворотная выносная опора (в вертикальной плоскости)
1 – подставка; 2, 6, 7, 8 и 12 - гидроцилиндры; 3 – выдвижная балка; 4 – балка опоры; 5 – рама

В вертикально поворотных опорах (рис. 3.7) фиксаторы выполняются мощными и воспринимают основные нагрузки. Использование вертикально и горизонтально поворотных опор связано с общей компоновкой шасси крана. Горизонтально поворотные опоры требуют для своего расположения пространства между осями колес, что в ряде случаев удлиняет шасси. Вертикально поворотные опоры не требуют дополнительного горизонтального габарита, зато требуют наличия достаточно сложного механизированного устройства фиксации и свободного габарита по высоте крана. Поворотные несъемные опоры не могут иметь значительных габаритов и поэтому получение больших опорных баз за счет них невозможно.

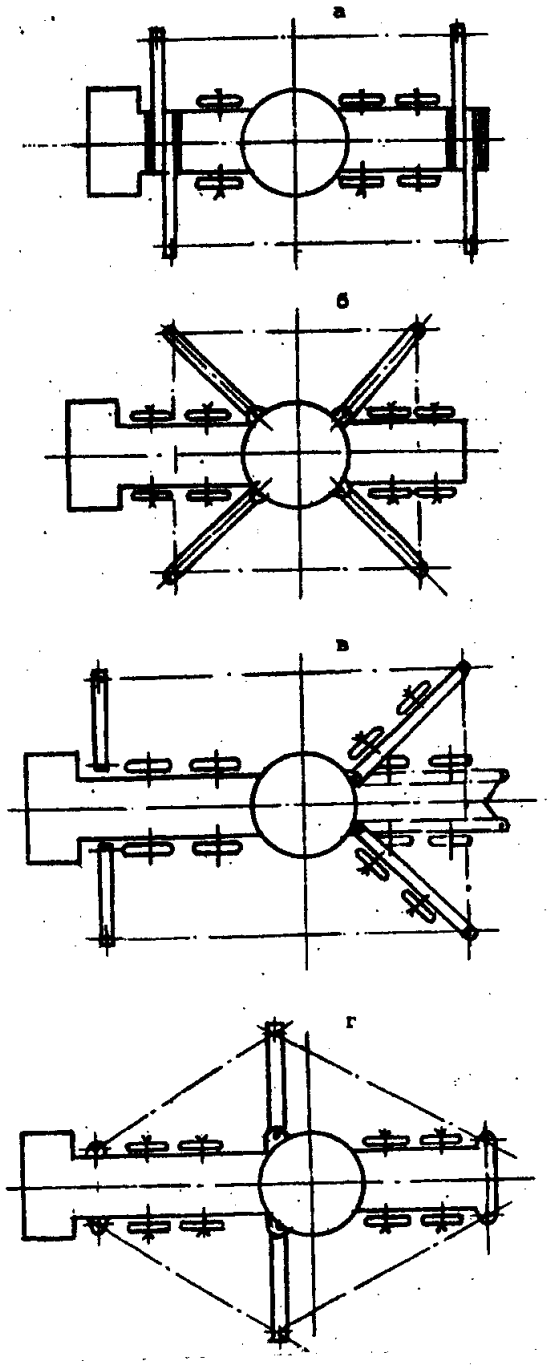


Рис. 3.8 Схемы опорных контуров.

В некоторых случаях для увеличения длины поворотной опоры она располагается над колесами или выполняется раздвижной (рис. 3.7).

Схемы опорных контуров по взаиморасположению балок опор и рамы ходовой можно классифицировать на два основных вида: Н-образные (рис. 3.8а) и Х-образные (рис. 3.8б).

В Н-образном контуре балки выносных опор связаны с несущей рамой по ее концам. Н-образный контур позволяет более удобно скомпоновать шасси, однако обладает повышенной податливостью и подвергает раму ходовую действию рабочих нагрузок практически на всем пролете последней. В Х-образных контурах балки связаны шарнирно с рамой в ее центральной части. Данный контур в связи с отсутствием кручения несущих элементов обладает более высокой жесткостью и позволяет уменьшить металлоемкость несущей металлоконструкции. Особенно это важно при создании тяжелых кранов.

Возможны комбинированные опорные контуры, в которых одни опоры поворотные в вертикальной плоскости, а другие в горизонтальной (рис. 3.8в). Опорный контур, показанный на рис. 3.8г, также можно отнести к комбинированным. Поворотные опоры, установленные в центральной части рамы (районе ОПУ), практически берут на себя весь поперечный момент, возникающий при вращении поворотной части. Вертикальные опоры – домкраты на концах рамы ходовой воспринимают на себя продольные моментные нагрузки. При необходимости формирования больших контуров очевидно, что поворотные опоры должны быть съемными.

При необходимости иметь мобильное формирование опорных контуров (частая смена рабочих мест), как правило, устанавливаются специальные опоры,

представляющие собой кинематические многозвенники с активным звеном в виде гидроцилиндра (рис. 3.9).

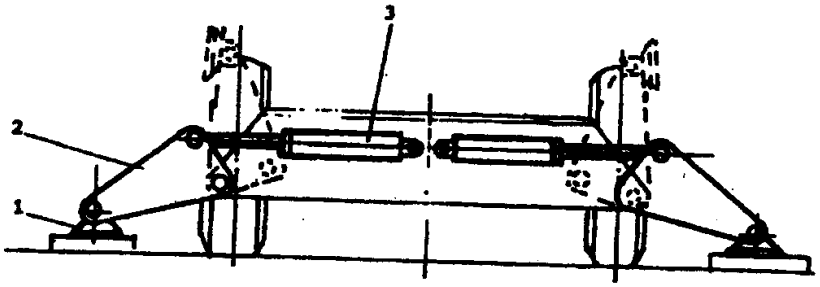


Рис. 3.9. Специальная выносная опора.
1 – подставка; 2 – балка; 3 - гидроцилиндр

Гидроцилиндр совмещает в себе функцию несущего гидродомкрата с приводом качания опоры. Как правило, опоры выполняются в сборе с подпятниками, предназначенными для работы на упругих основаниях. Опоры обладают значительной жесткостью, но не позволяют получать значительные опорные базы. Как правило, такими опорами оснащаются краны небольшой грузоподъемности по аналогии с легкими экскаваторами.

3.3 Расчет опорных нагрузок и характеристик опорного контура

Существующие методики расчета опорных давлений для наиболее широко известного четырехопорного контура в неявном виде исходят из предположения, что рама крана представляет собой массивную жесткую плиту, а податливость всех четырех опор (отношение перемещения к усилию) одинакова и сосредоточена в опоре точечно, т.е. расчет опорных нагрузок сводится к аналогии с расчетом болтового стыка (см. рис. 3.10).

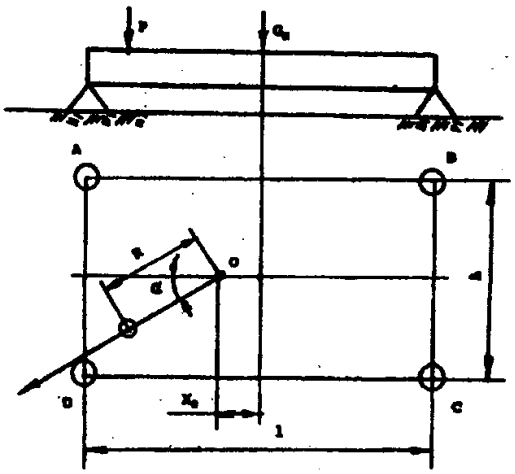


Рис. 3.10. Схема расчета опорных нагрузок

В данной традиционной схеме опорные элементы А, В, С, Д нагружены весом $G_н$ неповоротной части и вертикальной составляющей Р равнодействующей всех действующих на поворотную часть /включая вес груза/. Радиус R точки приложения силы Р относительно оси вращения, находящейся на расстоянии Хо от центра симметрии, находится под углом α к продольной оси крана. Исходя из этих простых предпосылок, обозначив M = P . R, нагрузки на опоры выражаются следующими зависимостями:

$$A = \frac{G_н}{4} + P\frac{0{,}5l + X_o}{2l} + M\frac{\cos\alpha}{2l} - M\frac{\sin\alpha}{2b};$$

$$B = \frac{G_н}{4} + P\frac{0{,}5l - X_o}{2l} - M\frac{\cos\alpha}{2l} - M\frac{\sin\alpha}{2b};$$

$$C = \frac{G_н}{4} + P\frac{0{,}5l - X_o}{2l} - M\frac{\cos\alpha}{2l} + M\frac{\sin\alpha}{2b};$$

$$D = \frac{G_н}{4} + P\frac{0{,}5l + X_o}{2l} + M\frac{\cos\alpha}{2l} + M\frac{\sin\alpha}{2b}$$

Этот подход был разработан на ранней стадии развития краностроения, когда краны малой и средней грузоподъемности проектировались с поворотными опорами по Х-образной схеме, причем опорный контур, обладал практически полной симметрией (см. рис. 3.8 б). При этом метод давал результаты, удовлетворительно совпадающие с реальными.

С развитием краностроения усложняются схемы опорных контуров ССК и приведение их к симметричному четырехопорному становится зачастую невозможным. Сравнительно простой прямоугольный контур (рис. 3.8 а), когда вытянутая прямоугольная рама шасси несет по концам выдвижные опоры и обладает значительной продольной и поперечной податливостью, уже нельзя свести к симметричному жесткому. Для корректировки расчетной схемы в некоторых расчетных методиках учитывается крутильная жесткость рамы путем введения коэффициента соотношения жесткостей передней и задней части рамы при кручении.

$$K_{кр} = \frac{C_{кр.п}}{C_{кр.з}}$$

В таком же соотношении между передними и задними опорами распределяется поперечный момент, создаваемый поворотной частью крана. Для симметричной рамы этот коэффициент равен 1 и описание нагруженности опор контура сводится к вышеприведенным выражениям.

Недостатком этой методики является невозможность ее использования для многоопорных контуров, а также неполноценный учет деформативного состояния контура произвольной сложности и его влияния на распределение опорных нагрузок.

Современная методика, позволяющая с высокой степенью точности рассчитать опорные давления для опорных контуров любой сложности, изложена в ОСТ 22-21-84. В эту методику заложены следующие основные принципы:

1. В качестве базовой поверхности, относительно которой производится расчет деформаций, выбирается плоскость ОПУ.
2. Перемещение каждой опорной точки относительно базовой плоскости слагается из двух компонентов: перемещения от собственной нагрузки и перемещения от нагрузок на других опорах.
3. Опоры, расположенные по разные стороны ОПУ (относительно поперечной оси крана), не влияют друг на друга.
4. Неоторвавшиеся опорные точки должны находиться в одной плоскости, совпадающей с опорной.
5. Суммарная равнодействующая опорных давлений должна быть равна равнодействующей сил веса элементов крана и груза.

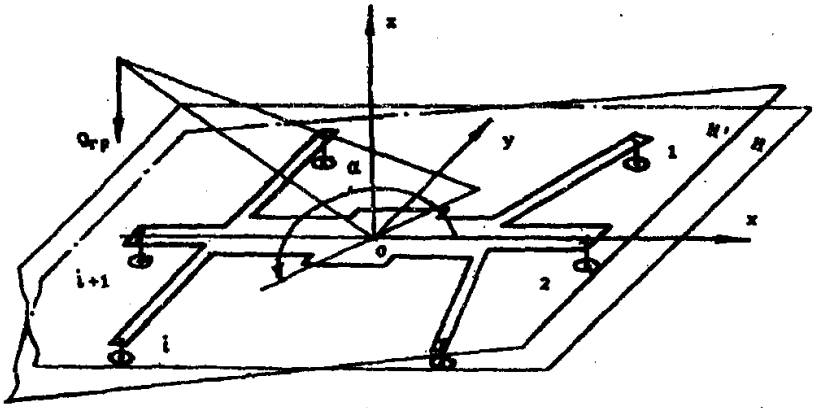


Рис. 3.11. Обобщенный идеализированный опорный контур

На рис. 3.11 представлен обобщенный идеализированный опорный контур, который может быть сведен к осевому стержню переменной жесткости с ответвлениями в виде опорных балок.

На рисунке: H – опорная плоскость;
H' – плоскость, связанная с ОПУ.

Вертикальные перемещения опорных точек относительно базовой плоскости могут быть записаны в виде

$$Z_i = \sum_{j=1}^{n} P_j . C'_j, \qquad [3.5]$$

где Z_i - перемещение i -ой опоры;
P_j - опорная нагрузка на j -ой опоре;

C_j^i - коэффициент податливости i -ой опоры;
n - число опорных точек.

Коэффициенты i и j принимают значения от 1 до n . При этом для опор, расположенных по разные стороны ОПУ в продольном направлении $C_j^i = 0$.

Из условия, что опорные точки должны лежать в одной плоскости, можно записать

$$A + B_{xi} + C_{yi} + Z_i = 0 \qquad [3.6]$$

где A, B, C - коэффициенты канонического уравнения плоскости;
X_i, Y_i, Z_i - координаты i -ой опоры в системе, связанной с плоскостью ОПУ.

Уравнения [3.6] составляются для каждой опоры. Дополнив уравнения [3.5] и [3.6] уравнениями статики, получим систему уравнений для определения опорных давлений.

$$\left.\begin{aligned} &\sum_{i=1}^{n} P_i - G = 0 \\ &\sum_{i=1}^{n} P_i - y_i - M_y = 0 \\ &\sum_{i=1}^{n} P_i . X_i - M_X = 0 \\ &A_n + B_n . X_i + C_n . y_i + \sum_{j=1}^{n} P_j . C_j^i = 0 \end{aligned}\right] \qquad [3.7]$$

Здесь: G - масса крана с грузом;
Mx - момент всех масс относительно оси X;
My - момент всех масс относительно оси У.

$$\left.\begin{aligned} M_X &= (M_n + M_{гр}).\sin\alpha \\ M_y &= (M_n + M_{гр}).\cos\alpha + M_{ш} \end{aligned}\right] \qquad [3.8]$$

где $M_п$ и $M_{гр}$ - момент масс поворотной части и груза в плоскости подвеса;
$M_ш$ - момент массы шасси относительно оси У;
α - угол между плоскостью подвеса груза и продольной осью шасси.

Систему [3.7] удобнее записать в компактном виде, придав уравнениям единообразный вид.

$$a_{1,K}.A + a_{2,K}.B + a_{3,K}C + \sum_{i=1}^{n} a^{i}_{4,K}.P_i = D,$$

Где К = 1 ... n + 3 – номер уравнения [3.7];
j = 1 ... n - (n - число опор).

Коэффициенты $a_{1,2}$, $a_{2,k}$, $a_{3,k}$, $a_{4,k}$ зависят от К и j .

Например: - для К = 2

$$a_{1,2} = a_{2,2} = a_{3,2} = 0;\ a^{i}_{4,2} = y_i;$$

- для К = 4

$$a_{1,4} = a_{2,4} = a_{3,4} = 1;\ a_{4,4} = c_j^{\,i}$$

Сведя все коэффициенты при уравнениях [3.7] в таблицу, получим матрицу коэффициентов при неизвестных A, B, C, Pi и столбец свободных членов Д.

Опоры 1, 2, 3 и опоры 4, 5 расположены по разные стороны ОПУ.

Коэффициенты $C_i^{\,j}$ с совпадающими верхним и нижним индексом лежат на главной диагонали и называются коэффициентами собственной податливости, так как отображают податливость опоры от единичной силы в этой опоре.

Коэффициенты с обратными индексами $C_i^j = Cj^i$ располагаются симметрично относительно главной диагонали и называются коэффициентами несобственной податливости, т.е. отображают перемещение опоры i от приложения единичной силы в опоре j. Коэффициенты C_i^j для опор, расположенных по разные стороны ОПУ, равны нулю.

Можно показать, что

$$C_i^j = \frac{X_i^3}{3EI_{oi}}\left[1 + \frac{3}{2}.\frac{(X_j - X_i)}{X_i}\right] + m_{Oi}.y_j.y_i, \qquad [3.9]$$

где I_{oi} и m_{oi} - эквивалентный момент инерции и эквивалентная крутильная податливость рамы на участке от центра ОПУ до основания балки выносной опоры i .

$$C_i^i = C_i + m_{oi}.y_i^2, \qquad [3.10]$$

где Ci - податливость опорной балки от опорной точки до стыка с рамой.

Уравнения вида [3.7] не учитывают начального распределения нагрузок при выставлении крана на опоры. Предполагается, что в начальный момент кран невесом и вес его реализуется одновременно с поднятием груза.

Если известно начальное распределение нагрузок, то по [3.7] определяется ΔPi - изменение опорной нагрузки, для чего в столбец свободных членов вводится только изменяемая часть нагрузок, т.е. вместо $G = G_k + G_{гр}$ только $G_{гр}$, вместо $M_ш + (M_п + M_{гр})\cos\alpha$ вводится $(M_п + M_{гр}).\cos\alpha$.

При получении в результате расчета какого-либо значения $Pi < 0$ означает, что в точке i произошел «отрыв» опоры от опорной плоскости. В этом случае должен быть произведен перерасчет без участия опоры i.

Коэффициенты A, B и C позволяют определить ряд существенных характеристик упругого состояния опорного контура.

Угол наклона ОПУ в плоскости подвеса

$$\sin\beta = \sqrt{\frac{B^2 + C^2}{B^2 + C^2 + 1}}.\cos(\alpha + arc\ \cos\frac{B}{\sqrt{B^2 + C^2}}) \qquad [3.11]$$

Угол наклона ОПУ из плоскости подвеса

$$\sin\ \gamma = \sqrt{\frac{B^2 + C^2}{B^2 + C^2 + 1}}.\sin(\alpha + arc\ \cos\frac{B^2}{\sqrt{B^2 + C^2}}) \qquad [3.12]$$

Отрыв опоры i

$$\Delta_i = Z_i + A + B_{xi} + C_{yi}$$

В некоторых простейших случаях значения Pi могут быть выражены аналитически для «ручного» счета. Например (см. рис. 3.12), для четырехопорного контура симметричного относительно оси X, используя дифференцирование по углу поворота α, можно получить:

$$P_1^{max} = \frac{G.X_4}{2.a} + \frac{1}{2.a}\left[\frac{M_ш}{\sqrt{\frac{4a^2}{b^2(1+\frac{C_1^1 - C_2^1}{C_4^4 - C_4^3})^2} + 1}} + M_п\sqrt{\frac{4a^2}{b^2(1+\frac{C_1^1 - C_2^1}{C_4^4 - C_4^3})^2} + 1}\right] \qquad [3.13]$$

$$P_4^{max} = \frac{G.X_1}{2.a} + \frac{1}{2.a}\left[\frac{M_ш}{\sqrt{\frac{4a^2}{b^2(1+\frac{C_4^4 - C_4^3}{C_1^1 - C_2^1})^2} + 1}} + M_п\sqrt{\frac{4a^2}{b^2(1+\frac{C_4^4 - C_4^3}{C_1^1 - C_2^1})^2} + 1}\right] \qquad [3.14]$$

Обозначив

$$A=\sqrt{\frac{4a^2}{b^2\left(1+\frac{C_1^1-C_2^1}{C_4^4-C_4^3}\right)^2}+1} \qquad \text{и} \qquad B=\sqrt{\frac{4a^2}{b^2\left(1+\frac{C_4^4-C_4^3}{C_1^1-C_2^1}\right)^2}+1}$$

получим

$$P_1^{max}=\frac{G.X_4}{2a}+\frac{1}{2a}\left(\frac{M_u}{A}+M_n.A\right);$$

$$P_4^{max}=\frac{G.X_1}{2a}+\frac{1}{2a}\left(\frac{M_u}{B}+M_n.B\right),$$

Здесь:

X_1, X_4 - абсциссы опор 1 и 4 ;

a , b - поперечная и продольная база опорного контура.

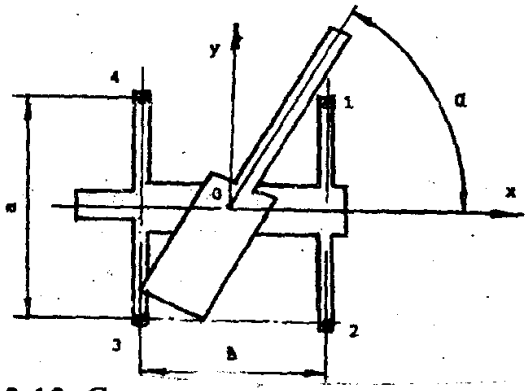


Рис. 3.12. Схема четырехопорного контура

Как видно из [3.13] и [3.14], учет взаимного влияния опор (коэффициенты C_2^1 и C_4^3) существенно сказывается на величины нагрузок на опоры.

Существующие методики не учитывают крутильную податливость рамы между опорами, т.е. принимается $C_2^1 = C_4^3 = 0$. Разница в результатах проявляется только при несимметрии жесткости опорного контура, т.е. при

$$\frac{C_4^3}{C_4^4} \neq \frac{C_2^1}{C_1^1}$$

Действительно, подставляя в [3.13] и [3.14] $C_2^1 = C_4^3 = 0$, приводим эти выражения к виду, соответствующему известным зависимостям, приводимым в литературе.

$$P_1^{max'} = \frac{G.X_4}{2.a} + \frac{1}{2a}\left[\frac{M_w}{\sqrt{\frac{4a^2}{b^2(1+\frac{C_1^1}{C_4^4})^2}+1}} \pm M_n \sqrt{\frac{4a^2}{b^2(1+\frac{C_1^1}{C_4^4})^2}+1}\right] \qquad [3.15]$$

$$P_4^{max'} = \frac{G.X_1}{2.a} + \frac{1}{2a}\left[\frac{M_w}{\sqrt{\frac{4a^2}{b^2(1+\frac{C_4^4}{C_1^1})^2}+1}} \pm M_n \sqrt{\frac{4a^2}{b^2(1+\frac{C_4^4}{C_1^1})^2}+1}\right] \qquad [3.16]$$

Характер изменения соотношений нагрузок на опоры, определенных из выражений [3.13], [3.14] и [3.15], [3.16] в зависимости от коэффициента асимметрии жесткости.

$$K_C = \frac{1+\frac{C_4^3}{C_4^4}}{1+\frac{C_2^1}{C_1^1}}$$

при $\frac{C_4^4}{C_1^1} = 0{,}2$ отображен на графике (рис. 3.13).

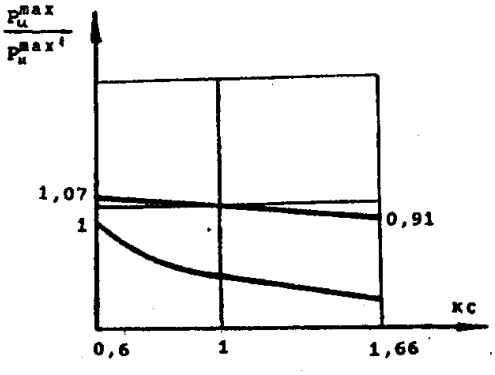


Рис. 3.13. График характера изменений соотношений нагрузок на опоры.

Как видно, методика, не учитывающая взаимовлияние опор, приводит к значительному завышению (занижению) нагрузок на раму. Несимметрия контура проявляется сильнее при значительных смещениях ОПУ от середины рамы или при различном конструктивном выполнении опор, например, передние – поворотные от центра ОПУ, а задние – выдвижные.

Предложенная методика позволяет с высокой степенью достоверности определить нагрузочное состояние опорного контура при практически любой его форме.

Для проведения расчетов на ЭВМ разработана соответствующая программа.

Выход расчета на ЭВМ, согласно изложенной методике, весьма информативен. Определяются практически все параметры, характеризующие деформативное состояние контура: максимальные нагрузки на опоры и соответствующие углы положения поворотной части крана, максимальные величины отрывов опор, крен ОПУ, нагруженность рамы ходовой в заданной точке (сечении).

При этом время на создание базы данных для проведения расчета значительно меньше, чем при других уточненных методиках, например, метод конечных элементов.

3.4 Устойчивость стреловых самоходных кранов

3.4.1 Общие положения.

Рассмотренные опорные контуры служат опорной базой крановой установки. Как уже рассматривалось выше, опорной базой могут служить не только собственно опоры, но и для ССК опорные элементы движения – ходовые колеса, а вернее, шины. Очевидно, что опорный контур должен обеспечивать как восприятие весовых нагрузок, так и моментных, создаваемых вертикальными и горизонтальными силами, действующими на кран (на его элементы).

Указанные силы могут либо фиксировать кран на опорном контуре («удерживать»), либо опрокидывать кран относительно одной из сторон («ребра») контура.

Согласно «Правилам устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов» краны должны быть устойчивы в рабочем и нерабочем состояниях.

В общем случае расчет устойчивости крана должен производиться для следующих условий:

при действии испытательной нагрузки (статическая);
при действии груза (грузовая устойчивость);
при отсутствии груза (собственная устойчивость);
при внезапном снятии нагрузки;
при монтаже (демонтаже).

На собственную устойчивость в нерабочем состоянии не рассчитываются краны, у которых стрела в этом состоянии согласно «Инструкции по эксплуатации» (ИЭ) устанавливается в транспортное положение.

На устойчивость при внезапном снятии груза не рассчитываются краны, у которых грузозахватный орган это не допускает.

Исходные данные для расчета должны соответствовать конструкторской и эксплуатационной документации на кран. Эксплуатация крана допускается на площадках с уклоном не превосходящим указанный в паспорте ($i_н$).

На кран действуют нормативные и случайные составляющие нагрузок. К нормативным относятся составляющие нагрузок, предельные значения которых контролируют при изготовлении или во время эксплуатации и определяют только на основании характеристики крана (грузоподъемность, вес крана, ветровой район по ГОСТ 1451 и т.п.). К случайным относятся составляющие нагрузок, предельные значения которых контролирует крановщик (динамические нагрузки при работе механизмов) или они не поддаются контролю вообще (динамические нагрузки от пульсации ветра). Действие динамических нагрузок при работе механизмов учитывается в расчете в сочетаниях, определяемых возможностями схем управления и эксплуатационной документацией.

Нагрузки, вызванные неквалифицированным управлением краном, в расчете не учитываются.

С целью упреждения возможных отступлений при установке указателя вылетов точки приложения нагрузок от веса крана и груза должны определяться с учетом изменения положения частей крана в неблагоприятную сторону вследствие деформации ходового устройства ($i_{деф}$), особенно при установке без выносных опор, т.е. при угле $i_Σ = i_н + i_{деф}$.

Допускается определять деформации только от действия нормативных составляющих нагрузок.

Взаимное положение частей крана и направление составляющих нагрузок относительно ребер опрокидывания опорного контура должны приниматься наиболее неблагоприятными.

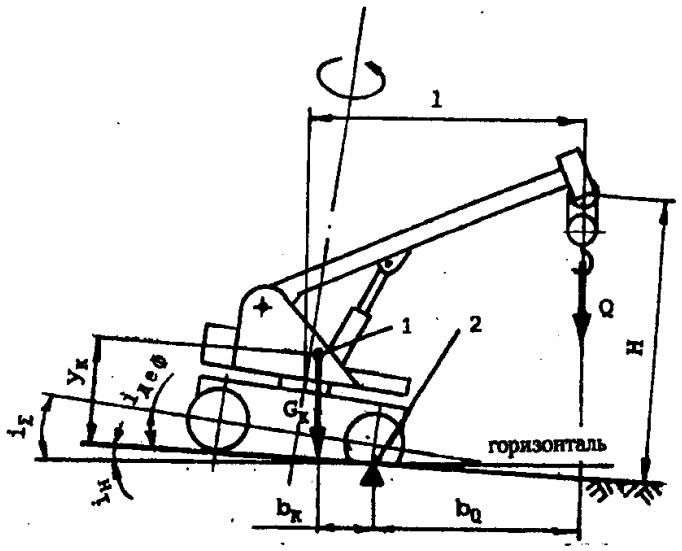


Рис. 3.14. Расчетная схема крана
1 - центр тяжести крана;
2 - ребро опрокидывания.

Условие устойчивости в общем виде записывается неравенством

$$K'_{опр} \cdot M''_{опр} \le K_{уд} \cdot M''_{уд},$$

где $M''_{опр}$ - опрокидывающий момент от нормативных составляющих нагрузок, действующих на кран, относительно принятого ребра опрокидывания (в зависимости от рассматриваемых условий);

$M''_{уд}$ - удерживающий момент крана относительно принятого ребра опрокидывания;

$K'_{опр}$ - суммарный коэффициент перегрузки, учитывающий влияние случайных составляющих нагрузок, действующих на кран, и проектировочный запас на неучтенные факторы, зависящий от опыта разработчика расчета ($К_{опр} \ge 1$).

$К_{уд}$ - суммарный коэффициент снижения удерживающей способности машины, учитывающий возможные весовые отклонения элементов крана, расхождения расчетных схем опорных контуров с реальной их моментной способностью ($К_{уд} \le 1$).

Кран можно считать устойчивым, если расчетом это подтверждается для всех возможных условий, определяющих собственно номенклатуру расчетных случаев. Расчетные случаи, соответствующие точкам грузовых характеристик с минимальной устойчивостью следует подвергать испытаниям на устойчивость согласно стандарту ИСО 4310.

Для исключения возможных ошибок при составлении расчетных схем опорных контуров можно придерживаться следующих рекомендаций.

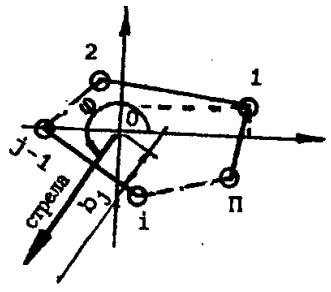


Рис. 3.15. Схема опорного контура

В общем случае опорный контур представляет собой выпуклый многоугольник, стороны которого принято называть ребрами опрокидывания. Как правило, контур координируется относительно системы координат с началом в точке, принадлежащей оси вращения крана (0).

Так как рассматриваемые краны, в основном, являются полноповоротными, то угол φ возможного расположения стрелы (поворотной части) может принимать значения $\varphi = 0^{o}...360^{o}$.

В случае, если грузовые операции производятся в заданном секторе (характерно для кранов типа КА и КШ), значения φ будут соответствовать углам в интервале сектора.

Следовательно, задача определения устойчивости в общем случае сводится к анализу возможных положений (угол φ) поворотной части крана для каждой установки стреловой системы (вылет).

На рис. 3.16 рассмотрено расположение ребер опрокидывания для восьми опорных контуров, наиболее характерных для ССК на пневмоколесном ходу. Контуры 1-4 – без выносных опор, контуры 5-8 – с выносными опорами.

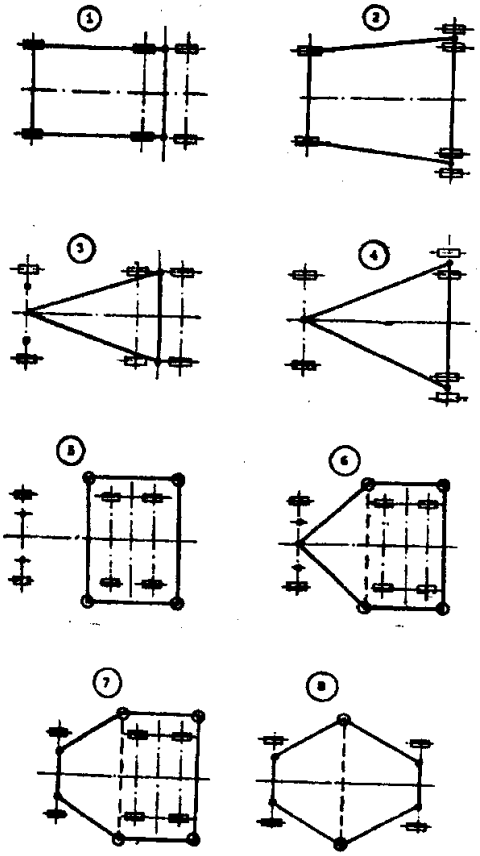


Рис. 3.16. Расположение ребер опрокидывания (расчетное) в опорных контурах ССК

Контуры 1, 2 - жесткая подвеска колес или упругие подвески колес сблокированы.

Контуры 3, 4 – жесткая подвеска колес заднего моста (балансирной тележки) и упругая подвеска переднего моста или опирание на передний мост в одной точке.

Контур 5 – опирание крана только на выносные опоры.

Контуры 6...8 – одновременное опирание крана на выносные опоры и колеса крана.

Контур 6 – упругая подвеска передних колес при опирании на ось в одной точке.

Контуры 7 и 8 – жесткая подвеска колес.

Следует отметить, что использование контуров 6...8 – проблематично, так как для работы единого контура при вращении поворотной части крана необходимо обеспечить конкретные условия «выставления» крана в рабочее положение. В общем случае указанные контуры работают дискретно, как два самостоятельных, что в эксплуатации не всегда допустимо. Условный раздел этих контуров указан штриховой линией.

Практически применение таких контуров требует отдельных согласований, так как общие требования к «выставлению» крана в рабочее положение соответствует схеме 5, т.е. до полного отрыва колес от грунта.

Схема 8 – применяется на кранах-манипуляторах, устанавливаемых на серийно изготавливаемых автомобилях. Две опоры установлены в пролете продольной базы хода.

В контурах 3 и 6 в запас устойчивости не учитывается восстанавливающая способность упругой подвески переднего моста, так как определение ее трудоемко при сравнительно незначительном удерживающем эффекте.

3.4.2. Устойчивость крана при действии испытательной нагрузки.

Согласно международному стандарту ИСО 4310 с целью проверки устойчивости крана проводят испытания на грузовую устойчивость. Кран считается выдержавшим испытание, если не происходит его «опрокидывание» при статическом приложении испытательной нагрузки на крюке.

Испытательная нагрузка определяется по формуле

$$P_и = K_и \cdot P + 0{,}1 \cdot F_i,$$

где $K_и \geq 1{,}25$ - коэффициент испытательной нагрузки;

P - номинальная грузоподъемность /нагрузка на полиспаст подъема груза, включая массу полезного груза и крюковой подвески/;

F_i - нагрузка от массы стреловой системы /ее элементов «качающихся» в плоскости подвеса/, приведенной к неподвижной оси блоков грузового полиспаста.

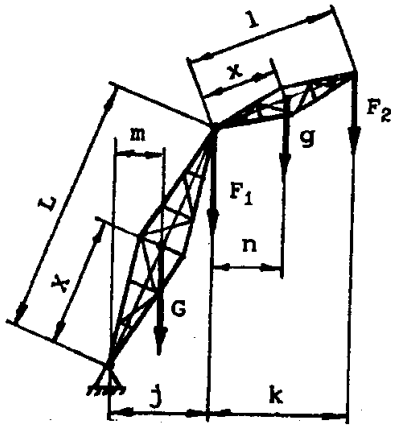


Рис. 3.17. Расчетная схема определения приведенной нагрузки.

Определять испытательные грузы можно по ниже приведенным формулам, согласно обозначениям рис. 3.17.

Стрелы без гуськов /"чистые"/.

$$F_1 = \frac{m}{j}.G, \qquad (K = n = g = 0)$$

Стрелы с гуськами неуправляемыми, основной подъем (груз на головке стрелы)

$$F_1 = \frac{m.G + (j+n).g}{j}, \qquad (K=0).$$

Стрелы с гуськами неуправляемыми, вспомогательный подъем (груз на головке гуська)

$$F_2 = \frac{m.G + (j+n).g}{j+K}.$$

Стрелы с управляемыми гуськами (БСО)

$$F_2 = \frac{n}{k}.g$$

Принятые обозначения:

G , g - масса стрелы, гуська;
L, l - длина стрелы, гуська;
X , x - абсцисса центра тяжести стрелы, гуська;
j , K - вылеты стрелы и гуська относительно собственных осей «качания»;
m , n - вылеты центров тяжести стрелы и гуська относительно собственных осей «качания».

Условие устойчивости выражается неравенством

$$K^{н}_{опр} \cdot M^{н}_{опр} \le K_{уд} \cdot M^{н}_{уд}$$

где

$$M^{н}_{опр} = P_{н} \cdot (l - b_j);$$
$$M^{н}_{уд} = G^{н}_{k} \cdot (X_k + b_j);$$
$$K^{н}_{опр} \ge 1;$$
$$K_{уд} \le 0{,}95.$$

В приведенных формулах:

l - вылет груза;
b_j - плечо опрокидывания относительно j-го ребра опорного контура, см.рис. 3.15;

G_k^H - вес крана, конструктивный;

X_k - абсцисса центра тяжести крана относительно оси вращения с учетом конкретного положения поворотной части крана относительно опорного контура.

Значения коэффициентов $K_{опр}^{*}$ и $K_{уд}$ принимаются в зависимости от поставленной задачи. Если из условий статической устойчивости определяются допускаемые номинальные грузы, то можно рекомендовать следующие значения $K_{опр}^{*} = 1{,}05...1{,}1$ и $K_{уд} = 0{,}90...0{,}95$.

Это вытекает из того, что испытательным грузом $P_и$ воссоздается эквивалентный режим идентичный рабочему. Естественно, что однозначно описать рабочий режим различных машин единым эквивалентом не представляется возможным, как чисто по конструктивным параметрам (скорости, ускорения, ...), так и по эксплуатационным условиям (ветер, уклон, ...). Соответствующее примечание приведено в стандарте ИСО 4310 в части увеличения значения 1,25P.

В некоторых случаях проведение испытаний на устойчивость является не рациональным, так как накладываются дополнительные завышенные требования по прочности на элементы дополнительного стрелового оборудования по сравнению с несущей способностью к рабочим грузам. Это актуально, если масса стрелы велика, а гусек (неуправляемый) предназначен для сравнительно небольших грузов. В данном случае требования к устойчивости должны быть проверены путем расчета, и, по возможности, воссозданы эквивалентным моментом на головке стрелы (основной подъем).

При испытаниях под термином «опрокидывание» крана следует понимать подрыв опор, не лежащих на ребре опрокидывания.

3.4.3 Грузовая устойчивость крана

Кран находится в работе при ветре рабочего состояния. В расчете учитываются нормативные и случайные нагрузки. Учет сил инерции производится в сочетаниях возможных совмещений работы механизмов, оговариваемых в эксплуатационной документации крана.

Условие устойчивости крана

$$K_{опр}^{P} \cdot M_{опр}^{н} \le K_{уд} \cdot M_{уд}^{н}, \qquad (K_{уд} \le 0{,}95).$$

Действие нормативных составляющих нагрузок

$$M_{уд}^{H} \approx G_K^H \cdot [(X_K + b_j) - y_K \cdot \sin\alpha_\Sigma]$$

$$M_{опр}^{H} = M_Q^H + M_W^H + M_a^H,$$

где M_Q^n - опрокидывающий момент от действия номинальной нагрузки на полиспаст подъема груза;

M_W^H - опрокидывающий момент от действия ветровой нагрузки на кран и груз;

M_w^H - опрокидывающий момент от действия центробежных сил при повороте;

y_K - ордината центра тяжести крана относительно опорного контура;

i_Σ - суммарный угол наклона крана;

H - высота неподвижной оси блоков грузового полиспаста над опорным контуром.

$$M_Q^H \approx P_p\left[(l-b_j)+H.\sin i_\Sigma\right\} \qquad P_p = K_p.P,$$

где Pp - расчетная рабочая нагрузка на полиспаст подъема груза;

Kp - коэффициент повышения номинальной грузоподъемности.

Согласно п. 4.71 «Правил...» Госнадзорохрантруда Украины, для ССК допускается превышение номинальной грузоподъемности не более 10 %. Это условие реализуется установкой ограничителя грузоподъемности (ограничителя грузового момента). Учитывая изложенное в расчете, можно принимать Kp = 1,1 , что соответствует ИСО 4305.

$$M_W^H = \sum P_{wi}^H.h_{wi} = M_{wk}^H + M_{WQ}^H = \sum P_{wik}^H.h_{wik} + P_{WQ}^H.h_Q;$$

$$h_Q \approx H,$$

где P_{wi}^M - нормативная составляющая ветровой нагрузки, определяемая по ГОСТ 1451 на i -ю часть крана и груз;

h_{wi} - высота расположения центра давления ветра на рассматриваемую часть крана и груз над опорным контуром.

$$M_w^H = M_w^{wb} = \frac{Q^H.H.l - G_K^H.y_K.X_K}{g}\omega_K^2$$

где $Q^H = P$;

ω_k - угловая скорость вращения поворотной части крана, рад/с.

($\omega_k \approx 0{,}1 \cdot n_0$, где n_0 - скорость вращения поворотной части крана, об/мин).

*) При учете M_w^H действие случайных нагрузок можно упустить.

Действие случайных составляющих нагрузок

$$M_{\Sigma}^{S} = M_{W}^{d} + \{M_{n}^{d} + M_{C}^{d} + M_{\omega}^{d}\},$$

где M_{W}^{d} - опрокидывающий момент от действия динамической составляющей ветрового напора (пульсация ветра);

M_{n}^{d} - опрокидывающий момент от действия инерционной нагрузки механизма подъема груза;

M_{C}^{d} - опрокидывающий момент от действия инерционной нагрузки механизма подъема стрелы;

M_{ω}^{d} - опрокидывающий момент от действия инерционной нагрузки механизма вращения.

Возможные совмещения действия случайных составляющих:

$$\left[\begin{array}{l} M_{n}^{d} - M_{C}^{d} - M_{\omega}^{d} - M_{W}^{d} \\ M_{n}^{d} - M_{C}^{d} - M_{W}^{d} \\ M_{n}^{d} - M_{\omega}^{d} - M_{W}^{d} \\ M_{C}^{d} - M_{\omega}^{d} - M_{W}^{d} \end{array}\right.$$

Рассмотрим подробнее нахождение значений случайных нагрузок.

$$M_{W}^{d} = M_{WK}^{d} + M_{WQ}^{d};$$

где M_{WK}^{d} - момент от динамической составляющей ветровой нагрузки на кран;

M_{WQ}^{d} - момент от динамической составляющей ветровой нагрузки на груз.

Для практического использования с определенным отклонением в сторону увеличения можно рекомендовать простые зависимости:

$$M_{WK}^{d} \approx 0{,}15 . M_{WK}^{H};$$

$$M_{WQ}^{d} \approx 0{,}1 . M_{WQ}^{H}$$

$$M_{n}^{d} = K_{n} . M_{Q}^{H}$$

$K_{n} \approx 0{,}02 - 0{,}05$ - коэффициент динамичности механизма подъема.

Бо́льшие значения следует принимать при установке нормально-замкнутых тормозов с минимальным числом ступеней управления (1,2 пуска, торможения), меньше – при специальных «мягких» системах регулирования.

$$M_C^d = \varepsilon.(I_C^d + \frac{Q^H}{g} l_{(\omega)}^2 . \frac{V_{Q(\Sigma)}}{V_C^b})$$

$$\varepsilon \approx 0{,}35.\sqrt{\frac{A}{I_K + I_Q}}.\omega_{C(\omega)};$$

$$A = G_K^H . y_K + Q^H . H;$$

$$I_K = \sum\left[\frac{G_{ik}}{g}(X_{ik} + b_j)^2\right];^{*)}$$

$$I_Q = \frac{Q^H}{g}(l - b_j)^2;$$

$$I_{c(\omega)}^d \approx \frac{1}{3}.\frac{G_{C(\omega)}}{g} L_{C(\omega)}^2;$$

$$V_{Q(\Sigma)} = V_Q \pm V_C^b$$

В приведенных формулах:

ε - эквивалентное ускорение «качающейся» стреловой системы, рад/с^2;

I_k, I_Q - моменты инерции крана и груза относительно ребра опрокидывания;

$I_{c(\omega)}^d$ - момент инерции стрелового оборудования («качающегося») относительно оси шарнира качания;

$w_{c(\omega)}$ - угловая скорость «качающегося» стрелового оборудования при расчетном значении угла подъема стрелы (гуська), рад/с;

$\begin{cases} w_{c(\omega)} = w_c \\ w_{c(\omega)} = w_г \end{cases}$ - стрелы без гуськов и стрелы с неуправляемыми гуськами;
- гуськи управляемые (БСО).

$G_{c(\omega)}$, $L_{c(\omega)}$ - вес и длина аналогичного оборудования;

$l_{(\omega)}$ - расстояние по горизонтали от шарнира «качающегося» стрелового оборудования до вертикальной плоскости, проходящей через точку подвеса груза;

$V_{Q\Sigma}$ - абсолютное значение скорости подъема (опускания) груза при подъеме (опускании) стрелы;

V_Q - скорость подъема (опускания) груза, реализуемая собственно механизмом подъема груза;

V_c^* - вертикальная составляющая скорости оголовка «качающегося» стрелового оборудования при расчетном значении угла подъема стрелы.

*) При вычислении момента инерции крана (I_k) для достижения достоверного результата необходима развитая элементная база (G_{ik}).

$$M_u^d = K_u \cdot Q^H \cdot H$$

$K_ц \approx 0{,}005$ - коэффициент динамичности механизма поворота.

Суммирование полученных динамических составляющих в комбинациях возможных совмещений, оговариваемых в ЭД, дает определенное число значений моментов опрокидывающих $M_{опр}^S$. Вернувшись к условию устойчивости крана, определим $K_{опр}^P$.

$$K_{опр}^P = K_{зап}^P \cdot \left(1 + \frac{M_{опр}^s}{M_{опр}^H}\right),$$

где $K_{зап}^P$ - коэффициент запаса рабочей устойчивости, принимаемый разработчиком расчета в зависимости от постановки задачи, новизны модели машины, возможности существования неучтенных факторов.

$$K_{зап}^P \approx 1...1{,}1$$

3.4.4. Собственная устойчивость крана

Под собственной устойчивостью крана понимают устойчивость при отсутствии груза под действием ветра рабочего и нерабочего состояния.

Действие ветра рабочего состояния.

Данные условия устойчивости являются определяющими для выбора противовеса крана, так как рассматривается опрокидывание в сторону – обратную рабочему направлению, т.е. в сторону противовеса.

Согласно п. 3.3.2 ИСО 4305 , условием сохранения собственной устойчивости ССК /на пневмоколесном ходу/ является наличие нагрузки на опоры (колеса), не лежащие на ребре опрокидывания, не менее 15 % суммарной массы крана.

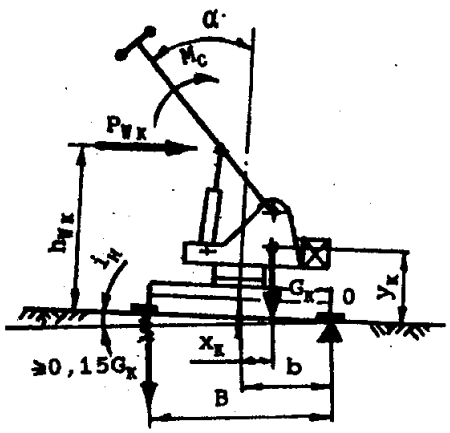


Рис. 3.18. Схема крана при действии ветра рабочего состояния

Согласно рис. 3.18, это условие можно записать следующей зависимостью **/запись справедлива для четырехопорных прямоугольных контуров, наиболее часто распространенных/.**

$$\frac{M_{уд} - M_{опр}}{B} \geq 0{,}15 \cdot G_k^H$$

Ветер направлен с лицевой стороны стрелы в сторону противовеса. Возможна операция подъема стрелы с последующим торможением. Крюковая подвеска – на грунте. Противовес – с максимальным отклонением в сторону увеличения массы. В удерживающий момент вводится только угол наклона площадки i_H , так как предполагаются незначительные деформации опорного контура ($i_{деф\ min}$).

Стреловое оборудование выставляется на минимальные вылеты, поворотная часть – в наименее благоприятном направлении относительно опорного контура.

Расчетный вес крана $G_{K(C)}$ и соответственно координаты $X_{к(с)}$, $y_{к(с)}$

$$G_{k(c)} = G_k^H - G_{кр.п.} + \Delta G_{пв},$$

где $\Delta G_{пв}$ - отклонение в весе противовеса (определяется нормативами изготовителя);

$G_{кр.п}$ - вес крюковой подвески.

Удерживающий и опрокидывающий моменты

$$M_{уд(С)} \approx G_{К(С)} \cdot \left[(b_j - X_{К(С)}) - y_{К(С)} \cdot \sin i_H \right]$$

$$M_{Опр(С)} = M^H_{ВК} + M^d_{ВК} + M^d_{С(С)} \approx 1{,}15 M^H_{ВК} + M^d_{С(С)};$$

$$M^d_{С(С)} = \varepsilon . I^d_{С(\omega)};$$

$$\varepsilon \approx 0{,}35 . \sqrt{\frac{A}{I_К}} . \omega_{С(\omega)};$$

$$A = G^H_К . y_К$$

$I_К$, $I^d_{С(\omega)}$ – см.определение M^d_c п.3.4.3.

Действие ветра нерабочего состояния.

Современные стреловые самоходные краны, как правило, оборудуются мобильным стреловым оборудованием (стрелы телескопические, раздвижные, ...), позволяющим оперативно осуществлять переход из рабочего положения в нерабочее – транспортное, либо переход на уровни большей устойчивости крана (складывание стрелы, переход на промежуточные вылеты, ...). Поэтому при длительных нерабочих промежутках времени, обычно, в ЭД предусматривается запрещение оставлять «развернутое» стреловое оборудование.

Такой подход не всегда удобен. Например, при работе с башенно- стреловым оборудованием, с гуськами неуправляемыми, установленными на решетчатых стрелах повышенной длины при незначительных периметрах рабочей площадки и т.д. Таким образом, может возникнуть необходимость разрешения оставлять машину в рабочем положении и, собственно, необходимость в проверке расчетом ее собственной устойчивости при действии ветра нерабочего положения.

Скоростной напор является функцией кинематической энергии движущегося воздуха:

$$q = \frac{P}{2 \cdot g} \cdot V^2 \approx \frac{V^2}{16}, кг/м^2,$$

где P = 1,23 кг/м^3 - плотность воздуха;
q = 9,81 м/с^2 - ускорение силы тяжести;
V - скорость воздуха, м/с.

Скорость ветра в различных географических пунктах неодинакова. Для определения максимальных скоростей воздуха и, соответственно, максимально возможных скоростных напоров в рассматриваемом географическом пункте следует пользоваться «Картой районирования СССР по скоростным напорам ветра» (ГОСТ 1451). Территория разбита на семь районов. Данные по соответствующим предельным значениям V и q приведены в таблице 3.1 (табл.2 ГОСТ 1451)

Таблица 3.1

Район	1	2	3	4	5	6	7
*) V, м/с	21	24	27	30	33	37	40
q,кг/м^2	27	35	45	55	70	85	100

*) Замеряется на высоте 10 м над поверхностью земли.

Эксплуатация кранов в 6-м и 7-м районах территории, примыкающие к Северному Ледовитому океану и Охотскому морю, а также к г. Баку, в обязательном порядке специально оговаривается, а краны требуют специального исполнения.

Обычно, так как районы 1-5 четко не разграничиваются, принимается исполнение по 5-му району, т.е. $V = 33$ м/с ($q_{max} = 70$ кг/м^2).

Условие устойчивости крана

$$M_{уд(с)} \geq K_{зап} \cdot M_{опр(W)},$$

где $M_{уд(с)}$ - удерживающий момент. Можно принимать значения $M_{уд(с)}$ из расчета собственной устойчивости при рабочем ветре;

$K_{зап} \approx 1{,}05 \ldots 1{,}1$ - коэффициент запаса. Принимается разработчиком в зависимости от точности развесовки крана;

$M_{опр(W)}$ - опрокидывающий момент от действия ветра нерабочего состояния.

$$M_{опр(W)} = 1{,}15 M_{вк}^{H} \frac{q_{max}}{q}$$

$M_{вк}^{H}$ - опрокидывающий момент от действия ветровой нагрузки на кран в сборе при действии ветра рабочего состояния (q).

Расчет носит поисковый характер, т.е. определяется интервал возможных положений стреловой системы и поворотной части в целом, в границах которого соблюдается устойчивость крана. Соответствующие рекомендации заносятся в эксплуатационную документацию (ЭД).

3.4.5 Устойчивость крана при внезапном снятии груза (ΔQ)

Расчет выполняется, если грузозахватный орган, установленный на кране, допускает внезапное снятие нагрузки на полиспаст подъема груза (магнитная шайба, фрикционный захват, вакуумный захват, ...).

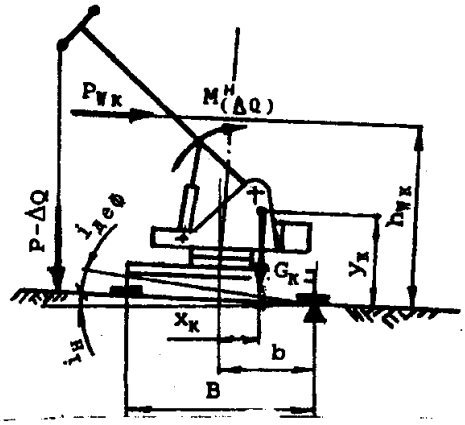


Рис. 3.19. Схема крана при внезапном снятии нагрузки.

Опрокидывание происходит под действием ветрового напора (нормативная составляющая), и динамической нагрузки, возникающей при внезапном снятии груза ΔQ, в сторону противовеса.

Опрокидывающий момент

$$M_{Опр}(\Delta Q) = M^H_{WK} + M^H_{(\Delta Q)}$$

$$M^H_{WK} = P_{WK} \cdot h_{WK}$$

$$M^H_{(\Delta Q)} = \Delta Q \cdot \sqrt{A_1 \cdot \delta}$$

$$A_1 = G^H_K \cdot y_K$$

δ*) - вертикальное перемещение крюка (грузозахватного органа) под действием единичного груза Q_1;

ΔQ - вес снимаемого груза.

*) Решается задача деформационного расчета стреловой системы в плоскости подвеса.

Учитывая, что нагрузка на полиспаст подъема груза, согласно вышеприведенным определениям, составляет P, удерживающий момент записывается выражением

$$M_{уд(\Delta Q)} \approx (G^H_K + \Delta G_{п.в.})\left[(b_j - X_K) - y_K \cdot \sin i_{\Sigma} + (P - \Delta Q)(l + b_j)\right]$$

Условие устойчивости

$$M_{уд(\Delta Q)} \geq M_{опр(\Delta Q)}$$

Примечание. В случае стреловых систем на гибком подвесе при обрыве груза, первоначально стреловая система «идет на упор», замыкая затем систему кран в единое целое и опрокидывая ее с остаточной кинетической энергией.

3.4.6. Устойчивость крана при монтаже (демонтаже)

Данная операция для ССК с гибким подвесом стрелы подразумевает подъем (опускание) с земли стрелового оборудования и перевод его в рабочее состояние. В эксплуатационной документации, как правило, оговариваются условия выполнения операции (направление относительно контура, плавная работа механизмов, отсутствие раскачивания и т.п.).

В расчете можно обойтись статической задачей. Условие устойчивости

$$M_{уд(м)} \geq K_{з(м)} \cdot M_{опр(м)},$$

где $M_{уд\,(м)}$ - удерживающий момент, определяемый моментной способностью ребра опрокидывания элементов крана с постоянными координатами;

$M_{опр(м)}$ - опрокидывающий момент, создаваемый частью стрелового оборудования, находящейся за ребром опрокидывания (оголовок стрелы, гусек, ...);

$K_{з\,(м)}$ - коэффициент запаса устойчивости при монтаже (демонтаже);

$K_{з\,(м)} = 1{,}1 \ldots 1{,}15$ - рекомендованные значения.

Для ССК с телескопической стрелой данная операция означает перевод крана из транспортного положения в рабочее, либо подготовка стрелового оборудования к техосмотру или установке дополнительного стрелового оборудования (гуськи). Задача решается аналогично приведенной выше с той разницей, что имеется возможность оперировать переменной длиной стрелы телескопической при необходимости.

ВЫВОДЫ

В данном подразделе предпринята попытка осветить методически решение задачи определения устойчивости крана. Учитывая многоплановость и значительные объемы задачи, материал подается с максимальным упрощением аналитических выкладок, путем ввода усредненных эмпирических коэффициентов.

Такой подход позволяет практически производить аналитическую оценку устойчивости крана.

Сознательно упущена задача аналитической оценки устойчивости крана при передвижении с грузом. На протяжении многих лет отдельными авторами предпринимаются попытки решения этой задачи. В ранее действовавших «Правилах...» Госгортехнадзора СССР переходные процессы (торможение при передвижении крана с грузом описывались достаточно простыми зависимостями без отражения колебательного процесса системы «кран-груз» в результате податливости металлоконструкций крана и движителей – опор (колес), а также возмущающего воздействия неровностей поверхности передвижения на кран. Естественно, результаты по допускаемому грузу с учетом незначительного регламентированного коэффициента запаса устойчивости К передв. = 1,15 получались завышенными.

В РД 22-145, входящем в рекомендованный перечень нормативной документации действующих «Правил...» Госнадзорохрантруда Украины, настоящий материал освещается с более современных позиций, хотя бы по числу входящих исходных параметров: характеристика микропрофиля площадки, жесткостные характеристики колес и т.п. Тем не менее, полностью полагаться на расчет нет оснований, особенно для ССК на пневмоходу. Назначать грузы для передвижения следует в результате тщательных испытательных проверок с обязательными требованиями «Инструкции по эксплуатации» минимальных скоростей передвижения, отсутствия видимых раскачиваний груза и ощутимых колебаний крана, достаточной квалификации машиниста.

Следует также внимательно относиться к задаче проверки устойчивости крана при работе стационарной на «безопорном контуре». Особое внимание следует уделять шинам колес и их нагруженности, так как последние значительно (по типажам) разнятся своей радиальной, тангенциальной и боковой жесткостью.

Краны являются объектами повышенной опасности в эксплуатации и в комплексе обязательных испытаний следует должное внимание уделять испытаниям на устойчивость. Испытания проводятся по программе, разработанной проектирующей организацией в соответствии с «Правилами устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов». Испытательные грузы определяются требованиями статической (испытательная нагрузка) устойчивости. Для выполнения соответствия исходных параметров по крану, вводимых в расчет /весовые, координатные/, можно рекомендовать ввести в программу отдельные грузовые точки, содержащие предельные по устойчивости нагрузки (грузы). Так как они могут отличаться от паспортных, необходима предварительная расчетная оценка несущей способности крана при их воздействии.

При проведении испытаний можно считать полезным присутствие представителей проектирующих организаций для накопления статического опыта поведения машины, а именно:

- оценки жесткостных параметров опорного контура;
- податливости стреловой системы;

- устойчивости скоростей исполнительных механизмов и оценки колебательных процессов при неустановившихся режимах механизмов;
- оценки возможных отклонений координатно-массовых параметров элементов машин при их серийном производстве.

Учет и соответствующая обработка результатов испытаний позволяют создавать банк объективных статистических поправок к аналитическим моделям определения устойчивости, максимально приближая их к реальным.

Глава IV. НЕСУЩИЕ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ ССК

4.1 Общая классификация и нагрузочные режимы несущих металлоконструкций кранов

В предыдущих главах предпринята попытка классификации ССК, описания проблем компоновки машин, характеристик хода машин и опорных контуров, аналитической устойчивости и испытаний кранов на устойчивость. Достаточно беглый обзор этих глав убедительно свидетельствует о наличии в ССК развитой номенклатуры несущих металлоконструкций.

Требования мобильности, габаритоёмкости, низкой металлоёмкости и оригинальность как ходовых частей (шасси) и, собственно, крановых установок, так и их сопряжения, приводят к довольно сложным конструктивным решениям, а, следовательно, и к необходимости в развитом методическом обеспечении расчетных работ. Значительное число грузовысотных характеристик и режимов эксплуатации стреловых самоходных кранов определяют значительные объёмы анализируемых нагрузок на узлы и элементы металлоконструкций.

Исходя из вышеизложенного, приступая к расчетам металлоконструкций, первостепенное внимание следует уделить анализу нагрузок, характерных для ССК на стадиях их создания и эксплуатации.

Испытательные нагрузки - создаются для объективной проверки несущей способности металлоконструкций, выявления соответствия реального нагружения элементов расчетному и жесткостных параметров металлоконструкций. Нагрузки регламентируются правилами испытаний машин и конкретно оговариваются в "Программах испытаний . . .". Расчетная (аналитическая) оценка несущей способности металлоконструкций при действии испытательных нагрузок несет в себе задачу обеспечения минимальных запасов, обеспечивающих сохранение целостности и дальнейшей работоспособности металлоконструкций и, как следствие, машины в целом.

Учитывая значительное число грузовысотных характеристик, вызванное развитой системой стрелового оборудования ССК, необходимо тщательнейшим образом подходить к оценке допустимого числа циклов испытательных нагружений с целью сохранения способности кранов к дальнейшей эксплуатации. Решение этой проблемы может осуществляться за счет углубленного аналитического анализа нагрузочных режимов, выделения эквивалентных групп грузовых характеристик по воздействию их на основные элементы кранов из общего числа характеристик, оценки их удельного влияния на долговечность и прочность этих элементов. Такой подход приводит к удорожанию стадий создания машин, но в значительной степени повышает надежность в дальнейшей эксплуатации и гарантирует остаточный ресурс машины.

Рабочие нагрузки - соответствуют грузовысотным характеристикам крана, возможностям совмещения операций, динамике переходных процессов в испол-

нительных механизмах и других дополнительных нагрузок, включая случайные (пульсация ветра, отклонения грузов от номинальных, . . .).

Нерабочие нагрузки - кран в нерабочем положении, предусмотренном инструкцией по эксплуатации, подвергается действию ветра нерабочего состояния; нагрузки, возникающие при транспортировании машины (самоходом, по железной дороге, . . .); монтаж и демонтаж (стрелового оборудования, выдвижных и откидных опор, выносных, съемных противовесов, ...).

Каждое из приведенных нагружений требует специального подхода и использования, как правило, нормативных и руководящих документов профильных отраслей и ведомств, а в отдельных случаях обязательным является этап согласования разработки операции (например, транспортировка крана по железной дороге).

Основные металлоконструкции ССК

Учитывая, что в основном ССК являются поворотными, металлоконструкции можно разделить по принадлежности к неповоротной и поворотной частям крана.

Неповоротная часть - рама неповоротная с опорами выносными.

Рама неповоротная - несущее основание для установки поворотной части крана и базовая конструкция для формирования узлов и агрегатов шасси и элементов трансмиссии.

Функциональное многообразие определяет значительную конструктивную сложность и наличие оригинальных локальных элементов. Учитывая особенности методических подходов для решения прочностных задач и конструктивных решений ходовых частей крана, неповоротные рамы можно представить следующими основными типами:

Однолонжеронные рамы

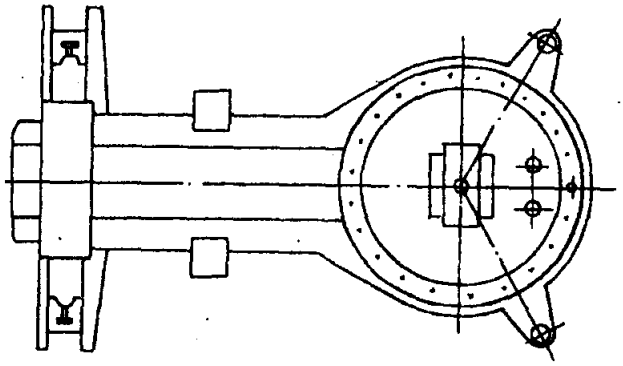


Рис. 4.1. Однолонжеронная неповоротная рама

Как видно из рис.4.1 , рама представляет собой монобалку закрытого профиля, что позволяет достигать значительных крутильных жесткостей на продольной ба-

зе при достаточно высокой изгибной способности. Раму отличают технологичность изготовления и законченность формы, до минимума сводятся сварные сопряжения с ярко выраженными концентраторами. Однако, учитывая необходимость в значительном высотном габарите, рамы применяются, в основном, в шасси с "разрезными" ходовыми мостами, т. е. монтаж опорно-ходовых элементов преимущественно ведется на боковых гранях рамы. Данные конструкции требуют тщательного анализа на предмет устойчивости формы сечений.

Двухлонжеронные рамы

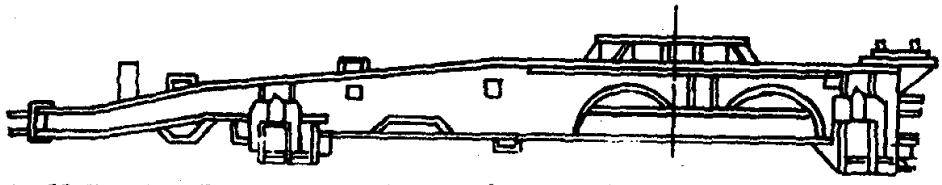


Рис. 4.2. Двухланжеронная неповоротная рама

Данные рамы наиболее распространены. Две основные несущие продольные балки (лонжероны) соединены поперечными связями, обеспечивающими совместную работу конструкции, как при работе "на опорах" (грузовой режим), так и при передвижении (транспортный режим).

Конструктивные решения обеспечивают достаточно высокую технологичность сборки узлов трансмиссий ходовой части и доступ к ним в последующей эксплуатации. Жесткостные параметры достигаются, в основном, изгибной жесткостью двух продольных лонжеронов. Тщательной конструктивной проработки на минимальное наличие концентраторов требуют зоны стыковки поперечных элементов с продольными балками.

Указанные конструкции рам, в отличие от предыдущих, адаптированы к применению высокопрочных материалов. В настоящее время успешно эксплуатируются рамы из сталей с пределом текучести порядка 9000 - 10000 кгс/см^2.

Специальные рамы:

— "понтонные" -

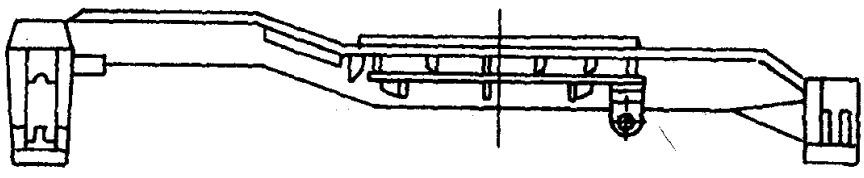


Рис. 4.3. Понтонная неповоротная рама.

Применяются, в основном, при необходимости получения минимальных высотных габаритов, например, при монтаже крановой установки на автомобильное шасси, имеющее собственную раму.

— "ломающиеся" -

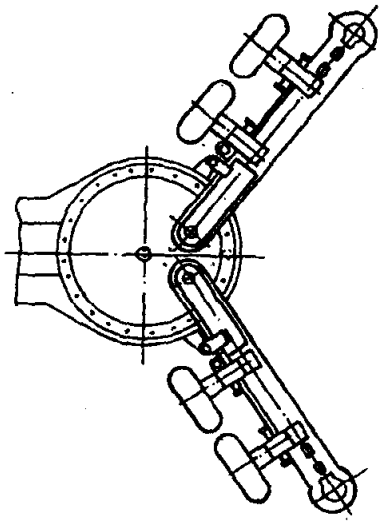


Рис.4.4. Специальная рама-ломающаяся

Применяются в многоосных шасси для достижения приемлимых параметров управляемости (маневренности). Конструктивная оригинальность в приведенной раме заключается также в том, что шарнирно присоединенная задняя часть рамы имеет кинематическое сопряжение и при снятии соединительного звена превращается в выносные опоры. Данная конструкция приведена как вариант, а многообразие решений зависит от опыта конструктора и требований ТЗ к ходу крана.

— рамы неповоротные кранов многоцелевых –

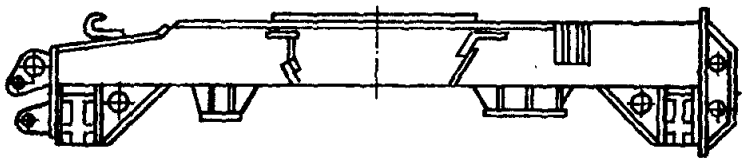


Рис. 4.5. Неповоротная рама многоцелевых кранов

Обычно при несложных конструктивных решениях несут в себе значительную функциональность:

- установка экскаваторной колонны;

- установка "отвального ножа" либо ковша (лобового);
- установка погрузчика, . . .

Опоры выносные являются неотъемлимыми элементами неповоротной крановой части. Разнообразны в конструктивных решениях, отдельные решения приведены в главе III. Крановые установки.

Основные несущие конструкции поворотной части ССК - стрела и рама поворотная.

Рама поворотная - несущая платформа для размещения основных механизмов крана, стрелы и балласта (противовеса).

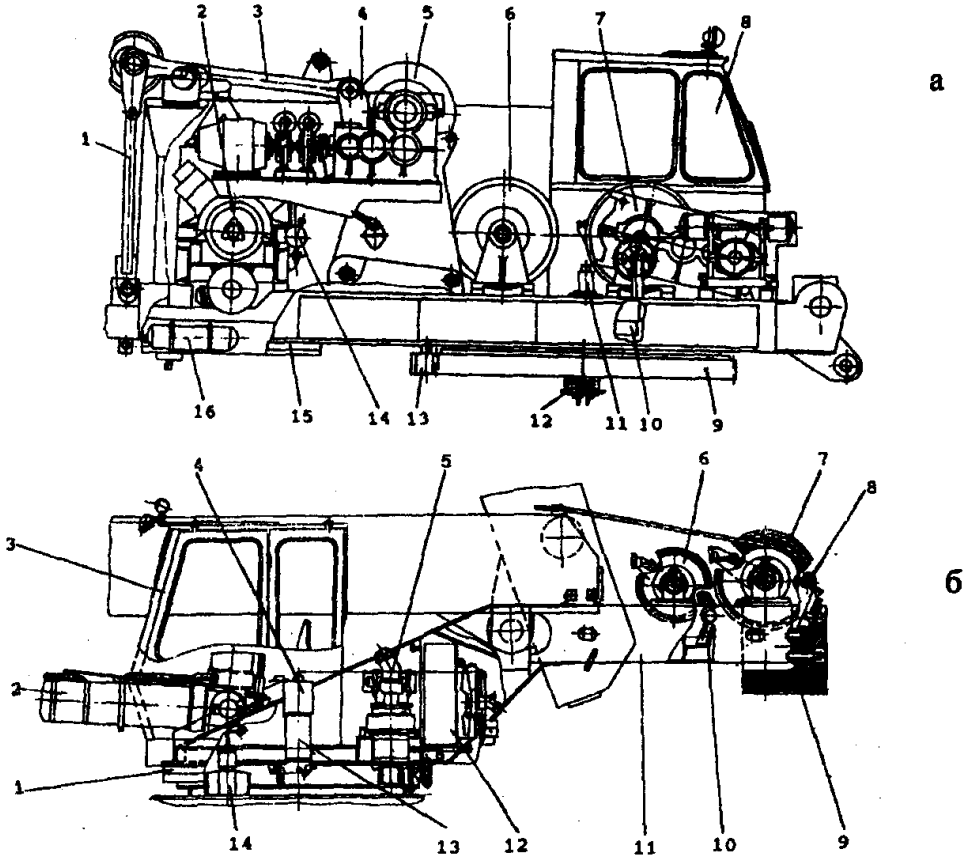


Рис.4.6. Компоновочные схемы поворотных частей ССК
а) со стрелой на гибком подвесе;

1,3,4 - стойки; 2- силовая установка; 5- стреловая лебедка; 6 - вспомогательная лебедка; 7 - основная лебедка; 8 - кабина; 9 - опорно-поворотное устройство; 10 и 16 - воздушные баллоны; 11 - шарнирное соединение; 12 - кольцевой токоприемник; 13 - механизм поворота; 14 - подогреватель дизеля; 15 - топливный бак.

б) с консольной стрелой (на жестком подвесе)

1 - опорно-поворотное устройство; 2 - гидроцилиндр подъема стрелы; 3 - кабина; 4 - кольцевой токоприемник; 5 - механизм поворота; 6 - вспомогательная лебедка; 7 - основная лебедка; 8 и 10 - прижимные ролики; 9 - противовес; 11 -

поворотная рама; 12 - маслоохладитель; 13 - вращающееся соединение; 14 - стопор поворотной части

На рис.4.6(а) представлена типичная схема поворотных частей ССК со стрелой на гибком подвесе. "Качание" стрелы (изменение вылета) осуществляется механизмом лебедочного типа. Стрелы, как правило, решетчатые. Рамы поворотные выполняются либо по балочной схеме, либо как подребренная оболочка. Верхняя плоскость рамы достаточно плотно заполнена исполнительными механизмами и сопутствующими металлоконструкциями. Портал (стойка двуногая) является функциональным сборочным элементом рамы, несущим стреловой полиспаст.

Традиционная компоновка поворотных частей современных гидравлических кранов представлена на рис.4.6(б). Консольная телескопическая стрела крепится на оси на раме поворотной. "Качание" стрелы осуществляется гидроцилиндром подъема стрелы, неподвижная ось крепления которого располагается на раме. Как правило, рама представляет собой пространственный кронштейн, состоящий из двух вертикальных щек, соединенных поперечными связями, и установленный на горизонтальную плиту основания рамы. Одна из поперечных связей является опорой исполнительного органа механизма изменения вылета стрелы - гидроцилиндра (ГЦПС).

Стрела - исполнительный элемент металлоконструкции ССК, определяющий возможности крана как по грузоподъемности, так и по разрешающей способности рабочих зон.

На рис. 4.7. показаны типичные конструкции стрел ССК.

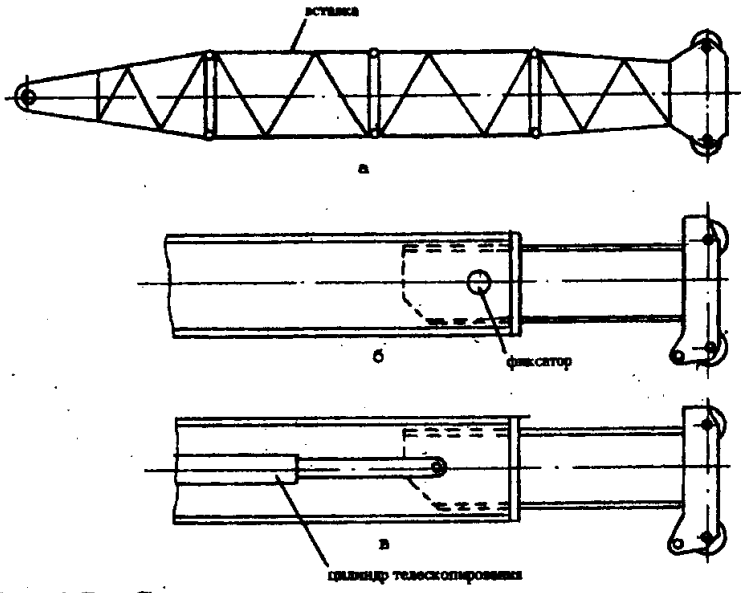


Рис.4.7. Стрелы

а) решетчатая; б) коробчатая; в) коробчатая телескопическая.

На рисунке 4.7 (а) показано традиционное решение стрел на гибком повесе. Как обычно, конструкция представляет собой решетчатую пространственную

форму из проката уголкового либо трубчатого. Конструкция - сварная. Наращивание длины производится за счет вставок.

На рис. 4.7 (б) и 4.7 (в) схематично указаны коробчатые стрелы, сварные конструкции из листового, фасонного или гнутого профиля. Стрелы состоят из сопрягаемых между собой коробчатых секций. Возможность получать любую длину стрелы в диапазоне разности максимальной и минимальной длин позволяет значительно повысить производительность, особенно на монтажных операциях. Отличие состоит в том, что у выдвижных стрел операция развертывания длины является монтажной (без груза), а у телескопических стрел - рабочей (с грузом на крюке). В первом случае для грузовых операций, как и у решетчатых, получают стрелы фиксированной длины, а во втором - длина стрелы является рабочим параметром изменения вылета и высоты подъема без включения механизма изменения вылета (ГЦПС).

Телескопические стрелы - конструкции сложные и дорогостоящие, тем не менее, современные ССК в основной своей массе оснащаются именно этими стрелами.

Относительное перемещение секций требует наличия специальных элементов сопряжения:

- элементы трения скольжения (ползуны);
- элементы трения качения (катки);
- комбинированные элементы сопряжения.

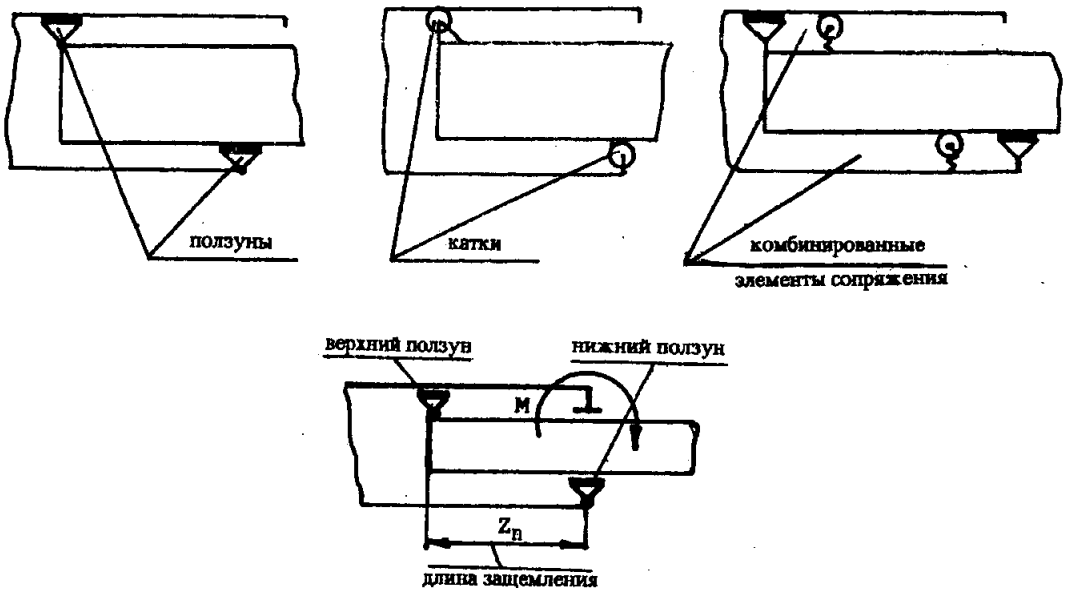


Рис.4.8. Элементы сопряжения телескопических стрел

Использование ползунов дает выигрыш в напряженном состоянии локальных зон сопряжения (местная прочность), но приводит к повышению мощности привода выдвижения из-за значительных сил трения в сопрягаемых парах.

Использование катков снижает усилия выдвижения (втягивания) секций, но при этом существенно повышаются напряжения в зонах контакта. Комбинация ползунов и катков на тарированных пружинах позволяет использовать положительные качества предыдущих схем и свести до минимума их недостатки.

Элементная база металлических конструкций стреловых самоходных кранов очень объемна. Это прокат листовой и фасонный, гнутые профили, трубчатый прокат, вальный прокат (оси, пальцы, крепеж). С использованием указанной элементной базы создаются конструкторские решения выбора типа конструкции (ферменные конструкции, коробчатые конструкции, оболочечные конструкции,...).

Ферменные конструкции в ССК используются, в основном, в стрелах и навесном стреловом оборудовании (удлинители, стойки, укосины, . . .). В металлоконструкциях ССК в последнее время применение ферм уменьшается. Это связано с тем, что ферменные конструкции имеют значительно большую трудоемкость изготовления, чем коробчатые листовые. Однако, есть задачи, решение которых возможно и рационально лишь за счет ферм, например: стрелы большой длины (>50 - 60 м) и значительной грузоподъемности (> 250 т); дополнительное оборудование башенно-стреловых систем (гуськи, удлинители, укосины).

Так как несущие металлоконструкции ССК испытывают и осевые и поперечные нагрузки, то применение находят, в основном , пространственные фермы.

Проектирование ферменной конструкции начинается с выбора типа решетки. Наиболее часто применяемые типы решеток приведены на рис.4.9.

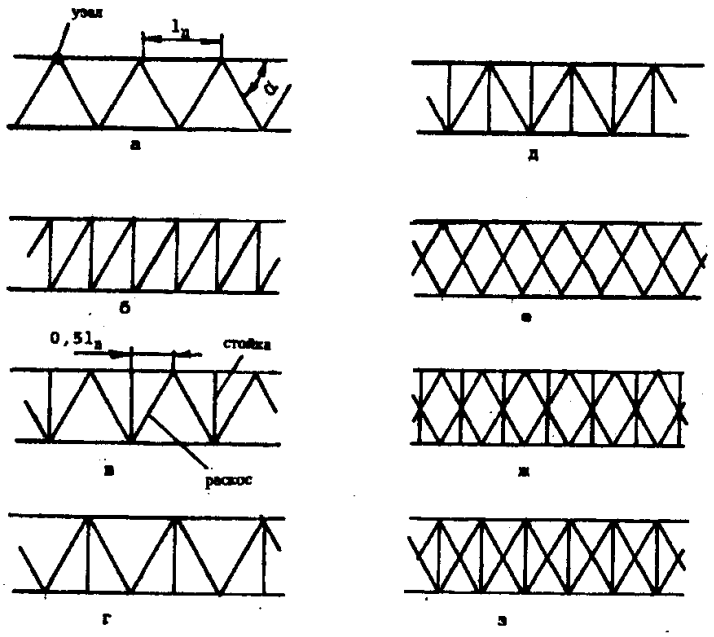


Рис. 4.9. Типы решеток ферм

Самой выгодной в весовом отношении является простая треугольная решетка без распорок (рис.4.9 а) даже по сравнению с раскосной (рис.4.9 б), где из-за разных углов раскосов суммарная их длина, а, следовательно, и вес больше. Углы наклона раскосов решетки обычно принимаются $\alpha = 30°... 60°$. Дополнитель-

ные стойки устанавливаются с целью уменьшения расчетной длины панели пояса l_n при больших расчетных сжимающих нагрузках (схемы рис.4.9.в, г и д).

Двойная треугольная решетка без стоек (рис.4.9 е) может применяться для горизонтальных решеток стрел. Такая решетка имеет по два раскоса в каждой панели, и делает ферму более жесткой. Иногда для дальнейшего увеличения жесткости в крестовой решетке ставят дополнительные стойки (рис.4.9 ж и з).

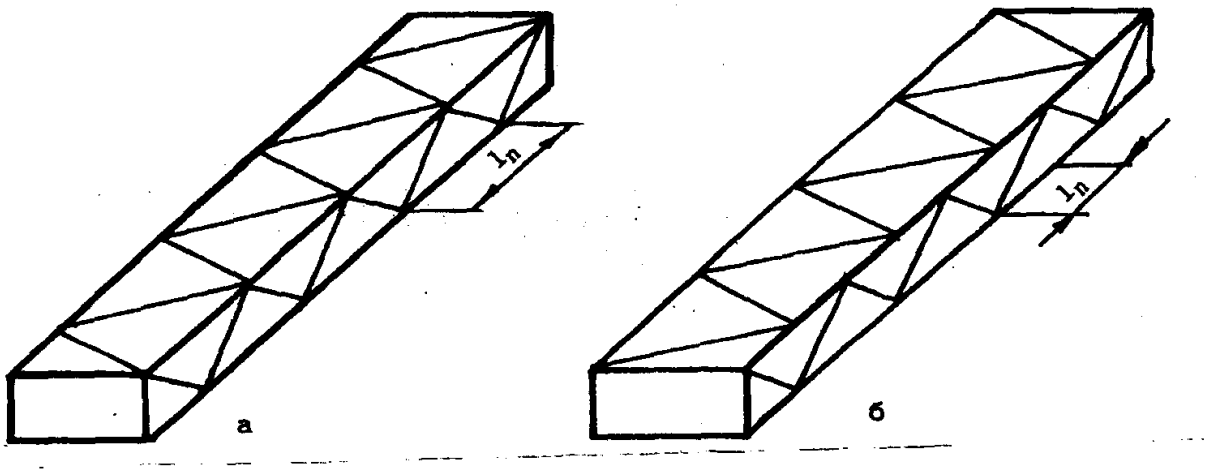


Рис. 4.10. Стреловые пространственные фермы
а) с совмещенными в смежных гранях узлами; б) с не совмещенными узлами

На рис.4.10 показаны стреловые фермы с треугольной решеткой панелей. В зависимости от стыковки смежных граней узлы панелей могут совмещаться (рис.4.10 а) или не совмещаться (рис.4.10 б). При совмещении узлов ферма обладает значительно большей крутильной жесткостью и, следовательно, закручивается на меньшие углы, что является положительным фактором в эксплуатации. Такое исполнение можно рекомендовать для башен башенно-стрелового оборудования, учитывая постоянное наличие крутящих нагрузок (моментов) значительной величины. В фермах с не совмещенными узлами укорачивается расчетная панель пояса и узлы более технологичны. Такие решетки находят применение в стрелах, подверженных, в основном, действию осевых сжимающих нагрузок.

При конструировании узлов ферм необходимо придерживаться следующих рекомендаций:

1. Линии центров тяжести поперечных сечений стержней, сходящихся в узле, должны пересекаться в одной точке - центре узла .

При выполнении реальных конструкций по технологическим причинам центрировка стержней может отсутствовать. Это допустимо, но при этом необходима проверка расчетом влияния местных изгибающих моментов в узле. Моменты в узле получаются одинаковыми по величине, но различными по виду.

$$M = (S_1 - S_4) \cdot e_1 = S_2 \cdot e_2 = S_3 \cdot e_3$$

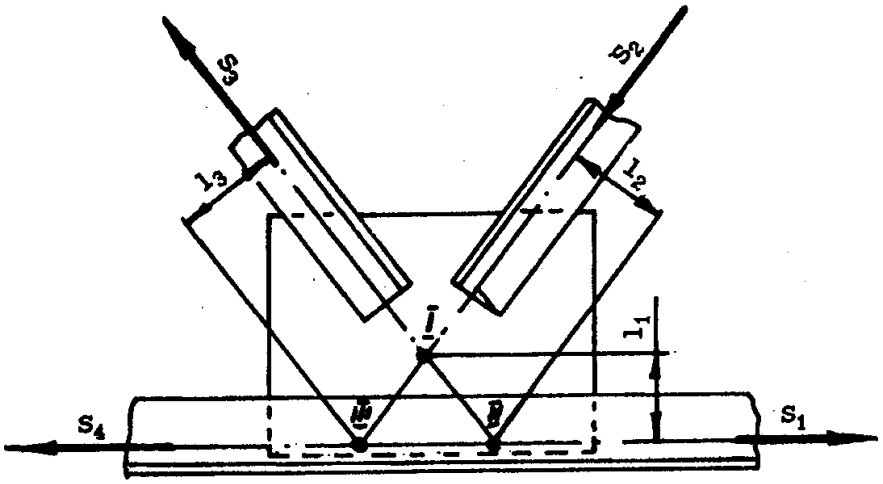


Рис. 4.11. Узел с неверной центрировкой стержней

Данный момент распределяется между четырьмя сходящимися в узле стержнями.

$$M = M_1 + M_2 + M_3 + M_4$$

Предполагая, что моменты между стержнями распределяются пропорционально их погонным жесткостям, для решения задачи составляем три уравнения.

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{I_1/\ell_1}{I_2/\ell_2} \quad ; \quad \frac{M_2}{M_3} = \frac{I_2/\ell_2}{I_3/\ell_3} \quad ; \quad \frac{M_3}{M_4} = \frac{I_3/\ell_3}{I_4/\ell_4},$$

где I_i и l_i - соответственно моменты инерции поперечных сечений и длины стержней.

Следует помнить, что при больших усилиях в стержнях изгибающие моменты, возникающие из-за неправильной центрировки, могут вызвать опасные перенапряжения.

2.Узлы ферм должны содержать минимальное количество элементов. Не следует допускать скученности сварных швов, что способствует хрупкому разрушению.

3. Следует стремиться к наиболее плавной передаче усилия от элемента, т.е. линии центров тяжести сварных швов максимально совпадали с линиями центров тяжести прикрепляемых элементов.

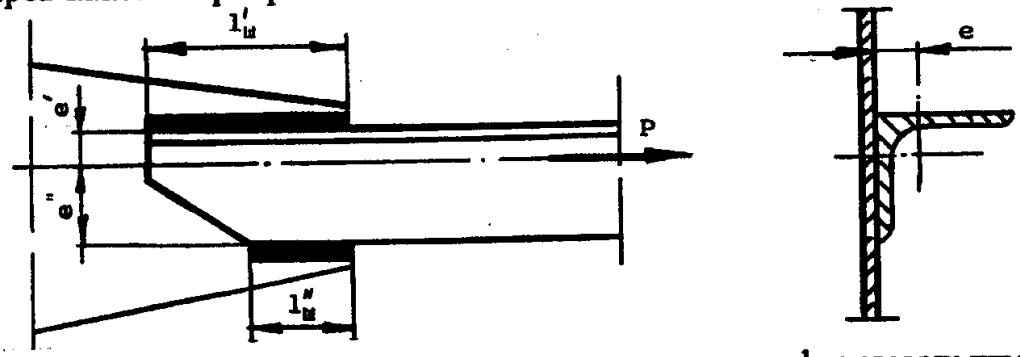


Рис. 4.12. Прикрепление элемента с помощью фланговых швов

$$\frac{\ell'_ш}{\ell''_ш}=\frac{e''}{e'} \quad \text{или} \quad \ell'_ш=\frac{e''}{e'+e''}\cdot\left(\ell'_ш+\ell''_ш\right);$$

$$\ell''_ш=\frac{e'}{e'+e'}\cdot\left(l'_ш+l''_ш\right)$$

К примеру, на шов, приваривающий выступающую полку равнобокого уголка, следует передать ≈ 70% полного усилия, а 30% на прилегающую, т. е. $\ell'_ш=\left(\ell'_ш+\ell''_ш\right)\times 0,7$, либо разные катеты.

Классический подход к формированию решетчатых ферм довольно сложный, и поэтому можно посоветовать подбор первоначальных сечений производить, исходя из анализа аналогичных конструкций по типу используемых решеток и по идентичности нагрузок. При этом, обычно, первый этап не дает окончательных результатов, что исправляется методом приближений поверочными расчетами.

Как правило, элементы ферм выполняются из уголков и труб. Применение труб усложняет конструкцию узлов, однако, учитывая, что при одной и той же площади поперечного сечения с уголками трубчатые элементы имеют большую жесткость и большие радиусы инерции, при наличии больших сжимающих нагрузок предпочтение отдается им.

Толщину стенки трубчатого стержня необходимо выбирать так, чтобы исключить возможность местной потери устойчивости. Можно использовать следующую приближенную формулу

$$\delta_{ст} \le 0,864\sqrt[3]{D} \quad ,$$

где $\delta_{ст}$ - толщина стенки трубы, мм;

D - диаметр трубы, мм.

Технологически не рекомендуется применять трубы с толщиной стенки менее 3 мм, так как даже при незначительных нагрузках при тонких стенках существенное влияние на долговечность элемента может оказать коррозия.

Одним из определяющих параметров, учитываемых при формировании ферм, является свободная длина элемента, особенно сжатого. Это связано с устойчивостью элементов (стержней). В стреловых фермах свободные длины элементов - это длины раскоса и панели пояса (длина пояса между соседними узлами раскосов).

Связь между длиной стержня и его поперечным сечением устанавливает гибкость (λ).

$$\lambda=\frac{\ell_i}{r_i} \quad ,$$

где ℓ_i - длина элемента (расчетная);

r_i - минимальный радиус инерции сечения элемента, $\left(r=\sqrt{\frac{I_{min}}{F}}\right)$

Гибкость - относительный параметр длины, связывающий ее с жесткостными характеристиками стержня.

Необходимо помнить, что под длиной элемента понимается не геометрическая длина ℓ, а расчетная (μl), зависящая от закрепления его концов. Коэффициент μ имеет следующие значения:

$\mu = 1$ - оба конца шарнирноопертые;

$\mu = 0{,}7$ - один конец заделан, а другой шарнирно оперт;

$\mu = 0{,}5$ - оба конца заделаны;

$\mu = 2$ - один конец заделан, а другой свободный.

Практически для сжатых элементов раскосной и треугольной решетки можно принимать $\mu = 0{,}8$ в плоскости панели. При работе из плоскости панели для элементов решетки можно принимать $\mu = 1$.

По формуле Эйлера критическая сила $P_{кр}$ определяется

$$P_{кр} = \pi^2 \frac{EI}{\ell^2},$$

где E - модуль нормальной упругости;

I - момент инерции поперечного сечения.

Напряжения возникающие при действии критической силы

$$\sigma_{кр} = \frac{P_{кр}}{F} = \pi^2 \frac{EI}{\ell^2 F} = \pi^2 \frac{Er^2}{\ell^2} = \pi^2 \frac{E}{\lambda^2}.$$

Формула Эйлера получена при условии справедливости закона Гука, т. е. вычисленные критические силы не должны вызывать в сечениях стержня напряжений, превышающих предел пропорциональности $\sigma_{пц}$.

Применяемость формулы Эйлера для материалов, характерных в существующих ферменных металлоконструкциях ССК ($\sigma_т = 2100 \ldots 4000$ кгс/см^2) можно оценить по зависимости:

$$\lambda \geq \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E}{\sigma_{пц}}}$$

$$\lambda = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6}{2100}} \approx 100$$ - для стали 3;

$$\lambda = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6}{4000}} \approx 70$$ - для низколегированных сталей.

Таким образом, формула Эйлера справедлива для стержней, имеющих гибкость $\lambda \geq 70 \ldots 100$. При меньших значениях гибкости, при потере устойчивости происходят не только упругие, но и пластические деформации.

Ограничение гибкости сжатых стержней производится с целью уменьшения искривления их в результате случайных воздействий и прогиба от собственного веса, т. к. несущая способность искривленного стержня существенно меньше, чем центрально сжатого. Кроме того, важно уменьшить вибрацию стержней при динамических воздействиях на конструкцию.

Ограничение гибкости растянутых стержней также производится с целью уменьшения их искривления и вибрации, но предельные гибкости для них имеют большие значения.

В краностроении для стальных элементов ферменных конструкций приняты следующие величины наибольших допустимых гибкостей :

сжатые пояса главных ферм	- 120;
прочие сжатые стержни ферм	- 150;
растянутые пояса	- 250;
прочие растянутые стержни ферм	- 350.

Учитывая, что в металлоконструкциях ССК ферменные конструкции, в основном, применяются в стреловых системах, испытывающих действие продольных и поперечных сил, можно предполагать неравномерное распределение нагрузок между поясами ферм. Напряженное состояние пояса (сжатой панели) определится неравенством

$$\sigma_n = \frac{N_{n\max}}{F_n} \le \varphi \cdot K_y \cdot [\sigma] \ ,$$

где $N_{n\,max}$ - максимальная нагрузка на панель пояса;

F_n - площадь поперечного сечения пояса;

φ - коэффициент продольного изгиба, зависящий от гибкости элемента и от материала;

K_y - коэффициент условий работы;

$[\sigma]$ - допускаемые напряжения, зависящие от механических свойств материала.

При предварительных расчетах коэффициент рекомендуется принимать:

- для поясов $\varphi = 0{,}6 \ldots 0{,}75$, что соответствует гибкостям $\lambda = 100 \ldots 80$;
- для раскосов $\varphi = 0{,}45 \ldots 0{,}6$ ($\lambda = 120 \ldots 100$).

Условие прочности раскоса можно записать аналогичным образом:

$$\sigma_p = \sigma'_p + \sigma''_p \le \varphi \cdot K_y \cdot [\sigma] \quad ;$$

$$\sigma'_p = \sigma_n \cdot \sin^2 \alpha \quad ;$$

$$\sigma''_p = \frac{N_p}{F_p} = \frac{Q}{n \cdot \cos\alpha \cdot F_p}$$

где α - угол наклона раскоса;

Q - поперечная сила;

n - число раскосов в одном сечении ферменного стержня, расположенных в двух параллельных плоскостях;

F_p - площадь сечения раскоса.

Преобладающими в металлоконструкциях современных ССК являются составные балочные конструкции с использованием листового проката. Отдельные типы сечений составных балок приведены на рис.4.13.

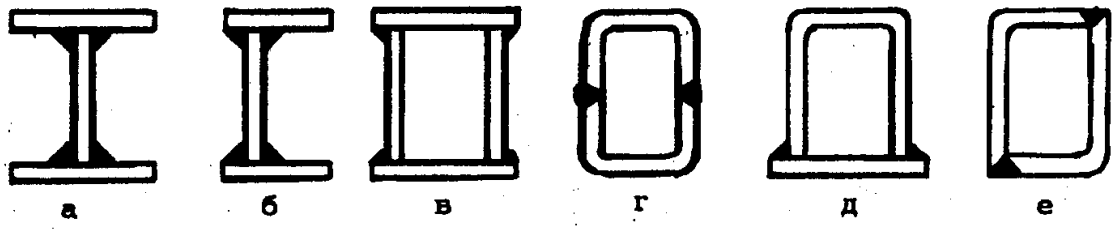


Рис.4.13. Типы сечений составных балок

При одноплоскостном нагружении наименее металлоемкими являются открытые сечения с одной вертикальной стенкой (рис.4.13 *а* и *б*). При действии изгибающих моментов в разных плоскостях и крутящего момента необходимо применять замкнутые коробчатые сечения.

Рациональность сечения балки по весу (работа на изгиб) определяется безразмерной величиной $w_{уд}$ - называемым удельным моментом сопротивления

$$W_{уд} = \frac{W}{\sqrt{F^3}} ,$$

где w - момент сопротивления изгибу сечения;

F - площадь сечения.

$W_{уд}$ характеризует рациональность распределения металла по сечению. Можно сделать вывод, что для балок наиболее выгодными, с точки зрения веса, являются сечения с мощными поясами, насколько позволяют условия общей устойчивости балок и местной устойчивости стенок и полок.

Рекомендуемые соотношения сжатых поясов приведены на рис.4.14.

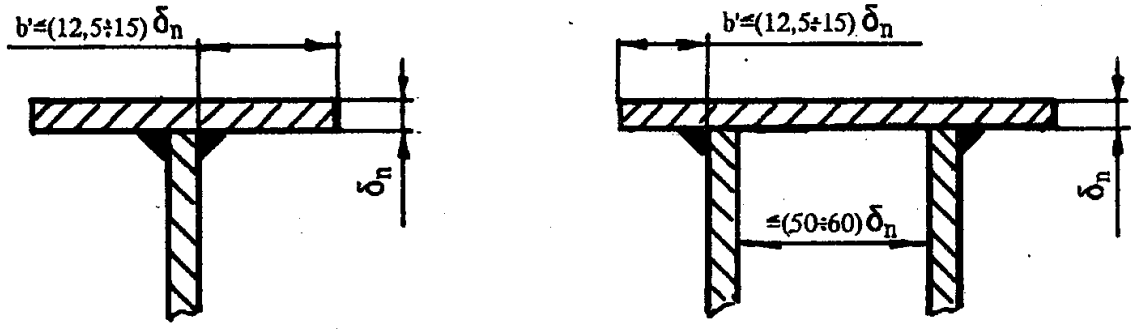


Рис.4.14. Рекомендуемые соотношения сжатых поясов

Данные рекомендации следует использовать при компоновке поперечных сечений, а также при отработке расчетных схем сечений во избежание возможности потери местной устойчивости. Большие значения относятся к углеродистым сталям, меньшие - к низколегированным.

Стенки балок делают сравнительно тонкими и укрепляют от потери местной устойчивости поперечными и продольными ребрами жесткости. Минимальная

толщина стенки, применяемая в существующих несущих металлоконструкциях, с учетом использования высокопрочных сталей $\delta_{ст\,min} \geq 5$ мм.

Наибольшее отношение высоты стенки к ее толщине, при котором не требуется укрепление ребрами жесткости для стальных балок можно определять зависимостью

$$\frac{h_{ст}}{\delta_{ст}} \leq 70\sqrt{\frac{2100}{K \cdot \sigma_т}}$$

где $h_{ст}$ - высота стенки;

$\delta_{ст}$ - толщина стенки;

$\sigma_т$ - предел текучести материала, кгс/см^2;

K - коэффициент однородности механических свойств, учитывающий разброс свойств материала и геометрических размеров листового проката.

K = 0,85 - 0,9, большие значения соответствуют углеродистым сталям, меньшие - низколегированным.

Следует помнить, что при действии поперечных нагрузок стенки испытывают сдвигающее нагружение, максимальная величина которого реализуется по поперечной нейтральной оси (при симметричном сечении посредине стенок). Величина касательных напряжений определяется по формуле

$$\tau_{max} = \frac{Q \cdot S_{max}}{I \cdot \delta_{ст\Sigma}}$$

где Q - поперечная сила в сечении;

S_{max} - максимальный статический момент относительно нейтральной оси балки;

I - момент инерции сечения;

$\delta_{ст\Sigma}$ - суммарная толщина стенок сечения.

Общая прочность балки при действии моментной нагрузки определяется уровнем максимальных напряжений изгиба по известной зависимости

$$\sigma_{max} = \frac{M}{W} \leq [\sigma]$$

где M - изгибающий момент в сечении;

W - момент сопротивления изгибу.

Если в поперечном сечении имеет место одновременное действие значительных моментных нагрузок и поперечных сил, необходимо на уровне поясных швов (рис.4.15, сеч.1-1) в стенке проверить приведенные напряжения.

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau_1^2} \leq [\sigma]\ ;\quad \sigma_1 = \frac{M \cdot y_1}{I}\ ;\qquad \tau_1 = \frac{Q \cdot S_п}{I \cdot \delta_{ст\Sigma}}$$

где $S_п$ - статический момент полки относительно нейтральной оси балки;

y_1 - ордината сечения 1-1.

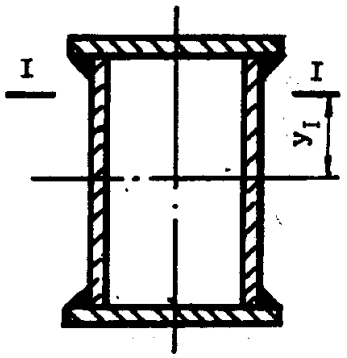


Рис.4.15. Поперечное сечение балки

Данные зависимости описывают одноплоскостное нагружение. Поясные швы обычно выполняются сплошными и одной толщины. При наличии динамических нагрузок следует применять К-образные швы с проплавлением стенки на всю толщину (швы с разделкой).

В практике эксплуатации металлоконструкций ССК картина нагружения обычно значительна сложнее, т.е. действие нагрузок изгибающих в двух плоскостях и кручение.

Для балок коробчатого сечения наибольшие суммарные напряжения возникают в углах сечения. Значения σ_1 и τ_1, приводимые в предыдущих формулах, приобретают значения:

$$\sigma = \frac{M_x \cdot y}{I_x} + \frac{M_y \cdot x}{I_y} \quad ;$$

$$\tau = \frac{Q_y \cdot S_x}{I_x \cdot \delta} + \frac{Q_x \cdot S_y}{I_y \cdot \delta} + \tau_{кр} .$$

Касательные напряжения кручения определяются по следующим формулам:

- открытое сечение

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{I_{кр}} \cdot \delta \; ; \qquad \left(\tau_{max} = \frac{M_{кр}}{I_{кр}} \cdot \delta_{max} \right) ; \qquad I_{кр} = \gamma \cdot \sum \frac{\ell_i \cdot \delta_i^3}{3} \; ,$$

где l_i и δ_i - соответственно длина и толщина прямоугольников, из которых составлен профиль;

γ - поправочный коэффициент, значения которого принимаются в зависимости от конфигурации сечения:

1,12 - для швеллера и тавра;

1,2 - для двутавров прокатных;

1,3 - для двутавров составных;

1,4 - для составных двутавров с ребрами жесткости.

- замкнутый профиль (коробчатое сечение)

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{2 \cdot f_{кр} \cdot \delta} \; ; \qquad \left(\tau_{max} = \frac{M_{кр}}{2 \cdot f_{кр} \cdot \delta_{min}} \right) ,$$

где $f_{кр}$ - площадь, очерченная средней линией элементов, составляющих замкнутый профиль.

Относительный (погонный) угол закручивания балки при этом вычисляется по формуле

$$\theta = \frac{M_{кр}}{G \cdot I_{кр}} \quad , \text{см}^{-1} ;$$

$$I_{кр} = \frac{4 \cdot f_{кр}^2}{\sum \frac{\ell_i}{\delta_i}} \quad ,$$

где G - модуль упругости при сдвиге;
$I_{кр}$ - момент инерции кручения сечения.

Устойчивость балок

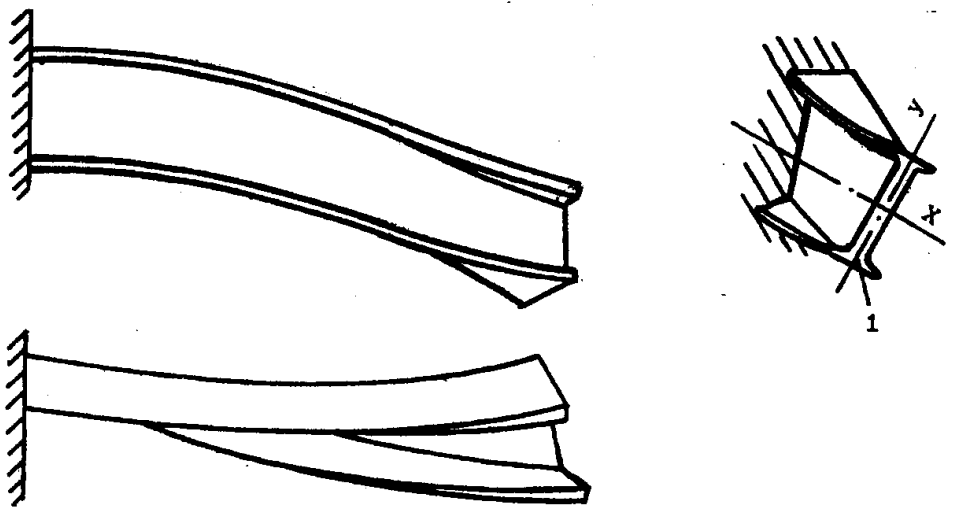


Рис.4.16. Потеря устойчивости балки

Под действием вертикальных сил балка может перейти в неустойчивую форму равновесия. Сжатый пояс (1) при этом выпучивается в боковом направлении, а поперечные сечения балки поворачиваются. Балка при этом теряет плоскую форму изгиба. Состояние потери устойчивости можно характеризовать как критическое. Усилия и напряжения, возникающие в данный момент, называются критическими. Выражение для критической силы при потере устойчивости плоской формы аналогично выражению для критической силы при потере устойчивости сжатого стержня. Так как потеря устойчивости в данном случае связана с

выпучиванием балки в горизонтальной плоскости и с ее закручиванием, значение критической силы зависит не только от боковой жесткости балки, но и от ее крутильной жесткости.

На практике для коробчатого поперечного сечения величина момента инерции кручения $I_{кр}$ значительная и, как правило, общая устойчивость коробчатых балок обеспечивается.

Для открытых сечений проверка общей устойчивости не требуется, если:

$\frac{\ell}{b} \le 15$ - для сталей углеродистых при приложении нагрузки к верхнему поясу;

$\frac{\ell}{b} \le 24$ - для сталей углеродистых при приложении нагрузки к нижнему поясу,

где l - свободная длина балки;

b - ширина сжатого пояса.

Для балок из низколегированных сталей указанные значения должны понижаться на 20%.

Стрелы телескопические (расчет)

Стрела телескопическая представляет собой консольную стержневую систему ступенчатой жесткости (сопрягаемые секции), несущую груз и совершающую поворотное движение в плоскости подвеса груза вокруг оси качения стрелы, при действии механизма подъема стрелы, роль которого выполняет гидроцилиндр. Кроме того, стрела совместно с поворотной частью крана совершает передвижение при действии механизма вращения крана.

Обычно секции стрел телескопических представляют собой коробчатые стержни. Сечения представляют собой геометрические фигуры: прямоугольник, пятиугольник, восьмиугольник. Неклассические решения поперечных сечений приближены к правильным геометрическим, имея улучшения (скругления, гнутые кромки гиба с радиусами,...).

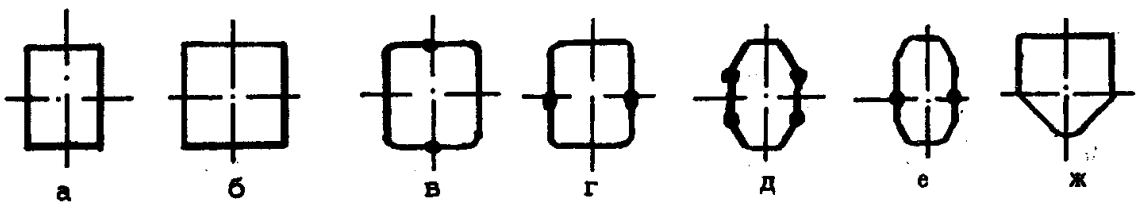


Рис.4.17. Схемы формирования поперечных сечений секций телескопических стрел

а) прямоугольное с опертыми полками;

б) прямоугольное с опирающимися стенками;

в) прямоугольное, состоящее из двух вертикальных швеллерных сечений;
г) прямоугольное, состоящее из двух горизонтальных швеллерных сечений;
д) пятиугольное сечение;
е) восьмиугольное сечение с прямыми наклонными гранями;
ж) восьмиугольное сечение со скругленными наклонными гранями.

Выбор геометрии сечений мотивируется возможностями технологии производства, компоновкой сборочных элементов, уровнем трудоемкости, весовыми и габаритными ограничениями, соотношением нагруженности секций в плоскости подвеса и из плоскости подвеса стрелы.

Как правило, расчет стрелы состоит из 2-х частей:

1) расчет нагрузок на рассматриваемую систему;
2) собственно расчет стрелы.

Расчет нагрузок выполняется при действии следующих силовых факторов:

- действие весовых нагрузок, включая собственные веса системы;
- действие осевых нагрузок, с учетом деформативности консольной системы и влияния гибких связей /канатов/;
- действие ветровых нагрузок на систему стрела-груз;
- влияние уклона;
- динамические нагрузки, вызываемые переходными процессами исполнительных механизмов.

Оценка нагруженности стрелы производится как для рабочих случаев (грузовые операции с паспортными грузами), так и при проведении испытаний крана. Оценку прочности стрелы обычно выполняют по методу допускаемых напряжений. Не следует забывать, что наряду с оценкой общей и местной прочности, необходима тщательная проверка устойчивости формы сечений стрелы.

Основой используемого аналитического аппарата являются общеизвестные зависимости строительной механики, сопротивления материалов, теории машин и механизмов, теории упругости. Наряду с этим, используются необходимые практические рекомендации теории кранов и исследования в области местной прочности металлоконструкций. Ветровые нагрузки определяются в соответствии с ГОСТ 1451. Условия испытаний и регламент испытательных нагрузок соответствуют Правилам Госнадзорохрантруда.

Следует иметь в виду, что аналитические исследования напряженного состояния стрел, как и других металлоконструкций, нуждаются в постоянном подтверждении натурными испытаниями, что позволяет проводить их дальнейшее совершенствование вплоть до задач оптимизации.Ниже приведены основные разделы расчета стрел. Как уже указывалось, детальному рассмотрению подвергаются только специфические вопросы, характерные для крановых несущих металлоконструкций. Остальные вопросы освещены в общих чертах. Рассматривается "чистая стрела", так как дальнейшее наращивание кинематической схемы стрелового оборудования не несет в себе принципиальных усложнений, а приводит к увеличению трудоемкости расчета.

Плоскость подвеса стрелы

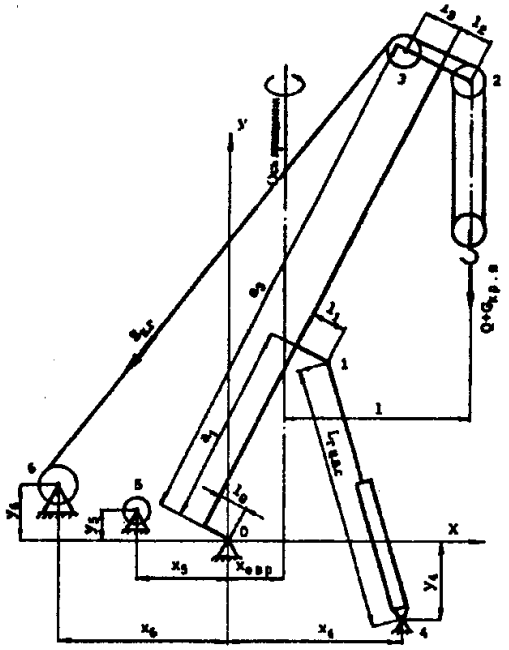


Рис. 4.18. Геометрические параметры крана в зависимости от вылета и силовых факторов

Результатом решения задачи плоскости подвеса является получение геометрических параметров в зависимости от вылета и силовых факторов в плоскости подвеса при конкретном грузе на заданном вылете. В данном случае стреловая система в плоскости подвеса считается абсолютно жесткой (недеформируемой).

В рассматриваемой схеме:

$X_{о.вр}$ - расстояние от корня стрелы до оси вращения крана;

X_4, $У_4$, X_5,

$У_5$, X_6, $У_6$ - координаты точек 4, 5, 6 в системе осей ХОУ;

D_5, D_6 - диаметры барабанов 5 и 6 (грузовые лебедки);

n_6 - количество лебедок, одновременно участвующих в подъеме груза;

e_o,a_1,e_1,

a_3, e_3 - координаты точек 0, 1, 2, 3 в системе координат Х'ОУ';

$d_{бл\,з}$ - диаметр блока 3 (обводной блок);

L_1,L_2,L_3,L_4 - длина i-ой секции по компоновке стрелы;

Δ_1, ... , Δ_4 - смещение продольных осей секций;

Zi - расстояние до i-го сечения от корня стрелы;

Lc - длина стрелы;

Kc - коэффициент приведения веса стрелы к ее оголовку;

Gc - вес стрелы;

$G_ц$ - вес гидроцилиндра подъема стрелы (ГЦ ПС);
$L_ц$ - длина цилиндра;
$n_ц$ - количество ГЦПС;
$G_{кр.п.}$ - вес крюковой подвески;
m_Q - кратность грузового полиспаста;
Q - вес поднимаемого груза;
l - вылет груза (крюка);
K_i - коэффициент повышения веса груза при испытаниях.

Приведенные величины формируют массив исходных данных для решения задачи плоскости подвеса телескопической стрелы .

Результаты задачи:

Геометрия: α_c, $\varphi_ц$, $\rho_ц$, $L_ц$ $\min\alpha_c$, max α_c.

Силовые факторы:

$P_ц$, $S_{кг}$
N_{c1}, ... , N_{ci}
T_{C1},...T_{Ci}
M_{c1},... , M_{ci}

где α_c - угол наклона стрелы к горизонту;

$\varphi_ц$ - угол между стрелой и ГЦПС;

$\rho_ц$ - плечо гидроцилиндра относительно корня стрелы;

$L_ц$ - длина гидроцилиндра;

$\min\alpha_c$, max α_c. - минимальный и максимальный углы наклона стрелы, соответствующие minLц и max $L_ц$;

$P_ц$ - усилие в ГЦПС;

$S_{кг}$ - усилие в грузовом канате;

N_{ci} - продольное усилие в i-ом сечении;

T_{ci} - поперечное усилие в i-ом сечении;

M_{ci} - изгибающий момент в i-ом сечении.

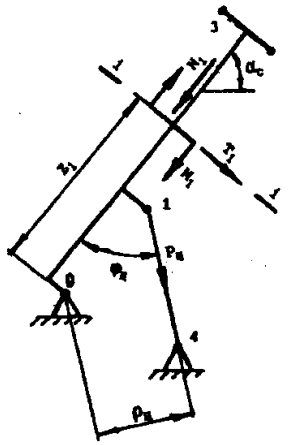


Рис. 4.19. Схема определения нагрузок в плоскости подвеса

$$S_{кг} \approx \frac{Q + G_{гр.п.}}{m_Q};$$

$$P_{ч} = \frac{\sum G_i l_i}{n_{ч} \rho_{ч}}$$

где l_i - плечо i-ой массы относительно т.О;

N_{ci} - проекция нагрузок с координатой $\geq Z_i$ на ось стрелы;

T_{ci} - сумма составляющих нормальных оси стрелы от всех нагрузок с координатой $\geq Z_i$

M_{ci} - момент от всех нагрузок относительно центра тяжести 1-го сечения.

Как видно из приведенных выкладок, задача определения нагрузок в плоскости подвеса без учета деформативности системы не представляет особых затруднений и может при незначительном числе рассматриваемых сечений и грузовых точек выполняться без программной поддержки.

Жесткость стрелового оборудования

В результате расчета определяется:

C_c - жесткость стрелы из плоскости подвеса стрелы, тс/м;

δc - перемещение головки стрелы из плоскости подвеса стрелы под действием единичной нагрузки, м/тс.

Вычисления производятся под действием единичной силы P=1 тс, приложенной к головке стрелы из плоскости подвеса. Жесткость стрелы определяется попутно

$$C_c = \frac{P}{\delta_c} = \frac{1}{\delta_c}, тс/м$$

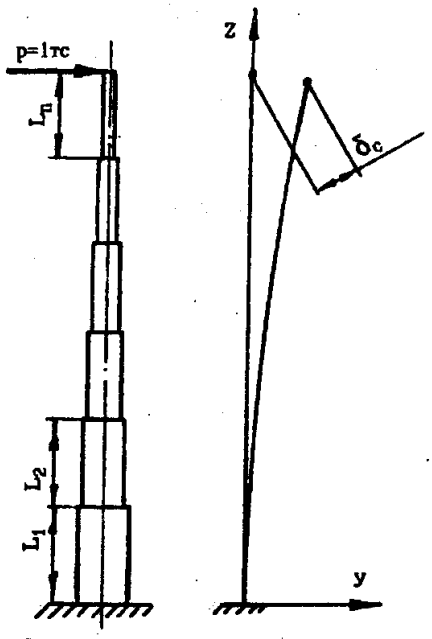
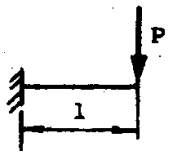


Рис. 4.20 Схема определения жесткости

При решении задачи используются известные зависимости:

$$\left.\begin{aligned}\theta_p &= \frac{Pl^2}{2EI} - \text{угол поворота}\\ X_p &= \frac{Pl^3}{3EI} - \text{прогиб}\end{aligned}\right\}$$



$$\left.\begin{aligned}\theta_M &= \frac{Ml}{EI} - \text{угол поворота}\\ X_M &= \frac{Ml^2}{2EI} - \text{прогиб}\end{aligned}\right\}$$

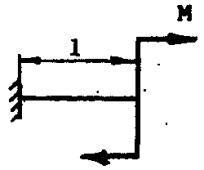


Рис.4.21 Схемы приложения нагрузок

Исходными параметрами для расчета являются:

Lc - длина стрелы;

α_c - угол наклона стрелы;

L_i - длины выдвинутых частей секций стрелы;

I_{yi} - моменты инерции сечений секций стрелы относительно оси У из плоскости подвеса стрелы;

n - количество секций стрелы.

Прогибы определяются по принципу последовательного накладывания деформаций на секции по мере их выдвижения, т.е.

$$\left.\begin{aligned}X_1 &= \frac{1L_1^2}{3EI_{y1}} + \frac{M_1L_1^2}{2EI_{y1}};\\ \theta_1 &= \frac{1L_1^2}{2EI_{y1}} + \frac{M_1L_1}{EI_{y1}}\end{aligned}\right\} -$$ секция 1

$$\left.\begin{aligned}X_2 &= X_1 + \theta_1L_2 + \frac{1L_2^2}{3EI_{y2}} + \frac{M_2L_2^2}{2EI_{y2}};\\ \theta_2 &= \theta_1 + \frac{1L_2^2}{2EI_{y2}} + \frac{M_2L_2}{EI_{y2}}\end{aligned}\right\} -$$ секция 2

$$\left.\begin{aligned}\delta_c = X_n &= X_{n-1} + \theta_{n-1}L_n + \frac{1L_n^3}{3EI_{yn}} + \frac{M_nL_n^2}{2EI_{yn}};\\ \theta_n &= \theta_{n-1} + \frac{1L_n^2}{2EI_{yn}} + \frac{M_nL_n}{EI_{yn}}\end{aligned}\right\} -$$ секция n (Эквивалент полной длины стрелы)

$$M_n = 1(L_1 + L_2 + ... + L_n);$$

$$C_c = \frac{1}{X_n} = \frac{1}{\delta_c}$$

Примечание. Решетчатая стрела решается аналогично.

Нагрузки на стрелу и груз из плоскости подвеса стрелы. Торможение.

Исходным материалом являются:

- весовые данные, укрупненная кинематика стрелового оборудования и поворотной части крана;
- параметры ОПУ;
- параметры привода механизма вращения;
- ветровая нагрузка на стреловое оборудование и поворотную часть из плоскости подвеса.

Результаты вычислений:

- горизонтальные нагрузки на груз и стрелу из плоскости подвеса стрелы;
- тормозной момент, достаточный для удержания ветра и уклона.

Горизонтальные нагрузки определяются следующими выражениями:

$$T_c = P_{ин}^c + P_B^c + G_c \sin\alpha'$$

$$T_{ГР} = P_{ин}^{ГР} + P_B^{ГР} + (Q + G_{кр.п})\sin\alpha'$$

где $P_{ин}^c$ - инерционная нагрузка на стрелу, приложенная к ее оголовку, при неустановившемся режиме механизма вращения;

P_B^C - ветровая нагрузка на стрелу из плоскости подвеса;

Gc - вес стрелы;

α' - угол наклона крана (принимается для ССК по нормативам);

$P_{ин}^{гр}$ - инерционная нагрузка на груз из плоскости подвеса при неустановившемся режиме механизма вращения;

$P_B^{гр}$ - ветровая нагрузка на груз;

Gкр.п. - вес крюковой подвески .

$$P_{ин}^c = -\psi_c \frac{\varepsilon}{g}[-X_{k.c.} + (l + X_{k.c.})K_c]G_c$$

$$P_{ин}^{ГР} = -\psi_{ГР} \frac{\varepsilon}{g} l(Q + G_{кр.п}),$$

где Ψ_c - динамический коэффициент стрелы;
$\Psi_{гр}$ - динамический коэффициент груза;
ε - угловое ускорение поворотной части;
g - ускорение силы тяжести;
Q - поднимаемый груз;
l - вылет

Для практических расчетов можно принимать $\psi_c = \psi_{гр} \approx 2$

Время торможения поворотной части $t_т$, определяющее ε, приведено в рекомендациях ВНИИПТМаша в зависимости от длины стрелы.

$$\varepsilon = -\frac{\pi n_0}{30 t_т}$$

где n_o - скорость вращения поворотной части крана, об/мин.

$$P_b^c = q_0 n_c F_c L_c;$$

$$P_b^{гр} = 1{,}2 q_0 n_{гр} F_{гр},$$

где q_o - интенсивность скоростного напора ветра.

Для ССК (строительных и монтажных) в рабочем состоянии q=0,0125 тс/м^2 на высоте до 10 м над поверхностью земли. При высоте более 10 м давление на головке стрелы не должно превышать величины 0,015 тс/м^2.

q_o - для различных длин стрел (различных высотных зон) определяется с учетом высотного коэффициента n.
Fc - наветренная площадь одного погонного метра стрелы с учетом ее аэродинамических параметров;
Lc - длина стрелы;
n_c - высотный коэффициент стрелы;
$n_{гр}$ - высотный коэффициент груза;
$F_{гр}$ - наветренная площадь груза.

Для определения высотных коэффициентов можно рекомендовать следующие выражения:

$$n_c \approx 0{,}568 \frac{(H_c - 1{,}5)^{5/4} - (h_0 - 1{,}5)^{5/4}}{H_c - h_o};$$

$$n_{гр} \approx 0{,}7 \sqrt[4]{H_{гр} - 1{,}5},$$

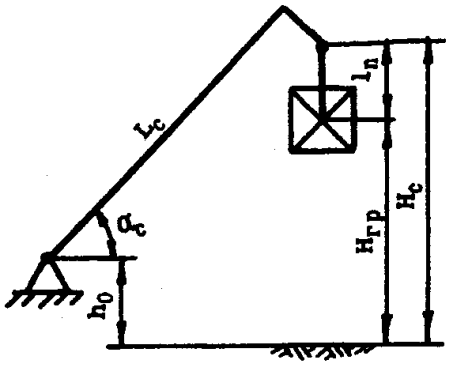


Рис. 4.22. Схема определения высотных коэффициентов

где Нс - высота оголовка стрелы;
Нгр - высота центра тяжести груза над уровнем земли;
ho - расстояние от земли до корня стрелы.

Наветренная площадь груза определяется согласно данным ГОСТ 1451, либо можно рекомендовать выражение

$$F_{гр} \approx 3\,Q^{0,54}$$

Погонная площадь стрелы (f_c) определяется как усредненный параметр по секциям (выдвинутым частям) стрелы.

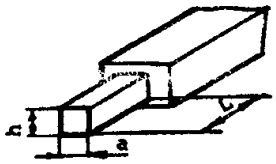


Рис. 4.23 Погонная площадь стрелы
a – ширина; h – высота; L - длина

$$f_c = \frac{\gamma \cdot \sum F_i \cdot C_{xi}}{L_c},$$

где γ - коэффициент перегрузки (при расчетах методом допускаемых напряжений γ = 1);
F_i - теневая площадь соответственно каждой выдвинутой части телескопической стрелы;
Cxi - аэродинамический коэффициент для каждой выдвинутой части стрелы. Определяется согласно ГОСТ 1451 в зависимости от отношения $h_{сеч}/a$.

Минимальный тормозной момент, необходимый для удержания ветра и уклона

$$\min M_{тор} = (M_в + M_{ук} - M_{тр})\frac{1000\eta_{тр}}{i}$$

где

$$M_в \approx P_в^c[-X_{kc} + K_c(l + X_{KC})];$$

$$M_{ук} = G_{ПЧ}X_{ПЧ} + G_c\left[-(1-K_c)X_{KC} + K_c l\right] + (Q + G_{kp.n})l;$$

$$M_{тр} = \frac{0{,}5\mu D\Sigma N}{\sin\alpha''},$$

где Мв - момент от действия ветровой нагрузки;

Мук - момент от наличия уклона;

Мтр - момент сопротивления вращению сил трения в ОПУ;

$\eta_{тр}$ - к.п.д. трансмиссии механизма поворота, включая ОПУ;

i - передаточное число трансмиссии механизма поворота, включая ОПУ;

μ - коэффициент трения качения. $\mu \approx 0,005$;

D - диаметр дорожки тел качения ОПУ.

$\Sigma N = G_{пч\Sigma}$ - весовая нагрузка на ОПУ со стороны поворотной части с грузом;

α'' - угол между плоскостью ОПУ и реакцией шарика (ролика), т.е. конструктивный параметр ОПУ.

Деформации и изгибающие моменты из плоскости подвеса стрелы

Расчет сжатоизогнутых стрел рекомендуется вести по деформационному методу, т.е. с учетом дополнительных изгибающих моментов, создаваемых продольными усилиями Рпр за счет деформаций, развивающихся под воздействием внешних изгибающих нагрузок $\Sigma P_{попер}$ и получающихся в результате несовершенств в изготовлений f_c. При этом проверяется общая прочность стрелы (секций).

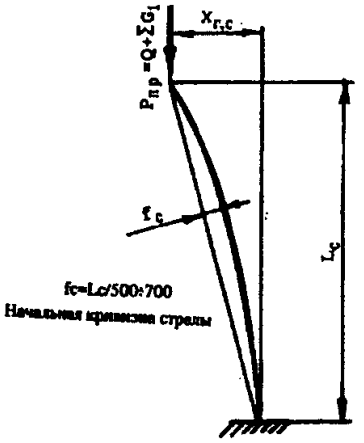


Рис. 4.24. Расчетная схема нагружения стрелы продольными нагрузками

Расчет деформационным методом выполняется в следующей последовательности:

1) Для недеформированной схемы определяются изгибающие моменты и соответствующие деформации. Найденные деформации увеличиваются на величину начальных несовершенств.

2) Рассматривается действие сил на деформированную систему и определяются дополнительные деформационные изгибающие моменты M_i' от продольных сил Рпр.

3) Определяются деформации от M_i' и находятся значения деформационных изгибающих моментов второго порядка M_i'' от продольных сил.

Далее опять п.2 и п.3 до желаемой точности сходимости.

Не следует судить о прочности стрелы по ее прогибу под нагрузкой. Если слишком большая величина прогиба на решетчатые фермы может оказывать вредное влияние, вызывая повреждения соединений, то для балок коробчатого профиля величина прогиба не имеет значения. Практически ограничение величины прогиба обусловливается лишь соображениями эксплуатационного характера. Внедрение высокопрочных сталей в производство телескопических стрел естественно приводит к увеличению податливости последних, и в случае, когда это нежелательно, требует специальных конструктивных проработок по наращиванию жесткостных параметров.

Методически данный раздел освещается более полно, учитывая его повышенную сложность и трудоемкость.

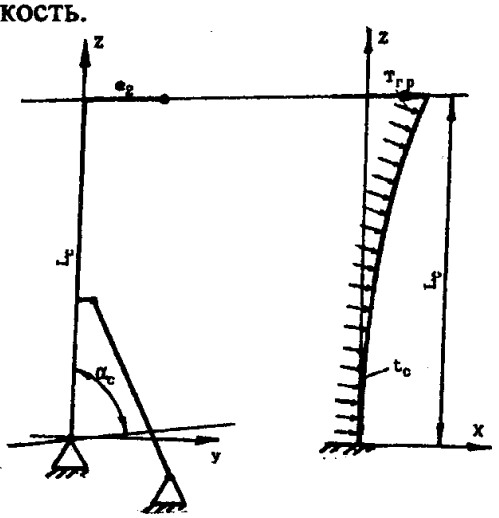


Рис. 4.25. Расчетная схема нагружения стрелы поперечными нагрузками.

Стрела представлена как консольная система, загруженная поперечными нагрузками $T_{гр}$ и t_c ($t_c = T_c/L_c$ - интенсивность нагрузки на стрелу).

Нагрузки $T_{гр}$ и T_c определены в разделе "Нагрузки на стрелу и груз из плоскости подвеса стрелы".

Нагрузки учитывают: ветровую нагрузку, весовую составляющую от уклона крана, силы инерции.

Крутящий момент, действующий на стрелу

$M_{кр} = T_{гр} \cdot e_2$ (для "чистых" стрел величина незначительная).

Перемещение головки стрелы, вызванное закручиванием

$$X_{KP} = M_{KP}\left(\sum \frac{L_i}{C_{ki}}\right)e_2$$

где L_i - длина свободной части i-ой секции;

$G_{ki} = \dfrac{4GF_i^2}{\sum \dfrac{l_1}{t_i}}$ жесткость i-ой секции стрелы.

Вертикальные весовые нагрузки прикладываются в узлах на границе секций:

$G_1 = 0{,}5\ (L_1 + L_2)\ q;$

$G_i = 0{,}5\ (L_i + l_{i+1})\ q;$

$G_n = (Q_{гр} + G_{кр.п})\ \sin \alpha_c,$

где q –интенсивность сжимающих сил от веса стрелы.

$$q = \frac{G_c}{L_c} \sin \alpha_c$$

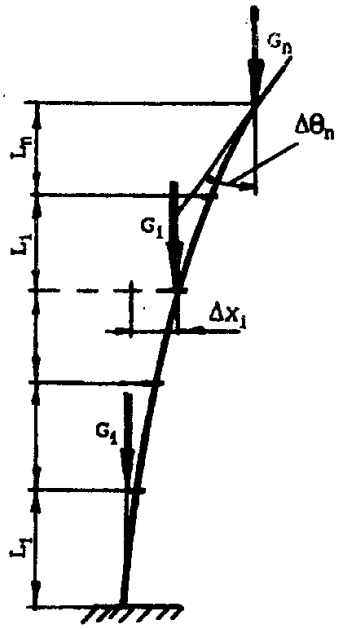


Рис. 4.26. Расчетная схема нагружения стрелы вертикальными нагрузками

Изгибающие моменты в сечениях стрелы

$$M_{i(Zi)} = T_{гр}(L_c - Z_i) + t_c \frac{(L_c - Z_i)^2}{2}$$

Смещение осевой линии стрелы при наличии начальной кривизны стрелы (f_c)

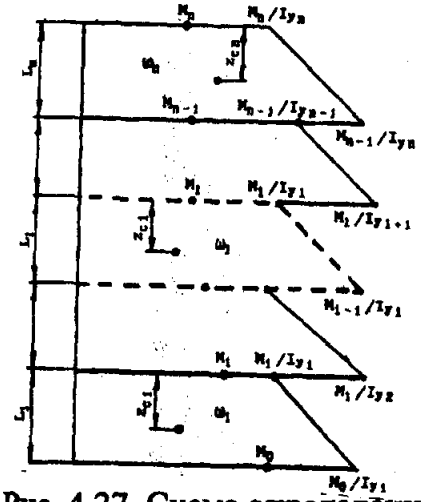
$$\Delta X_i = f_c\left[\pi\frac{Z_i}{L_c} - \sin(\pi\frac{Z_i}{L_c})\right]$$

Угол наклона упругой линии стрелы в конце стрелы

$$\Delta\theta_n = 2\frac{f_c\pi}{L_c}$$

Определим деформации стрелы от действия только поперечных сил.

Деформации определяем графоаналитическим методом.



- основание трапеции $a_{iH} = \frac{M_{i-1}}{I_{yi}};$
- верхняя сторона трапеции $a_{iB} = \frac{M_i}{I_{yi}};$
- площадь трапеции $w_i = (a_{iH} + a_{iB})\frac{L_i}{2};$
- ордината центра тяжести $Z_{ci} = \frac{L_i}{3}\cdot\frac{2a_{iH} + a_{iB}}{a_{iH} + a_{iB}}$

Рис. 4.27. Схема определения деформаций

Перемещение i-ой точки стрелы

$$X_i = X_{i-1} + \theta_{i-1}L_i + w_i\frac{Z_{ci}}{E};\ \ (X_0 = 0;\ \theta_0 = 0)$$

Угол наклона изогнутой оси стрелы в i-ой точке

$$\theta_i = \theta_{i-1} + \frac{w_i}{E}$$

Изначальные перемещения и угол наклона стрелы независимо от ее жесткости определяются податливостью под нагрузкой рам поворотной и неповоротной.

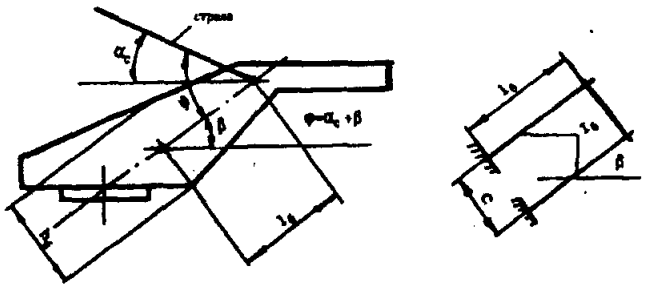


Рис. 4.28. Расчетная схема определения податливости рамы поворотной (Арп)

Исходными параметрами являются:

α_c- угол наклона стрелы к горизонтали, град;

β - угол наклона рамы поворотной, град.

Представляем раму в виде двух балок условной длины $l_б$, ширины $h_б$ и толщины $\delta_б$.

$$I_б \approx \frac{\delta_б h_б^3}{12}$$

$A_{р.н}$ - податливость рамы неповоротной (учитывает закручивание продольных балок рамы и прогиб балок выносных опор);

M_0 - момент в корне стрелы.

Прогиб расчетной длины балки рамы поворотной

$$y_б = \frac{M_0 \sin\varphi}{C} \cdot \frac{l_б^3}{3EI_б}$$

Угол поворота плоскости подвеса стрелы относительно оси балки

$$\Psi = \frac{2y_б}{C} = \frac{2M_0 \sin\varphi}{C} \cdot \frac{l_б^3}{3EI_б}$$

Податливость рамы поворотной

$$A_{рп} = \frac{\Psi}{M_0 \sin\varphi} = \frac{2}{3} \cdot \frac{l_б}{3I_б c^2}$$

тогда

$$\Psi = A_{рп} M_0 \sin\varphi$$

Угол наклона плоскости подвеса стрелы ($\alpha_п$) к горизонтальной плоскости из общих соображений будет:

При $\Psi = 0$, $\alpha_п = \pi/2$,

При $\Psi = \pi/2$, $\alpha_п = \beta$

Так как значения углов Ψдостаточно малы, с небольшой погрешностью можно считать, что зависимость угла $\alpha_п$ в зависимости от угла Ψ будет линейной:

$$\alpha_п = \frac{\pi}{2} - \left(1 - \frac{2\beta}{\pi}\right)\psi, \quad \text{или} \quad \alpha_п = \frac{\pi}{2} - \left(1 - \frac{\beta}{90^0}\right) A_{рп} M_0 \sin\varphi$$

Угол поворота плоскости подвеса стрелы относительно горизонтальной оси в связи с податливостью рамы неповоротной ($A_{рн}$)

$$\alpha_Н = A_{рн} M_0 \sin\varphi$$

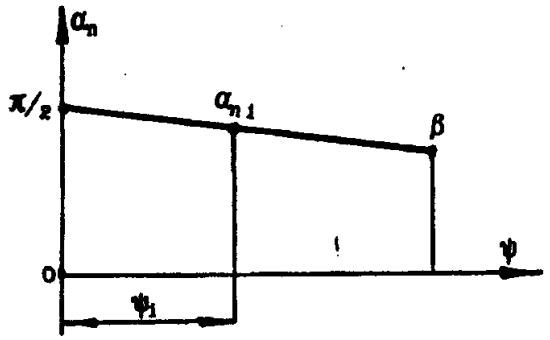


Рис. 4.29. Зависимость угла наклона и угла поворота плоскости подвеса стрелы

Окончательно, суммарный угол поворота плоскости подвеса стрелы

$$\alpha_{nc} = \frac{\pi}{2} - \alpha_n + \alpha_n = \left(1 - \frac{\beta}{90^0}\right) A_{pn} M_0 \sin\varphi + A_{pH} M_0 \sin\varphi =$$

$$= M_0 \left[\left(1 - \frac{\beta}{90^0}\right) A_{pn} + A_{pH}\right] \sin\varphi = M_0 \left(A'_{pn} + A_{pH}\right) \sin\left(\alpha_c + \beta\right), \text{ рад}$$

где $A'_{pn} = \left(1 - \frac{\beta}{90^0}\right) A_{pn}$

Суммарное перемещение i-ой точки стрелы (изгиб от поперечной нагрузки, начальная кривизна, податливость рамы поворотной и рамы неповоротной)

$$X_{ic} = X_i + \Delta X_i + Z_i \sin\alpha_c \, \alpha_{nc}$$

Угол наклона упругой линии стрелы на уровне головки стрелы

$$\theta_{nc} = \theta_n + 2 f_c \frac{\pi}{L_c}$$

Изгибающие моменты от действия продольных сил

$$M_{np(Zi)} = G_n (X_{nc} - X_{ic}) + \left| \sum_{Z_k > Z_i} G_i (X_{kc} - X_{ic}) \right|$$

Суммарные изгибающие моменты от действия поперечных и продольных сил

$$M_{c(Zi)} = M_i + M_{n(Zi)}$$

При повторном прохождении цикла вычислений полученные моменты $M_{c(Zi)}$ подставляются в формулы:

$$a_{iH} = \frac{M_{c(Zi-1)}}{I_{yi}}$$

$$a_{iB} = \frac{M_{c(Zi)}}{I_{yi}} \quad \text{и т.д.}$$

Вычисления производятся до желаемой сходимости $100 \frac{M_i - M_{i+1}}{M_i} \le [\%]$.

4.2 ОБЩАЯ И МЕСТНАЯ ПРОЧНОСТЬ СЕЧЕНИЙ СЕКЦИЙ СТРЕЛЫ И УСТОЙЧИВОСТЬ СТЕНКИ И ПОЛКИ

В предыдущих подразделах проведен анализ определения нагрузок и оценки деформативности стрелы. Подробный анализ нагрузок связан с решением задачи создания конструкции минимальной металлоемкости, которая, как правило, для тонкостенных конструкций, наряду с прочностными вопросами, выдвигает вопросы устойчивости формы. В данном плане стрелы телескопические являются типичными конструкциями.

Коробчатая балка, нагруженная в плоскости, при соблюдении общей устойчивости, может местно терять устойчивость вертикальных стенок или сжатой полки. Потеря отдельными элементами устойчивости менее опасна, чем потеря общей устойчивости. Фактически при потере элементом местной устойчивости соответствующая его часть выключается из работы и в сечении балки происходит перераспределение напряжений. При этом балка может не терять ни общую устойчивость, ни несущую способность. Все же, учитывая, что элементы балки могут иметь первоначальные искривления, а это усугубляет опасность потери местной устойчивости, запас при проверке ее расчетом берется равным запасу при проверке общей устойчивости, т.е. равным запасу при расчете на прочность.

Исследования показывают, что если искривление f_0 не превышает 0,3 δ (толщины) элемента и 1/300 его минимальной ширины, то в проверку устойчивости этого элемента можно не вносить никаких изменений. Если f_0 больше этих значений, то следует увеличивать коэффициент запаса.

Потеря устойчивости стенки возможна под действием следующих факторов:

1) касательных напряжений от изгиба;
2) нормальных (сжимающих) напряжений от изгиба;
3) нормальных (сжимающих) напряжений от изгиба и осевого сжатия;
4) нормальных (сжимающих) напряжений от нагрузки, приложенной к верхней кромке стенки, обычно нагрузка на верхнюю полку от ходового колеса.

Для того, чтобы проверить местную устойчивость стенки, необходимо вначале расставить ребра жесткости, а затем для расчетных отсеков вычислить критические напряжения и проверить запас устойчивости. Стенку можно не укреплять ребрами, если $h_{CT} / \delta_{CT} \leq 70$ для углеродистых сталей и $h_{CT} / \delta_{CT} \leq (55\text{-}60)$ для низколегированных. Первоначальная расстановка поперечных ребер может быть рекомендована на расстоянии $a \leq 2\, h_{CT}$. Если ребра не устанавливаются, то $a = L$ секции (свободной части).

Рассмотрим подробнее задачу потери устойчивости стенкой сечения для вышеприведенных четырех вариантов воздействия.

В сечениях, где главное влияние имеет поперечная сила, а влиянием изгибающего момента можно пренебречь, часть стенки, находящаяся между поясами и двумя основными ребрами жесткости, может рассматриваться как пластинка в условиях равномерного сдвига (рис. 4.30).

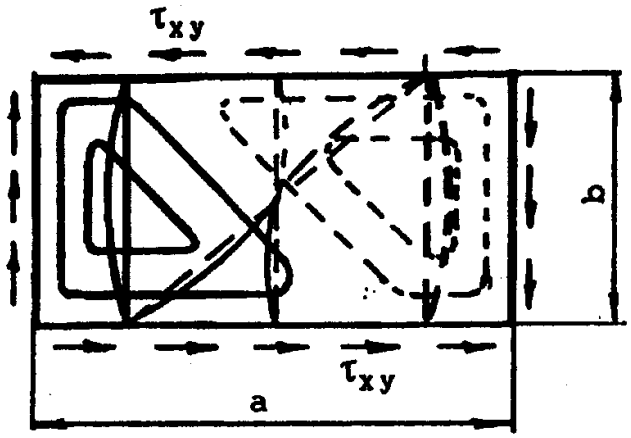


Рис. 4.30. Пластинка в условиях равномерного сдвига.

В данном случае пластинка перекашивается и, испытывая сжатие, может потерять устойчивость вдоль одной из диагоналей. Критические касательные напряжения, возникающие под действием поперечной силы, можно определить:

- при опирании всех сторон

$$\tau_{кр} = \left[1020 + 760\left(\frac{b}{a}\right)^2\right]\cdot\left(\frac{\delta}{b}\right)^2 .10^4, кгс/см^2$$

Примечание. Под опиранием понимается такое закрепление пластинки по краям, которое не позволяет ей прогнуться из плоскости, но дает возможность поворачиваться относительно линии закрепления.

– при учете защемления по двум сторонам (в поясах)

$$\tau_{кр} = \left[1250 + 950\left(\frac{b}{a}\right)^2\right]\cdot\left(\frac{\delta}{b}\right)^2 .10^4, кгс/см^2,$$

где a и b - соответственно бо́льшая и меньшая стороны прямоугольника ($b = h_{CT}$ – высота стенки):

δ - толщина стенки.

Предельное расстояние между поперечными ребрами жесткости не должно превышать в стальных конструкциях:

- $a \leq 2в$ при $\lambda_o = b.\frac{1}{\delta}\sqrt{\frac{R_p}{E}} \rangle 3{,}2;$

- $a \leq 2{,}5в$ при $\lambda_o = b.\frac{1}{\delta}\sqrt{\frac{R_p}{E}} \leq 3{,}2,$

где R_P – расчетное сопротивление элемента, кгс/см^2 (При методе допускаемых напряжений $R_p \approx \frac{[G_T]}{n_{min}}\rangle;$

$E = 2{,}1 \cdot 10^6$ - модуль упругости стали, кгс/см^2.

Запас местной устойчивости при расчете по методу допускаемых напряжений

$$n_O = \frac{\tau_{kp}}{\tau} \geq n,$$

где τ - средние касательные напряжения;
n - запас прочности.

Касательные напряжения при проверке местной устойчивости (средние)

$$\tau = \frac{Q}{h_{CT}.\delta},$$

где Q - среднее значение поперечной силы в пределах рассматриваемого отсека.

Расчетные сопротивления (R_P) в кгс/см^2 прокатной стали (СНиП 11-В.3.72) приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1

Напряженное состояние	Условное обозначение	Расчетные сопротивления в кгс/см^2 прокатных сталей класса						
		С38/23	С44/29	С46/33	С52/40	С60/45	С70/60	С85/75
		сталь 20	сталь 35,35Л	09Г2 09Г2С	10Х CHD 10Г2С	15Х СНД		
Растяжение, сжатие, изгиб	R_P	2100	2600	2900	3400	3800	4400	5300
Срез	R_{CP}	1300	1500	1700	2000	2300	2600	3100
Смятие торцевой поверхности	$R_{CM.T}$	3200	3900	4300	5100	5700	6500	8000

В сечениях, где главное влияние имеет изгибающий момент, а влиянием поперечной силы можно пренебречь, часть стенки, находящаяся между поя-

сами и двумя основными ребрами жесткости, может рассматриваться как пластинка в условиях чистого изгиба (рис. 4.31).

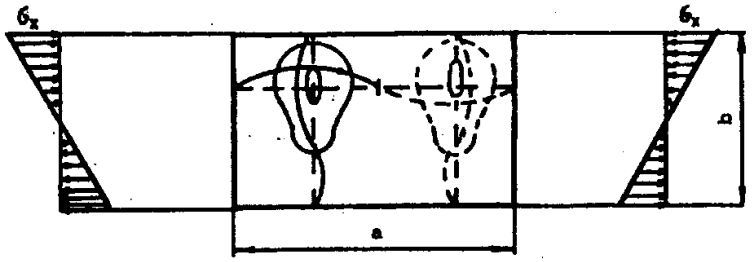


Рис. 4.31 Поверхности выпучивания при потере устойчивости пластинки при действии нормальных напряжений от изгиба.

В этом случае пластинка может потерять устойчивость в сжатой зоне. Критические нормальные напряжения прямоугольной пластинки под действием усилий, распределенных по двум сторонам пластинки, как показано на рис. 4.31, равняются:

- в общем виде

$$\sigma_{кр} = K\left(\frac{\delta}{b}\right)^2 .10^4,$$

где К - коэффициент, зависящий от величины $\alpha = \frac{a}{b}$.

При свободном опирании всеми четырьмя сторонами наименьшее значение К будет при $\alpha = \infty$ и $b_{MAX} = h_{CT}$, т.е. стенка балки не укреплена ребрами жесткости.

$$\sigma_{кр_{min}} = 4540\left(\frac{\delta}{h_{CT}}\right)^2 .10^4, кгс/см^2$$

- при учете защемления стенки в сжатом поясе одностенчатой балки

$$\sigma_{кр} = 6300\left(\frac{\delta}{h_{CT}}\right)^2 .10^4, \quad кгс/см^2$$

- при достаточно большой жесткости сжатого пояса, например, у коробчатой балки

$$\sigma_{кр} = 7460\left(\frac{\delta}{h_{CT}}\right)^2 .10^4, кгс/см^2$$

Запас местной устойчивости при расчете по методу допускаемых напряжений

$$n_O = \frac{\sigma_{kp}}{\sigma} \geq n,$$

где n - запас прочности.

Нормальные напряжения σ при проверках местной устойчивости определяются как краевые сжимающие напряжения на расчетной границе отсека. Если длина проверяемого отсека не превосходит его высоты ($a \leq h_{CT}$), то σ определяется по среднему значению изгибающего момента в пределах отсека; если длина отсека превосходит его высоту ($a > h_{CT}$), то σ вычисляется по среднему значению момента для наиболее напряженного участка с длиной, равной высоте отсека.

Влияние нормальных напряжений требует установки продольного ребра жесткости при

$$\frac{h_{CT}}{\delta} > 200\sqrt{\frac{2100}{R_p}},$$

где R_P – расчетное сопротивление стали, кгс/см^2.

В сжато-изогнутых балках в наличии напряжения сжатия от действия изгибающего момента и осевых нагрузок.

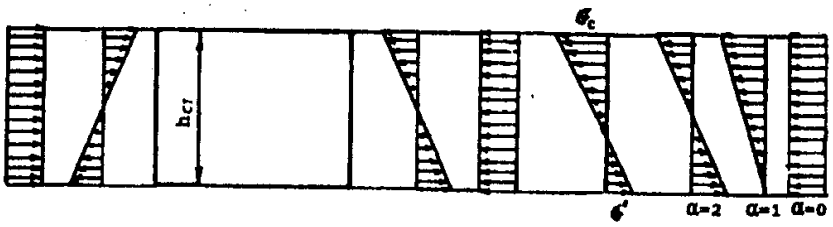


Рис. 4.32. Эпюра сжато-изогнутых балок.

Эпюра нормальных напряжений в стенках характеризуется параметром α

$$\alpha = \frac{\sigma_c - \sigma'}{\sigma_c},$$

где σ_C - наибольшее сжимающее напряжение расчетной границы отсека;
σ' - соответствующее напряжение у противоположной границы стенки.

Критические напряжения (нормальные) определяются по формуле

$$\sigma_{kp} = K\left(\frac{\delta_{CT}}{h_{CT}}\right)^2 .10^4, кгс/см^2,$$

где

$$K = K_O\{4 + \alpha[2 + \alpha(-0{,}4 + 2{,}2\alpha)]\}.$$

$K_O = 190$ - для прямоугольной пластинки при свободном опирании;

$K_O = \frac{6300}{4540}.190 = 264$ – при защемлении по двум сторонам ;

$K_O = \frac{7460}{4540}.190 = 312$ – для коробчатой балки.

Нормальные (сжимающие) напряжения от нагрузки, приложенной к верхней кромке стенки.

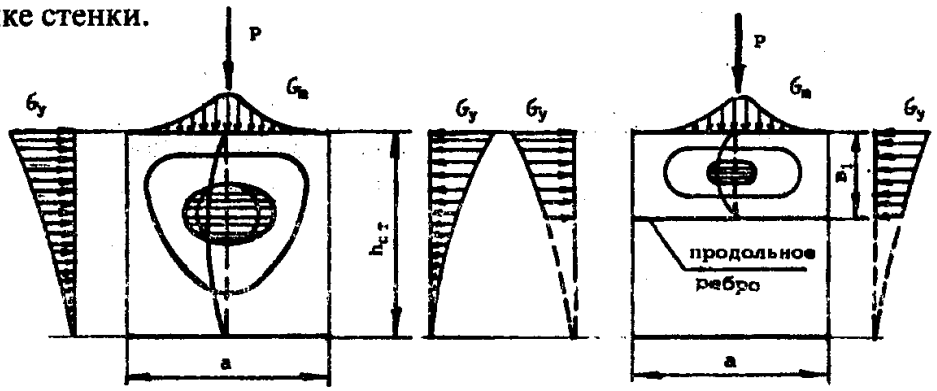


Рис. 4.32. Поверхности выпучивания при потере устойчивости пластинки при действии местного давления (без продольного ребра жесткости и при наличии его).

При наличии местного напряжения сжатия в стенке под сосредоточенным грузом пластинка может потерять устойчивость в зоне приложения сосредоточенного груза от действия сжимающих напряжений σ_y. Распределение местных напряжений σ_M по краю стенки показано на рис. 4.32 и критическое их значение определяется по формуле

$$\sigma_{M.KP} = K_1\left(\frac{\delta_{CT}}{a}\right)^2 .10^4, кгс/см^2,$$

где K_1 - зависит от отношения a/h_{CT}, от степени упругого защемления стенки поясами и от величины σ_M.

$$\sigma_M = \frac{P}{\delta_{CT}.Z} = \frac{P}{\delta_{CT}.C_3\sqrt{\frac{I_n}{\delta_{CT}}}}.$$

В справочных первоисточниках приводятся табличные значения K_1. Для коробчатой сварной конструкции значения K_1 можно определять согласно формуле

$$K_1 = 3512\left(\frac{a}{h_C}\right)^{1,846} + 1233.$$

Запас устойчивости стенок, укрепленных только поперечными ребрами жесткости (рис. 4.33), при наличии местного напряжения σ_M проверяется по формуле

$$n_O = \left[\left(\frac{\sigma}{\sigma_{KP}} + \frac{\sigma_M}{\sigma_{M.KP}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{KP}}\right)^2\right]^{-\frac{1}{2}} \geq n,$$

где n - запас прочности конструкции (обычно n = 1,4).

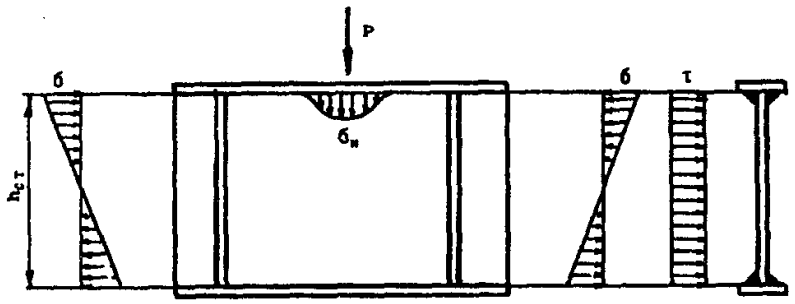


Рис. 4.33. Запас устойчивости стенок, укрепленных только поперечными ребрами жесткости.

При $a/h_{ст} \leq 0,8$, σ_K определяется по формулам

$$\sigma_{KP} = 6300\left(\frac{\delta_{CT}}{h_{CT}}\right)^2 .10^4, \text{кгс/см}^2$$

$$\sigma_{KP} = 7460\left(\frac{\delta_{CT}}{h_{CT}}\right)^2 .10^4, \text{кгс/см}^2$$

При $a/h_{ст} > 0,8$, в зависимости от отношения σ_M/σ (см. табл.4.2) различаются два случая.

Таблица 4.2.

Коэффициенты		$a/h_{ст}$							
		0,5	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
Коробчатая сварная стальная балка	σ_M/σ	0	0	1,135	0,288	0,455	0,619	0767	0,940
	K_2*	6300	6300	8230	9500	11100	13020	12250	17790

*) Значения K_2 описываются следующей формулой

$$K_2 = 2513\left(\frac{a}{h_{CT}}\right)^{2,264} + 5716.$$

1-й случай: σ_M/σ больше значений, указанных в таблице 4.2.

$$\sigma_{M\,кр} = K_1 \cdot \left(\frac{\delta_{CT}}{a}\right)^2 \cdot 10^4, кгс/см^2;$$

$$\sigma_{кр} = K_2 \cdot \left(\frac{\delta_{CT}}{h_{CT}}\right)^2 \cdot 10^4, кгс/см^2$$

2-й случай: σ_M/σ не больше значений, указанных в таблице 4.2.

$$\sigma_{кр} = 6300 \cdot \left(\frac{\delta_{CT}}{h_{CT}}\right)^2 \cdot 10^4, кгс/см^2;$$

$$\sigma_{кр} = 7460 \cdot \left(\frac{\delta_{CT}}{h_{CT}}\right)^2 \cdot 10^4, кгс/см^2;$$

$$\sigma_{M\,кр} = K_1' \cdot \left(\frac{\delta_{CT}}{a}\right)^2 \cdot 10^4, кгс/см^2;$$

где $a' = a/2$; K_1' определяется по формуле

$$K_1 = 3512\left(\frac{a}{h_{CT}}\right)^{1,846} + 1233$$

с подстановкой $a/2$ вместо a.

В обоих случаях $\tau_{кр}$ вычисляется по действительным размерам отсека.

В стенке балки, укрепленной, кроме поперечных основных ребер, продольным ребром жектости, расположенным на расстоянии b_1 от расчетной (сжатой) границы отсека обе пластинки проверяются отдельно.

1.Пластина между сжатым поясом и продольным ребром.

Проверка на устойчивость производится по формуле

$$n_o^2 \cdot \left(\frac{\tau}{\tau_{1\ KP}}\right)^2 + n_O \left(\frac{\sigma}{\sigma_{1\ KP}} + \frac{\sigma_M}{\sigma_{M1\ KP}}\right) \le 1,$$

где $n_O \ge n$ - запас прочности;

σ, σ_M и τ - сохраняют прежние значения;

$\sigma_{1\,KP}$, $\sigma_{M\,1\,KP}$ и $\tau_{1\,кр}$ - критические напряжения соответственно: нормальное, сминающее и касательное. В данном случае в наличии только один вид напряжений – нормальные напряжения.

При $\sigma_M = 0$

$$\sigma_{1KP} = \frac{1000}{1 - \frac{b_1}{h_{CT}}} \cdot \left(\frac{\delta_{CT}}{b_1}\right)^2 .10^4, \text{кгс/см}^2$$

При $\sigma_M \ne 0$ и $\mu_1 = \frac{a}{b_1} \le 2$ получим несколько большие значения $\sigma_{1\,KP}$ из-за препятствия выпучиванию стенки сминающих напряжений.

$$\sigma_{1\ KP} = \frac{250}{1 - \frac{b_1}{h_O}} \cdot \frac{(1+\mu_1^2)^2}{\mu_1^2} \cdot \left(\frac{\delta_{CT}}{b_1}\right)^2 .10^4, \text{кгс/см}^2$$

Критические напряжения смятия (стальные конструкции)

$$\sigma_{M1\ KP} = K' \cdot \frac{(1+\mu_1^2)^2}{\mu_1^2} \cdot \left(\frac{\delta_{CT}}{a}\right)^2 .10^4 \text{кгс/см}^2$$

где

$K' = 360$ - $\mu_1 = 1$;

$K' = 420$ - $\mu_1 = 1{,}5$;

$K' = 450$ - $\mu_1 = 2$.

Сравнивая с формулой $\sigma_{M1\ KP} = K_1 \left(\frac{\delta_{CT}}{a}\right)^2 .10^4$ очевидно, что наличие продольного ребра значительно снижает критические напряжения смятия, т.е. в этом смысле ухудшает условия устойчивости стенки.

Если $a / b_1 > 2$, то при вычислении $\sigma_{1\,KP}$ и $\sigma_{M\,1\,KP}$ принимается $a = 2\,b_1$ ($\mu_1 = 2$).

Критические касательные напряжения $\tau_{1\,KP}$ определяются по формуле:

$$\tau_{1\,KP} = \left[1250 + 950\left(\frac{b_1}{a}\right)^2\right]\left(\frac{\delta_{CT}}{h_{CT}}\right)^2 .10^4, \text{кгс/см}^2$$

2. Пластина между продольным ребром и растянутым поясом

$$n_O = \left[\left(\frac{\sigma_2}{\sigma_{2\,KP}} + \frac{\sigma_{M\,2}}{\sigma_{M2\,KP}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_2}{\tau_{2\,KP}}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \geq n,$$

где σ_2 и σ_{M2} - нормальное и сминающее напряжения на уровне продольного ребра жесткости;

$$\sigma_2 = \sigma\left(1 - 2\frac{b_1}{h_{CT}}\right), \text{кгс/см}^2$$

$$\sigma_{2\,KP} = \frac{1140}{(0{,}5 - b_1 / h_{CT})^2}\left(\frac{\delta}{h_O}\right)^2 .10^4, \text{кгс/см}^2$$

$\sigma_{M2} = 0{,}4\ \sigma_M$ - при приложении нагрузки к сжатому поясу;

$$G_{M2\,KP} = K'\left(\frac{\delta_{CT}}{a}\right)^2 .10^4, \text{кгс/см}^2$$

где

$$K' = 3512\left(\frac{a}{h_{CT} - b_1}\right)^{1{,}846} + 1233;$$

$$\tau = \frac{Q}{h_O . \delta}$$

$$\tau_{2KP} = \left[1250 + 950\left(\frac{h_{CT} - b_1}{a}\right)^2\right]\left(\frac{\delta_{CT}}{h_{CT} - b_1}\right)^2 .10^4, \text{кгс/см}^2$$

Приведенные методические рекомендации необходимы при выполнении расчетов несущих металлоконструкций ССК, особенно стрел телескопиче-

ских, у которых устойчивость формы сечений зачастую является лимитирующей.

Для конструктивного решения обребрения полезными будут следующие рекомендации по определению необходимых жесткостных параметров ребер поперечных и продольных.

Необходимый момент инерции продольного ребра:

$$I_{P.пр} = \left(2{,}5 - 0{,}5\frac{a}{h_{CT}}\right)\frac{a^2.\delta^3}{h_{CT}} - \quad \text{при} \quad \frac{b_1}{h_{CT}} = 0{,}2$$

$$I_{P.пр} = \left(1{,}5 - 0{,}4\frac{a}{h_{CT}}\right).\frac{a^2.\delta^3}{h_{CT}} - \quad \text{при} \quad \frac{b_1}{h_{CT}} = 0{,}25$$

$$I_{P.пр} = 1{,}5.h_{CT}.\delta^3 - \quad \text{при} \quad \frac{b_1}{h_{CT}} = 0{,}3$$

Допускается линейная интерполяция

При наличии продольных ребер необходимый момент инерции сечения поперечного ребра

$$I_{р.л.} = 3.h_{CT}.\delta^3,$$

где a - расстояние между поперечными ребрами;
b_1 - расстояние от сжатой полки до продольного ребра;
h_{CT} - высота стенки;
δ - толщина стенки.

Устойчивость сжатых поясов.

Пояс одностенчатой балки. Рассматривая половину поясного листа, расположенного по одну сторону стенки, как пластину, опертую по трем сторонам и свободную по четвертой продольной стороне с равномерным распределением сжимающих усилий по двум коротким сторонам. Опорами считаем вертикальную стенку и два ребра жесткости. Так как обычно длина рассматриваемых пластин значительно больше ее ширины, то критические напряжения вычислять по формуле для бесконечно длинной пластины

$$\sigma_{KP} = K\left(\frac{\delta_n}{h}\right)^2.10^4 = 81\left(\frac{\delta_n}{h}\right)^2.10^4 \text{ кгс/см}^2$$

где δ_n - толщина поясного листа;
$h = 0{,}5в$ - половина ширины пояса.

Ширину пояса, не требующую его подкрепления для обеспечения устойчивости можно определить из зависимости

$$\frac{h}{\delta_n} \le 15.\sqrt{\frac{2100}{R}},$$

где R - расчетное сопротивление материала стенки, кгс/см^2.

Поле коробчатой балки.

Сжатый пояс рассматриваем как опертую по четырем сторонам пластину, равномерно сжатую с двух сторон (рис. 4.34).

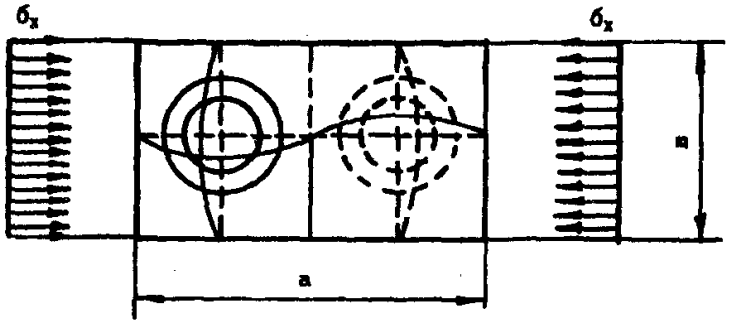


Рис. 4.34. Поверхности выпучивания при потере устойчивости пластины при равномерном сжатии.

Наименьшее значение нормальных критических напряжений

$$\sigma_{кр.\min} = 700\left(\frac{\delta}{b}\right)^2.10^4, кгс/см^2,$$

а при учете защемления по двум сторонам

$$\sigma_{кр.\max} = 1000\left(\frac{\delta}{b}\right)^2.10^4, кгс/см^2,$$

Определим ширину пояса, не требующую его подкрепления для обеспечения устойчивости.

$$\frac{b}{\delta} \le 100\sqrt{\frac{700}{\sigma'_{КР.\min}}}.\sqrt{\frac{2100}{R}} \approx 60\sqrt{\frac{2100}{R}},$$

где $\sigma'_{КР\,min} = 2230$ кгс/см^2 - соответствует стали Ст.3;

R - расчетное сопротивление материала полки ($R_{max} \le \sigma_T$).

Применительно к стреле телескопической, рассматривается вариант нагружения с учетом осевой силы, изгибающих моментов в двух плоскостях и крутящего момента.

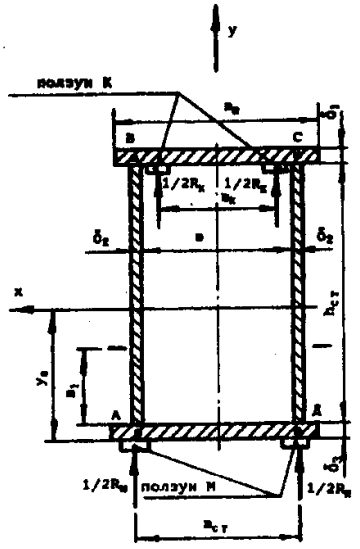


Рис.4.35 Сечение стрелы

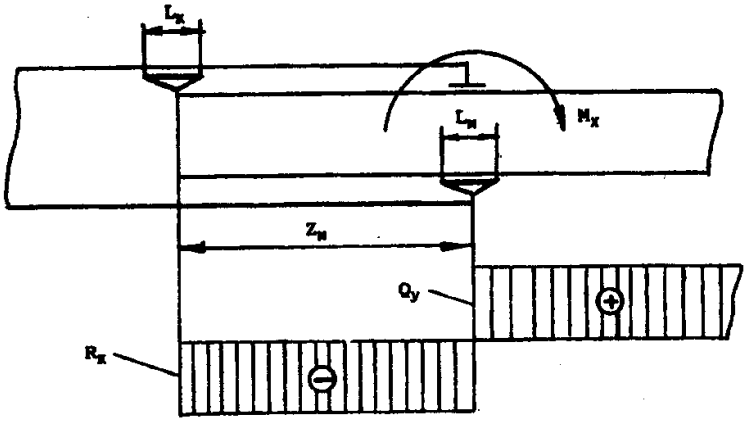


Рис.4.36 Схема нагрузки крутящим моментом

На рис. 4.35. b_1 - расстояние от нижней (сжатой) полки до продольного ребра (если оно установлено);

т.т. А, В, С, Д - угловые (характерные) точки сечения;

R_K , R_M - давление на ползуны К и М.

$$R_K = M_X / Z_M$$

$$R_M = R_K + Q_y$$

В рассматриваемом сечении координаты угловых точек:

т.А $$\begin{cases} X_A = 0{,}5(b+\delta_2); \\ y_A = -y_O + 0{,}5\delta_3. \end{cases}$$

т.В $$\begin{cases} X_B = X_A; \\ y_B = h_{CT} + 0{,}5\delta_1 + \delta_3 - y_O \end{cases}$$

т.С $$\begin{cases} X_C = -X_A \\ y_C = y_B. \end{cases}$$

т.Д $\begin{cases} X_{Д} = -X_{А}; \\ y_{Д} = y_{А} \end{cases}$

Критические нормальные напряжения под ползуном М

$$\sigma_{МКР} = \left[3512\left(\frac{a}{2h_{СТ}}\right)^{1,846} + 1233\right]\cdot\left(\frac{2\delta_2}{a}\right)^2$$

Нормальные суммарные напряжения в угловых точках:

$$\sigma_{А} = M_X \cdot \frac{y_А}{I_X} - M_y \frac{X_А}{I_y} + \frac{N}{F};$$

$$\sigma_{В} = M_X \cdot \frac{y_В}{I_X} - M_y \frac{X_В}{I_y} + \frac{N}{F};$$

$$\sigma_{С} = M_X \cdot \frac{y_С}{I_X} - M_y \cdot \frac{X_С}{I_y} + \frac{N}{F};$$

$$\sigma_{Д} = M_X \cdot \frac{y_Д}{I_X} - M_y \cdot \frac{X}{I_y} + \frac{N}{F}.$$

Минимальный запас по пределу текучести

$$n_{T\ \min} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{i\max}} \geq 1{,}4.$$

Критические касательные напряжения в т.С (стенка)

$$\tau_{КР}^{\ СТ} = \left[1250 + 950\left(\frac{h_{СТ}}{a}\right)^2\right]\cdot\left(\frac{\delta_2}{h_{СТ}}\right)^2$$

где а - расстояние между поперечными ребрами, либо длина свободной части секции.

Момент сопротивления кручению стенки

$$W_{кр}^{ст} = 2\left(h_{СТ} + \frac{\delta_1}{2} + \frac{\delta_3}{2}\right)\cdot(b + \delta_2)\delta_2$$

Действующие касательные напряжения в стенке

$$\tau_{СТ} = \frac{Q_y}{2h_{СТ}\cdot\delta_2} + \frac{M_{КР}}{W_{кр}^{ст}}.$$

Критические нормальные напряжения в стенке.

$$\sigma_{KP}^{CT} = K_{OC}(4+2\alpha_{CT}-0{,}4\alpha_{CT}^2+2{,}2\alpha_{CT}^3)\cdot\left(\frac{\delta_2}{h_{CT}}\right)^2,$$

где $\alpha_{CT} = \frac{\sigma_A - \sigma_B}{\sigma_A}$ - коэффициент эпюры нормальных напряжений стенки;

$K_{OC} = 312$ - коробчатая балка.

Запас устойчивости стенки

$$n_O^{CT} = \left[\left(\frac{/\sigma_A/}{\sigma_{KP}^{CT}} + \frac{\sigma_M}{\sigma_{M.KP}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{CT}}{\tau_{KP}^{CT}}\right)^2\right]^{-\frac{1}{2}}.$$

Критические нормальные напряжения в полке

$$\sigma_{KP}^{n} = K_{on}(4+2\alpha_n-0{,}4\alpha_n^2+2{,}2\alpha_n^3)\cdot\left(\frac{\delta_3}{2X_A}\right)^2,$$

где - $\alpha_n = \frac{\sigma_A - \sigma_Д}{\sigma_A}$ – коэффициент эпюры нормальных напряжений полки;

$K_{ОП} = 264$.

Критические касательные напряжения

$$\tau_{KP}^{n} = \left[1020+760\left(\frac{2X_A}{a}\right)^2\right]\cdot\left(\frac{\delta_3}{2X_A}\right)^2.$$

Суммарные касательные напряжения в полке

$$\tau_n = \frac{Q_X}{2\delta_3.(b+2\delta_2)} + \frac{M_{KP}}{W_{KP}^n},$$

где $W_{KP}^n = W_{KP}^{CT}.\frac{\delta_3}{\delta_2}$ – момент сопротивления кручению полки.

Запас устойчивости полки

$$n_O^n = \left[\left(\frac{|\sigma_A|}{\sigma_{KP}^n}\right)^2 + \left(\frac{\tau_n}{\tau_{KP}^n}\right)^2\right]^{-\frac{1}{2}}.$$

Напряженное состояние полки в зоне действия ползунов входящей секции "К".

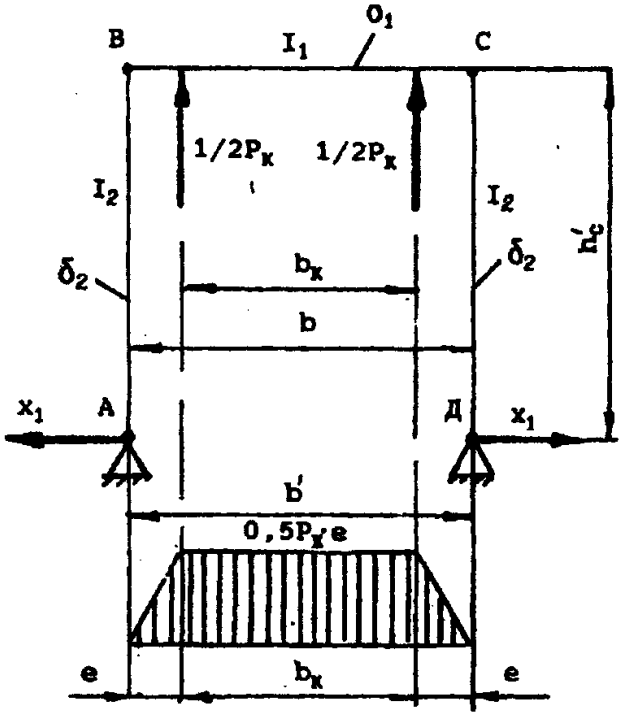


Рис. 4.37 Схема нагружения

Рассмотрим статически неопределимую раму с приложенными усилиями ½ Рк со стороны ползунов.

Здесь:

b_K - ширина установки ползунов;

I_1, I_2 - моменты инерции полки и стенки, соответственно;

h'_{CT} - расчетная высота стенки;

b' - расчетная ширина полки.

$I_1 = \psi_K \cdot L_K \cdot \frac{\delta_1^3}{12}$ – момент инерции верхней полки (ψ_K - коэффициент формы сечения);

$I_2 = (L_K + h_{CT}) \frac{\delta_2^3}{12}$ – момент инерции стенки;

$h'_{CT} = h_{CT} + 0{,}5(\delta_1 + \delta_3)$;

$$b' = b + \delta_2;$$

$$\delta_{11} \cdot X_1 = \Delta\rho_1 \qquad \delta_{11} = \frac{2}{3EI_2}\left(h'_{CT}\right)^3 + \frac{b'}{EI_1}\left(h'_{CT}\right)^2;$$

$$\Delta\rho_1 = \frac{h'_{CT} \cdot P_K}{2EI_1} \cdot e\left(b_K + e\right); \qquad X_1 = \frac{\Delta\rho_1}{\delta_{11}}.$$

Изгибающие моменты:

- в угловой точке - $M_{УГ} = X_1 \cdot h'_{СТ}$;
- под силой ½ P_K – $M_n = P_K \cdot \frac{e}{2}$.

Местные напряжения в верхней полке от действия ползунов

$$\sigma^n_{Bn} = M_n \cdot \frac{\delta_1}{2I_1};$$

Напряжения в средней точке верхней полки от общего изгиба и сжатия

$$\sigma^И_{Bn} = /0{,}5\left(\sigma_B + \sigma_C\right)/.$$

Суммарные напряжения в верхней полке

$$\sigma^C_{Bn} = \sigma^n_{Bn} + \sigma^И_{Bn} \le \left[\sigma\right] = \frac{\sigma_T}{n}.$$

Запас прочности верхней полки

$$n_{вп} = \frac{\sigma_т}{\sigma^c_{вп}}$$

Прочность сварных швов крепления верхней полки к стенкам

$$\tau_{св} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_{\text{~}}^2} \le \left[\tau_{св}\right] = 0{,}6\left[\sigma\right]$$

где τ - касательные напряжения в сварных швах местного характера от действия ползунов

$$\tau_1 = \frac{0{,}5 \cdot P_K}{2.0{,}7 \cdot K \cdot \alpha_K},$$

K - катет шва;

L_K - длина ползуна;

τ_2 - общие касательные напряжения в сварных швах.

$$\tau_2 = \frac{Q.S_{CT}^{n}}{2.0{,}7.K.I_X},$$

Q - поперечная сила в рассматриваемом сечении;

$S_{ст}^{n}$ - статический момент полки относительно нейтральной оси сечения секции;

I_X - момент инерции сечения секции.

Приведенный методико-аналитический комплекс наглядно свидетельствует о сложности и трудоемкости задачи расчета стрелы. Трудоемкость задачи увеличивается также из-за необходимости проверки практически всех грузовых характеристик на всех длинах стрел, так как объективных критериев выбора расчетных случаев пока не существует. Естественно, реальное выполнение таких расчетов требует наличия программных средств обеспечения и довольно мощных и быстродействующих ЭВМ.

4.3 Расчет поворотной рамы

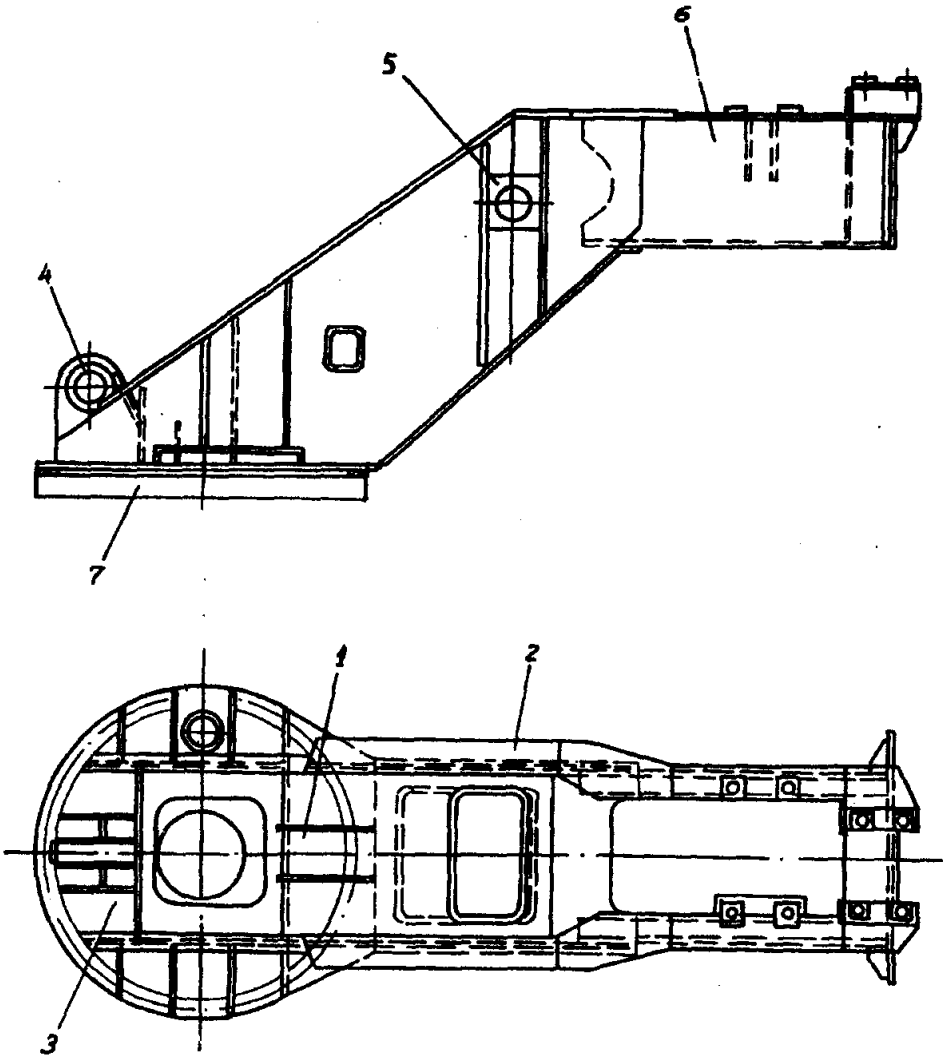


Рис. 4.38 Поворотная рама

1 - кронштейн рамы несущей; 2 - балкон; 3 - балка крепления гидроцилиндра подъема стрелы; 4 - проушина установки оси гидроцилиндра подъема стрелы; 5 - проушина (втулка) установки корня стрелы; 6 - хвостовик рамы; 7 - ОПУ.

Рама поворотная гидравлических кранов, как правило, представляет собой пространственный кронштейн, на котором базируется поворотная часть крана (стрела, гидроцилиндр подъема стрелы, механизм вращения, грузовые лебедки, противовес, ...). Связь поворотной рамы (поворотной части крана) с рамой неповоротной (ходовой частью крана) осуществляется посредством ОПУ, представляющим собой опорный подшипник.

Расчет прочности поворотной рамы включает в себя:

- проверку общей прочности рамы;
- проверку прочности балконов;
- проверку местной прочности рамы в районе крепления гидроцилиндра подъема стрелы;
- проверку местной прочности рамы в зоне установки корня стрелы;
- проверку крепления боковин к основанию в районе задней поперечной балки и ОПУ;
- проверку прочности хвостовика при передвижении крана.

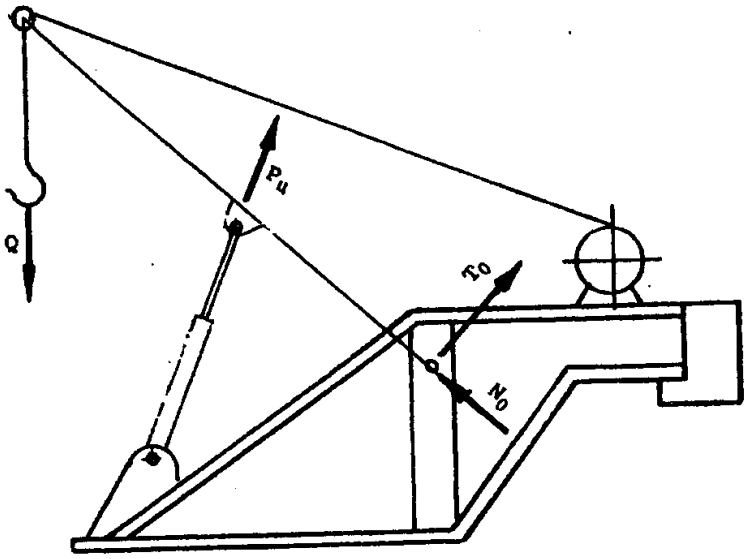


Рис. 4.39 . Расчетная схема поворотной рамы.

Сечения кронштейнов рамы представляют собой составные балки, сформированные из листовых элементов, либо гнутых профилей.

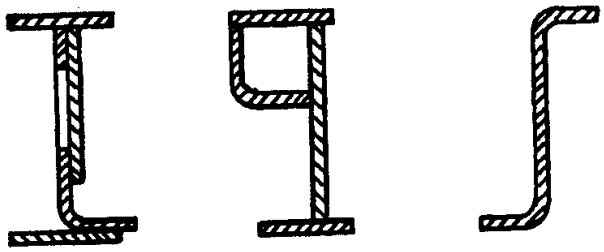


Рис. 4.40 Сечения кронштейнов поворотной рамы.

Расчетные случаи при операциях с грузом определяются по максимальным нагрузкам в корне стрелы и наибольшему усилию в гидроцилиндре подъема стрелы.

Нагрузки на гидроцилиндр подъема стрелы ($P_ц$).

Нагрузка на гидроцилиндр подъема стрелы определяется следующей зависимостью

$$P_ц = \frac{1}{n_ц \rho_ц}\left[(Q + G_{крп})(l - x_{hc}) + G_c(K_c L_c \cos\alpha_c - e_0 \sin\alpha_c) + \frac{n_ц}{2} \cdot G_ц \rho_1 - S_{гк}\rho_к\right]$$

$$S_{ГК.} \approx \frac{Q + G_{КР.п.}}{m_Q},$$

где Q - вес груза;
$G_{кр.п.}$ - вес крюковой подвески;
m_Q - кратность грузового полиспаста;

$n_ц$ - количество гидроцилиндров подъема стрелы;
$\rho_ц$ - плечо гидроцилиндра относительно корня стрелы (т. О);
$G_ц$ - вес гидроцилиндра;
l - вылет крюка;
L_c - длина стрелы;
G_c - вес стрелы;
K_c - коэффициент приведения веса стрелы к ее оголовку;
$\rho_к$ - плечо грузового каната относительно корня стрелы (т. О);
$S_{г.к.}$ - усилие в грузовом канате.

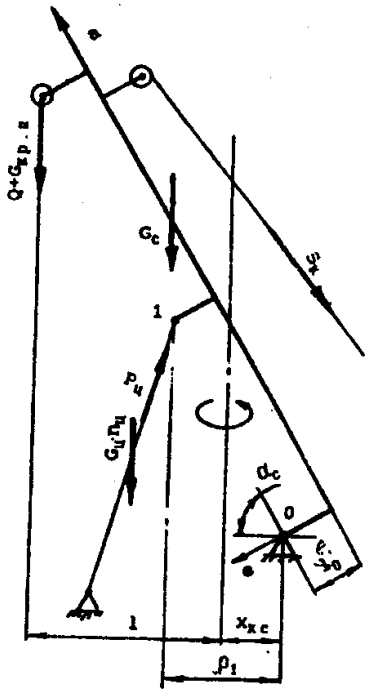


Рис. 4.41. Схема нагрузки на гидроцилиндр подъема стрелы.

Нагрузки в корне стрелы

На стрелу действуют нагрузки:

$$(Q + G_{кр..п.});\ S_{г.к.};\ n_{ц.} \cdot P_Ц;\ G_C;\ 0{,}5 \cdot n_Ц \cdot G_Ц;$$

M_{yo} - момент в корне стрелы из плоскости подвеса.

Вертикальная составляющая в корне стрелы (без учета боковых сил)

$$P_C^b = n_ц . P_ц . \sin\alpha_ц - \left(Q + G_{кр.п.} + G_c + 0{,}5 n_ц \cdot G_ц\right) - S_{ГК} . \sin\alpha_K ;$$

$$P_ц^г = n_ц \cdot P_ц \cdot cos\alpha_ц - S_{гк} \cdot \cos\alpha_k$$

где $\alpha_ц, \alpha_к$ - углы наклона цилиндра и каната грузового к горизонтали, соответственно.

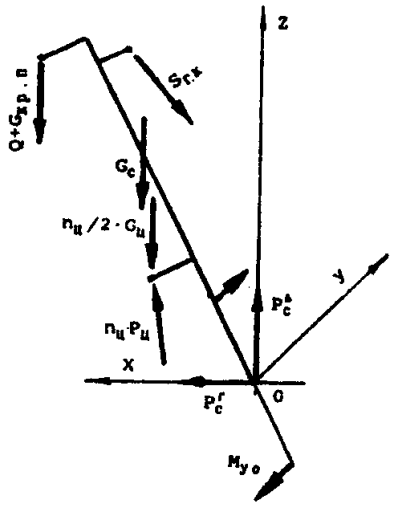


Рис.4.42. Схема нагрузки в корне стрелы

Нагрузки на втулки установки стрелы (т. О), максимальные

$$P_{bm}^b = K_1 P_C^b + \frac{M_{yo}}{B} . \sin\alpha_C ;$$

$$P_{bm}^г = K_1 . P_c^г + \frac{M_{yo}}{B} . \cos\alpha_C ;$$

$$P_{bm} = \sqrt{\left(P_{bm}^b\right)^2 + \left(P_{bm}^г\right)^2},$$

где M_{yO} - момент в корне стрелы из плоскости подвеса стрелы (берется из расчета стрелы);

B - расстояние между втулками левой и правой щеки рамы;

K_1 - коэффициент сдвижки стрелы относительно втулок (при симметричном расположении $K_1 = 0{,}5$).

Нагрузки в корне гидроцилиндра подъема стрелы

$$P_{ц}^{b} = \frac{G_{ц}}{2} + P_{ц}.\sin\alpha_{ц};$$

$$P_{ц}^{г} = P_{ц}.\cos\alpha_{ц}.$$

Изгибающий момент в i-ом сечении основного несущего кронштейна

$$M_i = P_{ц}^{b}(X_i - X_{к.с.}) - P_{ц}^{г} \cdot y_i + S_K^B(X_i - X_Л) + S_K^г(y_Л - y_i) - 0{,}5\left[G_Л(X_i - X_Л) + G_{пр.в.}.(X_i - X_{пр.в}\right) + M_Л$$

где

$$S_K^B = S_K.\sin\alpha_K; S_K^Г = S_K.\cos\alpha_K$$

$G_Л$ - вес лебедки;

$G_{ПР.В.}$ - вес противовеса;

$M_Л = 0{,}5 \cdot D_Л \cdot S_К$ - сосредоточенный момент в месте установки лебедки грузовой.

Проверка прочности балконов

Проверка производится при наибольшем опрокидывающем моменте ($M_{ОПУ}^{max}$), наибольшей вертикальной силе ($P_{ОПУ}^{max}$) и соответствующих этим случаям моментам в корне стрелы из плоскости подвеса $M_{УО}$. Значения нагрузок берутся из расчета ОПУ (опорно-поворотного устройства) и стрелы.

Интенсивность распределенной нагрузки, вызванной опрокидывающим моментом

$$q = q_{max}.\cos\varphi,$$

где q_{max} соответствует $\varphi = 0^o$ (продольная ось крана).

Опрокидывающий момент

$$M_{опу} = 2\int_{\varphi=0^\circ}^{\varphi=\pi} q.R.d\varphi.R.\cos\varphi = 2\int_0^{\pi} q_{max}.\cos^2\varphi.R^2.d\varphi =$$

$$= 2q_{max}.R^2\int_0^{\pi}\cos^2\varphi.d\varphi = 2q_{max}.R^2\left(\frac{1}{4}\sin 2\varphi + \frac{1}{2}\varphi\right)\Big|_0^{\pi} = \pi.q_{max}.R^2,$$

откуда

$$q_{max} = \frac{M_{опу}}{2\pi.R^2},$$

где R - радиус крепления болтов ОПУ.

Момент, действующий на балкон

$$M_б = q_{max}.R^2.\int_{\alpha}^{180^0-\alpha} \cos^2\varphi.d\varphi = q_{max}.R^2\left(\frac{1}{4}\sin 2\varphi + \frac{1}{2}\varphi\right)\Bigg|_{\alpha}^{180^0-\alpha}.$$

Полагая нагрузку $P_{ОПУ}$, равномерно распределенной по окружности болтов, определяем ее интенсивность.

$$q_p = \frac{P_{опу}}{2\pi.R}.$$

Доля нагрузки, приходящаяся на один балкон

$$P = P_{опу}.\frac{2\beta}{360^0}.$$

Момент от нагрузки, вызванной $P_{ОПУ}$, относительно линии А-А

$$M_{A-A} = \int_{\alpha}^{180^0-\alpha} q_p.R.d\varphi\left(R.\sin\varphi - L\right) = q_p.R^2.\int_{\alpha}^{180^0-\alpha}\sin\varphi.d\varphi - q_p.R.B.\int_{\alpha}^{180^0-\alpha} d\varphi =$$

$$= q_p\left(-R^2.\cos\varphi - R.B.\varphi\right)\Bigg|_{\alpha}^{180^0-\alpha},$$

где L - ширина свиса балкона.

Максимальную интенсивность нагрузки, вызванной моментом M_{yo}, действующим в поперечной вертикальной плоскости, находим, используя уже полученные соотношения

$$q'_{max} = \frac{M_{yo}}{\pi.R^2}.$$

Равнодействующая нагрузки, вызванной M_{yo}, приложенная к одному балкону

$$R' = 2\int_{\alpha}^{180^0-\alpha} q'_{max}\cdot\sin\varphi\cdot R\cdot d\varphi = -q'_{max}\cdot R\cdot\cos\varphi\Bigg|_{\alpha}^{180^0-\alpha}$$

Момент от нагрузки, вызванной M_{yO} относительно линии А-А, рассматриваемой как жесткая заделка балкона

$$M'_{A-A} = \int_{\alpha}^{180^0-\alpha} q'_{max}.R.\sin\varphi.d\varphi(R.\sin\varphi - L) = q'_{max}.R^2 \int_{\alpha}^{180^0-\alpha} \sin^2\varphi.d\varphi - q'_{max}.R.L \int_{\alpha}^{180^0-\alpha} \cos\varphi.d\varphi =$$

$$= q'_{max}.R^2\left(-\frac{1}{4}\sin 2\varphi + \frac{1}{2}\varphi\right)\Big|_{\alpha}^{180^0-\alpha} + q'_{max}.R.L.\cos\varphi\Big|_{\alpha}^{180^0-\alpha}.$$

Суммарные нагрузки в сечении А-А, рассматриваемом как жесткая заделка балкона:

- изгибающий момент $M_И = M_{A-A} - M'_{A-A}$;
- крутящий момент $M_{KP} = M_Б$;
- поперечная сила $Q = P + R'_.$

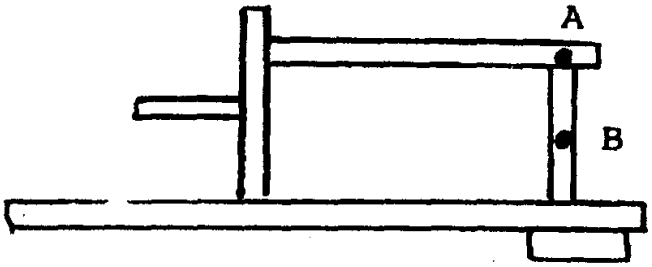


Рис. 4.43 Сечение рамы

Касательные напряжения кручения в т.В

$$\tau_{KP} = \frac{M_{KP}}{W_{KP}}..$$

Касательные напряжения сдвига в т.А

$$\tau_{сд} = \frac{Q.S_X^{O-O}}{I_X.b}.$$

Суммарные касательные напряжения

$$\tau = \tau_{KP} + \tau_{сд}$$

Нормальные напряжения изгиба

$$\sigma = M_и.\frac{y_{max}}{I_X}.$$

Приведенные напряжения

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}.$$

Проверка местной прочности кольца над ОПУ

Считаем, что нагрузка на тела качения ОПУ от веса поворотной части G_n и ее момента M_n относительно оси вращения распределяется по линейному закону.

Интенсивность распределения нагрузки от G_n

$$q_G = \frac{G_n}{\pi . D}.$$

Распределенная нагрузка от действия M_n

$$q_M = \max q_M . \sin\varphi,$$

где

$$\max q_M = \frac{4M_n}{\pi . D^2}; \quad M_n = G_n \cdot x_n$$

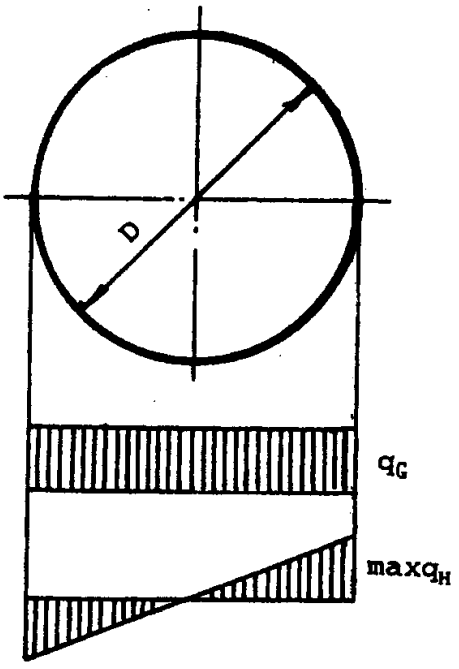


Рис. 4.44 Нагрузки на ОПУ

Кольцо в районе растягивающих усилий нагружено по схеме (рис. 4.45) .

Нагрузка, передаваемая болтом на пластину

$$P_б = \frac{q_{min} \cdot l_б}{2},$$

где

$$q_{min} = \max q_M - q_G.$$

Усилие $P_б$ распределяется на верхний и боковой треугольники пластины пропорционально их жесткостям.

Жесткость - верхнего треугольника – пластины

$$C_b = \frac{3E(a+b).\delta^3}{12.C^3};$$

- бокового треугольника-пластины

$$C_б = \frac{3E(c+d)\delta^3}{12a^3}$$

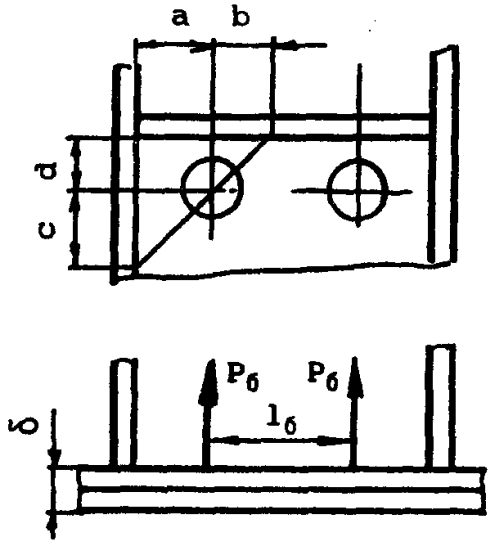


Рис. 4.45 Сечение и расчетная схема

Часть усилия, приходящаяся:

- на верхний треугольник

$$P_б^b = P_б \frac{C_b}{C_b + C_б};$$

- на боковой треугольник

$$P_б^б = P_в \cdot \frac{C_б}{C_b + C_б},$$

Напряжения изгиба:

- верхний треугольник

$$\sigma_b = \frac{6.P_б^{\,b}.C}{(a+b)\delta^3};$$

- боковой треугольник

$$\sigma_б = \frac{6.P_б^б.a}{(c+d)\delta^3} \le [\sigma] = \frac{\sigma_T}{n}.$$

Проверка прочности крепления боковины (стенок кронштейна) к основанию в районе задней поперечной балки и ОПУ.

Рассматривая боковину как балку на двух опорах (точки пересечения с кольцами ОПУ), прикладываем к ней нагрузки согласно рис. 4.46.

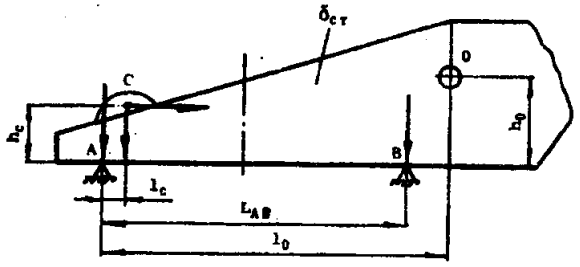


Рис. 4.46 Расчетная схема проверки прочности крепления боковины.

Отрывающее усилие

$$N_B = \frac{P_{bm}^{r}.h_O + P_{bm}^{b}.l_O - 0{,}5.P_ч^{\,r}.h_C - 0{,}5.P_ч^{\,b}.l_C - M_G}{L_{AB}},$$

где M_G - разгружающий момент, обусловленный весами $G_п$ и $G_{пр.в}$:

$$M_G = 0{,}5\left[G_{пр.в.}\left(/X_{пр.в.}/+0{,}5.L_{AB}\right)+G_п\left(/X_п/+0{,}5.L_{AB}\right)\right]$$

Полагая, что нагрузка $N_в$ приложена на длине, равной ширине кольца Δ, находим эффективную длину шва.

$$l_ш = \Delta + Z;$$

$$Z = 3{,}25\sqrt{\frac{I_п}{\delta_{ст}}};$$

$$I_n = \frac{b_n . h_n^3}{12};$$

$h_п$ - высота кольца, равная суммарной толщине кольца и основания;

$в_п$ - ширина полки, вычисляемая по зависимости

$$b_n = \frac{\Delta}{\sin\alpha};$$

$\delta_{СТ}$ - толщина стенки.

Напряжения

$$\sigma_{max} = \frac{N_{B\,max}}{F_ш},$$

где $F_ш$ - расчетная площадь шва длины $l_ш$.

Прочность хвостовой части рамы.

Нагрузки при работе крана создают практически одноплоскостную схему нагружения, симметричную для обоих балок хвостовика. Более сложным является случай передвижения крана на поворотах. При выполнении прочностного расчета в данном случае исходят из того, что кран доведен до состояния "бокового" опрокидывания, т.е. опрокидывающая центробежная сила создает момент, равный весовому восстанавливающему.

$$F_ц . h_o = G_K . b ,$$

где $F_ц$ - центробежная сила инерции.

$$F_ц = \frac{G_K . V^2}{g . R};$$

h_o - ордината центра тяжести относительно уровня земли;

$G_к$ - вес крана;

$в$ - половина колеи крана;

R - радиус поворота;

V - скорость передвижения крана.

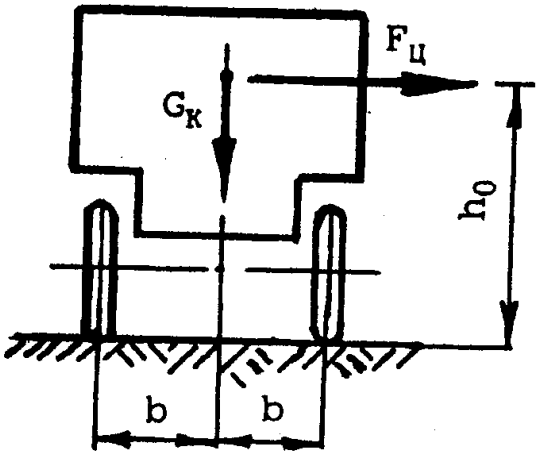


Рис. 4.47 Схема нагрузки хвостовой части поворотной рамы.

$$\frac{G_K.V^2}{g.R}.h_O = G_K.b;$$

$\frac{V^2}{R} = \frac{b}{h_o}.g$, откуда центробежная сила инерции, прикладываемая к i-му узлу крана.

$$F_i = \frac{G_i}{g}.\frac{V^2}{R} = \frac{G_i}{g}.\frac{b}{h_o}.g = G_i\frac{b}{h_o}.$$

Обычно вычисление действующих в горизонтальной плоскости нагрузок выполняют, рассматривая ниже расчетную схему (см. рис. 4.48). Рассматриваем «хвостовик» как раму жестко заделанную в сечении, проходящем через ось стрелы.

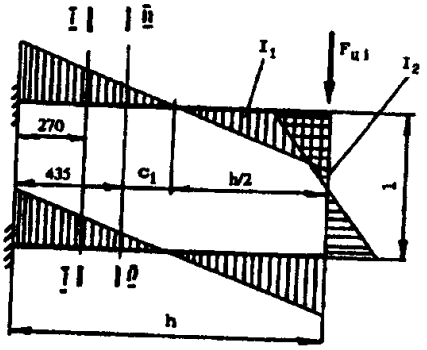


Рис. 4.48 Эпюры расчетной схемы

Момент в заделке, создаваемый каждой из центробежных сил $F_{ц\,j}$, определяется по формуле

$$M_{yj} = F_{uj} \cdot \frac{h}{2} \cdot \frac{3K+1}{6K+1},$$

где $$K = \frac{I_2 . h}{I_1 . l}.$$

Обозначив $$\frac{3K+1}{6K+1} = a,$$ определим изгибающий момент $M_{y\,j}$, создаваемый силой $F_{u\,j}$.

$$M_{yj} = F_{uj} \cdot \frac{h}{2} . a . C_i \cdot \frac{2}{h} = G_j \cdot \frac{b}{h_o} . a . C_i .$$

Момент в расчетном сечении определяется как сумма моментов $M_{y\,j}$

$$M_{yi} = \sum M_{yi}.$$

Напряжения определяются для двухплоскостного нагружения

$$\sigma_i = \frac{M_{xi}}{W_{xi}} + \frac{M_{yi}}{W_{yi}} \le [G] = \frac{G_T}{n_{min}}.$$

Вычисление изгибающих моментов в плоскости подвеса (M_{xi}) стрелы производится с учетом коэффициента толчков $K_т = 2$.

4.4. РАСЧЕТ НЕПОВОРОТНОЙ РАМЫ

Рамы неповоротные (ходовые) служат рабочим основанием крановых установок ССК. Рама ходовая является связующим элементом опорного контура крана, т.е. связующим элементом рабочей базы крана. Выносные опоры являются консольными элементами рамы с различными конструктивными исполнениями сопряжения. Помимо функций рабочих рама неповоротная ССК выполняет функции рамы ходовой при транспортных операциях крана.

Применяемый в настоящее время метод расчета неповоротных рам ССК основан на рассмотрении систем, состоящих из продольных балок жестко защемленных в центральной части рамы (ОПУ) и поперечных балок, шарнирно связанных с продольными. При этом схема работы рамы как пространственной системы заменяется расчетной схемой в виде отдельных консольных балок, испытывающих только деформацию изгиба под действием сил, возникающих в местах шарнирного соединения с балками поперечными. Крутильные деформации продольных балок, а также изгибные и крутильные деформации поперечных балок (ригелей) при этом не учитываются.

В общем случае указанная расчетная схема не дает правильного представления о напряженном состоянии элементов рамы и, в частности, о работе сварных соединений и, как следствие, не стимулирует применение наиболее рациональных конструктивных схем рамы и отдельных ее элементов. Так, например, указанной методикой не учитывается наличие дополнительных балок, что может привести к неоправданному утяжелению рамы.

Метод расчета ходовых рам автомобильных кранов основан на рассмотрении рамы, как системы, состоящей из отдельных консольных балок, связанных абсолютно жесткой поперечной балкой. При этом, в отличие от приведенного ранее метода расчета, принимается во внимание крутильная деформация продольных балок, которая определяется как функция от угла поворота поперечной балки. В свою очередь, угол поворота поперечной балки определяется как функция прогибов продольных балок и расстояния между ними.

В рассматриваемом методе расчета напряжения кручения и изгиба в продольных балках определяются с повышенным запасом, а в расчетной схеме для поперечных балок не учитываются изгибающие моменты, вызванные кручением продольных балок, а также напряжения кручения. Очевидно, что, как и в предыдущих методиках, роль дополнительных ригелей не учитывается.

Существует метод расчета горизонтальных рам под действием пространственной нагрузки, основанный на методе "петлевых шарниров". Однако, использование указанного метода для расчета характерных рам ССК затруднительно, так как эти рамы имеют целый ряд дополнительных поперечных связей (и, в частности, весьма жесткую центральную часть).

Анализ общих литературных источников, посвященных строительной механике пространственных рамных конструкций, показал, что в этих источни-

ках не рассмотрены горизонтальные рамы с жесткой центральной частью и дополнительными ригелями (больше двух), соответствующие некоторым конструкциям ходовых рам ССК.

Типовая методика расчета указанных ходовых рам изложена далее и состоит из приближенного и уточненного методов, которые нужно использовать на различных этапах проектирования кранов.

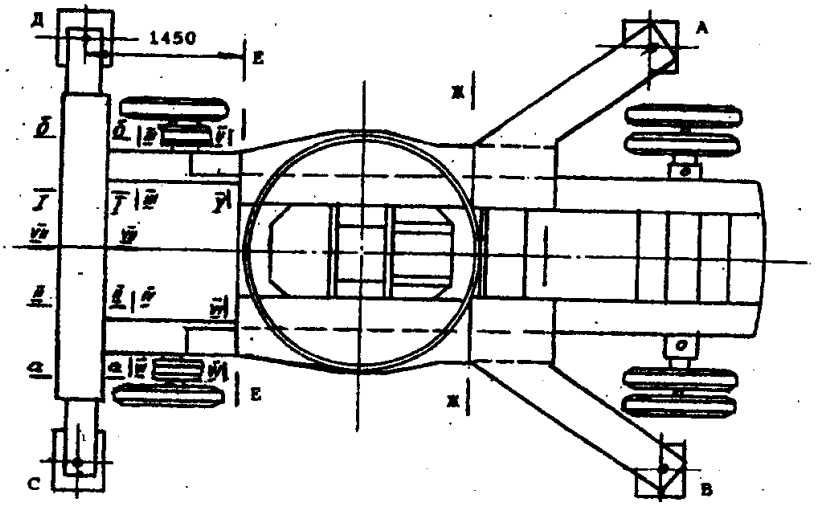


Рис. 4.49 Рама ходовая пневмоколесного крана

2. Приближенный расчет ходовой рамы с 2-мя поперечными балками

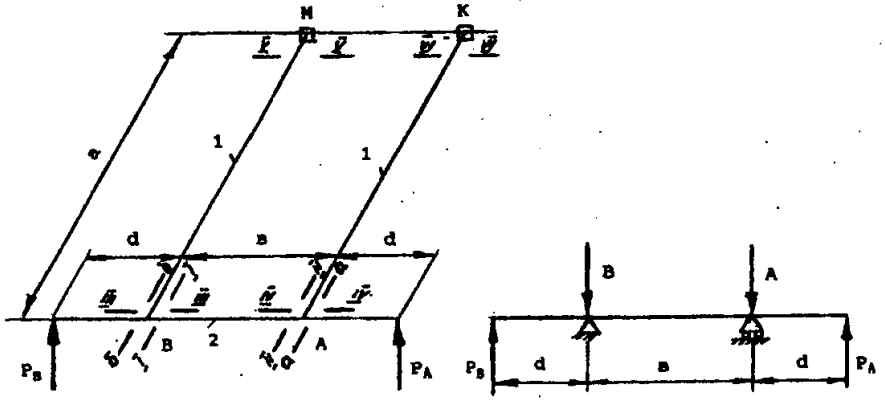


Рис. 4.50 Расчетная схема рамы.

Геометрические характеристики сечений

$i = \frac{l_i \cdot t_i^3}{12}$ - собственный момент инерции элемента сечения,

где l_i –длина элемента;

t_i - толщина элемента.

$X_0 = \frac{\sum F_i \cdot y_i}{\sum F_i}$ - ордината центра тяжести сечения относительно оси сравнения;

где y_i - ордината центра тяжести элемента сечения.

$I_X = \sum F_i \cdot y_i^2 + \sum i - y_0 \sum F_i \cdot y_i$ - экваториальный момент инерции сечения.

$W_U = I_X / y_{max}$ - момент сопротивления изгибу сечения;

$I_{кр}$ - полярный момент инерции сечения;

$I_{KP} = \sum \frac{b_i t_i^3}{3}$ - для открытого профиля;

$I_K = \frac{4S^2}{\oint \frac{dl_i}{t_i}}$ - для замкнутого профиля;

S - полусумма площадей внешнего и внутреннего контуров сечения;

dl_i и t_i - элемент длины периметра контура и толщины его в рассматриваемой точке периметра;

W_{KP} - полярный момент сопротивления;

$W_{KP} = \frac{\sum b_i t_i^3}{3 t_{max}}$ - для открытого профиля;

$W_{KP} = 2\,S\,.\,t_{min}$ - для замкнутого профиля.

Нагрузки, действующие на раму.

Усилия в узлах А и В

$$A = \left[P_A(b+d) - P_b \cdot d\right] \cdot \frac{1}{b} = P_A + P_A \cdot \frac{d}{b} - P_B \frac{d}{b} = P_A + (P_A - P_B) \cdot \frac{d}{b};$$

$$B = P_B - (P_A - P_B) \cdot \frac{d}{b}.$$

Момент, скручивающий продольную балку АК

$$M_{KP1} = (A - B) \frac{G \cdot I_{KP1} \cdot a^2}{3 b \cdot E \cdot I_1},$$

где G - модуль упругости второго рода;

E - модуль Юнга.

Момент, скручивающий поперечную балку СД

$$M_{KP2} = (A - B)\frac{G.I_{KP2}.a^2}{2.b.E.I_1}$$

Изгибающий момент в корневом сечении продольной балки (точки М и К)

$$M_{И(К)} = A \cdot a .$$

Изгибающий момент в узловом сечении (т.А).

$$M_{И(А)} = P_A \cdot d.$$

Напряжения в расчетных сечениях.

Нормальные напряжения изгиба

$$\sigma = \frac{M_И}{W_И}$$

Касательные напряжения

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}$$

Приведенные напряжения

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

Условие прочности

$$\sigma_{пр\,max} \le [\sigma] = \frac{\sigma_T}{n},$$

где σ_T - предел текучести;

n - коэффициент запаса прочности ($n_{min} = 1,4$ - для рабочих нагрузок).

2. Приближенный расчет ходовой рамы с 4-мя поперечными балками.

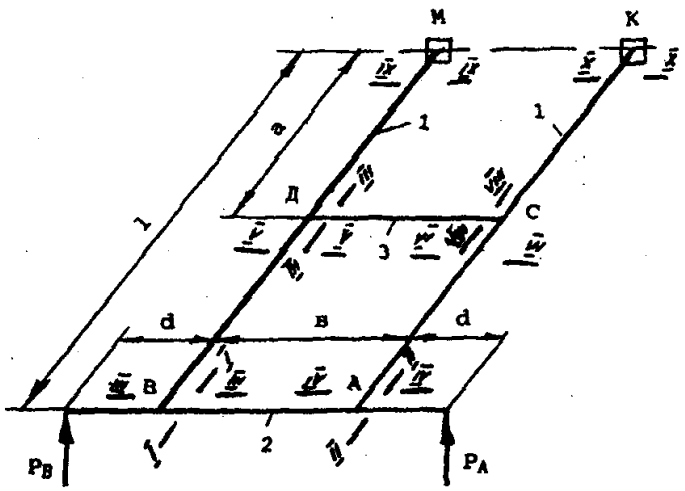


Рис. 4.51. Расчетная схема рамы

Усилия, действующие в узлах рамы

$$A = P_A + (P_A - P_B)\cdot\frac{d}{b};$$

$$B = P_A - (P_A - P_B)\cdot\frac{d}{b}$$

Определение крутящих моментов:

- закручивающий продольные балки на участках АС и ВД

$$M_{кр1} = (A-B)\frac{GI_{кр1}[2l^3 - a^2(3l-a)]}{6b(l-a)EI_1};$$

- закручивающий продольные балки на участках КС и МД

$$M'_{кр1} = (A-B)\frac{G\cdot I_{кр1}\cdot a(3l-a)}{6b\cdot E\cdot I_1};$$

- закручивающий поперечную балку АВ

$$M^2_{кр} = (A-B)\frac{G\cdot I_{кр2}\cdot l^2}{2b\cdot E\cdot I_t};$$

- закручивающий поперечную балку СД

$$M^3_{кр} = (A-B)\frac{G\cdot I_{кр3}\cdot a(2l-a)}{2b\cdot E\cdot I_1}$$

Напряжения в расчетных сечениях.

При $P_A > P_B$ наиболее нагруженными сечениями в раме являются сечения 11-11, V1-V1, VIII-VIII и X-X.

Нормальные напряжения

$$\sigma^{II} = \frac{P_A\cdot d}{W_и^{II}};\qquad \sigma^{VI} = \frac{A(l-a)}{W_и^{VI}};$$

$$\sigma^{VIII} = \frac{M_{KP1} - M'_{KP1}}{W_и^{VIII}};\qquad \sigma^{X} = \frac{Al}{W_и^{X}}$$

Касательные напряжения

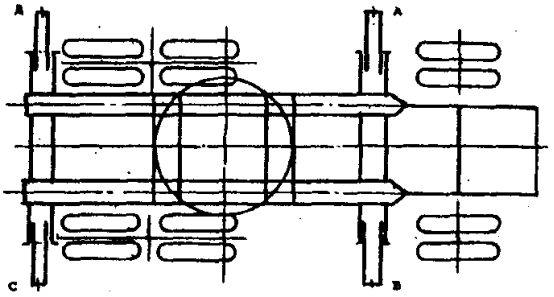
$$\tau^{II} = \frac{M_{KP2}}{W_{KP}^{II}};\qquad \tau^{VI} = \frac{M_{KP1}}{W_{KP}^{VI}};$$

$$\tau^{VIII} = \frac{M_{KP3}}{W_{KP}^{VIII}};\qquad \tau^{X} = \frac{M'_{KP1}}{W_{KP}^{X}}$$

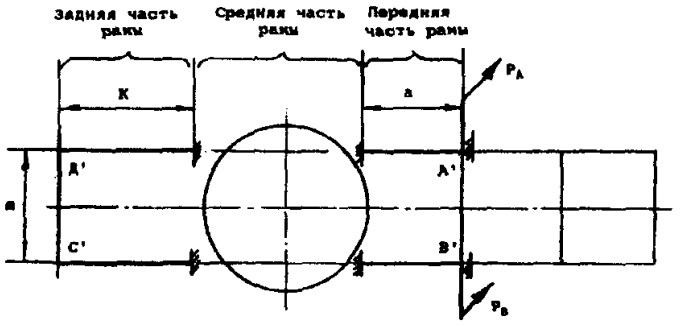
Приведенные напряжения

$$\sigma'_{пр} = \sqrt{(\sigma')^2 + 3(\tau')^2}.$$

3. Уточненный расчет ходовой рамы с 2-мя поперечными балками



а



б

Рис. 4.52. Схема рамы
а) конструктивная; б) расчетная.

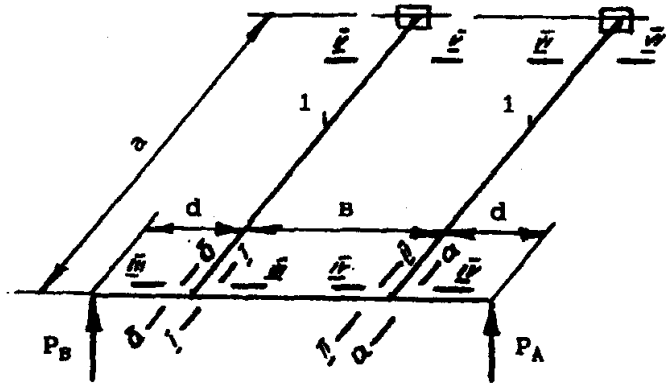


Рис. 4.53. Расчетные сечения

Определение изгибающих и крутящих моментов в сечениях рамы.

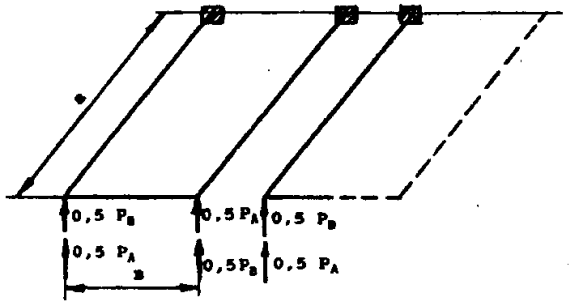
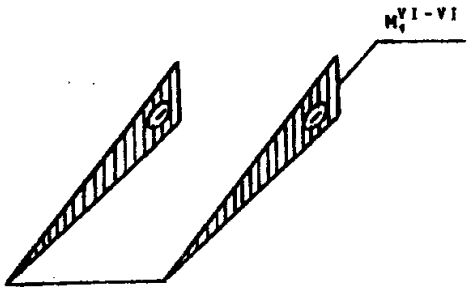


Рис. 4.54. Расчетная схема 1

Эпюра изгибающих моментов



Изгибающий момент

$$M_1^V = M_1^{VI} = -\frac{1}{2}(P_A + P_B)a.$$

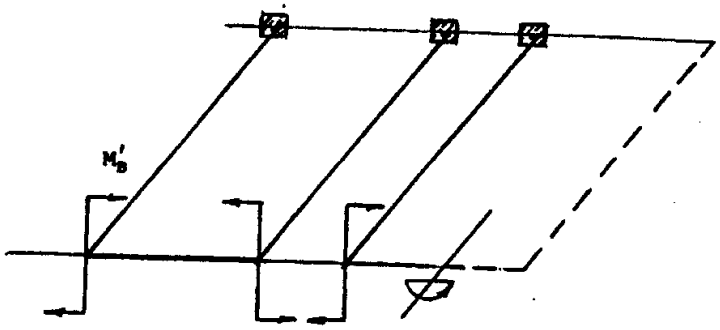


Рис. 4.55. Расчетная схема 2

$$M'_A = M'_B = \frac{1}{2}(P_A + P_B).d.$$

Каноническое уравнение метода сил

$$\delta_{11}.X_1 + \Delta_{1P} = 0,$$

где

$$\delta_{11} = \frac{b}{2EI_2} + \frac{a}{G.I_{KP1}};$$

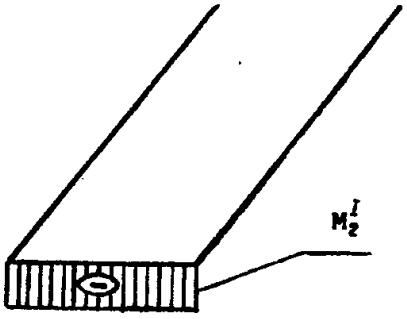
$$\Delta_{1P} = \frac{(P_A + P_B).d.a}{2G.I_{KP1}},$$

откуда

$$X_1 = \frac{-\Delta_{1P}}{\delta_{11}} = \frac{(P_A + P_B).d.a}{\frac{G.I_{KP1}}{E.I_2}.b + a}.$$

Эпюра изгибающих моментов

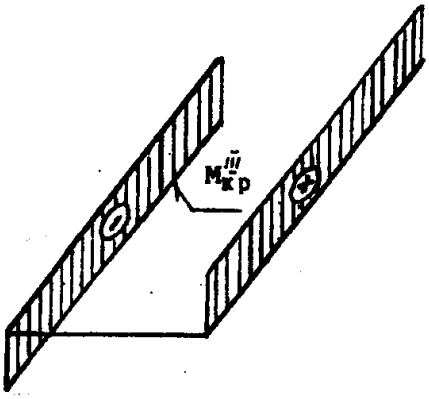
$$M_2^I = M_2^{II} = -X_1.$$



Эпюры крутящих моментов

$$M_{KP2}^{III} = M_{KP2}^{V} = X_1 - \frac{1}{2}(P_A + P_B).d;$$

$$M_{KP2}^{IV} = M_{KP2}^{VI} = \frac{1}{2}(P_A + P_B).d - X_1.$$



Кососимметрическая система

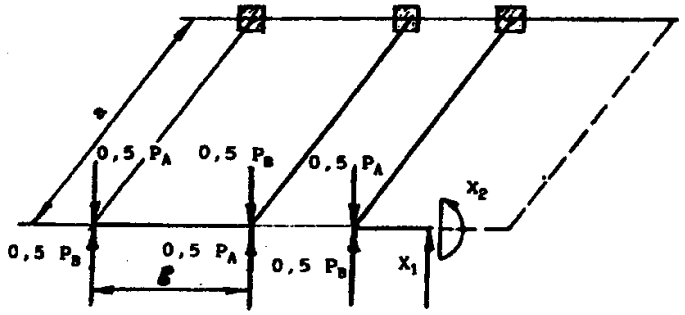


Рис. 4.56. Расчетная схема 3

Канонические уравнения метода сил

$$\delta_{11}.X_1 + \delta_{12}.X_2 + \Delta_{1P} = 0;$$
$$\delta_{21}.X_1 + \delta_{22}.X_2 + \Delta_{2P} = 0.$$

Вычисление коэффициентов при неизвестных

$$\delta_{11} = \frac{a^3}{3.E.I_1} + \frac{b^3}{24.E.I_2} + \frac{ab^2}{4.G.I_{KP1}};$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{a^2}{2EI_1};$$

$$\delta_{22} = \frac{a}{EI_1} + \frac{b}{2G.I_{KP2}}.$$

Вычисление свободных членов

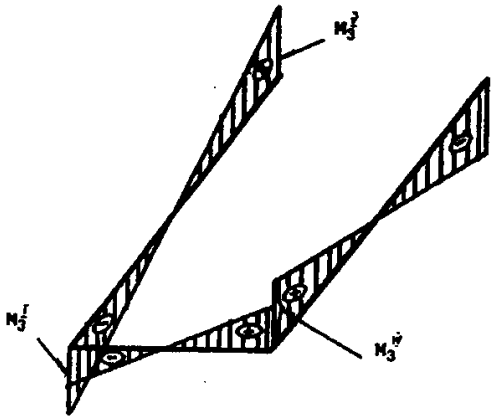
$$\Delta_{1P} = -\frac{(P_A - P_B).a^3}{6\,E\,I_1}.$$

$$\Delta_{2P} = -\frac{(P_A - P_B).a^2}{4\,E\,I_1}.$$

Решение системы двух уравнений

$$\begin{cases} X_1 = \dfrac{-\Delta_{1P}.\delta_{22} + \Delta_{2P}.\delta_{12}}{\delta_{11}.\delta_{22} - \delta_{12}^2}; \\ X_2 = \dfrac{-\delta_{11}.\Delta_{2P} + \delta_{21}.\Delta_{1P}}{\delta_{11}.\delta_{22} - \delta_{12}^2} \end{cases}$$

Эпюра изгибающих моментов



$$M_3^I = -X_1 \cdot \frac{b}{2};$$

$$M_3^{II} = X_1 \cdot \frac{b}{2};$$

$$M_3^{III} = -X_2;$$

$$M_3^{IV} = X_2;$$

$$M_3^V = \left(\frac{1}{2}P_A - \frac{1}{2}P_B - X_1\right).a - X_2;$$

$$M_3^{VI} = -M_3^V.$$

Крутящие моменты

$$M_{KP3}^I = M_{KP3}^{II} = -X_2;$$
$$M_{KP3}^{III} = M_{KP3}^V = \frac{1}{2}b.X_1;$$
$$M_{KP3}^{IV} = M_{KP3}^{VI} = \frac{1}{2}b.X_1.$$

Кососимметричная система

$$M_A' = M_B' = \frac{1}{2}(P_A - P_B).d.$$

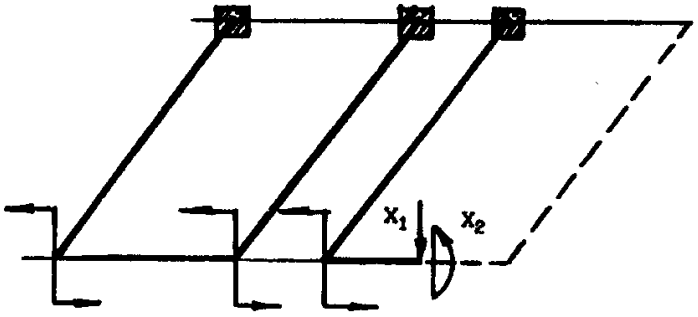


Рис. 4.57. Расчетная схема 4

Канонические уравнения метода сил

$$\delta_{11}.X_1 + \delta_{12}.X_2 + \Delta_{1P} = 0;$$
$$\delta_{21}.X_1 + \delta_{22}.X_2 + \Delta_{2P} = 0.$$

Вычисление коэффициентов при неизвестных

$$\delta_{11} = \frac{a^3}{3EI_1} + \frac{b^3}{24EI_2} + \frac{ab^2}{4G.I_{KP1}};$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = -\frac{a^2}{2EI_1};$$

$$\delta_{22} = \frac{a}{EI_1} + \frac{b}{2G.I_{KP2}}.$$

Вычисление свободных членов

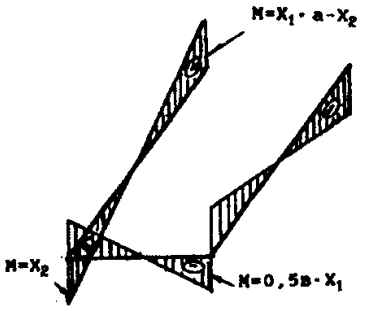
$$\Delta_{1P} = \frac{(P_A - P_B).d.a.b}{4G.I_{KP1}};$$

$$\Delta_{2P} = 0.$$

Решение системы двух уравнений

$$\begin{cases} X_1 = \dfrac{-\Delta_{1P}.\delta_{22}}{\delta_{11}.\delta_{22} - \delta_{12}^2}; \\ X_2 = \dfrac{\delta_{21}.\Delta_{1P}}{\delta_{11}.\delta_{22} - \delta_{12}^2} \end{cases}$$

Эпюра изгибающих моментов



$$M_4^I = \frac{1}{2}.b.X_1;$$

$$M_4^{II} = -\frac{1}{2}.b.X_1;$$

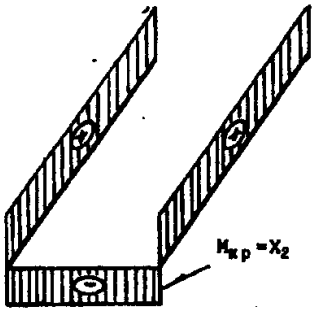
$$M_4^{III} = -X_2;$$

$$M_4^{IV} = X_2;$$

$$M_4^V = X_1.a - X_2;$$

$$M_4^{VI} = X_2 - X_1.a.$$

Эпюра крутящих моментов



$$M_{KP4}^I = M_{KP4}^{II} = -X_2;$$

$$M_{KP4}^{III} = M_{KP4}^V = \frac{1}{2}(P_A - P_B).d - \frac{1}{2}.b.X_1;$$

$$M_{KP4}^{IV} = M_{KP4}^{VI} = -\frac{1}{2}.b.X_1 + \frac{1}{2}(P_A - P_B).d.$$

Определение напряженного состояния расчетных сечений:

- нормальные напряжения от изгиба

$$\sigma_{И}^{K} = \frac{\sum_{1}^{i=4} M_{i}^{K}}{W_{И}^{K}};$$

- касательные напряжения от кручения

$$\tau_{KP}^{K} = \frac{\sum_{1}^{i=4} M_{KP\,j}^{K}}{W_{KP}^{K}};$$

- приведенные напряжения

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\left(\sigma_{И}^{K}\right)^2 + 3\left(\tau_{KP}^{K}\right)^2}.$$

4. Уточненный расчет ходовой рамы с 4-мя поперечными балками

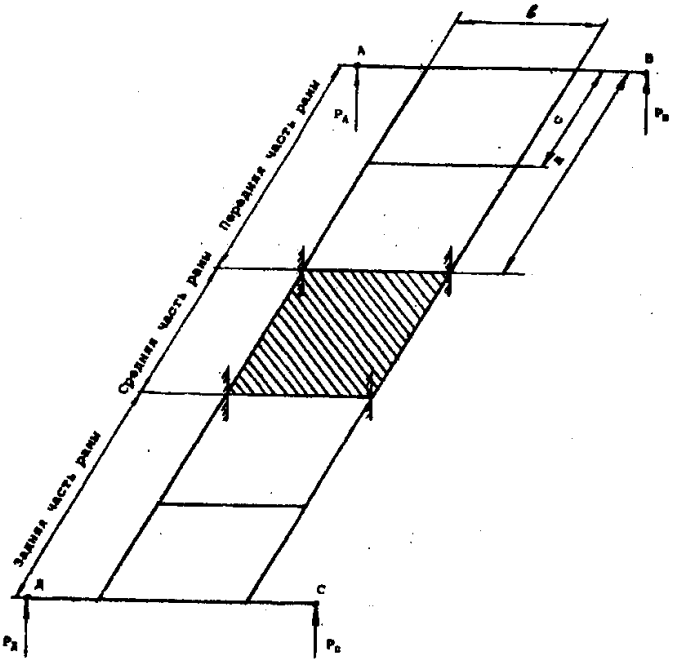


Рис. 4.58. Расчетная схема рамы

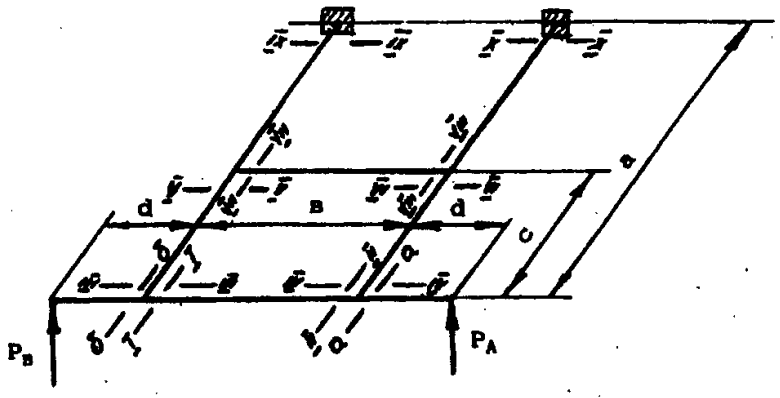


Рис. 4.59. Расчетные сечения

Определение изгибающих и крутящих моментов в расчетных сечениях рамы.

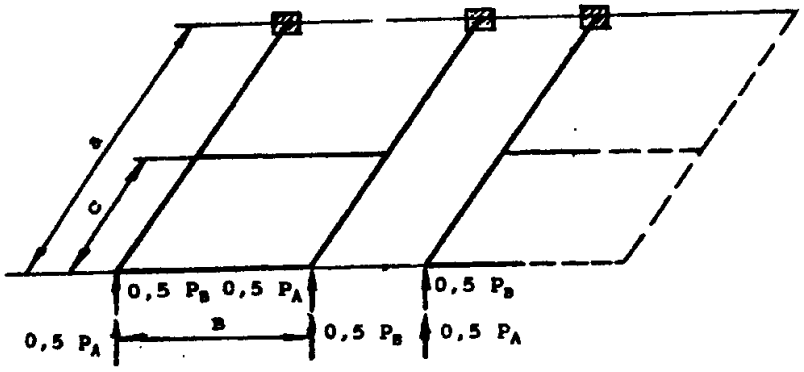


Рис. 4.60. Расчетная схема 1

$$M_И^I = M_И^{II} = M_И^{III} = M_И^{IV} = M_И^{VII} = M_И^{VIII} = 0;$$

$$M_И^V = M_И^{VI} = -\frac{1}{2}(P_A + P_B)c;$$

$$M_И^{IX} = M_И^X = -\frac{1}{2}(P_A + P_B)a;$$

$$M_{KP}^I = M_{KP}^{II} = ... = M_{KP}^X = 0.$$

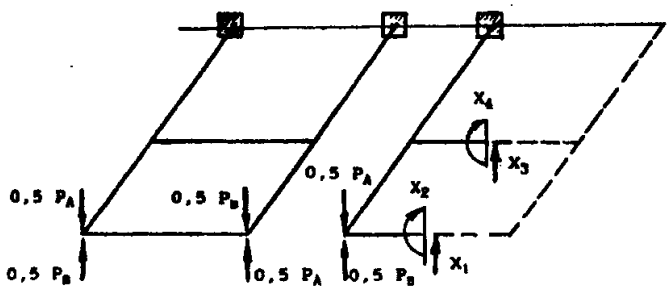


Рис. 4.61. Расчетная схема 2

Канонические уравнения метода сил

$$\delta_{11}.X_1 + \delta_{12}.X_2 + \delta_{13}.X_3 + \delta_{14}X_4 + \Delta_{1P} = 0; \quad (I)$$

$$\delta_{21}.X_1 + \delta_{22}.X_2 + \delta_{23}.X_3 + \delta_{24}.X_4 + \Delta_{2P} = 0; \quad (II)$$

$$\delta_{31}.X_1 + \delta_{32}.X_2 + \delta_{33}.X_3 + \delta_{34}.X_4 + \Delta_{3P} = 0; \quad (III)$$

$$\delta_{41}.X_1 + \delta_{42}.X_2 + \delta_{43}.X_3 + \delta_{44}.X_4 + \Delta_{4P} = 0. \quad (IV)$$

Коэффициенты при неизвестных

$$\delta_{11} = \frac{a^3}{3EI_1} + \frac{b^3}{24EI_2} + \frac{ab^2}{4G.I_{KP1}};$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{a^2}{2EI_1};$$

$$\delta_{13} = \delta_{31} = \frac{(a-c)^2.(2a+c)}{6EI_1} + \frac{b^2(a-c)}{4G.I_{KP1}};$$

$$\delta_{14} = \delta_{41} = \frac{a^2-c^2}{2EI_1};$$

$$\delta_{22} = \frac{a}{E.I_1} + \frac{b}{2G.I_{KP2}};$$

$$\delta_{23} = \delta_{32} = \frac{(a-c)^2}{2EI_1};$$

$$\delta_{24} = \delta_{42} = \frac{a-c}{EI_1};$$

$$\delta_{33} = \frac{(a-c)^3}{3EI_1} + \frac{b^3}{24EI_3} + \frac{b^2(a-c)}{4G.I_{KP1}};$$

$$\delta_{34} = \delta_{43} = \frac{(a-c)^2}{2EI_1};$$

$$\delta_{44} = \frac{a-c}{EI_1} - \frac{b}{2G.I_{KP3}}.$$

Свободные члены уравнений

$$\Delta_{1P} = -\frac{(P_A - P_B)\cdot a^3}{6EI_1} \qquad \Delta_{3P} = -\frac{(P_A - P_B)\cdot(a-c)^2\cdot(2a+c)}{12EI_1}$$

$$\Delta_{2P} = -\frac{(P_A - P_B)\cdot a^2}{4EI_1} \qquad \Delta_{4P} = -\frac{(P_A - P_B)\cdot(a^2-c^2)}{4EI_1}$$

Решение системы 4-х уравнений (1-IV) методом Гаусса.

№ строки	№ уравнения	Операция	Коэффициенты при неизвестных				Свободные члены
			X_1	X_2	X_3	X_4	
1	I	-	δ_{11} =	δ_{12} =	δ_{13} =	δ_{14} =	Δ_{1P} =
2	II	-	δ_{21} =	δ_{22} =	δ_{23} =	δ_{24} =	Δ_{2P} =
3	I'	(1)(-δ_{21}/δ_{11})		=A'$_2$			
4	II'	(2)+(3)					
5	III	-	δ_{31} =	δ_{32} =	δ_{33} =	δ_{34} =	Δ_{3P} =

№ строки	№ уравнения	Операция	Коэффициенты при неизвестных				Свободные члены
			X_1	X_2	X_3	X_4	
6	I"	(1)(-δ_{31}/ δ_{11})					
7	II"	(5) +(6)		$=A^{II}_2$	$=A^{II}_3$	$=A^{II}_4$	$=B^{II}$
8	IV	-	$\delta_{41}=$	$\delta_{42}=$	$\delta_{43}=$	$\delta_{44}=$	$\Delta_{4P}=$
9	I^{III}	(1) (-δ_{41}/δ_{11})					
10	II^{III}	(8) +(9)		$=A_2^{III}$			
11	I^{IV}	(4) · (-A_2^{II}/ A_2^{I})					
12	II^{IV}	(7)+(11)			$=A_3^{IV}$	$=A_4^{IV}$	$=B^{IV}$
13	I^{V}	(4)· (-A_2^{III}/ A_2^{I})					
14	II^{V}	(10)+(13)			$=A_3^{V}$		
15	I^{VI}	(12)· (-A_3^{V}/ A_3^{IV})					
16	II^{VI}	(14) +(15)				$=A_4^{VI}$	$=B^{VI}$
17	Из 16-й строки находим: $X_4=(-B^{VI}):A^{VI}_4=$						(кг.см)
18	Из 12-й строки находим: $X_3=(-B^{IV}-A^{IV}_4\cdot X_4):A^{IV}_3=$						(кг)
19	Из 7-й строки находим: $X_2=(-B^{II}-A^{IV}_4\cdot X_4-A^{II}_3\cdot X_3):A^{II}_2=$						(кг.см)
20	Из 1-й строки находим: $X_1=(-\Delta_{1P}-\delta_{14}\cdot X_4-\delta_{13}\cdot X_3-\delta_{12}\cdot X_2):\delta_{11}=$						(кг)

Изгибающие моменты

$$M^{I}_{u2}=-M^{II}_{u2}=-X_1\frac{b}{2};$$

$$M^{III}_{u2}=-M^{IV}_{u2}=-X_2;$$

$$M^{V}_{u2}=-M^{VI}_{u2}=\left(\frac{1}{2}P_A-\frac{1}{2}P_B-X_1\right)c-X_2;$$

$$M^{VII}_{u2}=-M^{VIII}_{u2}=-X_3\frac{b}{2};$$

$$M^{IX}_{u2}=-M^{X}_{u2}=\left(\frac{1}{2}P_A-\frac{1}{2}P_B-X_1\right)a-$$

$$-X_3(a-c)-X_2-X_4.$$

Крутящие моменты

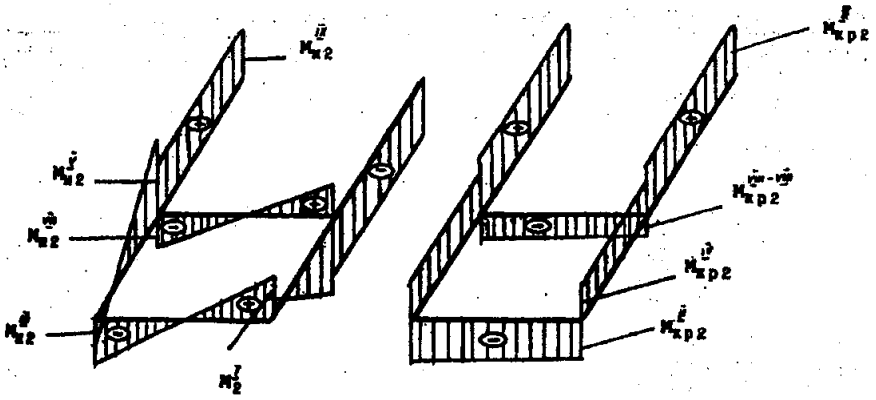
$$M^{I}_{kp2}=M^{II}_{kp2}=-X_2;$$

$$M^{III}_{kp2}=M^{IV}_{kp2}=M^{V}_{kp2}=M^{VI}_{kp2}=\frac{1}{2}bX_1;$$

$$M^{VII}_{kp2}=M^{VIII}_{kp2}=-X_4;$$

$$M^{IX}_{kp2}=M^{X}_{kp2}=(X_1+X_3)\frac{b}{2}$$

Эпюры изгибающих и крутящих моментов.



$$M_A^1 = M_B^1 = \frac{1}{2}(P_A + P_B)d$$

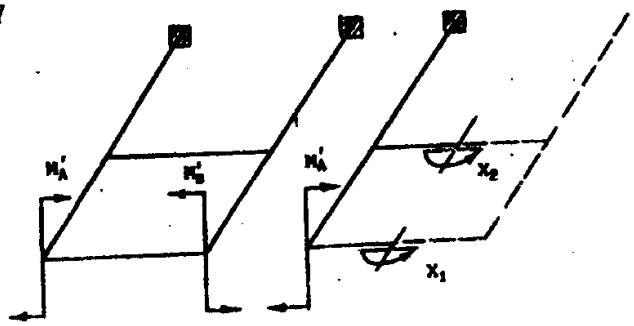


Рис. 4.62 Расчетная схема 3

Канонические уравнения метода сил

$$\begin{cases} \delta_{11} \cdot X_1 + \delta_{12} \cdot X_2 + \Delta_{1P} = 0 & \text{(I)} \\ \delta_{21} \cdot X_1 + \delta_{22} \cdot X_2 + \Delta_{2P} = 0 & \text{(II)} \end{cases}$$

Коэффициенты при неизвестных:

$$\delta_{11} = \frac{a}{G \cdot I_{KP1}} + \frac{b}{2EI_2};$$

$$\delta_{22} = \frac{a-c}{G \cdot I_{KP1}} + \frac{b}{2EI_3};$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{a-c}{G \cdot I_{KP1}}.$$

Свободные члены уравнений

$$\Delta_{1P} = -\frac{(P_A + P_B)da}{2GI_{KP1}};$$

$$\Delta_{2P} = -\frac{(P_A + P_B)d(d-c)}{2GI_{KP1}}.$$

Решение системы уравнений 1, II

$$X_1 = \frac{-\Delta_{1P}\delta_{22} + \Delta_{2P}\delta_{12}}{\delta_{11} \cdot \delta_{22} - \delta^2_{12}};$$

$$X_2 = \frac{-\Delta_{2P}\delta_{11} + \Delta_{1P}\delta_{21}}{\delta_{11} \cdot \delta_{22} - \delta^2_{12}}.$$

Изгибающие моменты

$$M_{И3}^{I} = M_{И3}^{II} = -X_1;$$
$$M_{И3}^{III} = M_{И3}^{IV} = M_{И3}^{V} = M_{И3}^{VI} = M_{И3}^{IX} = M_{И3}^{X} = 0;$$
$$M_{И3}^{VII} = M_{И3}^{VIII} = -X_2.$$

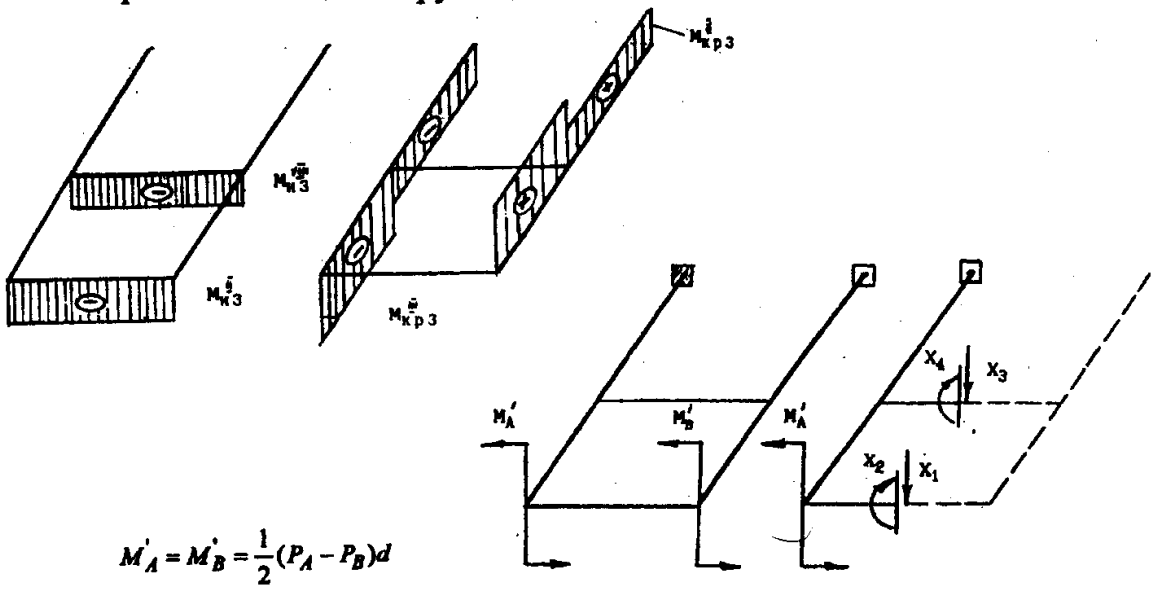
Крутящие моменты

$$M^{I}_{KP3} = M^{II}_{KP3} = M^{VII}_{KP3} = M^{VIII}_{KP3} = 0;$$

$$M^{III}_{KP3} = -M^{IV}_{KP3} = M^{V}_{KP3} = -M^{VI}_{KP3} = -\frac{1}{2}(P_A + P_B)d + X_1;$$

$$M^{IX}_{KP3} = -M^{X}_{KP3} = -\frac{1}{2}(P_A + P_B)d + X_1 + X_2.$$

Эпюры изгибающих и крутящих моментов



$$M'_A = M'_B = \frac{1}{2}(P_A - P_B)d$$

Рис. 4.63 Расчетная схема 4.

Каноническое уравнение метода сил

$$\begin{cases} \delta_{11}\cdot X_1 + \delta_{12}\cdot X_2 + \delta_{13}\cdot X_3 + \delta_{14}\cdot X_4 + \Delta_{1P} = 0; & \text{(I)} \\ \delta_{21}\cdot X_1 + \delta_{22}\cdot X_2 + \delta_{23}\cdot X_3 + \delta_{24}\cdot X_4 + \Delta_{2P} = 0; & \text{(II)} \\ \delta_{31}\cdot X_1 + \delta_{32}\cdot X_2 + \delta_{33}\cdot X_3 + \delta_{34}\cdot X_4 + \Delta_{3P} = 0; & \text{(III)} \\ \delta_{41}\cdot X_1 + \delta_{42}\cdot X_2 + \delta_{43}\cdot X_3 + \delta_{44}\cdot X_4 + \Delta_{4P} = 0. & \text{(IV)} \end{cases}$$

Коэффициенты при неизвестных – используются коэффициенты, вычисленные ранее для расчетной схемы 2 с той лишь разницей, что для данной схемы $\delta_{12}, \delta_{21}, \delta_{14}, \delta_{41}, \delta_{23}, \delta_{32}, \delta_{34}, \delta_{43}$ будут отрицательными.

Свободные члены уравнений

$$\Delta_{1P} = -M'_A \frac{a\cdot b}{2GI_{KP1}};$$

$$\Delta_{2P} = \Delta_{4P} = 0;$$

$$\Delta_{3P} = -M'_A \frac{(a-c)\cdot b}{2GI_{KP1}}$$

Решение системы уравнений I-IV производится, как и ранее, методом Гаусса

Изгибающие моменты

$$M^{I}_{И4} = M^{II}_{И4} = \frac{1}{2} b \cdot X_1;$$

$$M^{III}_{И4} = -M^{IV}_{И4} = -X_2;$$

$$M^{V}_{И4} = -M^{VI}_{И4} = X_1 C - X_2;$$

$$M^{VII}_{И4} = -M^{VIII}_{И4} = \frac{1}{2} b \cdot X_3;$$

$$M^{IX}_{И4} = -M^{X}_{И4} = X_1 \cdot a + X_3 (a - c) - X_2 - X_4.$$

Крутящие моменты

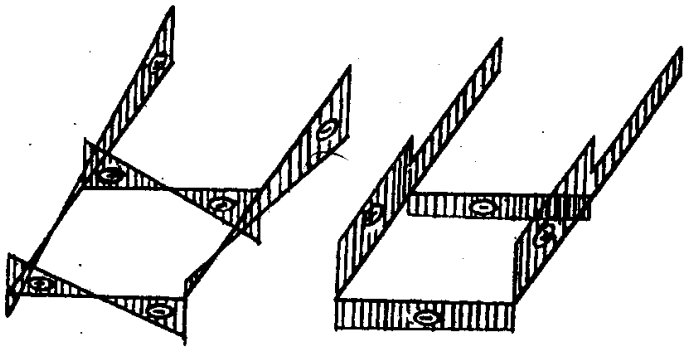
$$M^{I}_{КР4} = M^{II}_{КР4} = -X_2;$$

$$M^{III}_{КР4} = M^{IV}_{КР4} = M^{V}_{КР4} = M^{VI}_{КР4} = \frac{1}{2}(P_A - P_B)d - \frac{1}{2} b \cdot X_1;$$

$$M^{VII}_{КР4} = M^{VIII}_{КР4} = -X_4;$$

$$M^{IX}_{КР4} = M^{X}_{КР4} = \frac{1}{2}(P_A - P_B)d - (X_1 + X_3) \cdot \frac{1}{2} b.$$

Эпюры изгибающих и крутящих моментов



Напряжения в расчетных сечениях рамы:

- нормальные напряжения от изгиба

$$\sigma^{K}_{И} = \frac{\sum_{1}^{i=4} M^{K}_{i}}{W^{K}_{И}};$$

- касательные напряжения от кручения

$$\tau^{K}_{КР} = \frac{\sum_{1}^{i=4} M^{K}_{КРi}}{W^{K}_{КР}};$$

- приведенные напряжения

$$\sigma_{пр} = \sqrt{(\sigma^{K}_{И})^2 + 3(\tau^{K}_{КР})^2}.$$

4.5. Применение метода конечных элементов (МКЭ) в расчетах рам

Вышеприводимые методики и обзор рамных конструкций позволяют сделать вывод о том, что ходовые рамы современных стреловых самоходных кранов, как правило, представляют собой сложную пространственную систему, обладающую внутренней статической неопределимостью. Для расчета подобных конструкций целесообразно применение метода конечных элементов, позволяющего с достаточной точностью оценить напряженно-деформированное состояние системы.

Наиболее полное представление о работе металлоконструкции ходовой рамы можно получить путем ее аппроксимации конечными элементами, представляющими собой тонкие оболочки с учетом как мембранной, так и изгибной группы усилий.

Однако, для такого способа характерна значительная трудоемкость при подготовке исходных данных, что делает затруднительным его использование в ходе инженерных расчетов.

Ввиду этого, при инженерных расчетах металлоконструкцию ходовой рамы аппроксимируют конечными элементами в виде прямолинейных упругих стержней, жестко защемленных в узлах, системы (стержневая аналогия МКЭ).

Жесткостные характеристики стержня характеризуются 6-ю величинами:*

E – модуль упругости материала;

F – площадь поперечного сечения;

μ - коэффициент Пуассона;

I_X – момент инерции сечения относительно локальной (связанной с элементом) оси X;

I_Y - момент инерции сечения относительно локальной оси *y*;

I_Z - момент инерции сечения относительно локальной оси *Z*.

*) Существуют методики (программы), в которых, кроме выше перечисленных, стержень характеризуется также площадями сечения, работающими на сдвиг.

В ходе выполнения расчета (прохождения программы) в каждом узле системы определяются шесть силовых факторов:

- продольное усилие;
- перерезывающее усилие вдоль оси X;
- перерезывающее усилие вдоль оси *y*;
- изгибающий момент относительно оси X;
- изгибающий момент относительно оси *y*;
- крутящий момент.

Зная усилия в узлах системы, геометрические характеристики проверяемых на прочность сечений рамы и, применив общеизвестные из сопротивления материалов зависимости, можно определить напряженное состояние в рассматриваемых сечениях.

В качестве примера приведены исходные данные для расчета рамы крана гидравлического короткобазового (см. рис. 4.64) по программе, применяемой в Укринкране.

Исходные данные разделены на пять блоков.

1. Геометрические координаты узлов, их нумерация сведены в блок с именем KOOR.
2. Номера элементов, их тип, количество узлов, принадлежащих элементу и номера этих узлов помещены в блок с именем ELEM.
3. Жесткостные характеристики элемента занесены в блок REFE.
4. Граничные условия, накладываемые на узлы, размещены в блоке RAND.
5. Нагрузки в виде сосредоточенных сил и моментов на узлы сведены в блок с именем NAGR.

KOOR	X	Y	Z
1	-315 .	–327.2	0.
2	-130 .	–327.2	0.
3	-130.	–314.7	0.
4	-47.	–314.7	0.
5	47.	–314.7	0.
6	130.	–314.7	0.
7	130.	–302.2	0.
8	315.	–302.2	0.
9	-47.	–185.	0.
10	47.	–185.	0.
11	-47.	–135.	0.
12	47.	–135.	0.
13	-47.	–93.	0.
14	47.	–93.	0.
15	0.	–93.	0.
16	0.	–77.	0.
17	-47.	–77.	0.
18	47.	–77.	0.
19	0.	0.	0.
20	47.	77.	0.
21	0.	77.	0.
22	-47	77.	0.
23	0.	370.3	0.
24	-130.	370.3	0.
25	130.	370.3	0.
26	-130.	357.8	0.
27	130.	382.8	0.
28	-305.	357.8	0.
29	305.	382.8	0.

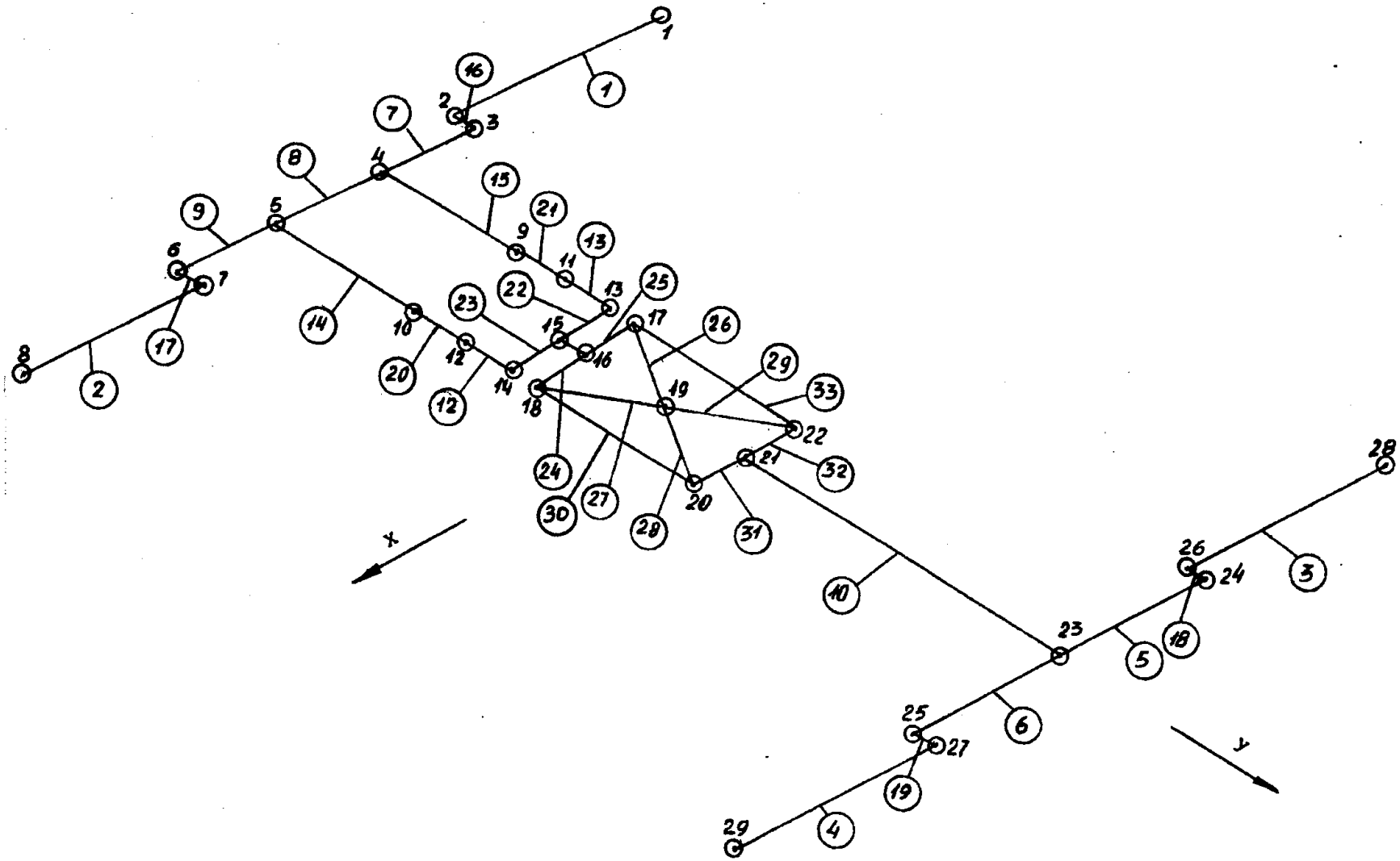


Рис.4.64 Схема конечных элементов неповоротной рамы короткобазового крана

ELEM	жестк.	тип	начало	конец
1	1	2	1	2
2			7	8
3	2		28	26
4			27	29
5	3		24	23
6			23	25
7			3	4
8			4	5
9			5	6
10	4		21	23
11			15	16
12	5		14	12
13			13	11
14			5	10
15			4	9
16	6		2	3
17			6	7
18			24	26
19			25	27
20	5		10	12
21			9	11
22	6		13	15
23			15	14
24			16	18
25			16	17
26			17	19
27			18	19
28			19	20
29			19	22
30			18	20
31			21	20
32			21	22
33			17	22

REFE

Жесткость	тип	Модуль упругости	Площадь	Коэффициент Пуассона	Моменты инерции		
		E	F	μ	I_z	I_y	I_x
1	9	2100000	135,68	0,3	9833,911	37835,59	21857,938
2	9	2100000	135,68	0,3	9833,911	37835,59	21857,938
3	9	2100000	185,6	0,3	58028	56199,641	79588,969
4	9	2100000	497,4	0,3	991705,7	297170,8	235955,5
5	9	2100000	213,3	0,3	20318,561	138302,9	42863,234
6	9	2100000	100000	0,3	900000000	900000000	900000000

RAND

1	X	0	Y	0	Z	0
8	Y	0	Z	0		
28	Z	0				
29	Z	0				

NAGR

	F_x	F_y	F_z	M_x	M_y
19	10	0	-18485	109260	
19	0	0	-83991	0	-19147849
19	20	0	-18485	-109260	
19	0	0	-83991	-14560138	-12435533
19	30	0	-18485	-109260	
19	0	0	-83991	13773809	-13301213
19	40	0	-18485	-109260	
19	0	0	-70655	0	-14880329
19	50	0	-18485	-109260	
19	0	0	-70655	-11315091	-9664000
19	60	0	-18485	-109260	
19	0	0	-70655	10704012	-10336745

В результате счета по программе «FEMB» определяются следующие силовые факторы для узлов каждого элемента:

$F_{прод}$ – продольная сила, кгс;

F_{qy} – поперечная сила вдоль оси y, кгс;

F_{qz} – поперечная сила вдоль оси z, кгс;

M_x – крутящий момент, кгс · см;
M_y – изгибающий момент относительно оси Y, кгс · см;
M_z – изгибающий момент относительно оси Z, кгс · см.

Рассмотренные методы дают возможность производить расчет общей прочности рамы ходовой, т.е. оценить несущую способность основных (хребтовых) балок. Задача оценки несущей способности рамы в целом, как изделия, естественно, более объемна и, наряду с вопросом общей прочности, содержит вопросы местной прочности, методическое обеспечение которых, учитывая многообразие конструктивных решений, в едином источнике практически изложить невозможно. По типу задачи местной прочности можно разделить на:

- соединения продольных и поперечных балок;
- соединения несущих периферийных конструкций с основными (кронштейны, автономные подрамники, несущие проушины,...)
- сопряжения выдвижных балок выносных опор с поперечными балками ходовой рамы;
- шарнирные соединения поворотных выносных опор с основными балками рамы;
- местная устойчивость листовых конструкций при формировании расчетных сечений (учет настилов, ребер жесткости, ...);
- местная прочность зоны установки ОПУ.

Исходя из изложенных методик, очевидно, что рационально раму ходовую рассматривать в комплексе с выносными опорами, так как при таком подходе создается максимально приближенная к реальности функциональная модель несущего основания ССК, позволяющая создавать уточненные расчетные схемы и решать задачи с учетом особенностей опорных контуров и влиянием на перераспределение нагрузок между элементами рамы жесткостных характеристик этих элементов.

Как правило, задачи местной прочности поддаются «ручному» исполнению и эффективность их решения зависит от опыта разработчика.

4.6. Основы современной технологии создания и развития методов расчета металлических конструкций ССК

Рассмотренные основные металлоконструкции ССК и основы методических знаний для решения задач несущей способности (в основном, общая прочность) этих конструкций создают должное представление о их сложности и многообразии. Металлические конструкции более других конструкций требуют постоянного поиска и анализа в области теории методов расчета.

Последние десятилетия обозначены интенсификацией теоретических и экспериментальных исследований по установлению действительной работы металлоконструкций. Работы ведутся по следующим основным направлениям:

- методы расчета;
- теория механики разрушений;
- вопросы хрупких разрушений (трещинообразование);
- вопросы надежности металлических конструкций;
- развитие экспериментальных исследований, испытаний, моделирования и др.

В процессе расчетной оценки конструкции можно отметить следующие этапы:

- создание с учетом особенностей конструкции расчетной схемы;
- анализ методов расчета и возможности оптимизации параметров конструкции;
- переход от расчетной схемы к конструктивной с целью установления соответствия ее требованиям прочности и надежности.

При выборе расчетной схемы максимально исключаются факторы, которые существенно не влияют на работу конструкции, но значительно усложняют расчетную схему. Такое упрощение необходимо и оправдано, так как полный учет всех свойств действующей конструкции невозможен, так как они (свойства) практически неисчерпаемы. Для одной и той же конструктивной формы можно составить несколько расчетных схем в зависимости от интересуемой стороны вопроса, и наоборот – одна и та же расчетная схема может соответствовать нескольким конструкциям. Выбор расчетной схемы – одна из самых сложных задач и требует знания различных методов отыскания оптимальных решений.

Схематизация воздействия силовых факторов также является сложной задачей. Необходимо оценить возможные комбинации взаимодействия нагрузок и их качественный характер, выделить расчетные случаи. Так, если при постоянных нагрузках можно не учитывать анизотропию конструктивных элементов (отверстия, канавки, выкружки и др.), то при переменных нагрузках их учет необходим, даже при более низком уровне нагрузок.

Второй этап предполагает тщательный анализ составленной расчетной схемы на предмет использования методологических знаний и возможностей применения прикладных дисциплин: строительной механики, теории пластичности, теории вероятности и др. Намечаются приоритетные методики и методы

решения задачи. Если расчетная схема выбрана правильно, то можно утверждать, что свойства реальной конструкции отражены достоверно.

И, наконец, на последнем этапе решается итоговая задача – удовлетворяет ли конструкция требованиям внешних силовых воздействий (к примеру: сравнение уровня напряжений действующих с допускаемыми, ...).

При оценке необходимо знать, как ведет себя система с точки зрения нормальной эксплуатации, т.е. ее возможные отклонения, деформации и др. В понятие прочности, надежности, долговечности включается комплекс факторов, которые невозможно выразить одним параметром, отражающим степень ответственности конструкции, культуру производства, уровень квалификации исполнителей и т.д.

Самый простой способ определения прочности и надежности конструкции – сопоставление ее с апробированной конструкцией, работающей в аналогичных условиях. Надежность в данном варианте определяется критерием подобия.

Немаловажным является пристальное изучение физических свойств новых материалов, внедряемых в конструкцию (высокопрочные стали, облегченные сплавы, полимеры, ...). Критически в связи с этим следует относиться к некоторым привычным положениям классической механики твердого тела, выраженным в рекомендациях справочного характера, эмпирических зависимостях, регистрах применяемости.

Так как металлоконструкции ССК работают при воздействии самых различных силовых и температурных факторов к материалам (в основном, сталям), применяемым для изготовления крановых металлоконструкций, предъявляют ряд требований, от выполнения которых в значительной степени зависят надежность и долговечность в целом. Стали должны обладать устойчивыми прочностными характеристиками, способностью воспринимать в течение длительного времени переменные силовые и температурные нагрузки и, самое главное, должны обладать способностью противостоять зарождению и распространению трещин.

Количественная оценка соответствия материала указанным требованиям устанавливается на основе следующих показателей: механических свойств, химического состава, комплекса служебных свойств, под которыми понимается свариваемость, склонность металла и особенно сварных соединений к квазихрупкому и хрупкому разрушению.

Механические характеристики: предел текучести $\sigma_{ог}$ ($\sigma_т$), предел прочности $\sigma_в$, относительное удлинение (сужение) ε характеризуют сопротивляемость материала разрушению при статическом воздействии внешней нагрузки. Предел текучести – один из важных показателей пластичности сталей, т.е. свойство не разрушаться внезапно при увеличении напряжений сверх предела упругости. Пластичность оценивается отношением предела текучести к пределу прочности $\Delta = \sigma_т/\sigma_в$.

Чем меньше Δ , тем более пластичен материал. Для малоуглеродистых сталей обычного качества обычно $\Delta < 0{,}6$, для сталей повышенной и высокой прочности - $\Delta > 0{,}7$. Ухудшение пластичности проявляется в повышенной

чувствительности низколегированных сталей к различным концентраторам напряжений. Поэтому применение в крановых конструкциях сталей повышенной прочности обязательно должно сочетаться с конструктивно-технологическими мероприятиями, уменьшающими концентрацию напряжений.

Механические свойства стали во многом зависят от химического состава. Содержание углерода в сталях должно находиться в пределах от 0,1 % до 0,2 %. Наличие марганца повышает сопротивление стали хрупкому разрушению. Содержание его в стали должно быть в пределах до 0,8 %.

Под **хрупким изломом** подразумевают разрушение при отсутствии пластических деформаций. В зоне разрушения характерна гладкая поверхность с равномерным крупно- или мелкозернистым строением. При попытке соединения зон разрушения, они восстанавливаются практически без изменения первоначальной геометрии.

Если при разрушении конструкции появляются пластические деформации, которые локализируются в небольших объемах вокруг концентраторов напряжений, то говорят о **квазихрупком разрушении.**

Вязкий излом характерен возникновением напряжений, значительно превышающих предел текучести и наличием значительных обширных пластических деформаций. Современное методическое обеспечение расчетных задач на стадии проектирования и оснащение современными ограничительными приборами кранов в эксплуатации практически исключают подобные ситуации за исключением явно аварийных.

Технологическая культура производства сварных металлоконструкций значительно увеличивает способность последних противостоять трещинообразованию и включает в себя, в основном, общеизвестные рекомендации: предварительный подогрев свариваемых элементов, наличие мягкой подложки в конце шва, формирование несущих швов в несколько (минимум два) проходов.

Приведенные выше основы создания металлоконструкций кранов являются лишь тезисами этой обширной задачи. Следует подчеркнуть, что уровень современного мирового краностроения ставит обязательным наличие оптимизационного подхода к созданию элементной базы кранов, включая металлоконструкции.

Основной задачей оптимизации металлических конструкций является достижение экономического эффекта, выражаемого количественно в снижении материалоемкости, уменьшением стоимости конструкций, снижении трудоемкости изготовления.

Особенно большие возможности представляет оптимизация конструктивных форм на основе применения электронно-вычислительной техники. В настоящее время можно говорить о трех различных функциях оптимального проектирования:

- исследовании вариантов;
- автоматизированном проектировании с оптимизацией;
- оптимизацией на основе методов математического программирования.

Вариантное проектирование является самым низким уровнем оптимизации. При этом ЭВМ используется как счетное устройство, позволяющее по заданной проектировщиком исходной информации получить технико-экономические показатели. В этом случае программно не предусматривается изменение параметров проектируемого изделия с целью его оптимизации. Выбор стратегии оптимизации остается за проектировщиком и окончательный экономический эффект проектирования зависит от его опыта и интуиции. В математическом смысле такой проект не является оптимальным, а лишь лучшим из рассмотренных. Тем не менее, даже при такой технологии (вариантное проектирование) можно получить ощутимый экономический эффект.

Переход ко второму уровню оптимального проектирования происходит после того, как программы расчетов конструкций дополняются блоками конструирования, изменениями геометрических или жесткостных параметров и т.д., которые программно обеспечивают оптимизацию получаемого на ЭВМ решения. При этом алгоритмы оптимизации могут быть самыми различными, начиная от организации выбора вариантов и кончая математическими строгими решениями той или иной частной оптимизационной задачи. Этому уровню соответствует большинство задач, выполняемых в настоящее время.

Для этого же этапа, как шаг к дальнейшему совершенствованию, характерны разработки мощных программных комплексов – совокупностей программ, работа которых управляется специальной программой.

Широким фронтом разрабатываются и используются в инженерной практике принципиально новые, реализуемые на ЭВМ методы расчетов (расчеты по деформационной схеме, МКЭ, проектировочные задачи с выходом на идеализированное решение локальных конструктивных форм, ...). Как правило, в ряде случаев стоимость проектирования возрастает, но это компенсируется сокращением сроков проектирования, снижением материалоемкости и стоимости машин, увеличением надежности.

Задачей перспективы является вышеупомянутый третий уровень. Начальным этапом этого уровня можно считать внедрение в практику проектирования модульного принципа. Конкретные модули, как суперэлементы, могут паспортизироваться по прочности и надежности в широких диапазонах внешних воздействий и масштабного фактора. Основные трудности, стоящие на этом пути – дискретность и нелинейность, практически неограниченное число вариантов конструктивных решений в металлоконструкциях ССК.

Развитие компьютеризации позволяет делать такие задачи реальными не только с точки зрения оценки работоспособности, но и автоматизировать поиск применяемости путем создания информационных банков наработок. Аналогичные методы находят успешное внедрение в области задач создания механизмов и автоматизированного поиска комплектующих.

Глава V. КРАНОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Стреловые самоходные краны - машины, насыщенные различными механизмами. Механизмы ССК можно разделить на

основные - обеспечивающие рабочие циклы крана и на

вспомогательные - выполняющие функции механизации монтажных и установочных операций.

Основные механизмы: механизм подъема груза; механизм изменения вылета стрелы; механизм поворота (вращения крановой установки относительно опорной базы); механизм телескопирования стрел гидравлических кранов.

Традиционно рассматриваемый в ПТМ механизм передвижения для ССК, как уже выше объяснялось, сознательно опускается, так как не укладывается в понятие "механизм" (см. раздел "Шасси ССК").

Вспомогательные механизмы: механизм выдвижения опор; механизм выставления ("вывешивания") крана на опоры; механизм разворачивания длины стрелы у раздвижных стрел с фиксируемыми секциями; механизм стабилизации опорных осей хода ССК при работе "без опор"; механизм монтажа (демонтажа) противовеса и т.д.

Применяемые на кране механизмы независимо от их назначения состоят из: рабочего органа, трансмиссии, привода и тормоза, если таковой предусмотрен. Конструктивное исполнение элементов приведенной структуры очень разнообразно и зависит от функциональных требований, типа привода, компоновочных решений.

Рабочий орган является конечным звеном: в механизме подъема груза - барабан, к которому приложено натяжение каната; в механизме поворота - соосные оси вращения венцовое колесо ОПУ, относительно которого действует момент сопротивления вращению поворотной части крана; в механизме изменения вылета стрелы - барабан лебедки изменения вылета, к которому приложено натяжение стрелоподъемного каната; в механизме вспомогательного подъема - барабан, к которому приложено усилие в канате при подъеме груза на вспомогательном стреловом оборудовании или усилие, возникающее при изменении вылета стрелы в БСО (башенно-стреловом оборудовании); подвижный шарнир гидроцилиндра в механизмах подъема и телескопирования стрелы гидравлических кранов.

Трансмиссией основных крановых механизмов лебедочного типа является редуктор, выбираемый или проектируемый по требованиям, предъявляемым к механизму. Механизмы, несмотря на различное конструктивное оформление и различные функции в кране, имеют значительную общность по принципиальным кинематическим схемам и по методикам расчета.

Конструктивные решения

Механизмы стреловых самоходных кранов объединяют в себе целую гамму оригинальных исполнительных элементов, различных как своим конструктивным решением, так и по принципу действия.

Ограничение габаритов компоновочных решений при проектировании ССК практически исключают возможность использования нормализованных узлов общепромышленного применения.

Рассмотрим основные механизмы лебедочного типа с точки зрения традиционного их конструктивного решения в ПО "Краян" - первенца создания тяжелых ССК.

Гидрообъемные механизмы гидравлических кранов вынесены в отдельную главу "Гидроцилиндры ССК".

Механизмы подъема груза.

В общепринятом понятии эти механизмы представляют собой лебедки грузовые. Основными элементами их являются: привод, редуктор, канатный барабан, тормозная система. Полиспаст с замыкающим его грузозахватным (конечным фиксирующим) устройством можно отнести к самостоятельным исполнительным органам .

На современных ССК распространено два типа грузовых лебедок, различающихся по приводу: электрические и гидравлические. Грузовые лебедки применяют для подъема и опускания груза и "качания" управляемого гуська. .

На рис. 5.1 приведен пример выполнения грузовой лебедки гидравлической. Отличие такой лебедки от традиционно выполняемой состоит в том, что основные функциональные составляющие (мотор, редуктор, тормоз, барабан) расположены не в последовательной цепочке, а в смешанной компоновке. Такое конструктивное решение продиктовано требованиями минимизации габаритов и веса к механизмам гидравлических ССК.

От гидромотора 2 вращение передается через вал 23 к вал-шестерне 6 и далее через шестерню 19 и вал-шестерню 21 к венцу 20, запрессованному в барабан 22. Барабан 22 вращается на шарикоподшипниках. На барабане выполнена кольцевая канавка для укладки каната, который крепится клином 4. Лебедка крепится на раме поворотной посредством опор 1 и 17.

Подшипники и зубчатые колеса смазываются маслом, залитым в барабан через пробку 5. Контроль уровня масла - с помощью пробки 18.

Встроенный нормально-замкнутый тормоз состоит из ряда подвижных и неподвижных дисков 7 и 16. Размыкается тормоз с помощью гидроцилиндра. При этом рабочая жидкость из гидросистемы подается по каналу 11 в неподвижном поршне и смещает гильзу 10 вправо. Тормозная пружина 8 сжимается, нагрузка на диски снимается и тормоз размыкается. При замыкании тормоза канал 11 соединяется с баком гидросистемы, пру-

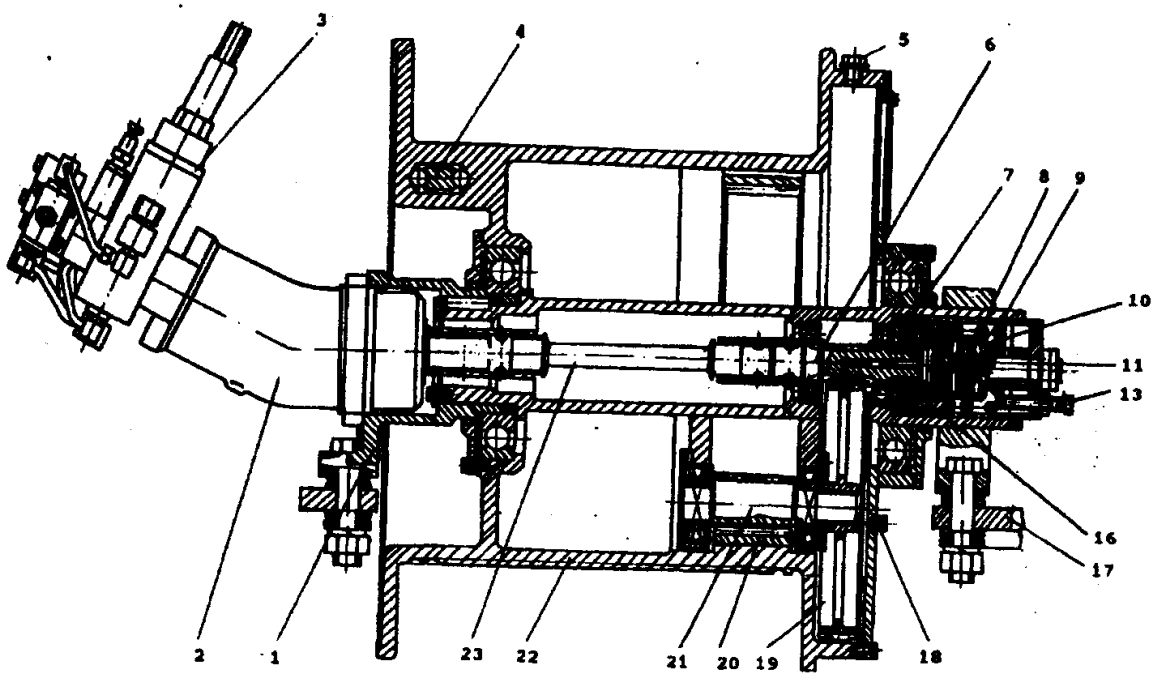


Рис. 5.1. Основная грузовая лебедка

1 и 17 - опоры; 2 - гидромотор; 3- панель гидрооборудования; 4- клин; 5 и 18 - пробки; 6 и 21 - вал-шестерни; 7 и 16 - тормозные диски; 8 - пружина; 9 - шайба; 10 - гильза; 11- канал; 13 - регулировочный винт; 19 - шестерня; 20 - зубчатый венец; 22 - барабан; 23 - вал

жина 8 перемещает гильзу 10 влево и диски сжимаются. Усилие, действующее на диски, регулируется винтом 13 через упорную шайбу 9.

Для качественной укладки каната на барабан лебедки применяется прижимной ролик (рис.5.2), состоящий из конусных роликов 7 и 9, прижимаемых к барабану лебедки пружиной 1 через рычаг 3, закрепленный на оси 5 кронштейна 4. Благодаря конусности роликов происходит равномерная укладка каната на барабане лебедки. Ролики соединены с осью 5, которая вращается в подшипниках 8.

Механизмы изменения вылета стрелы (на гибком подвесе).

Эти механизмы аналогичны грузовым лебедкам. Как правило, имеют традиционное последовательное размещение основных составляющих. Привод - либо электрический (электродвигатель), либо гидравлический (гидромотор). Исполнительным звеном является стреловой полиспаст - собственно механизм. Неподвижная траверса полиспаста формируется, как правило, на стойке рамы поворотной. Подвижная траверса соединяется с головкой стрелы либо через соосные прямые оттяжки, либо через распорную стойку (монтажную стойку).

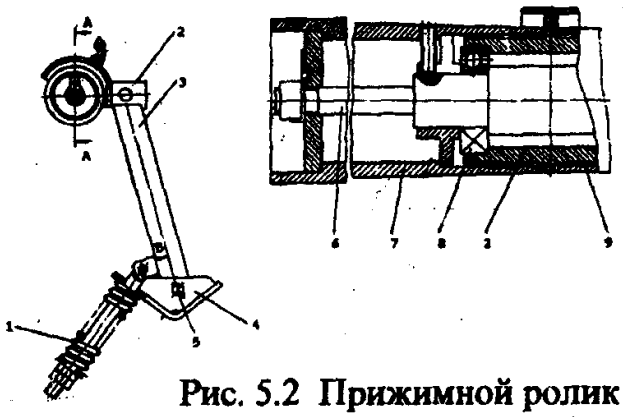


Рис. 5.2 Прижимной ролик
1 - пружина; 2 - корпус; 3 - рычаг; 4 - кронштейн;
5 и 6 - оси; 7 и 9 - ролики; 8 - подшипник

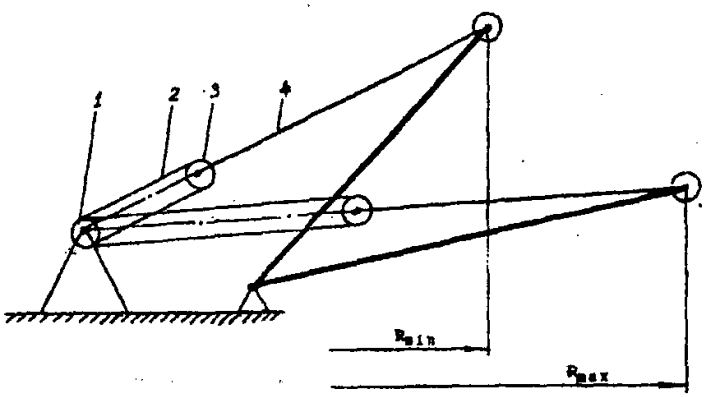


Рис. 5.3. Механизм изменения вылета стрелы
1 – неподвижная траверса; 2 – стреловой канат;
3 – подвижная траверса; 4 – оттяжка.

Механизмы поворота

Механизм поворота (вращения крана) позволяет крановой установке без перемещения самого крана распространять грузовые операции на площади, охватывающей кран с радиусом, определяемым возможностями стрелового оборудования. Обязательным для ССК является наличие опорно-поворотного устройства (ОПУ), представляющего собой опору качения. ОПУ является выходным силовым и кинематическим звеном механизма вращения крана.

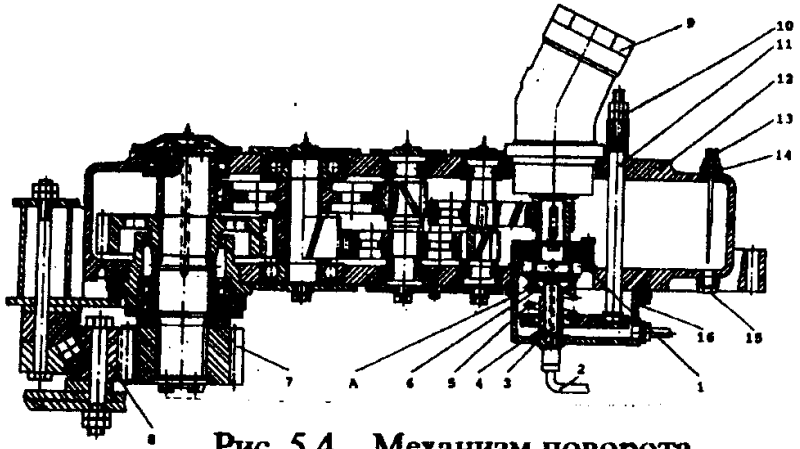


Рис. 5.4. Механизм поворота

1 - диски; 2 - трубопровод; 3 - поршень; 4 - втулка; 5 - пружина; 6 - гильза; 7 - шестерня; 8 - зубчатый венец; 9 - гидромотор; 10 - гайка; 11 - шток; 12 - редуктор; 13 и 15 - пробки; 14 - щуп; 16 - корпус тормоза

На рис. 5.4 показан механизм поворота с цилиндрическим редуктором. Механизм состоит из гидромотора 9, редуктора 12, на выходном валу которого установлена шестерня 7, входящая в зацепление с зубчатым венцом 8 ОПУ.

Механизм поворота снабжен дисковым нормально-замкнутым тормозом. Тормозные диски 1 зажаты пружиной 5, воздействующей на них через гильзу 6 гидроцилиндра. Поршень 3 гидроцилиндра закреплен на корпусе 16 тормоза.

При включении механизма поворота рабочая жидкость под давлением от гидросистемы крана по трубопроводу 2 через каналы поршня 3 подается в полость А и гильза 6 опускается, сжимая пружину 5 и одновременно размыкая тормоз. При выключении механизма поворота полость А сообщается с баком, давление в ней падает и пружина 5, поднимая гильзу 6, зажимает диски 1 и замыкает тормоз.

Доминирующее применение в ССК нашли ОПУ с опорно-поворотным кругом - шариковые и роликовые, однорядные и многорядные. Как правило, ОПУ производятся на специализированных производствах (например, Акционерное объединение "Автокран" г. Иваново).

Данные ОПУ воспринимают вертикальные и горизонтальные нагрузки, не требуют центрирующих и удерживающих устройств, компактны (имеют малую высоту и массу; свободное внутреннее пространство, что важно с точки зрения компоновки полноповоротных кранов), надежны и долговечны.

Из-за небольших поперечных сечений, сравнительно с диаметром, собственная жесткость опорно-поворотных кругов мала. Для нормальной их работы, исключения заедания и перегрузки колец необходимо соблюдать жесткие требования по неплоскостности и жесткости к конструкциям, примыкающим к ОПУ (рама неповоротная, рама поворотная). Неплоскостность опорной поверхности после механической обработки должна быть не более 0,0001 габаритного диаметра опоры.

Общая неплоскостность поверхности при действии максимально допустимых нагрузок должна быть не более 0,0005 габаритного диаметра. Присоединительные болты должны быть затянуты усилием, создающим регламентируемый момент затяжки.

Классификация кранов по условиям эксплуатации

Грузоподъемные краны подразделяются на различные группы в зависимости от условий эксплуатации и характера выполняемой работы. При определении группы, к которой относится рассматриваемый грузоподъемный кран, учитываются два фактора: класс использования и класс нагружения (*относительная нагрузка*).

Класс использования

Класс использования характеризует интенсивность использования грузоподъемного крана в целом во время его эксплуатации и определяется количеством циклов, которое он должен выполнить за весь срок службы.

Цикл работы крана состоит из перемещения грузозахватного органа к грузу, подъема и перемещения груза, освобождения грузозахватного органа и возвращения его в исходное положение.

Срок службы устанавливается в стандартах или технических условиях для кранов конкретных видов (типов).

Класс использования можно определить согласно приводимой таблице 5.1.

Классы использования грузоподъемных кранов

Таблица 5.1

Класс использования	Общее число циклов работы крана за срок его службы
C0	До $1{,}6 \cdot 10^4$
C1	св. $1{,}6 \cdot 10^4$ до $3{,}2 \cdot 10^4$
C2	св. $3{,}2 \cdot 10^4$ до $6{,}3 \cdot 10^4$
C3	св. $6{,}3 \cdot 10^4$ до $1{,}25 \cdot 10^5$
C4	св. $1{,}25 \cdot 10^5$ до $2{,}5 \cdot 10^5$
C5	св. $2{,}5 \cdot 10^5$ до $5 \cdot 10^5$
C6	св. $5 \cdot 10^5$ до $1 \cdot 10^6$
C7	св. $1 \cdot 10^6$ до $2 \cdot 10^6$
C8	св. $2 \cdot 10^6$ до $4 \cdot 10^6$
C9	св. $4 \cdot 10^6$

Класс нагружения

Класс нагружения характеризуется спектром поднимаемых грузов, указывающим количество циклов, при которых была достигнута или превышена определенная часть максимальной нагрузки. Это очень важный показатель, характеризующий тяжесть условий работы, определяется по таблице 5.2.

Таблица 5.2

Класс нагружения	Коэффициент нагружения, K_P
Q0	До 0,063
Q1	св. 0,063 до 0,125
Q2	св. 0,125 до 0,25
Q3	св. 0,25 до 0,50
Q4	св. 0,50 до 1,00

Коэффициент нагружения K_P вычисляется по формуле

$$K_P = \Sigma\left[\left(\frac{Q_i}{Q_{ном}}\right)^3 \cdot \frac{C_i}{C_T}\right],$$

где Q_i - масса груза, перемещаемого краном с числом циклов C_i;

$Q_{ном}$ - номинальная грузоподъемность крана;

C_i - число циклов работы крана с грузом массой Q_i;

$C_T = \Sigma C_i$ - число циклов работы крана за срок его службы.

Группа режима работы крана характеризуется классом использования и нагружения рассматриваемой машины. Определяется по таблице 5.3.

Таблица 5.3

Класс использования	Группа режима работы крана для класса нагружения				
	Q0	Q1	Q2	Q3	Q4
C0	-	-	1K	1K	2K
C1	-	1K	1K	2K	3K
C2	1K	1K	2K	3K	4K
C3	1K	2K	3K	4K	5K
C4	2K	3K	4K	5K	6K
C5	3K	4K	5K	6K	7K
C6	4K	5K	6K	7K	8K
C7	5K	6K	7K	8K	8K
C8	6K	7K	8K	8K	-
C9	7K	8K	8K	-	-

Таблица 5.4 соответствия групп режимов работы и классов использования и нагружения кранов по ГОСТ 25546 и ИСО 4301/1

Таблица 5.4

Класс использования	Группа режима работы крана для класса нагружения									
	Q0		Q1		Q2		Q3		Q4	
	ГОСТ 25546	ИСО 4301/1	ГОСТ 25546	ИСО 4301/1	ГОСТ 25546	ИСО 4301/1	ГОСТ 25546	ИСО 4301/1	ГОСТ 25546	ИСО 4301/1
C0	-	-	-	-	1К	-	1К	A1	2К	A2
C1	-	-	1К	-	1К	A1	2К	A2	3К	A3
C2	1К	-	1К	A1	2К	A2	3К	A3	4К	A4
C3	1К	-	2К	A2	3К	A3	4К	A4	5К	A5
C4	2К	-	3К	A3	4К	A4	5К	A5	6К	A6
C5	3К	-	4К	A4	5К	A5	6К	A6	7К	A7
C6	4К	-	5К	A5	6К	A6	7К	A7	8К	A8
C7	5К	-	6К	A6	7К	A7	8К	A8	8К	-
C8	6К	-	7К	A7	8К	A8	8К	-	-	-
C9	7К	-	8К	A8	8К	-	-	-	-	-

Классификация механизмов в зависимости от режима работы.

При определении группы режима работы, к которой относится рассматриваемый механизм, учитываются два фактора: класс использования и нагружения механизма.

Класс использования.

Основные механизмы ССК работают в повторно-кратковременных режимах, когда каждый цикл характеризуется чередованием периодов работы и технологических пауз. Таким образом, полное время цикла работы механизмов крана $t_ц$, а, следовательно, и крана, складывается из времени пуска $t_п$, времени движения с установившейся скоростью $t_у$, времени торможения $t_т$ и времени пауз $t_х$. Временем работы механизма $t_р$ принято называть время, когда механизм (его элементы) находится в движении.

$$t_р = t_п + t_у + t_т .$$

Отношение t_p / t_u характеризует интенсивность использования механизма.

Класс использования механизма характеризуется временем работы механизма согласно установленному ресурсу до капитального ремонта или ресурсу до списания, выраженным в часах.

Механизм считается работающим только тогда, когда он находится в движении (t_p). Класс использования определяется по таблице 5. 5.

Таблица 5.5

Класс использования	Норма времени работы механизма, ч	
A0		До 800
A1	св. 800	до 1600
A2	св. 1600	до 3200
A3	св. 3200	до 6300
A4	св. 6300	до 12500
A5	св. 12500	до 25000
A6	св. 25000	до 50000

Класс нагружения

Класс нагружения механизма показывает, подвергается ли механизм или элемент механизма максимальной нагрузке (и в какой степени), или же используется при уменьшенных нагрузках. Класс нагружения определяется по таблице 5. 6.

Таблица 5. 6

Класс нагружения	Коэффициент нагружения, К	
B1		До 0,125
B2	св. 0,125	до 0,25
B3	св. 0,25	до 0,50
B4	св. 0,50	до 1,00

Коэффициент нагружения К вычисляется по формуле

$$K = \sum \left[\left(\frac{P_i}{P_{max}} \right)^3 \cdot \frac{t_i}{\sum t_i} \right],$$

где P_i - нагрузка, действующая на механизм за период t_i;

P_{max} - максимальная нагрузка, действующая на механизм в течение времени его работы;

t_i - продолжительность времени действия нагрузки P_i;

$\sum t_i$ - суммарное время действия нагрузок на механизм.

Группа режима работы механизма характеризуется классом использования и нагружения, определяется по таблице 5.7.

Таблица 5.7

Класс использования	Группа режима для класса нагружения			
	B1	B2	B3	B4
A0	1M	1M	1M	2M
A1	1M	1M	2M	3M
A2	1M	2M	3M	4M
A3	2M	3M	4M	5M
A4	3M	4M	5M	6M
A5	4M	5M	6M	-
A6	5M	6M	-	-

Таблица 5.8 соответствия групп режимов работы и классов использования и нагружения механизмов по ГОСТ 25835 и ИСО 4301/1

Таблица 5.8

Класс использования	Группа режима для класса нагружения							
	B1		B2		B3		B4	
	ГОСТ 25835	ИСО 4301/1	ГОСТ 25835	ИСО 4301/1	ГОСТ 25835	ИСО 4301 /1	ГОСТ 25835	ИСО 4301/1
A0	1M	M1	1M	M2	1M	M3	2M	M4
A1	1M	M2	1M	M3	2M	M4	3M	M5
A2	1M	M3	2M	M4	3M	M5	4M	M6
A3	2M	M4	3M	M5	4M	M6	5M	M7
A4	3M	M5	4M	M6	5M	M7	6M	M8
A5	4M	M6	5M	M7	6M	M8	-	-
A6	5M	M7	6M	M8	-	-	-	-

Расчеты.

Согласно "Правилам устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов" Госнадзорохрантруда Украины расчеты на прочность узлов и деталей механизмов грузоподъемных кранов должны производиться с учетом режимов их работы. Как правило, в механизмах лебедочного типа одним из самых важных в подборе и работоспособности механизма в целом являются р е д у к т о р ы, определяющие оптимальность кинематическую и силовую (нагрузочную).

Исходными данными для выбора редукторов поворотной части крана являются:

а) наибольшая величина рабочей нагрузки;

б) частота вращения выходной пары редуктора;

в) передаточное число редуктора;

г) режим работы механизма.

По расчетным исходным данным по справочным каталогам (см. например, "Атлас конструкций ССК", Укринкран, 1993) выбирается соответствующий тип редуктора. Для выпускаемых в ПО "Краян" кранов необходимые редукторы для механизмов поворотной части, как правило, не входят в ряд серийно выпускаемых как по конструктивным особенностям, так и по нагрузочной способности.

Рассмотрим методики создания баз исходных параметров для расчетов основных механизмов кранов лебедочного типа и некоторые основные требования к их исполнению.

Лебедки подъема груза.

Исходными данными являются:

- номинальная масса груза и крюковой подвески;
- кратность полиспаста, соответствующая каждой массе груза;
- необходимая длина каната;
- привод (гидро- или электро-) с характеристиками давления или номинального и максимального моментов);
- режим работы.

Максимальное рабочее натяжение в канате

$$S_{к.раб} = \left(Q + G_{кр.об.}\right)\frac{1-\eta}{\left(1-\eta^{m}\right)\eta_{н}^{t}},$$

где η - к.п.д. блока полиспаста (угол обхвата 180^0);

$\eta_н$ - к.п.д. направляющего блока (угол обхвата меньше 180^0);

m - кратность полиспаста грузового;

t - число направляющих блоков.

Максимальное натяжение

$$S_{к.max} = \left(Q_{max} + G_{кр.об.}\right)\frac{1-\eta}{\left(1-\eta^{m}\right)\eta_{H}^{t}},$$

где Q_{max} - максимальный испытательный груз.

Необходимая статическая мощность привода

$$N_{пр} = \frac{Q.V}{102.\eta_0},\ \text{кВт} \qquad \left(Mпр = 975\frac{Nпр}{n_{пр}}\right),\ \text{кгс.м},$$

где Q - поднимаемый груз, кгс;

V - скорость подъема груза, м/с;

η_0 - общий к.п.д. механизма;
$n_{пр}$ - скорость вращения вала привода, об/мин.

Тормозная мощность при опускании груза

$$Nпр = \frac{QV}{102} \cdot \eta_\Phi .$$

Передаточное число лебедки

$$U_0 = \frac{n_{пр}}{n_б} = Uред ,$$

где $n_б$ - скорость вращения барабана;
$U_{ред.}$ - передаточное число редуктора лебедки.

Тормозной момент на валу тормоза определяется из условия удержания неподвижно висящего груза с коэффициентом запаса $K_т$

$$M_т = K_т \cdot \frac{Q.D_б}{2.m.U_{ред}} ,$$

где $D_б$ - диаметр барабана по оси навиваемого каната, м;

$K_т = 1,5 \div 2,5$ - в зависимости от режима работы механизма.

Механизм подъема груза должен снабжаться тормозами нормально-замкнутого типа, автоматически размыкающимися при включении привода. Если устанавливаются два и более тормозов, то

$$K_{т1\ min} \geq 1,25.$$

Канатоемкость барабана должна быть такой, чтобы при низшем возможном положении грузозахватного органа на барабане оставалось навитыми не менее 1,5 витка каната, не считая каната, находящегося под зажимным устройством. Реборды барабана должны возвышаться над верхним слоем навитого каната не менее, чем на два его диаметра.

Лебедка подъема (изменения вылета) стрелы.

Исходными данными для расчета стрелоподъемной лебедки являются:

- нагрузочные характеристики;
- длина каната на барабане при минимальном вылете;
- длина каната, сматываемого с барабана при изменении вылета от минимального до максимального, $l^p_{кр}$;
- необходимая средняя скорость изменения вылета в диапазоне рабочего интервала $V_{СР}$ (по ГОСТ на краны для конкретного типа);
- частота вращения двигателя (гидромотора), $n_{дв.}$;
- передаточное число редуктора, $U_Р$;
- расчетное натяжение каната стрелового полиспаста.

Максимальное рабочее и максимальное монтажное (при подъеме стрелового оборудования с земли) усилия в канате выбираются по анализу расчета нагрузок на стреловое и башенно-стреловое оборудование крана.

Для расчета средней скорости изменения вылета определяется время, соответствующее изменению вылета от минимального до максимального в рабочем интервале для основной стрелы, для чего:

- определяется длина витка каната в каждом слое навивки

$$C_i = \pi[D_б + d_к(Z_{ci}-1)]$$

и длина каната в каждом слое

$$l_i = C_i \cdot n_i ,$$

где $D_б$ - диаметр барабана по дну навивки каната;
$d_к$ - диаметр каната;
Z_{ci} - число слоев навивки каната;
n_i - число витков в i-ом слое;

- определяется слой, с которого первоначально начинает сматываться канат;
- определяется длина каната, сматываемого с вычисляемого слоя, l_i^P,
- рассчитывается длина каната на предыдущих слоях, необходимая для сматывания l_K^P;
- рассчитывается частота вращения барабана (число оборотов)

$$n_б^P = \frac{l_i^P}{C_j} + \frac{l_i^P - 1}{C_j - 1} + \frac{l_i^P - 2}{C_j - 2} + \ldots;$$

- определяется время изменения вылета

$$t_в = \frac{n_б^P \cdot U_P}{n_{дв}};$$

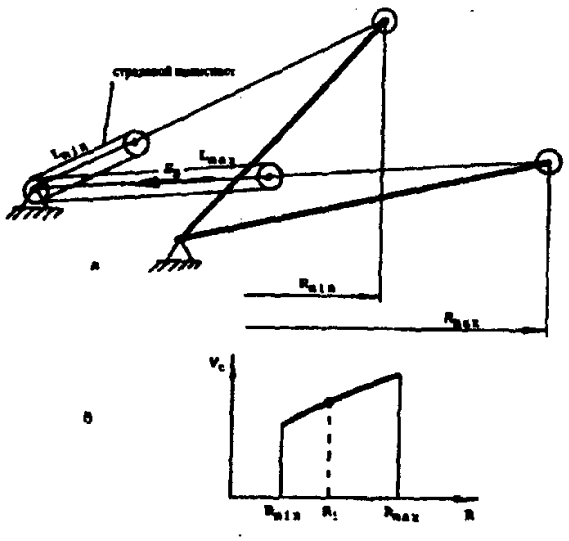


Рис. 5.5. Расчетная схема стрелового полиспаста
а) схема;
б) график зависимости V и R

Для увеличения исполнительной нагрузочной возможности формируется стреловой полиспаст.

Рассчитывается средняя скорость изменения вылета

$$V_{cr} = \frac{L_{max} - L_{min}}{t_0} = \frac{R_{max} - R_{min}}{t_0}$$

и сравнивается с необходимой (нормативной).

Скорость навивки каната на барабан

$$V_K = \frac{L_{max} - L_{min}}{t_0} . m_C,$$

где L_{max} и L_{min} - максимальная и минимальная длина полиспаста стрелового;

m_C - кратность полиспаста.

Натяжение каната

$$S_{ci} = \frac{S_{ni}}{m_C \cdot \eta_n \cdot \eta_H^t},$$

где S_{ci} - тяговое усилие для качания стрелы в точке R_i;

η_n, $\eta_я$ - к.п.д. полиспаста изменения вылета стрелы и направляющего блока;

t - число направляющих блоков.

Мощность в i-ой точке

$$N_i = \frac{S_{ci} V_{ki}}{102 \eta_л},$$

где $\eta_л$ - к.п.д. лебедки изменения вылета стрелы.

Как и в механизмах подъема груза, можно варьировать привод лебедки (электрический, гидравлический, механический).

Функционально механизм изменения вылета стрелы более сложный, чем механизмы подъема груза. Наряду с грузовыми операциями он выполняет монтажные операции, т.е. монтаж (подъем) стрелового оборудования из нерабочего положения в зону рабочих вылетов, что требует устойчивых минимальных скоростей и достаточно большого перепада нагрузочной способности полиспаста при значительных длинах стрелового оборудования.

Для уменьшения нагрузки на стреловой полиспаст и, соответственно, уменьшения скорости качания стрелы, устанавливаются монтажные стойки, выполняющие роль расчала в стреловом полиспасте (рис. 5.6 а), либо выполняется стойка двуногая (несущая неподвижную ось стрелового полиспаста) с возможностью за счет усложнения конструкции повышать координату оси (рис. 5.6 б, положения I и II).

Как и в механизмах подъема груза, механизмы изменения вылета ССК должны быть выполнены так, чтобы опускание стрелы было возможно только приводом механизма, т.е. рассматриваемые механизмы должны снабжаться тормозами нормально-замкнутого типа, автоматически размыкающимися при включении привода.

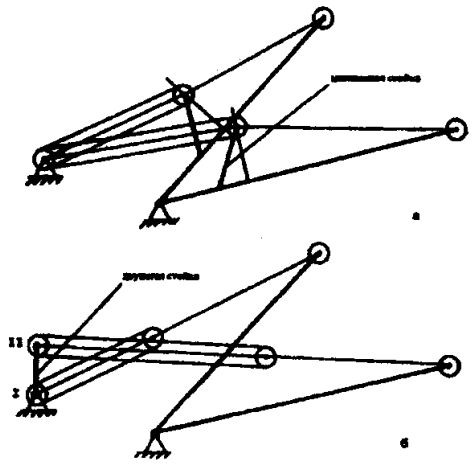


Рис. 5.6. Расчетная схема стрелового полиспаста
а) с монтажной стойкой;
б) с двуногой стойкой

Коэффициент запаса торможения тормоза механизма изменения вылета должен быть не менее 1,5. Для снижения динамических нагрузок допускается установка двух тормозов с коэффициентом запаса торможения 1,25 - одного и 1,1 - второго. При этом наложение тормозов должно производиться автоматически. Роль тормоза в гидрообъемном механизме (гидроцилиндр) выполняет обратный клапан.

Механизм поворота

Исходными данными для определения суммарного момента сопротивления повороту являются грузовые характеристики крана, развесовка и момент, действующий на опорно-поворотное устройство.

Как правило, расчет проводится для всех характеристик, хотя практически можно ограничиться лишь характерными (наиболее неблагоприятными) случаями.

При расчете на выносливость принимается момент $M_{\Sigma\ раб.}$, при расчете на прочность - наибольший из $M_{\Sigma\ max}$ и $M_{\Sigma\ исп.}$

Суммарный момент сопротивления повороту (M_{Σ})

$$M_{\Sigma} = M_{ук.} + M_{тр} + M_{В} + M_{ин},$$

где $M_{ук.}$ - момент сопротивления вращению от уклона крана;
$M_{тр}$ - момент от сил трения в ОПУ;
$M_{В}$ - момент сопротивления вращению от давления ветра;
$M_{ин}$ - момент сопротивления вращению от сил инерции поворотной части с грузом.

$$M_{ук} = M_{G} \cdot \sin\gamma \cdot \sin\varphi .$$

где γ - уклон крана;

φ - угол поворота поворотной части относительно продольной оси крана;

M_G - момент на ОПУ от весовых нагрузок.

M_{TP} определяется по аналогии с подшипниками по выражению

$$M_{TP} = 0{,}5.\omega.D.\sum_{i=1}^{n} N_i,$$

где ω - приведенный коэффициент сопротивления вращению:

для шариковых ОПУ - $\omega = 0{,}003 - 0{,}005$;

для роликовых ОПУ - $\omega = 0{,}005 - 0{,}008$;

D - диаметр расположения тел качения;

$\sum_{i=1}^{n} N_i$ - суммарное давление на тела качения:

при $|X_n| \le \frac{D}{4}$ $\quad -\sum_{i=1}^{n} N_i = \frac{G}{\sin \alpha_R}$;

при $|X_n| > \frac{D}{4}$ $\quad -\sum_{i=1}^{n} N_i = \frac{G}{\sin \alpha_R}\left[1 + 0{,}5\delta\left(\frac{4MG}{G.D} - 1\right)\right]$,

где G - весовая нагрузка, действующая на ОПУ;

α_R - угол между плоскостью ОПУ и реакцией шарика (ролика);

$$\delta = (1{,}3 \div 3)\, 10^{-4}.G;$$

$$X_n = \frac{MG}{G}.$$

$$M_G = W_{TP}.l_{TP} + W_C.l_C + W_n.l_n,$$

где

W_{TP}, W_C, W_n - ветровая нагрузка на груз, стрелу и поворотную часть крана;

l_{TP}, l_c, l_n - плечи равнодействующих ветровой нагрузки на груз, стрелу и поворотную часть крана относительно оси вращения.

$$W_{TP} = q_0 . K_{TP} . C . F_{TP},$$

где q_0 - расчетный скоростной напор ветра;

K_{TP} - поправочный коэффициент на возрастание скоростного напора в зависимости от высоты над поверхностью земли (см. ГОСТ 1451);

C_{TP} - коэффициент аэродинамической силы (для сплошных тел C=1,2);

F_{TP} - наветренная площадь груза (берется по факту, либо по табличным данным, приводимым в справочной литературе, ГОСТ 1451).

$$W_C = q_0 . K_C . C_C . F_C,$$

где K_c - коэффициент на высотное возрастание скоростного напора для стрелы;

C_c - коэффициент аэродинамической силы для стрелы (принимается согласно данным ГОСТ 1451 или ИСО 4302).

$$W_n = q_0 \cdot K_n \cdot C_n \cdot F_n ,$$

где K_n - коэффициент на высотное возрастание скоростного напора для поворотной части (практически для ССК $K_n = 1$);

C_n - коэффициент аэродинамической силы для поворотной части (C_n=1,2);

F_n - наветренная площадь поворотной части.

$$Mн = \frac{n_k \left(I_r + \sum_{i=1}^{n} I_i \right)}{9{,}55 . t_p},$$

где n_k - частота вращения крана, об/мин;

t_p - время разгона механизма поворота до номинальной скорости

($t_p \approx$ 3-5 с - при отсутствии ветра;

$t_p \approx$ 4-10 с - при ветре);

$I_г$ - момент инерции груза относительно оси вращения крана.

$$I_г = I_г^{o} + Q \cdot R^2 ,$$

где $I_г^{o}$ - момент инерции груза относительно собственной оси, параллельной оси вращения крана;

Q и R - масса груза и вылет;

$\sum_{i=1}^{n} I_i$ - суммарный момент инерции масс поворотной части.

$$\sum_{i=1}^{n} I_i = \sum_{i=1}^{n} m_i . r^2 ,$$

где m_i - масса i-го элемента;

r_i - отстояние элемента от оси вращения крана.

Тормозной момент механизма на тормозном шкиве.

$$M_T = \frac{M_{KP} + M_B + M_{ин} - M_T}{U_P . U_{вых}} \eta_p^0 . \eta_{пр} .$$

где η_p^0 и $\eta_{пр}$ - к.п.д. редуктора (с выходной парой) и привода механизма;

U_p и $U_{вых.}$ - передаточное число редуктора механизма поворота и выходной пары (шестерня-зубчатый венец ОПУ).

Допускаемые запасы торможения принимаются согласно нормативным и справочным источникам.

Следует особо подчеркнуть, что механизм поворота в неустановившихся режимах (разгон, торможение) оказывает значительное влияние на нагруженность стреловой системы. Так как груз находится на свободном

подвесе, происходит независимое от оператора колебание груза из плоскости подвеса с одновременным вовлечением в процесс стрелы как торсионной пружины. Это в значительной мере снижает эксплуатационные качества машины и повышает напряженное состояние стреловой системы. Поэтому снижение динамических нагрузок со стороны механизма вращения - задача актуальная и важная. С введением микропроцессорных устройств в систему управления краном такую задачу можно пытаться решить.

Оптимизация величин инерционных нагрузок при работе механизма поворота возможна путем управления его приводом по алгоритму, включающему в себя ограничение ускорений в зависимости от длины стрелы и ее вылета.

Расчет ОПУ.

Опорно-поворотные круги (ОПК) воспринимают значительные статические и динамические нагрузки, как правило, опираются на основания переменной жесткости, что с учетом статической неопределимости создает значительные трудности для расчета ОПУ.

Поэтому при проектировании новых машин принято выбирать типоразмер опоры в соответствии с действующей нагрузкой.

Исходными данными для определения внешних нагрузок на ОПУ являются весовые и моментные характеристики. Расчет производится для наиболее неблагоприятных случаев нагружения. По рассчитанным внешним нагрузкам по графикам несущей способности нормализованных ОПК определяется возможность его установки на создаваемую машину.

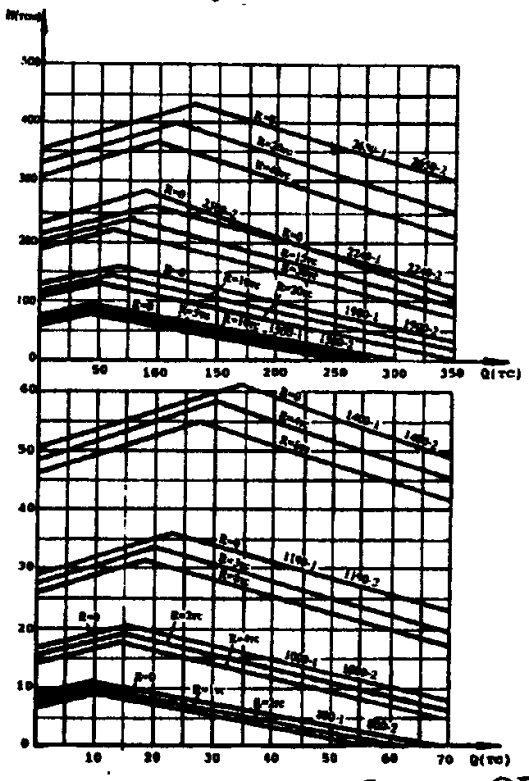


Рис. 5.7. Графики несущей способности ОПК

При необходимости (установка болтов, не соотвстствующих требованиям РД или другим нормативным документам по материалам или количеству) проводится расчет болтов крепления ОПК к поворотной и неповоротной рамам. Также могут быть рассчитаны контактные напряжения на дорожках качения.

Расчет действующих на опору внешних нагрузок.

Осевая сила

$$Q = K_Q\left[\left(Q_{CT} + \frac{Q_{CT}\cdot V}{9t_1}\right)\cos\gamma + \frac{Q_{CT} + G_{np}}{9t_2}V_2^{II}\right] + G_n\cdot\cos\gamma$$

Радиальная сила

$$R = K_Q\left[\left(Q_{CT} + \frac{Q_{CT}\cdot V}{9t_1}\right)\sin\gamma + \frac{Q_{CT}\cdot n^2 r_Q}{900 - n^2 H} + \frac{Q_{CT} + G_{np}}{9t^2}V_2^{I}\right] +$$

$$+ G_n.\sin\gamma + \frac{2M_{1вых}}{d_д\cdot\cos\alpha_{tw}}.\cos\left(90^0 - L_{tw} - \varphi_1\right) + W_{rp} + W_c + W_n.$$

Опрокидывающий момент

$$M = K_Q\left(Q_{CT} + \frac{Q_{CT}\cdot V}{gt_1} + \frac{Q_{CT} + G_{np}}{gt_2}V_2^{II}\right)r_Q +$$

$$+ K_Q\left(\frac{Q_{CT}\cdot n^2 r_Q}{900 - n^2 H} + \frac{Q_{CT} + G_{np}}{gt_2}V_2^{I}\right)h_Q -$$

$$- G\left(r_G\cdot\cos\gamma - h_G\cdot\sin\gamma\right) + W_{rp}\cdot h_{rp} + W_c\cdot h_c + W_n\cdot h_n.$$

В приведенных формулах:

$Q_{ст}$ - масса номинального груза, т;

G_n - масса поворотной части крана с рабочим оборудованием, т;

$G_{пр}$ - приведенная (динамически) масса стрелового оборудования к рабочему оголовку, т;

$M_{1\,вых}$ - крутящий момент на выходной шестерне редуктора поворота, тс.м;

r_G (r_Q) - абсцисса точки приложения массы поворотной части крана (груза) относительно оси вращения, м;

h_G (h_Q) - ордината точки приложения массы поворотной части крана (груза) относительно верхней плоскости ОПУ, м;

H - высота оголовка (рабочего) стрелового оборудования относительно уровня земли, м;

γ - угол наклона плоскости ОПУ к горизонтальной плоскости, град.;

α_{tw} - угол зацепления выходной пары, град.;

φ_1 - угол между линией центров зацепления выходной шестерни и погона ОПУ и плоскостью действия опрокидывающего момента, град.;

V - скорость подъема груза, м/с.;

V_2^I - горизонтальная составляющая скорости оголовка стрелы, м/с.;
V_2^{II} - вертикальная составляющая скорости оголовка стрелы, м/с.;
t_1 - время торможения механизма подъема , с.;
t_2 - время торможения механизма изменения вылета стрелы, с.;
$W_{гр}$, W_c, W_n - ветровая нагрузка на груз, стрелу и поворотную часть крана, тс;
$h_{гр}$, h_c, h_n - плечи приложения ветровых нагрузок, м;
$d_д$ - диаметр делительной окружности шестерни выходной пары редуктора, м;
n - частота вращения поворотной части крана, об/мин.;
K_Q - коэффициент перегрузки.

Определение нагрузок на тела качения.

Шариковые ОПК.

Максимальная нагрузка на шарик верхнего ряда (в предположении, что вся осевая нагрузка воспринимается этим рядом)

$$P_в = \frac{4{,}5M}{Z_в . D_ш . \sin\alpha_в} + \frac{Q}{Z_в . \sin\alpha_в}.$$

Максимальная нагрузка на шарик нижнего ряда (в предположении, что вся осевая нагрузка воспринимается этим рядом)

$$P_н = \frac{4{,}5M}{Z_н . Dш . \sin\alpha_н} - \frac{Q}{Z_н . \sin\alpha_н},$$

где $D_ш$ - диаметр расположения шариков;
$Z_в$ - количество шариков верхнего ряда;
$Z_н$ - количество шариков нижнего ряда;
$\alpha_в$ - теоретический угол контакта шариков верхнего ряда с дорожкой.

$$\alpha_в = 90^0 - arctg\frac{5R}{\frac{4{,}5M}{D_ш} + Q}.$$

$\alpha_н$ - теоретический угол контакта шариков нижнего ряда с дорожкой.

$$\alpha_н = 90^0 - arctg\frac{5R}{\frac{4{,}5M}{D_ш} - Q}.$$

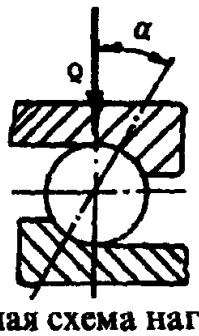


Рис. 5.8. Расчетная схема нагрузки на шарик

Роликовые ОПК.

Максимальная нагрузка на ролик, воспринимающий прижимающие нагрузки в однорядной конструкции с крестообразно расположенными роликами

$$P = \frac{8M}{D_p.Z.\sin\alpha} + \frac{2Q}{Z.\sin\alpha} + \frac{5R}{Z.\cos\alpha}.$$

Максимальная нагрузка на ролик, воспринимающий отрывающие нагрузки

$$P = \frac{8M}{D_p.Z.\sin(90^0 - \alpha)} - \frac{2Q}{Z.\sin(90^0 - \alpha)} + \frac{5R}{Z.\cos(90^0 - \alpha)}.$$

В приведенных формулах:

D_P - диаметр ОПК по центрам тел качения, м;

Z - количество роликов в опоре, шт.;

α - угол контакта, образованный направлением реакции тела качения и плоскостью, перпендикулярной к оси вращения, град.

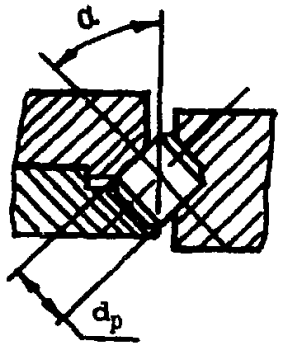


Рис. 5.9. Расчетная схема нагрузки на ролик

Контактные напряжения.

Тела вращения могут находиться в точечном контакте (шариковые ОПК) или в линейном контакте (роликовые ОПК). Воспользуемся некоторыми методическими выкладками теории подшипников качения.

Для расчета напряжений, возникающих в контакте, принято использовать вспомогательные величины: сумму кривизн и разность кривизн в сопряжении.

Сумма кривизн

$$\sum\rho = \frac{1}{r_{I1}} + \frac{1}{r_{I2}} + \frac{1}{r_{II1}} + \frac{1}{r_{II2}},$$

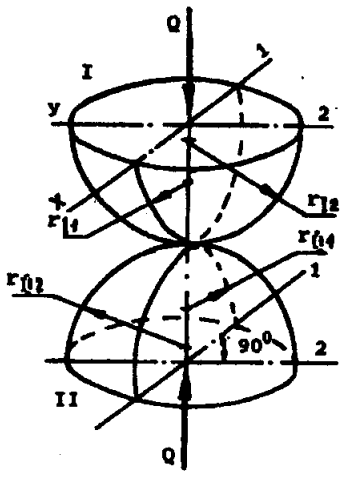


Рис. 5.10. Расчетная схема
контактных напряжений

Разность кривизн

$$\cos\tau = \frac{(\rho_{I1} - \rho_{I2}) + (\rho_{II1} - \rho_{II2})}{\rho_{I1} + \rho_{I2} + \rho_{II1} + \rho_{II2}}.$$

Для двух тел, имеющих модули упругости E_I и E_{II}, коэффициенты Пуассона ε_I и ε_{II}, сжимаемых силой P, напряжения определяются:

1. При точечном контакте.

Нормальные напряжения в любой точке контакта

$$\sigma = \frac{3P}{\pi . a . b}\left[1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2\right]^{1/2};$$

Максимальные нормальные напряжения

$$\sigma_{max} = \frac{3P}{2\pi . a . b},$$

где a и b - большая и малая полуоси эллипсов деформации.

$$a = \mu\left\{\frac{3P}{2\Sigma\rho}\left[\frac{\left(1-\varepsilon_I^2\right)}{E1} + \frac{\left(1-\varepsilon_{II}^2\right)}{E_{II}}\right]\right\}^{1/3};$$

$$b = \nu\left\{\frac{3P}{2\Sigma\rho}\left[\frac{\left(1-\varepsilon_I^2\right)}{E_I} + \frac{\left(1-\varepsilon_{II}^2\right)}{E_{II}}\right]\right\}^{1/3}.$$

С учетом контакта стальных тел

($E_I = E_{II} = 2{,}12 \cdot 10^4$ кгс/мм^2, $\varepsilon_I = \varepsilon_{II} = 0{,}3$) можно записать

$$2a = 0{,}101\mu\left(\frac{P}{\sum\rho}\right)^{1/3}, \text{ мм;}$$

$$2b = 0{,}101\nu\left(\frac{P}{\sum\rho}\right)^{1/3}, \text{ мм};$$

$$\sigma_{max} = \frac{187}{\mu\nu}\left(P.\Sigma\rho^2\right)^{1/3}, \text{ кгс/мм}^2.$$

Численные значения μ и ν приводятся в справочной литературе (например "Подшипники качения. Справочник.М. Машиностроение, 1975) в виде графиков, либо в табличной форме.

2. При линейном контакте

Нормальные напряжения в любой точке контакта

$$\sigma = \frac{2P}{\pi.l.b}\left[1-\left(\frac{y}{b}\right)^2\right]^{1/2}$$

Максимальные нормальные напряжения

$$\sigma_{max} = \frac{3P}{\pi l.b},$$

где b - малая полуось прямоугольной площадки контакта длиной l.

При контакте стальных тел

$$2b = 20{,}9.10^{-3}\left(\frac{P}{\sum\rho.l}\right)^{1/2}, \text{ мм.}$$

На практике используются приближенные формулы определения максимальных контактных напряжений в зависимости от типов подшипников (ОПК):

- шариковые

$$\sigma_{max} = 5100\sqrt[3]{\frac{P}{d_T^2}}$$

- роликовые

$$\sigma_{max} = 860\sqrt{\frac{P}{l_T.D_T.\cos\alpha}},$$

где d_T - диаметр тела качения, см;

l_T - длина тела качения (рабочая), см.

Примечание. В различных первоисточниках транскрипция формул может быть различной, что практически не отражается на результатах вычислений.

Согласно нормам подшипниковой промышленности допускаемые максимальные контактные напряжения равны

$$[\sigma_{max}]_{27HB} = 35000 \text{ кгс/см}^2$$

при твердости тел качения 62 ... 66 HRC и твердости дорожек колец 60 ... 65 HRC (Для неспециализированных заводов-изготовителей указанные напряжения следует уменьшить на 40 %).

Коэффициент, характеризующий изменение допускаемого контактного напряжения σ_{HB} в зависимости от твердости металла при рассчитываемых контактных напряжениях $\sigma_{расч.}$ равен

$$\psi = \frac{\sigma_{расч.}}{[\sigma_{max}]627HB}$$

и минимальная твердость контактирующих тел качения (дорожек качения опорно-поворотного кольца) определяется по формулам:

для точечного контакта

$$HB_{min} = 627\sqrt[4]{\psi^3};$$

для линейного контакта

$$HB_{min} = 627\sqrt{\psi}\ .$$

Список литературы

1. Справочник по кранам. Под общей редакцией М.М. Гохберга, два тома, Л, Машиностроение, 1988
2. ДНАОП № 0-1.03-93 Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов и нормативные документы, включенные в Приложение 2.
3. Определение допускаемых напряжений при расчетах на прочность, НИИМАШ, М, Машиностроение, 1974
4. Подшипники качения. Справочник-каталог. Под редакцией В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского, М, Машиностроение, 1984
5. РТМ 2207-1-73 Барабаны лебедок с многослойной навивкой каната. Элементы конструкции и методы расчета
6. ОСТ 22-922-84 Краны стреловые самоходные. Расчет зубчатых передач на прочность
7. П.А. Гуткин. Расчет плоских деталей, М.Л, Машиностроение, 1966
8. Расчеты крановых механизмов и их деталей, М, Машиностроение, 1971
9. И.А. Одинг. Допускаемые напряжения в машиностроении и циклическая прочность металлов. М, Машиздат, 1962
10. Б.С. Ковальский. Расчет на прочность. Вестник машиностроения, № 10, 1969
11. В.Н. Кудрявцев. Планетарные передачи. М.Л, Машиностроение, 1966
12. В.Н.Кудрявцев, Ю.А. Державец, Е.Г. Глухарев. Конструкция и расчет зубчатых передач. Л, Машиностроение, 1971
13. С.В. Серенсен, М.Б. Громан, В.П. Когаев. Валы и оси. Конструирование и расчет, М, Машиностроение, 1970
14. ГОСТ 6033. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30^0
15. Б.Л. Давыдов, Б.А. Скородумов, Ю.В. Бубырь. Редукторы, М-К, Машгиз, 1963
16. С.А. Панкратов, В.А. Ряхин. Основы расчета и проектирования металлических конструкций строительных и дорожных машин, М, Машиностроение, 1967
17. Х. Крекс. Упрощенный расчет стрел самоходных кранов. Копенгаген, издание Датской академии технических наук, 1971
18. Справочник по кранам. Под редакцией А.И. Дукельского, два тома, Л, Машиностроение, 1971

19. Першина З.В. Имени Январского восстания. Одесское книжное издательство, 1963, 226с.

20. Кошеленко Г.П., Чербаев В.И., Андриенко Н.Н. и др. Рабочая биография «Январки». Издательство «Маяк». Одесса, 1989, 269с.

21. Р. Беккер. Большая книга о самоходных кранах. Riedstadt, KM Verlags GmbH, 1999. – 397с.

22. Кошеленко Г.П., Андриенко Н.Н. Стреловые самоходные краны. Атлас конструкций. Одесса. Книжная фабрика РПО «Полиграфкнига», 1993, 286с.

Книга 2

ПРАКТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

Глава I. ЛЕБЕДКА ГРУЗОВАЯ ОСНОВНАЯ

Исходные данные:

Масса груза	- Q = 50 т.
Масса крюковой подвески	- $G_{кр}$ = 0,57 т.
Кратность полиспаста	- a = 12.
Максимальная длина каната, наматываемого на барабан	- 155 м.
Группа режима работы	- 1М.
Гидромотор:	
- тип	- 309.25.10.00;
- номинальная частота вращения	- $n_{г.м.}$ = 1335 об/мин;
- развиваемый крутящий момент	- $M_{кр.}$ = 32,3 кгс.м.

Выбор каната

Наибольшее рабочее натяжение в канате

$$S_{k.раб} = (Q + G_{КР}) \cdot \frac{1-\eta}{(1-\eta^a) \cdot \eta_H^t} = (50000 + 570) \cdot \frac{1-0{,}98}{(1-0{,}98^{12}) \cdot 0{,}985^2} = 4840 \text{ кгс},$$

где $\eta = 0{,}98$ - КПД блока полиспаста на подшипниках качения с углом обхвата 180^0 - [I];

$\eta_н = 0{,}985$ - КПД блока на подшипниках качения с углом обхвата 90^0 - [I];

t = 2 - число направляющих блоков.

Необходимое разрывное усилие в канате

$$P_{max} = k \cdot S_{к.раб.} = 5 \cdot 4840 = 24200 \text{ кгс},$$

где k - коэффициент запаса для грузовых канатов при работе механизма по группе режима 1М.

Может быть выбран канат 19,5-Г-I-Н-170 (180), ГОСТ 7669 с разрывным усилием каната в целом S_{max} = 24310 кгс (24720 кгс).

Выбор барабана

Необходимый диаметр барабана, измеряемый по средней линии навитого каната (минимальный)

$$Д_б \geq d_к (e - 1) = 19{,}5 \cdot (16 - 1) = 292{,}5 \text{ мм},$$

где $d_к$ = 19,5 мм - диаметр выбранного каната;

e - коэффициент, зависящий от типа грузоподъемной машины и режима ее работы: для расчетного случая

e = 16 - [2].

Принят конструктивно диаметр барабана по дну канавки

$Д_б$ = 450 мм.

Число слоев навивки - Z_c = 4.

Диаметр реборды

$Д_р = Д_б + 2Z_c \cdot d_к + 4d_к = Д_б + 8d_к + 4d_к = 450 + 12 \cdot 19,5 = 684$ мм.

Принят диаметр реборды $Д_р = 680$ мм.

Расчет канатоемкости барабана и скорости груза

Таблица 1

Параметр	Слой навивки каната, Z_i			
	1	2	3	4
Длина витка в i-ом слое, м $C_i=\pi[Д_б+(2Z_i-1).d_к]$	1,474	1,597	1,719	1,842
Количество витков в слоях, n_{bi}	22 (24)		24	
Длина каната в i-ом слое, м $l_i=C_i \cdot n_{bi}$	32,428	38,328	41,256	44,208
Канатоемкость барабана (рабочая), м $L_к= \Sigma l_i$			156,22	
Канатоемкость барабана(конструктивная - с учетом 2-х запасных витков), м			159,17	
Скорость груза, м/мин $V_{гр\,i}=\frac{C_i.n_б}{a}$	3,68	3,99	4,30	4,60
Частота вращения барабана, об/мин $n_б=\frac{n_{гм}}{U_р}$			$\frac{1335}{44,61}=30$	
Средняя скорость груза, м/мин			4,15	

Выбор тормоза

Тормозной момент на входном валу редуктора с учетом КПД в блоках равен

$$M^{I}_{ТОР} = \frac{S_{к.раб}\left(Д_б+7d_к\right)}{2U_р}.\eta_р.\eta^2_{бл} = \frac{4840(0,45+7.0,0195)}{2.44,61}.0,96.0,870^2 = 23,12 \text{ кгс.м},$$

где $\eta_р=0,96$ - КПД редуктора;

$\eta_{бл}$=0,870 - КПД блоков полиспаста;
$U_р$=44,61 - передаточное число редуктора.

Необходимый тормозной момент

$$M_{тор} = K_I \cdot M_{тор} = 1,5 \cdot 23,12 = 34,68 \text{ кгс.м},$$

где K_I=1,5 - коэффициент запаса торможения при установке одного тормоза - [2].

Установлен дисковый тормоз с регулировкой на тормозной момент

$$M_т = 3470 \text{ кгс.см}.$$

Проверка толщины стенки барабана

Напряжение сжатия в стенке барабана

$$\sigma_{сж} = \frac{\xi \cdot \psi \cdot S_{max\,P}}{\delta \cdot t\left(1 - \frac{\delta}{D_б}\right)} = \frac{2,4.0,75.4840}{2,3.2,1\left(1 - \frac{2,3}{45}\right)} = 1900 \text{ кгс/см}^2,$$

где ξ=2,4 - коэффициент, учитывающий число слоев навивки с учетом ослабления навитых слоев каната вследствие его поперечного упругого сжатия;

ψ=0,75 - коэффициент, учитывающий ослабление натяжения ранее навитых витков вследствие сжатия барабана при навивании последующих витков;

δ=23 мм - толщина стенки барабана (минимальная);

t=21 мм - шаг навивки.

Материал барабана - серый чугун марки СЧ25 с пределом прочности при сжатии не менее $\sigma_{вс}$ = 9500 кгс/см^2.

Допускаемое напряжение при сжатии

$$[\sigma_{сж}] = \frac{\sigma_{вс}}{n_б} = \frac{9500}{4,55} = 2090 \text{ кгс/см}^2,$$

где $n_б$=4,55 - коэффициент запаса прочности [3],

$\sigma_{сж}$ = 1900 кгс/см^2 < $[\sigma_{сж}]$ = 2090 кгс/см^2.

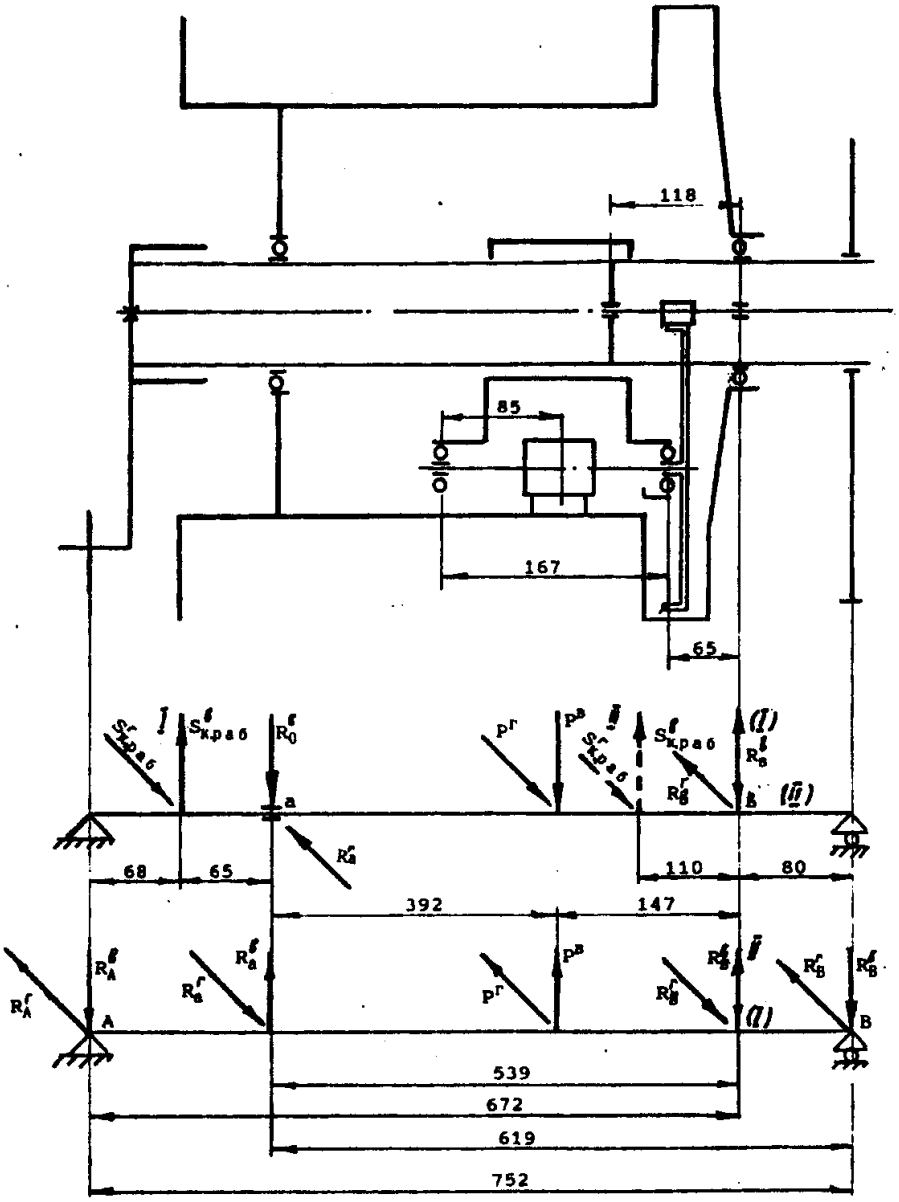


Рис. 1.
Схема лебедки в сборе

Нагрузки, действующие на опоры барабана:

- от натяжения каната

$$S^{в}_{к.раб.} = S_{к.раб.} \cdot \cos\alpha = 4840 \cdot \cos 30^0 = 4190 \text{ кгс};$$

$$S^{г}_{к.раб.} = S_{к.раб.} \cdot \sin\alpha = 4840 \cdot \sin 30^0 = 2420 \text{ кгс},$$

где $\alpha = 30^0$ - угол наклона каната при работе лебедки (по отношению к вертикальной оси крепления);

- от зубчатого колеса выходной пары редуктора

$$\left.\begin{aligned} P^{в} &= T_{р.max} = 2890 \text{ кгс}; \\ P^{г} &= P_{р.max} = 7945 \text{ кгс}. \end{aligned}\right\} \text{ из расчета валов}$$

Рассматриваем два случая приложения нагрузки.

Случай I - канат находится у левой реборды.
Реакции в опорах "а" и "в" (см. рис. 1).
Вертикальная плоскость

$$R_a^{в} = \frac{S_{k.раб}^{в}.60,4 - P^{в}.14,7}{53,9} = \frac{4190.60,4 - 2890.14,7}{53,9} = 3905 \text{ кгс};$$

$$R_в^{в} = \frac{S_{k.раб}^{в}.6,5 + P^{в}.39,2}{53,9} = \frac{4190.6,5 + 2890.39,2}{53,9} = 2605 \text{ кгс}.$$

Горизонтальная плоскость

$$R_a^{г} = \frac{S_{k.раб}^{г}.60,4 + P^{г}.14,7}{53,9} = \frac{2420.60,4 + 7945.14,7}{53,9} = 4880 \text{ кгс};$$

$$R_в^{г} = \frac{-S_{k.раб}^{г}.10 + P^{г}.39,2}{53,9} = \frac{-2420.6,5 + 7945.39,2}{53,9} = 5485 \text{ кгс}.$$

Реакции в опорах "А" и "В"
Вертикальная плоскость

$$R_A^{в} = \frac{R_a^{в}.61,9 + P^{в}.22,7 - R_в^{в}.8}{75,2} = \frac{3905.61,9 + 2890.22,7 - 2605.8}{75,2} = 3810 \text{ кгс};$$

$$R_B^{в} = \frac{R_a^{в}.13,3 + P^{в}.52,5 - R_в^{в}.67,2}{75,2} = \frac{3905.13,3 + 2890.52,5 - 2605.67,2}{75,2} = 380 \text{ кгс}.$$

Горизонтальная плоскость

$$R_A^{г} = \frac{R_a^{г}.61,9 - P^{г}.22,7 + R_в^{г}.8}{75,2} = \frac{4880.61,9 - 7945.22,7 + 5485.8}{75,2} = 2200 \text{ кгс};$$

$$R_B^{г} = \frac{R_a^{г}.13,3 - P^{г}.52,5 + R_в^{г}.67,2}{75,2} = \frac{4880.13,3 - 7945.52,5 + 5485.67,2}{75,2} = 220 \text{ кгс}.$$

Суммарные реакции

$$R_A = \sqrt{\left(R_A^{в}\right)^2 + \left(R_A^{г}\right)^2} = \sqrt{3810^2 + 2200^2} = 4400 \text{ кгс};$$

$$R_B = \sqrt{\left(R_B^{в}\right)^2 + \left(R_B^{г}\right)^2} = \sqrt{380^2 + 220^2} = 440 \text{ кгс}.$$

Случай II - канат находится у правой реборды.
Реакции в опорах "а" и "в" (см. рис.1).
Вертикальная плоскость

$$R_a^{в} = \frac{S_{к.раб}^{в}.11 - P^{в}.14,7}{53,9} = \frac{4190.11 - 2890.14,7}{53,9} = 67 \text{ кгс};$$

$$R_в^{в} = \frac{S_{к.раб}^{в}.42,9 - P^{в}.39,2}{53,9} = \frac{4190.42,9 - 2890.39,2}{53,9} = 1235 \text{ кгс}.$$

Горизонтальная плоскость

$$R_a^г = \frac{S_{к.раб}^г.11 + P^г.14,7}{53,9} = \frac{2420.11 + 7945.14,7}{53,9} = 2660 \text{ кгс};$$

$$R_в^г = \frac{S_{к.раб}^г.42,9 + P^г.39,2}{53,9} = \frac{2420.42,9 + 7945.39,2}{53,9} = 7705 \text{ кгс}.$$

Реакции в опорах "А" и "В"

Вертикальная плоскость

$$R_A^в = \frac{R_a^в.61,9 + P^в.22,7 + R_B^в.8}{75,2} = \frac{67.61,9 + 2890.22,7 + 1235.8}{75,2} = 1060 \text{ кгс};$$

$$R_B^в = \frac{R_a^в.13,3 + P^в.52,5 + R_в^в.67,2}{75,2} = \frac{67.13,3 + 2890.52,5 + 1235.67,2}{75,2} = 3130 \text{ кгс}.$$

Горизонтальная плоскость

$$R_A^г = \frac{R_a^г.61,9 - P^г.22,7 + R_B^г.8}{75,2} = \frac{2660.61,9 - 7945.22,7 + 7705.8}{75,2} = 610 \text{ кгс};$$

$$R_B^г = \frac{R_a^г.13,3 - P^г.52,5 + R_в^г.67,2}{75,2} = \frac{2660.13,3 - 7945.52,5 + 7705.67,2}{75,2} = 1810 \text{ кгс}.$$

Суммарные реакции

$$R_A = \sqrt{\left(R_A^в\right)^2 + \left(R_A^г\right)^2} = \sqrt{1060^2 + 610^2} = 1220 \text{ кгс};$$

$$R_B = \sqrt{\left(R_в^в\right)^2 + \left(R_в^г\right)^2} = \sqrt{3130^2 + 1810^2} = 3620 \text{ кгс}.$$

Расчет крепления барабана

Каждая из опор барабана крепится двумя болтами: левая (см. рис.2) - М3О, правая (см. рис.6) - М2О.

Нагрузка на наиболее нагруженный болт левой опоры (от рабочей нагрузки) равна

$$R_б^в = \frac{R_A^в}{2} + \frac{R_A^г.16}{26} + \frac{M_б}{26} = \frac{3810}{2} + \frac{2200.16}{26} + \frac{142000}{26} = 8720 \text{ кгс},$$

где $R_A^в = 3810$ кгс и $R_A^г = 2200$ кгс - соответственно вертикальная и горизонтальная составляющие нагрузки на болт при расположении каната у левой реборды;

$M_б$ - крутящий момент на барабане:

$$M_б = \frac{S_{к.раб}\left(d_б + 7.d_к\right)}{2} = \frac{4840\left(0,45 + 7.0,0195\right)}{2} = 1420 \text{ кгс.м} = 142000 \text{ кгс.см}.$$

Примечание: моментом гидродвигателя (ввиду малой величины) пренебрегаем.

Необходимый предел текучести материала для нагрузки $R_б^в$

$$[\sigma_т] \geq \frac{R_б^в \cdot n_з}{F_б} = \frac{8720 \cdot 3{,}5}{5{,}4} = 5650 \text{ кгс/см}^2.$$

где $F_б$=5,4 см² - площадь сечения болта М30 .

$n_з$ - коэффициент запаса при неконтролируемой затяжке.

Принимаем $n_з$ = 3,5.

Для крепления левой опоры выбраны болты из стали 40Х, улучшенные до НВ=230 ... 260.

$$\sigma_в \geq 8000 \text{ кгс/см}^2 ; \quad \sigma_т \geq 6400 \text{ кгс/см}^2 .$$

Нагрузка на наиболее нагруженный болт правой опоры от рабочей нагрузки равна

$$R_б^п = \frac{R_в^в}{2} + \frac{R_в^г \cdot 16}{26} = \frac{3130}{2} + \frac{1810 \cdot 16}{26} = 2680 \text{ кгс},$$

где $R_в^в$=3130 кгс и $R_в^г$ =1810 кгс - соответственно вертикальная и горизонтальная составляющие нагрузки на болт при расположении каната у правой реборды.

Необходимый предел текучести материала болта для нагрузки $R_б^п$

$$[\sigma_т] \geq \frac{R_б^п \cdot n_з}{F_{б1}} = \frac{2680 \cdot 3{,}5}{2{,}35} = 3990 \text{ кгс/см}^2.$$

где $F_{б1}$=2,35 см² - площадь сечения болта М20.

Для крепления правой опоры выбраны болты из стали 40Х, улучшенные до НВ=230 ... 260.

Расчет опоры барабана (левой)

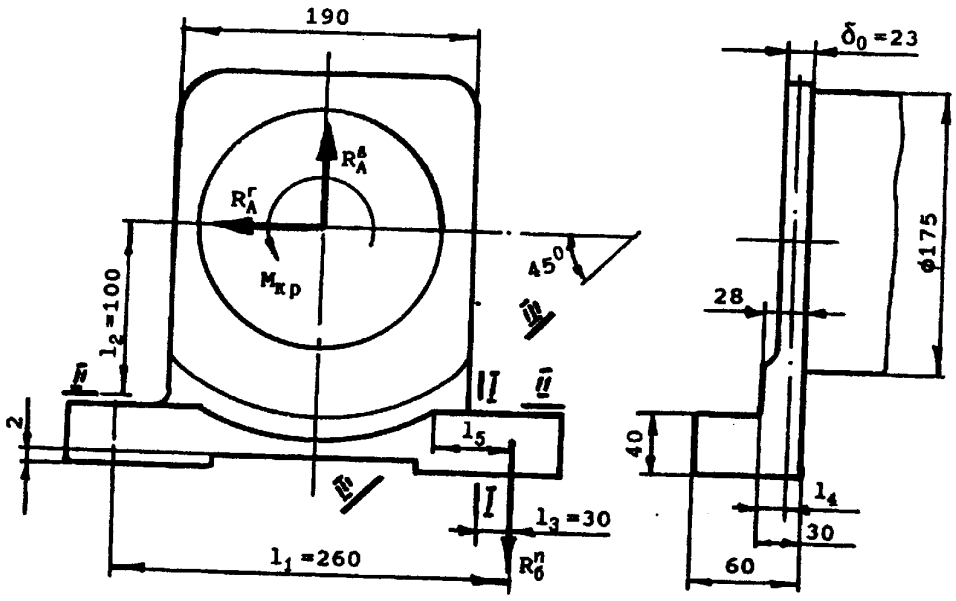


Рис. 2.
Расчетная схема левой опоры барабана

На левую опору действуют

$R_A^б$ = 3810 кгс; $R_A^г$ = 2200 кгс; $M_{кр}$ = 142000 кгс.см.

Суммарная реакция в болте крепления

$R_б^n$ = 8720 кгс.

Сечение I-I

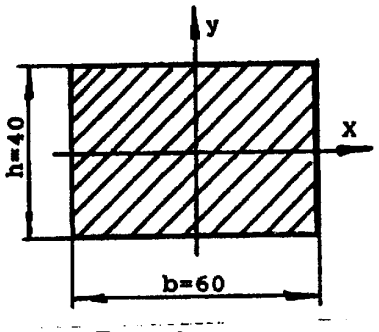


Рис. 3.
Сечение I-I

Изгибающий момент в сечении

$M = R_б^n \cdot l_3 = 8720 \cdot 3{,}0 = 26160$ кгс.см.

Площадь сечения

$F = в \cdot h = 6 \cdot 4 = 24$ см^2 .

Момент сопротивления изгибу

$$W_x = \frac{в \cdot h^2}{6} = \frac{6.4^2}{6} = 16 \text{ см}^3 .$$

Напряжения изгиба в сечении

$$\sigma = \frac{M}{W_x} = \frac{26160}{16} = 1635 \text{ кгс/см}^2.$$

Напряжения среза в сечении

$$\tau = \frac{R_б^n}{F} = \frac{8720}{24} = 365 \text{ кгс/см}^2.$$

Приведенные напряжения

$\sigma = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{1635^2 + 3.365^2} = 1755$ кгс/см^2 < [σ] = 1945 кгс/см^2.

Материал опоры - сталь 35 ГЛ ГОСТ 977-75,
улучшение НВ 185 ... 260, $\sigma_т$ = 3500 кгс/см^2.

Допустимые напряжения

$$[\sigma] = \frac{\sigma_т}{n} = \frac{3500}{1{,}8} = 1945 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где n = 1,8 - коэффициент запаса прочности в случае номинальных нагрузок.

В случае испытательной нагрузки (1,4 . $Q_{ном}$)

$\sigma' = 1{,}395 \cdot 1755 = 2450$ кгс/см^2 < [σ]$_{пр}$.

$$[\sigma]_{пр} = \frac{\sigma_т}{n_1} = \frac{3500}{1{,}4} = 2500 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где n_1 = 1,4 - коэффициент запаса прочности при испытательных нагрузках.

Сечение II-II

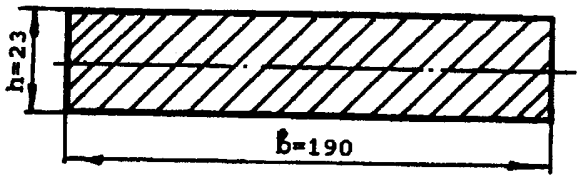


Рис. 4.
Сечение II-II

Напряжения в сечении II-II /максимальные/

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 + \sigma_4,$$

где σ_1 - напряжения от действия крутящего момента;
σ_2 - напряжения от действия момента, создаваемого усилием $R_A^в$;
σ_3 - напряжения от действия момента, создаваемого усилием $R_A^г$;
σ_4 - напряжения растяжения от действия усилия $R_A^в$.

Геометрические характеристики сечения

$$F = в \cdot h = 19 \cdot 2{,}3 = 43{,}7 \text{ см}^2;$$

$$W_y = \frac{h \cdot в^2}{6} = \frac{2{,}3 \cdot 19^2}{6} = 138{,}4 \text{ см}^3;$$

$$W_x = \frac{h^2 \cdot в}{6} = \frac{2{,}3^2 \cdot 19}{6} = 16{,}75 \text{ см}^3;$$

Напряжения в сечении

$$\sigma_1 = \frac{M_{кр}}{W_y} = \frac{142000}{138{,}4} = 1025 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_2 = \frac{R_A^в \cdot l_4}{W_x} = \frac{3810 \cdot 1{,}85}{16{,}75} = 420 \text{ кгс/см}^2;$$

где $l_4 = 3 - \frac{\delta_0}{2} = 3 - \frac{2{,}3}{2} = 1{,}85$ см - плечо действия усилия $R_A^в$;

$$\sigma_3 = \frac{R_A^г \cdot l_2}{W_y} = \frac{2200 \cdot 10}{138{,}4} = 160 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_4 = \frac{R_A^в}{F} = \frac{3810}{43{,}7} = 85 \text{ кгс/см}^2.$$

$$\sigma = 1025 + 420 + 160 + 85 = 1690 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma] = 1945 \text{ кгс/см}^2.$$

В случае испытательной нагрузки ($1{,}4 \cdot Q_{ном}$)

$$\sigma' = 1{,}395 \cdot \sigma = 1{,}395 \cdot 1690 = 2360 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma]_{пр} = 2500 \text{ кгс/см}^2.$$

Сечение III-III

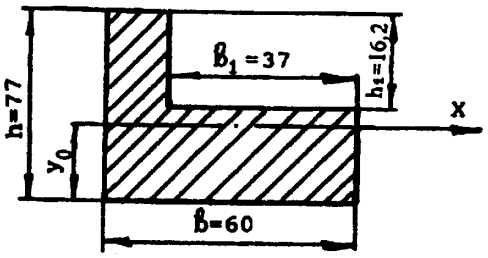


Рис. 5.
Сечение III-III

Геометрические характеристики сечения

$$F = в \cdot h - в_1 \cdot h_1 = 6 \cdot 7{,}7 - 3{,}7 \cdot 1{,}62 = 40{,}21 \text{ см}^2 ;$$

$$y_0 = \frac{в.h.0{,}5.h - в_1.h_1(h - 0{,}5.h_1)}{F} = \frac{6.7{,}7.0{,}5.7{,}7 - 3{,}7.1{,}62(7{,}7 - 0{,}5.1{,}62)}{40{,}21} = 3{,}396 \text{ см} ;$$

$$y_{max} = h - y_0 = 7{,}7 - 3{,}396 = 4{,}304 \text{ см} ;$$

$$I_x = \frac{в.h^3}{12} + в.h\left(\frac{h}{2} - y_0\right)^2 - \frac{в_1.h_1^3}{12} - в_1 - h_1\left(h - \frac{h_1}{2} - y_0\right)^2 =$$

$$= \frac{6.7{,}7^3}{12} + 6.7{,}7.\left(\frac{7{,}7}{2} - 3{,}396\right)^2 - \frac{3{,}7.1{,}62^3}{12} - 3{,}7.1{,}62\left(7{,}7 - \frac{1{,}62}{2} - 3{,}396\right)^2 = 163{,}3 \text{ см}^4 ;$$

Напряжения в сечении

$$\sigma_{пр} = \sqrt{(\sigma_1 + \sigma_2)^2 + 3\tau^2} ,$$

где σ_1 - напряжения изгиба от действия момента, создаваемого усилием $R_б^п$;

σ_2 - напряжения растяжения от действия усилия $R_б^п$;

τ - касательные напряжения сдвига от действия усилия $R_б^п$.

$$\sigma_1 = \frac{R_б^п.l_5.y_{max}}{I_x} = \frac{8720.6{,}543.4{,}304}{163{,}3} = 1505 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где

$$l_5 = \sqrt{\frac{(h - y_0)^2}{2}} + l_3 = \sqrt{\frac{(7{,}7 - 3{,}396)^2}{2}} + 3{,}5 = 6{,}543 \text{ см} ;$$

$$\sigma_2 = \frac{R_б^п.\sin 45^0}{F} = \frac{8720.0{,}7071}{40{,}21} = 155 \text{ кгс/см}^2 ;$$

$$\tau = \frac{R_6^6 \cdot \sin 45^0}{F} = \frac{8720.0{,}7071}{40{,}21} = 155 \text{ кгс/см}^2 ;$$

$$\sigma_{пр} = \sqrt{(1505+155)^2 + 3.155^2} = 1680 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma] = 1945 \text{ кгс/см}^2 .$$

В случае испытательной нагрузки (1,4 .Q)

$\sigma'_{пр} = \sigma_{пр} . 1{,}395 = 1680 . 1{,}395 = 2345$ кгс/см² < $[\sigma]_{пр} = 2500$ кгс/см².

Расчет опоры барабана (правой)

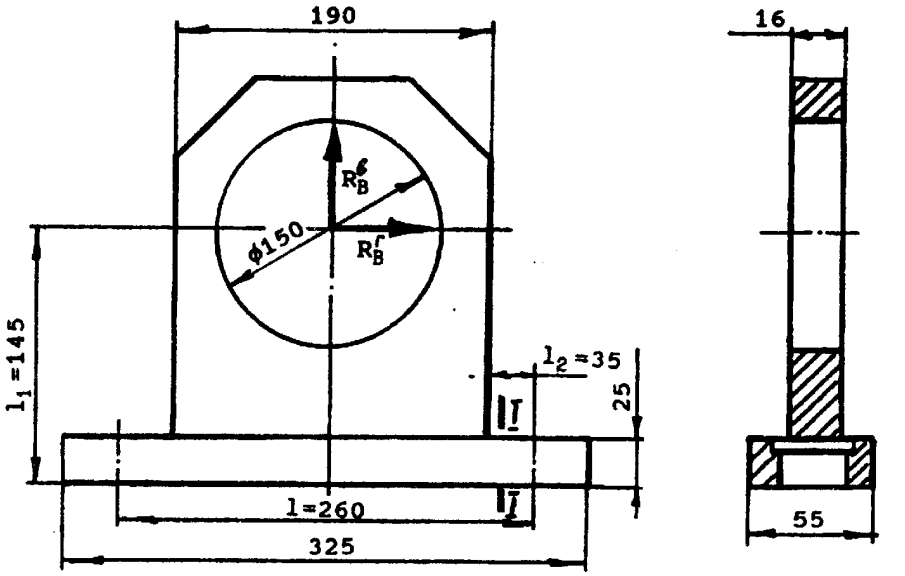


Рис. 6.
Расчетная схема правой опоры барабана

R_B^6=3130 кгс; R_B^r=1810 кгс.

Изгибающий момент в сечении I-I

$$M = \frac{R_B^6 .0{,}5.l + R_B^r .l_1}{l} .l_2 = \frac{3130.0{,}5.26 + 1810.14{,}5}{26} .3{,}5 = 9010 \text{ кгс.см.}$$

Момент сопротивления сечения I-I

$$W_x = \frac{B.h^2}{6} = \frac{5{,}5.2{,}5^2}{6} = 5{,}73 \text{ см}^3 .$$

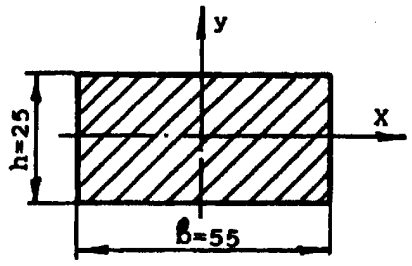


Рис. 7.
Сечение I-I

Напряжение в сечении

$$\sigma = \frac{M}{W_x} = \frac{9010}{5{,}73} = 1570 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma] = 2060 \text{ кгс/см}^2 .$$

Материал основания кронштейна - сталь 09Г2С ГОСТ 19282.
Предел текучести стали - $\sigma_т = 3300$ кгс/см^2 .

Допускаемые напряжения

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{3300}{1{,}6} = 2060 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где n = 1,6 - коэффициент запаса прочности при рабочих нагрузках.
В случае испытательной нагрузки (1,4 . Q)
$\sigma' = 1{,}395 \cdot \sigma = 1{,}395 \cdot 1570 = 2190$ кгс/см^2 < $[\sigma]_{пр} = 2360$ кгс/см^2 .

Допускаемые напряжения

$$[\sigma]_{пр} = \frac{\sigma_T}{n_1} = \frac{3300}{1{,}4} = 2360 \text{ кгс/см}^2 .$$

Расчет проушины

Расчет произведен по рекомендациям Б.С. Ковальского (см., например, журнал "Вестник машиностроения", № 10, 1969 г.).

Максимальное усилие, действующее на проушину

$$P = 1{,}395 \cdot R_в^б = 1{,}395 \cdot 3130 = 4365 \text{ кгс.}$$

Максимальное напряжение в проушине

$$\sigma_{max} = K_\alpha \frac{P}{(B-d).t} ,$$

где $K_\alpha = 3{,}8$ - коэффициент концентрации напряжений, определяемый в зависимости от отношения B/d и угла контакта α_0 ;
B = 190 мм - ширина проушины;
d = 150 мм - диаметр отверстия;
t = 16 мм - толщина проушины.

$$\sigma_{max} = 3{,}8\frac{4365}{(19-15).1{,}6} = 2590 \text{ кгс.см}^2 < [\sigma] = 2805 \text{ кгс.см}^2.$$

Допускаемые напряжения

$$[\sigma] = 0{,}85 \cdot \sigma_т = 0{,}85 \cdot 3300 = 2805 \text{ кгс.см}^2 .$$

Расчет приставной реборды барабана и деталей ее крепления

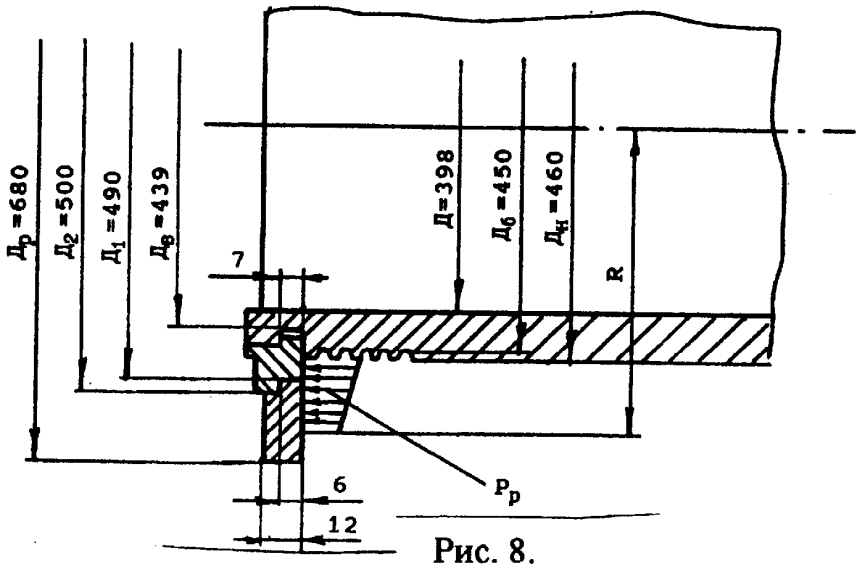


Рис. 8.
Приставная реборда барабана

Распорное усилие, действующее на реборду

$$P_p = 0{,}25.\alpha_2.S_{p.max}\left(\frac{Дб}{d_K}\right)^2 = 0{,}25.0{,}0196.4840\left(\frac{45}{1{,}95}\right)^2 = 12630 \text{ кгс},$$

где α_2 - коэффициент, определяемый в зависимости от типа сердечника каната и коэффициента

$$\eta = 1 + 2(Z_c - 1)\frac{d_K}{Дб} = 1 + 2(4-1)\frac{1{,}95}{45} = 1{,}26 .$$

По табл. 6 - [5] - $\alpha_2 = 0{,}0196$.

Распорное усилие P_p распределяется по радиусу реборды по трапециедальному закону.

Определим максимальное и минимальное давления от усилия P_p.

Вспомогательные коэффициенты:
- коэффициент, определяемый в зависимости от поперечной жесткости каната:

для каната с металлическим сердечником

$$\omega = 10 - [1].$$

$$m_p = \frac{1}{2 - \frac{2\delta}{Дб}}\cdot\left[1 - \nu + (1+\nu)\left(1 - \frac{2\delta}{Дб}\right)^2\right] = \frac{1}{2 - \frac{2.2{,}3}{45}}\cdot\left[1 - 0{,}3 + (1+0{,}3)\left(1 - \frac{2.2{,}3}{45}\right)^2\right] = 0{,}921,$$

где $\nu = 0,3$ - коэффициентПуассона;

$$\lambda_p = \frac{m_p \cdot \gamma_c D_б \cdot E_к}{2\delta \cdot E \cdot B_1} = \frac{0,92 1.0,42.45.1,5.10^6}{2.2,3.1.10^6.1} = 5,68 ,$$

где $\gamma_c = 0,42$ - для каната со стальным сердечником;
$E_к = 1,5.10^6$ кгс/см² - модуль упругости каната;
$E_б = 1.10^6$ кгс/см² - модуль упругости материала барабана (чугун);
$B_I = 1$ - (при отсутствии ребер);

$$\beta = \frac{\omega - \lambda_p}{\omega + \lambda_p} = \frac{10 - 5,68}{10 + 5,68} = 0,276 .$$

Максимальное давление на реборду

$$q_2 = \frac{P_p}{R^2} \cdot A = \frac{12630}{29,33^2} .1,457 = 21,4 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где $R = \frac{Д_б}{2} + \frac{2Z_c - 1}{2} \cdot d_к = \frac{45}{2} + \frac{2.4 - 1}{2} .1,95 = 29,33$ см - радиус барабана по осевой линии каната последнего (максимального) слоя навивки.
$Д_к = 2 . R$;

$A = 1,457$ - коэффициент, определяемый в зависимости от величин β, η и ω ([5] , табл. 2 приложения).

Минимальное давление на реборду

$$q_1 = K . q_2 = 0,150 . 21,4 = 3,2 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где $K = 0,150$ - коэффициент, определяемый в зависимости от В, η и ω ([5] , табл.1 приложения).

Давление по окружности

$$q_3 = \frac{(q_2 - q_1)(D_к - D_п)}{D_к - D_б} + q_1 = \frac{(21,4 - 3,2)(2.29,33 - 49)}{2.29,33 - 45} + 3,2 = 16,1 \text{ кгс/см}^2.$$

Отношение усилия от давления на реборду - деталь к полному усилию $P_р$

$$\xi = \frac{\pi/4\left[D_к^2 \cdot q_1 + 1/3(q_3 - q_1)\left(D_к^2 + D_к . D_п + D_п^2\right) - D_п^2 \cdot q_3\right]}{\pi/4\left[D_к^2 \cdot q_1 + 1/3(q_2 - q_1)\left(D_к^2 + D_к . D_б + D_б^2\right) - D_б^2 \cdot q_2\right]} =$$

$$= \frac{58,7^2.3,2 + 1/3(16,1 - 3,2)(58,7^2 + 58,7.49 + 49^2) - 49^2.16,1}{58,7^2.3,2 + 1/3(21,4 - 3,2)(58,7^2 + 58,7.45 + 45^2) - 45^2.21,4} = 0,584.$$

Расчет барабана в месте выточки

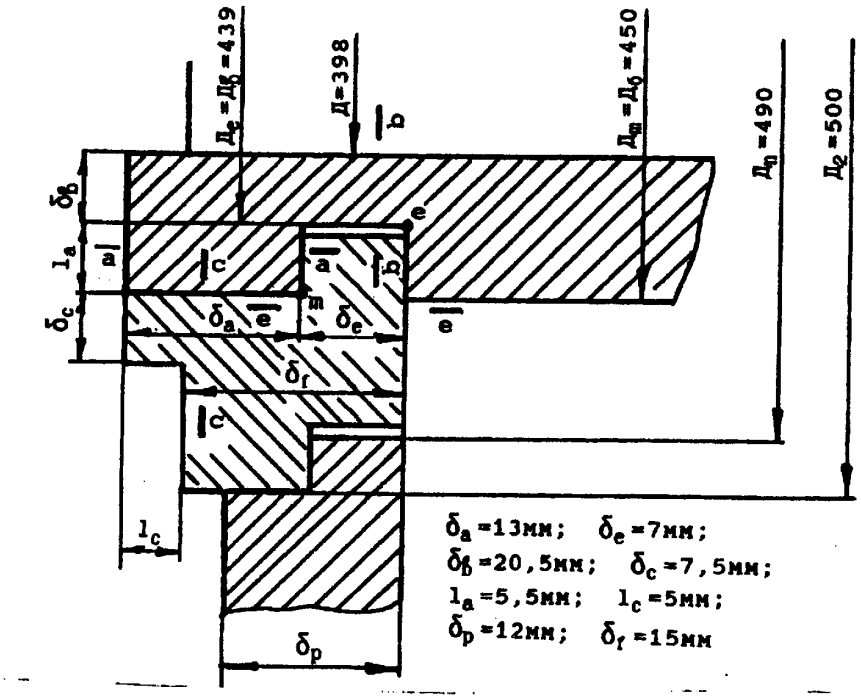


Рис. 9.
Барабан в месте выточки

Напряжения среза в сечении а-а от распорного усилия P_p

$$\tau = \frac{P_p}{\pi . D_в . \delta_a} = \frac{12630}{\pi . 43{,}9 . 1{,}3} = 70 \text{ кгс/см}^2 < [\tau] = 930 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где $Д_в = 439$ мм - диаметр барабана по внутренней образующей выточки.

Допускаемые напряжения среза

$$[\tau] = \frac{\tau_в}{n_т} = \frac{2800}{3} = 930 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где $\tau_в = 2800$ кгс/см^2 - временное сопротивление при срезе чугуна СЧ 25;

$n = 3$ - коэффициент запаса прочности при срезе для барабана из чугуна.

Определяем нормальные напряжения от изгиба в кольцевых сечениях "а-а" и "в-в".

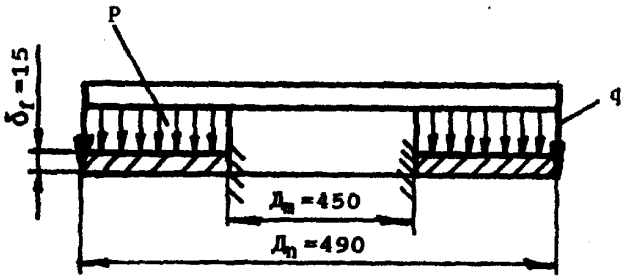


Рис. 10.
Расчетная схема

Распирающая сила P_p передается на барабан ребордой через контакт с полукольцами по окружности "n". Рассматриваем полукольца как одно кольцо, защемленное по внутренней окружности "m" и нагруженное по внешнему контуру погонной нагрузкой q от силы $F = \xi \cdot P_p$ и равномерным давлением по всей площади "p".

$$p = \frac{4(1-\xi).P_p}{\pi\left(D_n^2 - D_m^2\right)},$$

где $\xi = 0{,}584$.

Напряжение в заделке (по окружности диаметра D_m)

$$\sigma_{max} = C_{\sigma 1}\cdot\frac{F}{\delta_f^2} + C_{\sigma 2}\cdot\frac{p.D_2^2}{\delta_f^2} = 0{,}101\frac{0{,}584.12630}{1{,}5^2} + 0{,}0076\frac{4(1-0{,}584)12630.49^2}{\pi\left(49^2-45^2\right)1{,}5^2} =$$

$= 475$ кгс/см^2,

где $C_{\sigma i}$ - коэффициенты, определяемые в зависимости от отношения внутреннего и наружного диаметров и схемы нагружения.

$$B = \frac{D_m}{D_n} = \frac{45}{49} = 0{,}918 \rightarrow C_{\sigma 1} = 0{,}101, \qquad C_{\sigma 2} = 0{,}0076.$$

Изгибающий момент по окружности "m" на единицу длины окружности

$$M_m = \frac{\sigma_{max}.\delta_f^2}{6} = \frac{475.1{,}5^2}{6} = 178 \text{ кгс. см/см.}$$

Изгибающий момент по всей окружности

$$M = M_m \cdot \pi \cdot Д_m = 178 \cdot \pi \cdot 45 = 25160 \text{ кгс.см.}$$

Изгибающий момент в сечении "а-а" барабана

$$M_{а\text{-}а} = M + P_p \cdot l_а = 25160 + 12630 \cdot 0{,}55 = 32100 \text{ кгс.см.}$$

Напряжение изгиба в сечении "а-а"

$$\sigma_{a-a} = \frac{M_{a-a}}{W_{a-a}} = \frac{32100}{38{,}8} = 827 \text{ кгс/см}^2,$$

где $W_{a-a} = \frac{\pi . D_a . \delta_a^2}{6} = \frac{\pi . 43,9 . 1,3^2}{6} = 38,8$ см^3 - момент сопротивления сечения.

Напряжения изгиба в сечении "в-в"

$$\sigma_{в.в} = \frac{M_{в.в}}{W_{в.в}} + \frac{P_р}{F} = \frac{45050}{87,6} + \frac{12630}{256} = 565 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где

$M_{в-в} = M + P_р (l_а + 0,5 . \delta_в) = 25160 + 12630 (0,55 + 0,5 . 2,05) = 45050$ кгс.см ;

$W_{в.в} = \frac{\pi . D . \delta_в^2}{6} = \frac{\pi . 39,8 . 2,05}{6} = 87,6$ см^3 - момент сопротивления сечения;

$F = \pi . Д . \delta_в = \pi . 39,8 . 2,05 = 256$ см^2 - площадь сечения.

Допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_и] = \frac{(\sigma_в)_и}{n_и} = \frac{4000}{3} = 1330 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где $(\sigma_в)_и$ - временное сопротивление при изгибе чугуна СЧ 25;
$n_и = 3$ - коэффициент запаса прочности при изгибе для барабана из чугуна - [5] .

Расчет реборды

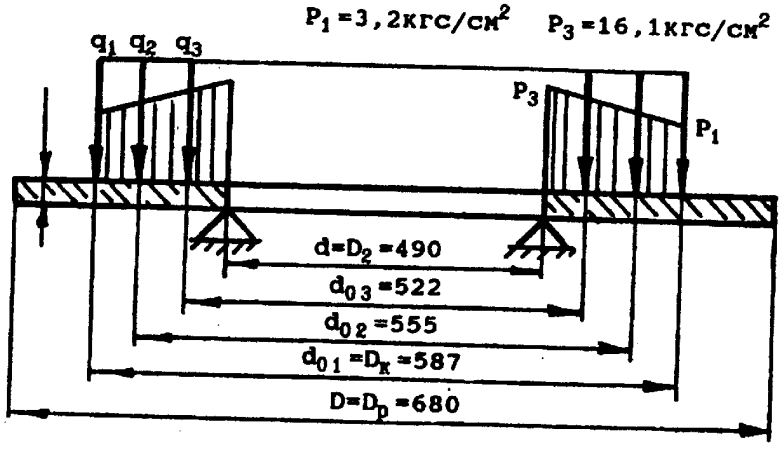


Рис. 11.
Расчетная схема

Рассматриваем кольцевую пластину, опертую по внутреннему диаметру и нагруженную погонными нагрузками q_{01}, q_{02}, q_{03} от сил

Q_1, Q_2, Q_3 по концентрическим окружностям диаметра d_{01} , d_{02} , d_{03} соответственно.

Суммарная нагрузка на реборду

$$F = Q_1 + Q_2 + Q_3 = \xi \cdot P_p = 0{,}584 \cdot 12630 = 7376 \text{ кгс.}$$

Определим усилия Q_1 , Q_2 и Q_3 .

$$Q_1 : Q_2 : Q_3 = (3{,}2+7{,}5).(58{,}7^2-55{,}5^2):(7{,}5+11{,}8).(55{,}5^2-52{,}2^2):(11{,}8+16{,}1)x$$
$$x(52{,}2^2-49^2) = 3910 : 6859 : 9035 = 1 : 1{,}754 : 2{,}311 ,$$

откуда

$$Q_1 = \frac{\sum_1^3 Q_i.1}{1+1{,}754+2{,}311} = \frac{7376}{5{,}065} = 1456 \text{ кгс} ;$$

$$Q_2 = \frac{\sum_1^3 Q_i.1{,}754}{1+1{,}754+2{,}311} = \frac{7376.1{,}754}{5{,}065} = 2554 \text{ кгс} ;$$

$$Q_3 = \frac{\sum_1^3 Q_i.2{,}311}{1+1{,}754+2{,}311} = \frac{7376.2{,}311}{5{,}065} = 3365 \text{ кгс.}$$

Максимальные напряжения на внутреннем крае

$$\sigma = \frac{1}{\delta_p^2}\cdot\sum_1^3 C_\sigma . Q_i = \frac{1}{1{,}2^2}\cdot(0{,}621.1456 + 0{,}407.2554 + 0{,}227.3365) = 1880 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где $C_{\sigma i}$ - коэффициенты, определяемые в зависимости от отношения $\beta = d/D = 0{,}72$ и отношений

$$\alpha_1 = \frac{d_{01}}{D} = \frac{58{,}7}{68} = 0{,}863 ;$$

$$\alpha_2 = \frac{d_{02}}{D} = \frac{55{,}5}{68} = 0{,}816 ;$$

$$\alpha_3 = \frac{d_{03}}{D} = \frac{52{,}2}{68} = 0{,}763 .$$

$C_{\sigma 1} = 0{,}621$; $C_{\sigma 2} = 0{,}407$; $C_{\sigma 3} = 0{,}227$ - [6] .

Материал реборды - сталь 09Г2С с пределом текучести $\sigma_т = 3300 \text{ кгс/см}^2$.

Допустимые напряжения

$$[\sigma] = \frac{\sigma_т}{n} = \frac{3300}{1{,}6} = 2060 \text{ кгс/см}^2 .$$

Определение моментов и частоты вращения на валах редуктора

Вал I

$$M^{I}_{KP} = \frac{M_{\text{Б}}}{U_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{р}}} = \frac{142000}{44,61.0,96} = 3315 \text{ кгс.см};$$

$$n_1 = n_{\text{гм}} = 1335 \text{ об/мин.}$$

Вал II

$$M^{II}_{KP} = M^{I}_{KP} \cdot U_{1-2} \cdot \eta_3 = 3315.7,333.0,98 = 23820 \text{ кгс.см};$$

где $U_{1-2} = 7,333$ - передаточное число первой пары;
$\eta_3 = 0,98$ - КПД зубчатой пары.

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{1-2}} = \frac{1335}{7,333} = 182 \text{ об/мин.}$$

Кратковременные моменты соответствуют натяжению каната при подъеме груза 1,4Q и равны

$M^{I}_{KP.max} = 4625$ кгс.см и $M^{II}_{KP.max} = 33240$ кгс.см.

Расчет основных геометрических параметров зубчатых колес выполняется по ГОСТ 16532, допуски определяются по ГОСТ 1643.

Расчет зубчатых колес на прочность и выносливость по контактным напряжениям изгиба проводится по методике, разработанной в ОАО "Укринкран" (см. ОСТ 22-922-84).

Расчет основных геометрических параметров

Таблица 2

Наименование параметра		Обозначение	I	II	III
Число зубьев	шестерни	Z_1	12	12	12
	колеса	Z_2	88	73	108
Модуль, мм		m	3,0	5,0	3,0
Межосевое расстояние, мм		Aw	152,5	152,5	180,0
Угол наклона, град.		β	10,4	0,0	0,0

Таблица 3

Расчет зубьев цилиндрических передач по контактным напряжениям и напряжениям изгиба /ОСТ 22-922-84/

Наименование	Обозначение и формула	Примечание	Пара	
			$Z_1 - Z_2$	$Z_3 - Z_4$
1	2	3	4	5
Число зубьев шестерни	Z_1		12	12
Число зубьев колеса	Z_2		88	73
Суммарное число зубьев	$Z_\Sigma = Z_2 \pm Z_1$		100	61
Передаточное число	$U = Z_2 / Z_1$		7,333	6,083
Нормальный модуль, см	m_n		0,3	0,5
Делительный диаметр шестерни, см	$d_1 = m_n . Z_1 / \cos\beta_g$		3,66	6,0
Делительный диаметр колеса, см	$d_2 = m_n . Z_2 / \cos\beta_g$		26,84	36,5
Рабочая ширина зубчатого венца шестерни, см	$b_{\omega 1}$		5,0	10,5
Рабочая ширина зубчатого венца колеса, см	$b_{\omega 2}$		4,5	10,0
Коэффициент смещения шестерни	x_1		0,4	0,4
Коэффициент смещения колеса	x_2		- 0,4	0,4
Коэффициент суммы(разности) смещений	$x_\Sigma = x_2 \pm x_1$		0	0

Продолжение табл. 3

1	2	3	4	5
Угол зацепления, град.	$\alpha_{t\omega}$	стр.85, 86 черт. 1, 2	20°25/	20°
Делительный угол наклона линии зуба, град.	β_g		10°24/	0°
Коэффициент	$K_{H\varphi}$	стр.32,черт.13	1	1
Коэффициент ширины	$\psi_{bd} = b_\omega / d_1$	стр. 87 и табл. 1	1,23	1,67
Материал шестерни			сталь 12ХН3А	сталь 12ХН3А
Предел прочности сердцевины зуба, кгс/см²	σ_{bc1}	стр. 93-95 табл. 1, 2	9500	9500
Предел текучести сердцевины зуба, кгс/см²	σ_{tc2}		7200	7200
Твердость поверхности зуба	HRC_1 (HB_1)		56...62	56...62
Твердость сердцевины зуба	HB_{c1}		> 250	> 250
Материал колеса			сталь 40Х	сталь 40Х
Предел прочности сердцевины зуба, кгс/см²	σ_{bc2}	стр. 93-95 табл. 1, 2	9000	8500
Предел текучести сердцевины зуба, кгс/см²	σ_{tc2}		7000	6500
Твердость поверхности зуба	HRC_2 (HB_2)		30...38	(260...290)
Твердость сердцевины зуба	HB_{c2} (HRC_{c2})		> 280	260...290
Частота вращения шестерни	n_1		1335	182
Частота вращения колеса	n_2		182	30
Расчетный крутящий момент на шестерне, кгс.см	T_1		3315	23820

Продолжение табл. 3

1	2	3	4	5
Максимальный крутящий момент на шестерне, кгс.см	$T_{1\,max}$		4625	33240
Срок службы, час	H_0		800	800
Окружная скорость, м/сек.	$V = n_1 . d_1 / 1900$		2,57	0,57
Коэффициент	n	стр.15	~ 0,1	~ 0
Расчет рабочих поверхностей зубьев на контактную выносливость				
Коэффициент динамичности	$K_{H\nu}$	стр.14, табл.1	1,05	1,0
Коэффициент неравномерности	$K_{H\beta}$	стр. 16-17, черт. 1	1,07	1,12
Условие косозубности	$b_{\omega\ min} = \frac{2{,}6m_n}{\sin\beta_d} \le b_\omega$	стр. 33	4,3 < 4,5	-
Коэффициент косозубности (для косозубых передач)	$K_{H\alpha}$	стр.33, черт.13	$\frac{1{,}19}{1{,}36}$	-
Коэффициент (для внутреннего зацепления)	$K_{H\lambda}$	стр. 31, 32	1	1
Коэффициент действующих контактных напряжений, кгс/см^2	$C_H = \frac{2T_1 . K_{H\nu} . K_{H\beta}(U+1)}{b_\omega . d_1^2 . U . K_{H\alpha} . K_{H\lambda} . K_{H\varphi}}$		$\frac{117{,}6}{102{,}9}$	123,9
Действующие контактные напряжения, кгс/см^2	σ_H	стр. 89	$\frac{16500}{15500}$	17190

Продолжение табл.3

1		2	3	4	5
Коэффициент качества поверхностей зубьев		Z_R	Стр.48,табл.7	0,95	0,95
Коэффициент нагрузки		K_{HH}	Стр.42,табл.5	$\frac{1}{1,39}$	$\frac{1}{1,39}$
Общее число циклов изменения напряжений шестерни		$N_{\Sigma 1}=60.i.n_1.H_0$		$6,41.10^7$	$0,87.10^7$
Общее число циклов изменения напряжений колеса		$N_{\Sigma 2}=60.i.n_2.H_0$		$0,87.10^7$	$0,14.10^7$
Коэффициент		μ_{mH}	Стр.43, табл.6	0,06	0,06
Эквивалентное число циклов изменения напряжений шестерни		$N_{HE1}=\mu_{mH} . N_{\Sigma 1}$	Стр. 43	$3,85.10^6$	$0,52.10^6$
Эквивалентное число циклов изменения напряжений колеса		$N_{HE2}=\mu_{mH} . N_{\Sigma 2}$		$0,52.10^6$	$0,08.10^6$
Коэффициент режима	для шестерни	K_{HL1}	Стр.44, 45 черт.22, 23	3,2	6,13
	для колеса	K_{HL2}		4,58	8,0

Продолжение табл.3

1	2		3	4	5
Допускаемое значение коэффициента контактных напряжений при базовом числе циклов для шестерни, кгс/см^2	$C^{o}_{нр1}$		Стр.41, черт.21	56	56
Допускаемое значение коэффициента контактных напряжений при базовом числе циклов для колеса, кгс/см^2	$C^{o}_{нр2}$		Стр.41, черт.21	20,4	19,1
Допускаемое значение коэффициента контактных напряжений для шестерни, кгс/см^2	$C_{нр1}=C^{o}_{нр1}.K_{HL1}.Z^2_R.K^2_{нн}$			161,7	309,8
Допускаемое значение коэффициента контактных напряжений для колеса, кгс/см^2	$C_{нр2}=C^{o}_{нр2}.K_{HL2}.Z^2_R.K^2_{нн}$			162,9	256,7
Наименьшее значение из $C_{нр1}$ и $C_{нр2}$	$C_{нр\ min}$			161,7	256,7
Допускаемое значение коэффициента контактных напряжений при проверке прочности по наибольшим рабочим нагрузкам, кгс/см^2	для шестерни	$C_{нр1\ раб}$	Стр.49, табл.8	168	196
	для колеса	$C_{нр2\ раб}$		112,2	124,2

Продолжение табл.3

1	2	3	4	5
Допускаемое значение коэффициента контактных напряжений для зубчатой пары, кгс/см²	$C_{нр\ раб}$		161,7 / 112,2	124,2
Допускаемые контактные напряжения, кгс/см²	$\sigma_{нр\ раб}$	Стр. 89	19300 / 16100	17200
Расчет на пластическую деформацию или хрупкое разрушение поверхностей зубьев.				
Коэффициент максимальных контактных напряжений, кгс/см²	$C_{H.пр} = C_H \cdot \frac{T_{1\,max}}{T_1}$		164 / 143,5	172,8
Допускаемое значение коэффициента предельных контактных напряжений, кгс/см²	$C_{нр.пр.}$	Стр. 49, табл.8	224 / 204	229,2
Расчет зубьев на выносливость при изгибе.				
Коэффициент динамичности	K_{FV}	Стр.14 табл.1	1.16	1,0
Коэффициент неравномерности	$K_{F\beta}$	Стр.16, 18 черт.2	1,12	1,21
Коэффициент косозубности	$K_{F\alpha}$	Стр. 33 табл. 3	1,2	1

Продолжение табл.3

1	2	3	4	5
Коэффициент износа	γ	Стр.34 табл.4	1,16 1,0	1
Коэффициент формы зуба шестерни	y_{F1}	Стр.21-30 черт.5-11	0,282	0,282
Коэффициент формы зуба колеса	y_{F2}		0,298	0,318
Напряжения изгиба зубьев шестерни, кгс/см^2	$\sigma_{F1} = \frac{2T_1 . K_{FV} . K_{F\beta}}{b_w . d_1 . m_n . y_{F1} . K_{F\alpha}}$		5980	6490
Напряжения изгиба зубьев колеса, кгс/см^2	$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} . \frac{y_{F1} . b_{w1} . \gamma_2}{y_{F2} . b_{w2} . \gamma_1}$		4880	6050
Коэффициент	μ_{mF}	Стр.43 табл.6	0,019 0,02	0,019 0,02
Эквивалентное число циклов изменения напряжений шестерни	$N_{FE1}=\mu_{mF} . N_{\Sigma 1}$	Стр.42	1,22.10^6	0,17.10^6
Эквивалентное число циклов изменения напряжений колеса	$N_{FE2}=\mu_{mF} . N_{\Sigma 2}$		0,17.10^6	0,03.10^6

Продолжение табл.3

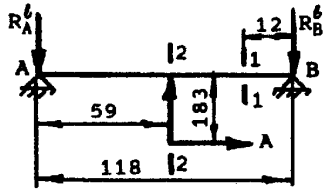
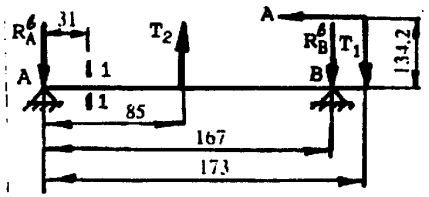
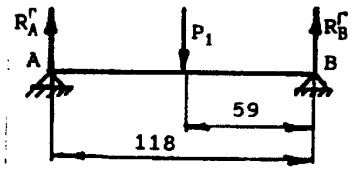
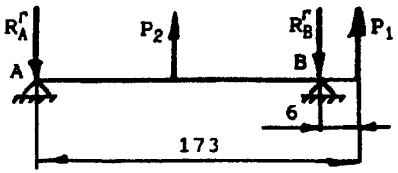
1	2	3	4	5
Коэффицинт режима для шестерни	K_{FL1}	Стр.50,51	1,23	1,53
Коэффициент режима для колеса	K_{FL2}		1,9	2,54
Коэффициент нагрузки	K_{HF}	Стр.42 табл.5	1,3	1,3 1,55
Коэффициент запаса	S_F	Стр.49 табл.9	1,75	1,75 1,6
Коэффициент чистоты поверхности выстружки	K_{fq}	Стр.50	0,94	0,94
Допускаемые напряжения изгиба зубьев для шестерни, кгс/см^2	σ_{FP1}	Стр.49 табл.9	5625	7000
Допускаемые напряжения изгиба зубьев для колеса, кгс/см^2	σ_{FP2}		7560	8125 (8960)
Расчет зубьев на пластическую деформацию или хрупкое разрушение при изгибе				
Максимальные напряжения изгиба в зубьях шестерни,кгс/см^2	$\sigma_{F1\max} = \sigma_{F1} \cdot \frac{T_{1\max}}{T_1}$		8335	9055

Продолжение табл.3

1	2	3	4	5
Максимальные напряжения изгиба в зубьях колеса, кгс/см^2	$\sigma_{F2\max} = \sigma_{F2} \cdot \frac{T_{1\max}}{T_1}$		6800	8430
Допускаемые максимальные напряжения изгиба в зубьях шестерни, кгс/см^2	$\sigma_{FP1}\max$	Стр.52	9000	9000
Допускаемые максимальные напряжения изгиба в зубьях колеса, кгс/см^2	$\sigma_{FP2}\max$		8400	8125

Таблица 4

Расчет валов на прочность и выносливость

Определяемая величина и формула		ВАЛ I	ВАЛ II
Максимальный крутящий момент, кгс.см	$M_{p\,max}$ - рабочий	3315	23820
	M_{max}-кратковременный	4625	33240
Окружная сила, кгс $P = \frac{2M_{max}}{d_1}\cdot\left(\frac{K_{qK}+1}{2}\right)$	$P_{p\,max}$	1860	7945
	P_{max}	2590	11080
Радиальная сила, кгс $T = P.\frac{tg\alpha_w}{\cos\beta_d}$	$T_{p\,max}$	690	2890
	T_{max}	960	4030
Осевая сила, кгс $A = P\,.\,tg\,\beta_d$	$A_{p\,max}$	340	340
	A_{max}	475	475
Схема вала в вертикальной плоскости			
Схема вала в горизонтальной плоскости			

Продолжение табл.4

Определяемая величина и формула	В А Л	
	I	II
Материал вала и механические свойства, кгс/см^2	Сталь 12ХН3А ГОСТ 4543; улучшение: НВ=260...290; $\sigma_в$=9500; $\sigma_т$=7000; σ_{-1}=4600	Сталь 12ХН3А ГОСТ 4543; улучшение: НВ=260...290; $\sigma_в$=9500; $\sigma_т$=7000; σ_{-1}=4600
Нагрузки на опоры вала в вертикальной плоскости, кгс (наиболее неблагоприятный случай):		
рабочие	$R_A^{\phi} = \frac{T_1.5{,}9 - A.1{,}83}{11{,}8} = \frac{690.5{,}9 - 340.1{,}83}{11{,}8} = 290$ $R_B^{\phi} = \frac{T_1.5{,}9 + A.1{,}83}{11{,}8} = \frac{690.5{,}9 + 340.1{,}83}{11{,}8} = 400$	$R_a^{\phi} = \frac{T_2.8{,}2 - A.13{,}42 + T_1.0{,}6}{16{,}7} = \frac{2890.8{,}2 - 340.13{,}42 + 690.0{,}6}{16{,}7} = 1170;$ $R_B^{\phi} = \frac{T_2.8{,}5 - T_1.17{,}3 + A.13{,}42}{16{,}7} = \frac{2890.8{,}5 + 690.17{,}3 + 340.13{,}42}{16{,}7} = 1030$
кратковременные	$R_A'^{B} = R_A^{\phi}.\frac{M_{max}}{M_{p\,max}} = R_A^{\phi}.1{,}395 = 405;$	$R_A'^{\phi} = 1630$

Продолжение табл.4

Определяемая величина и формула	ВАЛ	
	I	II
	$R_B'' = R_B'' \cdot \frac{M_{max}}{M_{p\,max}} =$ $= R_B''.1{,}395 = 560$	$R_B'' = 1435$
Нагрузки на опоры вала в горизонтальной плоскости, кгс (наиболее неблагоприятный случай):		
рабочие	$R_A^r = P.\frac{5{,}9}{11{,}8} = 1860.0{,}5 = 930$	$R_A^r = \frac{P_2.8{,}2 - P_1.0{,}6}{16{,}7} =$ $= \frac{7945.8{,}2 - 1860.0{,}6}{16{,}7} = 3835;$
	$R_B^r = R_A^r = 930$	$R_B^r = \frac{P_2.8{,}5 + P_1.17{,}3}{16{,}7} =$ $= \frac{7945.8{,}5 + 1860.17{,}3}{16{,}7} = 5970$
кратковременные	$R_A^{kr} = R_a^r \cdot 1{,}395 =$ $= 930 \cdot 1{,}395 = 1295$ $R_B^{kr} = R_A^{kr} = 1295$	$R_A^{kr} = 5350$ $R_B^{kr} = 8330$

Продолжение табл.4

Определяемая величина и формула		В А Л	
		I	II
Нагрузки на опоры вала /результирующие/, кгс	рабочие	$R_A = 975$ $R_B = 1010$	$R_A = 4010$ $R_B = 6060$
	кратковременные	$R'_A = 1355$ $R'_B = 1410$	$R'_A = 5595$ $R'_B = 8455$
Изгибающие моменты в опасных сечениях в вертикальной плоскости, кгс.см:	рабочие	$M^{в}_{1-1}=R^{в}_{B}.1,2=400.1,2=480$ $M^{в}_{2-2}=R^{в}_{B}.5,9=400.5,9=2360$	$M^{в}_{1-1}=R^{в}_{A}.3,1=1170.3,1=3625$
	кратковременные	$M^{'в}_{1-1}=R^{'в}_{B}.1,2=560.1,2=670$ $M^{'в}_{2-2}=R^{'в}_{B}.5,9=560.5,9=3305$	$M^{'в}_{1-1}=R^{'в}_{A}.3,1=1630.3,1=5055$
Изгибающие моменты в опасных сечениях в горизонтальной плоскости, кгс.см:	рабочие	$M^{г}_{1-1}=R^{г}_{B}.1,2=930.1,2=1115$ $M^{г}_{2-2}=R^{г}_{B}.5,9=930.5,9=5485$	$M^{г}_{1-1}=R^{г}_{A}.3,1=3835.3,1=11890$
	кратковременные	$M^{'г}_{1-1}=R^{'г}_{B}.1,2=1295.1,2=1555$ $M^{'г}_{2-2}=R^{'г}_{B}.5,9=1295.5,9=7640$	$M^{'г}_{1-1}=R^{'г}_{A}.3,1=5350.3,1=16580$
Суммарные изгибающие моменты в опасных сечениях, кгс.см:	рабочие	$M_{1-1}=1215$ $M_{2-2}=5970$	$M_{1-1}=12430$
	кратковременные	$M'_{1-1}=1695$ $M'_{2-2}=8325$	$M'_{1-1}=17330$
Диаметр вала в опасном сечении, см		$d_1 = 3,9$ $d_2 = 3,66$	$d_1 = 4,9$

Продолжение табл.4

Определяемая величина и формула		ВАЛ I	ВАЛ II
Моменты сопротивления сечений,см³	при изгибе	$W_{и1} = 5,93$ $W_{и2} = 4,9$	$W_{и1} = 11,76$
	при кручении	$W_{к1} = 11,86$ $W_{к2} = 9,8$	$W_{к1} = 23,52$
Расчет валов на статическую прочность.			
Напряжения кручения в сечениях вала, кгс/см²	$\tau = \frac{M_{max}}{W_K}$	$\tau_{1-1} = 390$ $\tau_{2-2} = 470$	$\tau_{1-1} = 1415$
Напряжения изгиба в сечениях вала, кгс/см²	$\sigma_u = \frac{M'_u}{W_u}$	$\sigma_{и1-1} = 285$ $\sigma_{и2-2} = 1700$	$\sigma_{и1-1} = 1475$
Запасы прочности: при изгибе при кручении	$n_{\sigma т} = \sigma_т/\sigma_и$ $n_{\tau т} = \tau_т/\tau$	$n_{\sigma т1-1}=24,6$ $n_{\sigma т2-2}=4,12$ $n_{\tau т1-1}=12,6$ $n_{\tau т2-2}=10,4$	$n_{\sigma т1-1}=4,75$ $n_{\tau т1-1}= 3,46$
Запас прочности	$n_T = \frac{n_{\sigma_T} \cdot n_{\tau_T}}{\sqrt{n^2_{\sigma_T} + n^2_{\tau_T}}}$	$n_{т1-1} = 11,2$ $n_{т2-2} = 3,83$	$n_{т1-1} = 2,80$

Продолжение табл.4

Определяемая величина и формула		В А Л	
		I	II
Допускаемый запас прочности	$[n_т]$	1,4 ÷ 1,6	
Расчет валов на выносливость.			
Напряжения изгиба в сечениях вала, кгс/см²	$\sigma_и = 0{,}75.\frac{M_и}{W_и}$	$\sigma_{и1\text{-}1}$=155 $\sigma_{и2\text{-}2}$=915	$\sigma_{и1\text{-}1}$=790
Напряжения кручения в сечениях вала, кгс/см²	$\tau = 0{,}75.\frac{M_{КР}}{W_к}$	$\tau_{1\text{-}1}$=210 $\tau_{2\text{-}2}$=255	$\tau_{1\text{-}1}$=760
Эффективные коэффициенты концентрации напряжения:	при изгибе K_σ	$K_{\sigma 1\text{-}1}$=1,79 $K_{\sigma 2\text{-}2}$=1	$K_{\sigma 1\text{-}1}$=1,79
	при кручении K_τ	$K_{\tau и}$=1,48 $K_{\tau 2\text{-}2}$=1,55	$K_{\tau 1\text{-}1}$=1,48
Коэффициент эквивалентности	$K_э = \sqrt[9]{N_{ци}}/5{,}5$	1	0,82
Фактическое число циклов нагрузки	$N_{ци}$=60n_1.T.0,79 = =4,5 . n_1 . T	6 . 10^6	0,82 . 10^6
Коэффициенты влияния на величину предела усталости абсолютных размеров вала:	при изгибе ε_σ	0,77	0,73
	при кручении ε_τ	0,81	0,78

Продолжение табл.4

Определяемая величина и формула		В А Л	
		I	II
Коэффициент влияния на предел усталости состояния поверхности вала	β	0,85	0,85
Коэффициенты	ψ_σ ψ_τ	0,1 0,05	0,1 0,05
Запас прочности вала по нормальным напряжениям $n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \cdot K_Э}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}$		$n_{\sigma 1\text{-}1}$=10,85 $n_{\sigma 2\text{-}2}$=3,29	$n_{\sigma 1\text{-}1}$=2,46
Запас прочности вала по касательным напряжениям $n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\left(\frac{K_\tau \cdot K_Э}{\varepsilon_\tau \cdot \beta} + \psi_\tau\right)\tau_a}$		$n_{\tau 1\text{-}1}$=9,53 $n_{\tau 2\text{-}2}$=7,50	$n_{\tau 1\text{-}1}$=3,08
Запас прочности $n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}$		$n_{1\text{-}1}$ = 7,16 $n_{2\text{-}2}$ = 3,01	$n_{1\text{-}1}$ = 1,92
Допускаемый запас прочности	n_{min}	1,3 ÷ 1,5	

Расчет долговечности подшипников

Номинальная долговечность подшипника, выраженная в часах

$$L_h = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{C}{Q}\right)^{\alpha}}{60.n} \quad , \quad [4]$$

где C - динамическая грузоподъемность;
n - частота вращения, об/мин;
α - показатель степени:
α=3 - для шарикоподшипниов;
α=3,33 - для роликоподшипников;
Q - приведенная расчетная нагрузка.

$$Q = (x \cdot K_к \cdot R_э + y \cdot A_э) \cdot K_б \cdot K_т \quad \text{при} \quad \frac{A}{K_к \cdot R_э} > e$$

и $$Q = R_э \cdot K_к \cdot K_б \cdot K_т \quad \text{при} \quad \frac{A}{K_к \cdot R_э} < e ,$$

где e - коэффициент для различных типов подшипников (каталог);
$R_э$ - радиальная нагрузка (эквивалентная);
$A_э$ - осевая нагрузка (эквивалентная);
x - коэффициент радиальной нагрузки;
y - коэффициент осевой нагрузки;
$K_к$ - коэффициент вращения;
$K_б$ - коэффициент безопасности;
$K_т$ - температурный коэффициент;

$$R_э = R \cdot \varphi_{экв} = 0{,}55 \cdot R ;$$
$$A_э = A \cdot \varphi_{экв} = 0{,}55 \cdot A ,$$

где $\varphi_{экв}$=0,55 - коэффициент эквивалентности нагрузки для легкого режима эксплуатации.

В расчете принимаем коэффициент безопасности:

для оси - $K_б = 1{,}3$;
для валов - $K_б = 1{,}0$.

Расчет подшипников на долговечность сведен в табл.5.

Расчет подшипников на долговечность

Таблица 5

Вал (ось)	Опора	$R_э$, кгс	$A_э$, кгс	$K_к$	№№ подшипников	C, кгс	C_0, кгс	$\frac{A_э}{C_0}$	e	$\frac{A_э}{R_э}$	x	y	n, об/мин	L_h, час
Ось барабана	A	3440	-	1,2	126 ГОСТ 8338-75	7970	7450	-	-	-	1	0	30	1820
	B	4290	-		130 ГОСТ 8338-75	9860	9880	-	-	-	1	0		1775
I	A	535	-	1	3508 ГОСТ 5721-75	2540	3390	-	0,321	-	1	0	1335	2235
	B	555	185							0,333	0,67	3,131		330
II	A	2205	185	1	3608 ГОСТ 5721-75	6490	6620	-	0,419	0,08	1	1,611	182	2185
	B	3335	-		3514 ГОСТ 5721-75	6810	9560	-	-	-	1	0		985
		-												

Таблица 6

Расчет шлицев

Наименование	Обозначение	Расчетная формула и указания	Вал			
			I	II	III	IV
1	2	3	4	5	6	7
Зубчатое соединение	ZxDxd (эв.D x m x Z)		40x2x18	50x2x24	110x3,5x30	110x3,5x30
Расчетная длина, см	l_p		2,3	3,5	7,5	8,0
Суммарный статический момент площади рабочих поверхностей соединения единичной длины относительно оси вала, $см^3/см$	S_F		6,1	10,4	50,5	50,5
Расчетный крутящий момент (наибольший из длительно действующих моментов), кгс.см	$M_{кр}$		3315	23820	142000	142000
Режим нагрузки (легкий, средний, тяжелый)			I (легкий)			
Общее время работы механизма, час	T_o		1000			
Предел текучести материала зубьев меньшей твердости, $кгс/см^2$	$\sigma_т$		4500	7000	3000	3000
Коэффициент запаса прочности - для незакаленных поверхностей - для закаленных поверхностей	n		1,25 -			
Коэффициент динамичности нагрузки	K_q		1,4			

Продолжение табл.6

1	2	3	4	5	6	7
Среднее давление на рабочих поверхностях, кгс/см^2	σ	Расчет на смятие $\frac{M_{KP}}{S_F.l_p}$	240	655	375	350
Параметр	ψ	$\frac{P.d_{cp}}{2.M_{KP}}$	-	-	-	0,387
Расчетная длительно действующая нагрузка, воспринимаемая соединением, кгс	P	$\sqrt{P_1^2 + T_1^2}$	-	-	-	9730
Коэффициент наравномерности распределения нагрузки между зубьями от действия поперечной силы	$K_з$	Табл.4	1	1	1	1,78
Коэффициент концентрации нагрузки от закручивания вала	$K_{кр}$	Табл.3	1,2	1,2	1,3	1,3
Параметр	ε	$\frac{M}{P.l_o}$	0	0	0	0,237
Момент, кгс.см	M	$P_e \pm 0,5A.d_ω$	0	0	0	18475
Величина смещения середины зубчатого венца относительно середины шлицевого участка ступицы, см	e		0	0	0	1,8
Коэффициент концентрации в связи со смещением нагрузки от средней плоскости ступицы	K_e	Черт.1	1	1	1	1,4

Продолжение табл.6

1	2	3	4	5	6	7
Коэффициент продольной концентрации нагрузки: - при подводе и снятии $M_{кр}$ с одной стороны ступицы	$K_{пр}$	$K_{кр}+K_{e}-1$	1,2	1,2	1,3	1,7
- при подводе и снятии $M_{кр}$ с разных сторон ступицы	$(K_{пр})$	большее из значений $K_{кр}$ и K_{e}	-	-	-	-
Коэффициент, учитывающий снижение концентрации нагрузки вследствие приработки: - при расчете соединения до приработки			-	-	-	-
- после приработки с постоянным режимом нагружения	γ_0		0	0	0	0
- после приработки с переменным режимом нагружения.			-	-	-	-
Коэффициент, учитывающий концентрацию нагрузки в связи с погрешностями изготовления: - до приработки при низкой точности изготовления	$K_{п}$		-	-	-	-
- после приработки			1	1	1	1
Общий коэффициент концентрации нагрузки	$K_{см}$	$K_{з}.K_{пр}.K_{п}$	1,2	1,2	1,3	3,03

Продолжение табл.6

1	2	3	4	5	6	7
Допускаемое среднее давление, кгс/см^2	$[\sigma]_{см}$	$\frac{\sigma_т}{n.K_{см}.K_q}$	2140	3335	1320	565
Коэффициент неравномерности распределения нагрузки, умноженной на коэффициент, учитывающий различное скольжение на рабочих поверхностях при вращении вала	$K'_з$	Табл. 4	1	1	1	-
Общий коэффициент концентрации нагрузки	$K_{изм}$	$K'_з . K_{пр}$	1,2	1,2	1,3	-
Коэффициент переменности нагрузки	$K'_н$	Табл.5	0,43	0,43	0,43	0,43
Коэффициент числа циклов	$K_ц$	$\sqrt[3]{N/N_s}$ или черт.4	0,92	0,46	0,27	-
Коэффициент долговечности	$K_{долг.}$	$K'_н . K_ц$	0,4	0,2	0,12	-
Коэффициент, учитывающий условия смазки соединения: - обильная - средняя - бледная с загрязнением	$K_с$		- 1 -	- 1 -	- 1 -	- 1 -
Коэффициент, учитывающий условия осевого закрепления ступицы на валу - жесткое - допускает смещение	$K_{ос}$		1 -	1 -	1 -	1 -
Коэффициент условий работы	$K_р$	$K_с . K_{ос}$	1	1	1	-

Продолжение табл.6

1	2	3	4	5	6	7
Допускаемое условное давление, кгс/см^2	$[\sigma]_{усл}$		950	950	950	950
Допускаемое среднее давление, кгс/см^2	$[\sigma]_{изм}$	$\frac{[\sigma]_{усл}}{K_{изм}.K_{долг}.K_{р}}$	1980	3960	6090	-
Нагрузочная способность соединения, кгс/см^2		меньшее из $[\sigma]_{см}$ и $[\sigma]_{изм}$	1980	3335	1320	565

Корпус редуктора

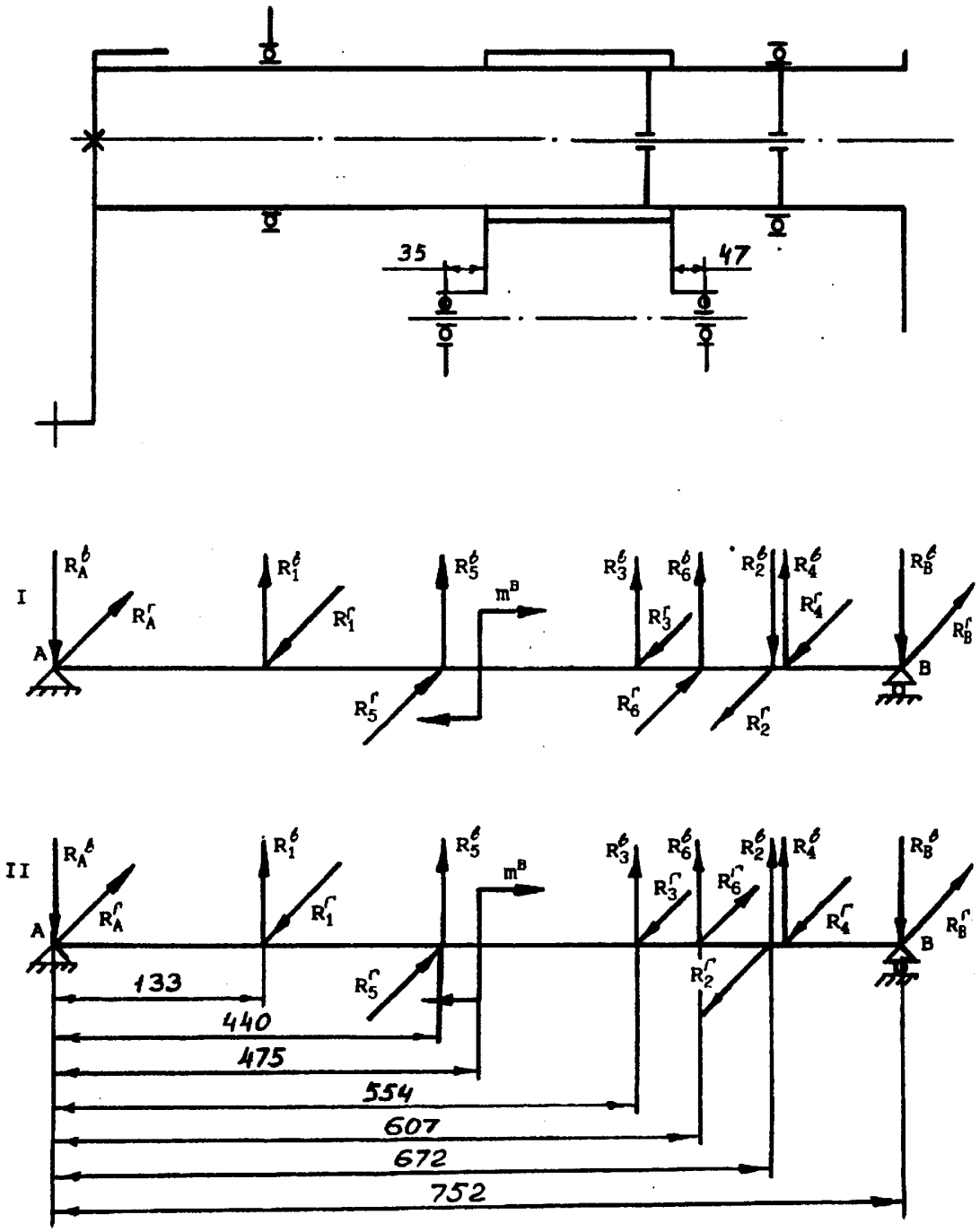


Рис. 12.
Схема нагрузок, действующих на корпус редуктора

Таблица 7

Нагрузки, действующие на корпус редуктора

Нагрузка	Обозначение	Расчетный случай	
		1	2
Вертикальные и горизонтальные реакции подшипников, кгс:			
- левого подшипника барабана	$R_1^в$	3905	67
	$R_1^г$	4880	2660
- правого подшипника барабана	$R_2^в$	2605	1235
	$R_2^г$	5485	7705
- левого подшипника вала I редуктора	$R_3^в$	290	290
	$R_3^г$	930	930
- правого подшипника вала I редуктора	$R_4^в$	400	400
	$R_4^г$	930	930
- левого подшипника вала II редуктора	$R_5^в$	1170	1170
	$R_5^г$	3835	3835
- правого подшипника вала II редуктора	$R_6^в$	1030	1030
	$R_6^г$	5970	5970
Крутящий момент от горизонтальных реакций подшипников вала II редуктора, кгс.см $\left(m_5 = (R_5^г + R_6^г).d_ш;\ m_6 = R_6^г.d_ш\right)$	m_5	149500	149500
	m_6	91040	91040
Сосредоточенный момент от усилия А, кгс.см ($m^в = A \cdot d_ш$)	$m^в$	5185	5185

Эпюры изгибающих и крутящих моментов.

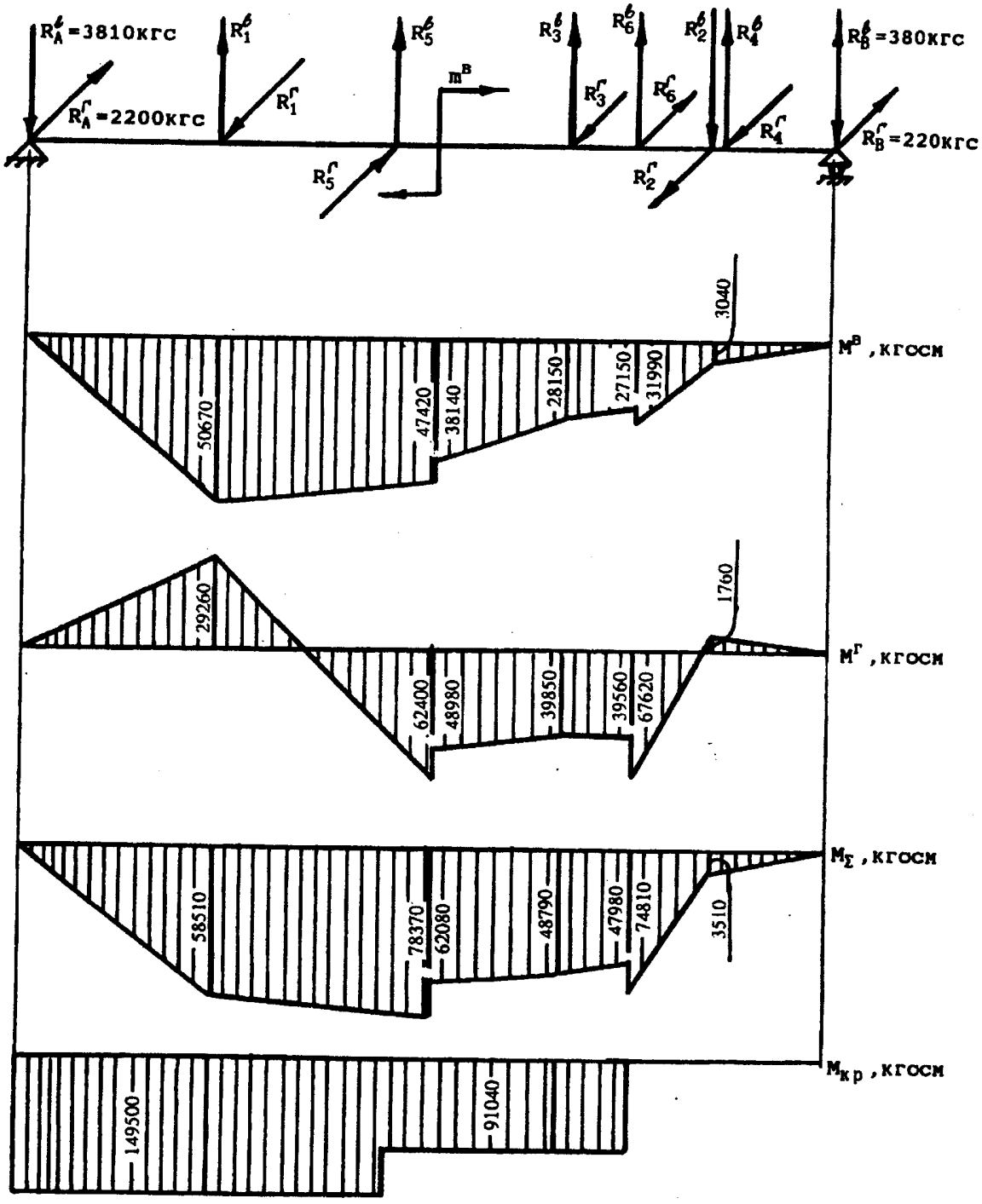


Рис. 13.
Расчетный случай *1*

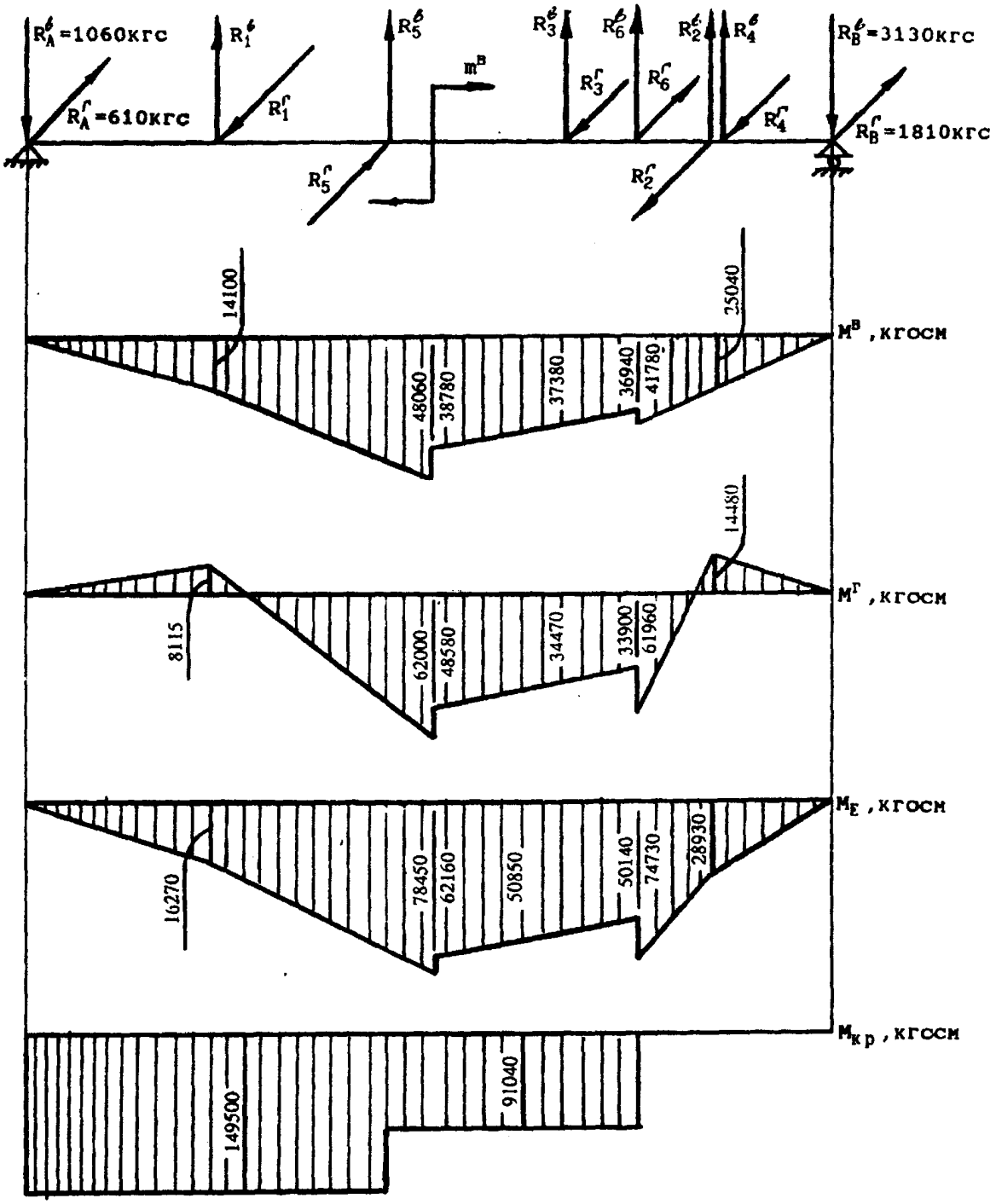


Рис. 14.
Расчетный случай 2

Расчет основания

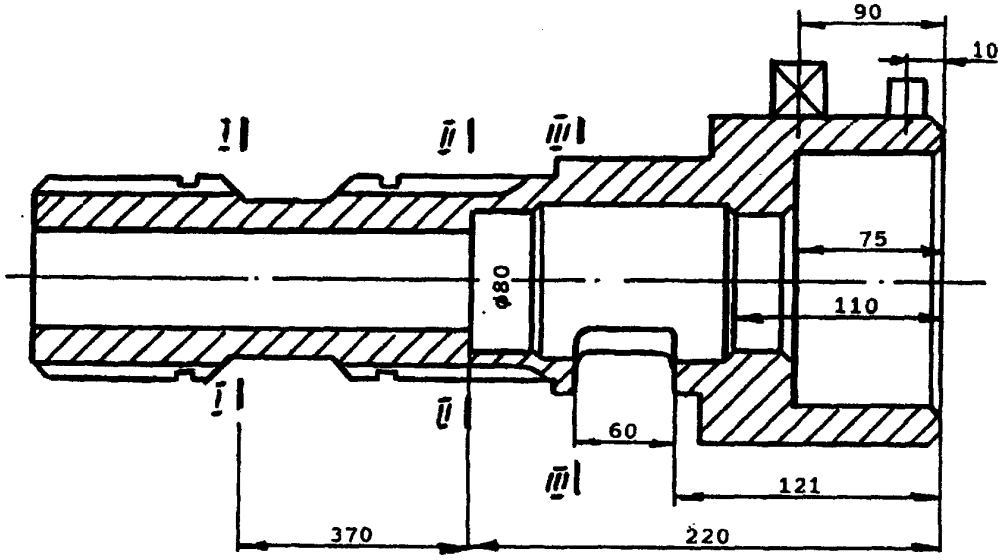


Рис. 15.
Расчетная схема основания

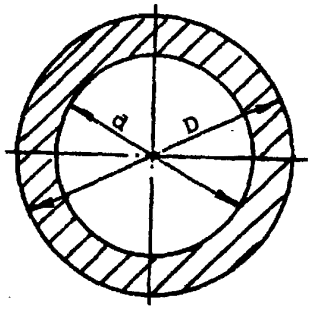


Рис. 16.
Сечение I-I

Сечение I-I

В сечении действуют: изгибающий момент M_{Σ}=60800 кгс.см и крутящий момент $M_{кр}$=149500 кгс.см.

Д = 10 см

d = 7,0 см.

Материал корпуса - сталь 35 ГОСТ 1050.
Механические свойства:

$\sigma_в$ = 6000 кгс/см^2 ; $\sigma_т$ = 3600 кгс/см^2 ;

(НВ 174 ... 217).

Момент сопротивления изгибу

$$W_x = W_y = \frac{\pi}{32Д}\left(Д^4 - d^4\right) = \frac{\pi}{32.10}\left(10^4 - 7^4\right) = 74{,}60 \text{ см}^3.$$

Момент сопротивления кручению

$$W_{кр} = 2 \cdot W_x = 2 \cdot 74{,}60 = 149{,}2 \text{ см}^3.$$

Напряжения изгиба в сечении

$$\sigma_{из} = \frac{M_\Sigma}{W_x} = \frac{60800}{74,60} = 815 \text{ кгс/см}^2.$$

Касательные напряжения кручения

$$\tau = \frac{M_{КР}}{W_{КР}} = \frac{149500}{149,2} = 1000 \text{ кгс/см}^2.$$

Приведенные напряжения

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 3\tau_{КР}^2} = \sqrt{815^2 + 3.1000^2} = 1910 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma] = 2250 \text{ кгс/см}^2.$$

Допускаемые напряжения

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{3600}{1,6} = 2250 \text{ кгс/см}^2,$$

где n=1,6 - коэффициент запаса прочности при действии рабочих нагрузок.

В случае испытательной нагрузки (1,4Q)

$\sigma_{пр.max} = 1,395 \cdot \sigma_{пр} = 1,395 \cdot 1910 = 2660$ кгс/см^2 $< [\sigma]_{пр} = 2860$ кгс/см^2.

Допускаемые напряжения

$$[\sigma]_{пр} = \frac{\sigma_T}{n_{min}} = \frac{4000}{1,4} = 2860 \text{ кгс/см}^2,$$

где n_{min}=1,4 - коэффициент запаса прочности.

Сечение II-II

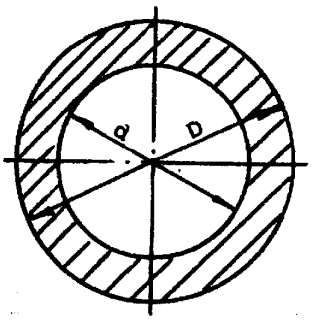


Рис. 17.
Сечение II-II

В сечении действуют: изгибающий момент M_Σ=52500 кгс.см и крутящий момент $M_{кр}$=91040 кгс.см (2 расчетный случай).

Д = 10,5 см;
d = 8 см.

Момент сопротивления изгибу

$$W_x = W_y = \frac{\pi}{32Д}\left(Д^4 - d^4\right) = \frac{\pi}{32.10,5}\left(10,5^4 - 8^4\right) = 75,35 \text{ см}^3.$$

Момент сопротивления кручению

$$W_{кр} = 2 \cdot W_x = 2 \cdot 75,35 = 150,7 \text{ см}^3.$$

Напряжения в сечении

$$\sigma_{из} = \frac{M_\Sigma}{W_x} = \frac{52500}{75,35} = 695 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\tau_{КР} = \frac{M_{КР}}{W_{КР}} = \frac{91040}{150,7} = 605 \text{ кгс/см}^2;$$

$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 3\tau_{КР}^2} = \sqrt{695^2 + 3.605^2} = 1260$ кгс/см² < [σ] = 2250 кгс/см² .

В случае испытательной нагрузки (1,4Q)

$\sigma_{пр.max} = 1{,}395 \cdot \sigma_{пр} = 1{,}395 \cdot 1260 = 1760$ кгс/см² < $[\sigma]_{пр} = 2860$ кгс/см².

Сечение III-III

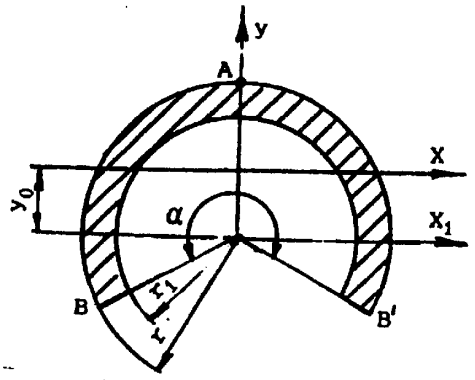


Рис. 18.
Сечение III-III

$\alpha = 210^0$;
$r = 6{,}0$ см ;
$r_1 = 4{,}1$ см ;
$\sin\alpha = -0{,}5$;
$\sin\frac{\alpha}{2} = 0{,}9659$;
$\left|\cos\frac{\alpha}{2}\right| = 0{,}2588.$

Геометрические характеристики сечения

$$y_0 = \frac{4}{3}\cdot\frac{r^3 - r_1^3}{r^2 - r_1^2}\cdot\sin\frac{\alpha}{2}\cdot\frac{180^0}{\pi.\alpha^0} = \frac{4}{3}\cdot\frac{6{,}0^3 - 4{,}1^3}{6{,}0^2 - 4{,}1^2}.0{,}9659.\frac{180^0}{\pi.210^0} = 2{,}693 \text{ см};$$

$$I_{x1} = \frac{r^4 - r_1^4}{8}\cdot\left(\frac{\pi.\alpha^0}{180^0} + \sin\alpha\right) = \frac{6{,}0^4 - 4{,}1^4}{8}\cdot\left(\frac{\pi.210^0}{180^0} - 0{,}5\right) = 401{,}0 \text{ см}^4 ;$$

$$F = \pi.\left(r^2 - r_1^2\right).\frac{\alpha^0}{360^0} = \pi.\left(6{,}0^2 - 4{,}1^2\right).\frac{210^0}{360^0} = 35{,}17 \text{ см}^2 ;$$

$$I_x = I_{x1} - F.y_0^2 = 401{,}0 - 35{,}17.2{,}693^2 = 145{,}9 \text{ см}^4 ;$$

$$I_y = \frac{r^4 - r_1^4}{8}\left(\frac{\pi.\alpha^0}{180^0} - \sin\alpha\right) = \frac{6{,}0^4 - 4{,}1^4}{8}\left(\frac{\pi.210^0}{180^0} + 0{,}5\right) = 527{,}6 \text{ см}^4 ;$$

$$W_{КР} = \frac{(r - r_1)^3.\left[\frac{\pi}{2}(r - r_1)\frac{\alpha}{180^0} - 0{,}63(r - r_1)\right]}{3(r - r_1)} = \frac{(6{,}0 - 4{,}1)^2\left[\frac{\pi}{2}.(6{,}0 + 4{,}1).\frac{210^0}{180^0} - 0{,}63(6{,}0 - 4{,}1)\right]}{3(6 - 4{,}1)} =$$

$$= 20{,}83 \text{ см}^3.$$

В сечении действует изгибающий момент (I или 2 расчетного случая) и крутящий момент, равный тормозному (осевое усилие ввиду малости его значения не учитываем).

Расчетный случай I

$M^в$ = 26430 кгс.см; $M^г$ = 54300 кгс.см;
$M_т$ = 3470 кгс.см.

Максимальные напряжения изгиба в точках В и B^I

$$\sigma_и = \frac{M^в\left(y_0 - r.\cos\frac{\alpha}{2}\right)}{I_x} + \frac{M^г.r.\sin\frac{\alpha}{2}}{I_y} = \frac{26430(2{,}708 + 6{,}05.0{,}2588)}{145{,}9} + \frac{54300.6{,}05.0{,}9659}{527{,}6} =$$

= 1375 кгс/см² < [σ] = 2250 кгс/см².

Максимальные касательные напряжения кручения в точке А

$$\tau_{КР} = \frac{M_T}{W_{КР}} = \frac{3470}{20{,}83} = 165 \text{ кгс/см}^2.$$

Расчетный случай 2

$M^в$ = 38570 кгс.см; $M^г$ = 47290 кгс.см; $M_т$ = 3470 кгс.см.

Максимальные напряжения в точках В и B^I

$$\sigma_{из} = \frac{38570(2{,}708 + 6{,}05.0{,}2588)}{145{,}9} + \frac{47290.6{,}05.0{,}9659}{527{,}6} = 1655 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma] =$$

= 2250 кгс/см² ;

$\tau_{кр}$ = 165 кгс/см² .

В случае испытательной нагрузки (1,4Q)

$\sigma_{из\,max}$ = 1,395 . $\sigma_{из}$ = 1,395 . 1655 = 2310 кгс/см² < [σ]$_{пр}$ = 2860 кгс/см² .

Расчет корпуса

$P'_в$ = 1170 кгс; $P''_в$ = 1030 кгс;
$P'_г$ = 3835 кгс; $P''_г$ = 5970 кгс.

Материал корпуса - сталь 35 ГЛ; $\sigma_т$ = 3500 кгс/см².

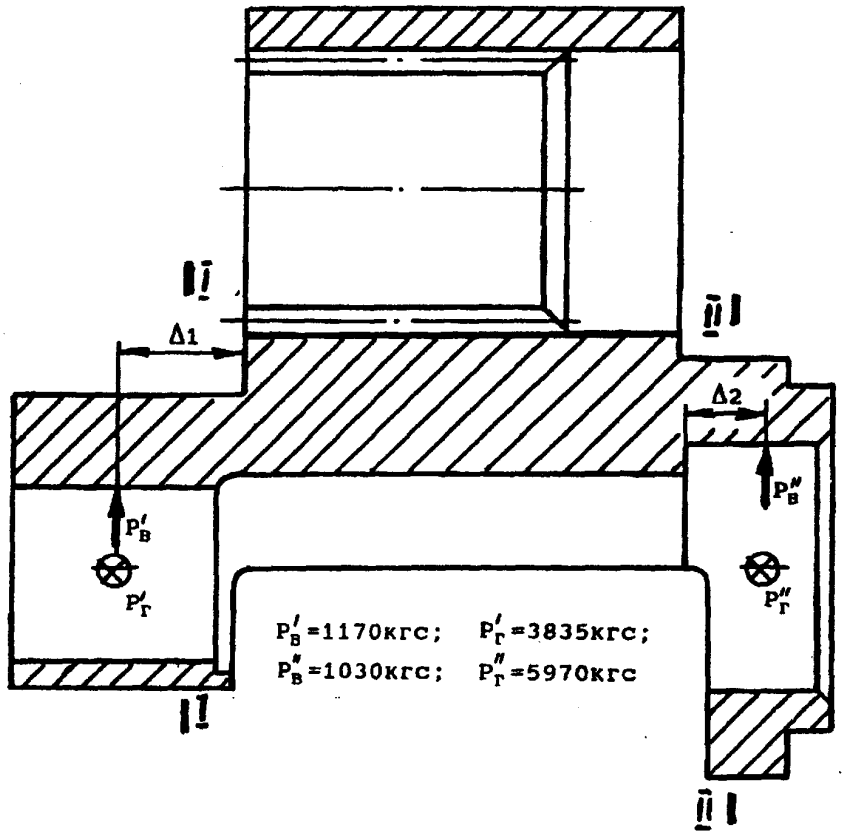


Рис. 19.
Расчетная схема корпуса

Сечение I-I

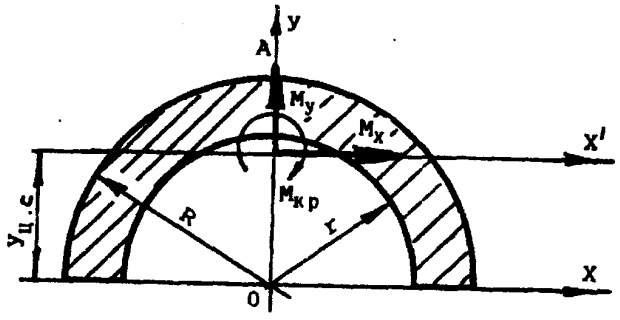


Рис. 20.
Сечение I-I

R = 7,0 см ; $M_x = P'_в \cdot \Delta_1 = 1170 \cdot 3,45 = 4035$ кгс.см ;
r = 5,5 см ; $M_y = P'_г \cdot \Delta_1 = 3835 \cdot 3,45 = 13230$ кгс.см ;
Δ_1 = 3,45 см ; $M_{кр} = P'_г \cdot y_{ц.с.}$

Момент инерции при кручении полукольца

$$I_к = \frac{(R-r)^3}{3}\cdot\left[\frac{\pi}{2}\cdot(R+r) - 0,63\cdot(R-r)\right] = \frac{(7,0-5,5)^3}{3}\left[\frac{\pi}{2}\cdot(7,0+5,5) - 0,63(7,0-5,5)\right] = 21,03 \text{ см}^4$$

Момент сопротивления при кручении

$$W_к = \frac{I_к}{R-r} = \frac{21,03}{7,0-5,5} = 14,02 \text{ см}^3 .$$

Центр тяжести полукольца

$$y_{цс} = \frac{4}{3\pi}\cdot\frac{R^2+R.r+r^2}{R+r} = \frac{4}{3.\pi}\cdot\frac{7,0^2+7,0.5,5+5,5^2}{7,0+5,5} = 4,0 \text{ см.}$$

Осевые моменты инерции

$$I'_x = 0,11\left(R^4-r^4\right) - 0,283.R^2.r^2.\frac{R-r}{R+r} = 0,11\left(7,0^4-5,5^4\right) - 0,283.7,0^2.5,5^2\frac{7,0-5,5}{7,0+5,5} = 113,1 \text{ см}^4 ;$$

$$I_y = \frac{\pi}{8}\left(R^4-r^4\right) = \frac{\pi}{8}\left(7,0^4-5,5^4\right) = 583,5 \text{ см}^4.$$

Напряжения от кручения в точке А

$$\tau_{max} = \frac{M_{KP}}{W_к} = \frac{P'_г \cdot y_{цс}}{W_к} = \frac{3835.4,0}{14,02} = 1095 \text{ кгс/см}^2 < [\tau] = 1165 \text{ кгс/см}^2 .$$

Допускаемые напряжения

$$[\tau] = 0,6\frac{\sigma_т}{n} = 0,6.\frac{3500}{1,8} = 1165 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где n = 1,8 - коэффициент запаса прочности для стального литья.

Напряжения изгиба в точке А

$$\sigma_{из} = \frac{M_x\left(R - y_{ис}\right)}{I'_x} = \frac{4035.(7{,}0 - 4{,}0)}{113{,}1} = 105 \text{ кгс/см}^2 .$$

Сечение II-II

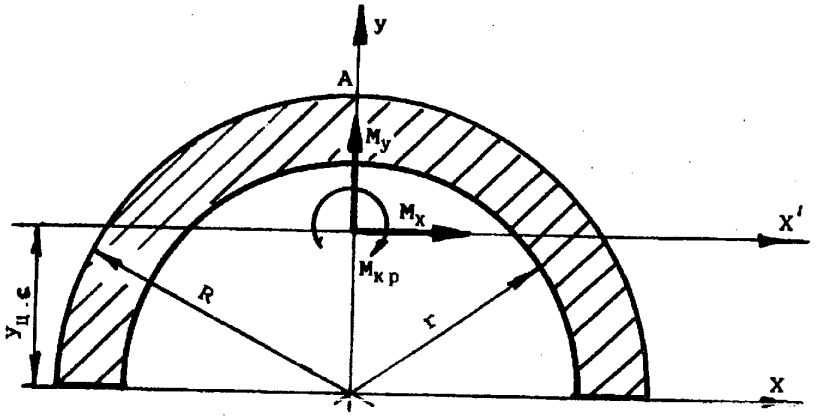


Рис. 21.
Сечение II-II

R = 8,0см ; $M_x = P''_в \cdot \Delta_2 = 1030 \cdot 2{,}25 = 2318$ кгс.см ;
r = 6,25 см ; $M_y = P''_г \cdot \Delta_2 = 5970 \cdot 2{,}25 = 13430$ кгс.см ;
Δ_2 = 2,25 см ; $M_{кр} = P''_г \cdot y_{ц.с.}$

Момент инерции при кручении полукольца

$$I_K = \frac{(R-r)^3}{3}\cdot\left[\frac{\pi}{2}(R+r) - 0{,}63(R-r)\right] = \frac{(8{,}0-6{,}25)^3}{3}\cdot\left[\frac{\pi}{2}(8{,}0+6{,}25) - 0{,}63(8{,}0-6{,}25)\right] =$$

$$= 38{,}02 \text{ см}^4 .$$

Момент сопротивления при кручении

$$W_K = \frac{I_K}{R-r} = \frac{38{,}02}{8{,}0-6{,}25} = 21{,}73 \text{ см}^3 .$$

Центр тяжести полукольца

$$y_{цс} = \frac{4}{3\pi}\cdot\frac{R^2 + R.r + r^2}{R + r} = \frac{4}{3\pi}\cdot\frac{8{,}0^2 + 8{,}0.6{,}25 + 6{,}25^2}{8{,}0 + 6{,}25} = 4{,}56 \text{ см}.$$

Осевые моменты инерции

$$I_x' = 0{,}11\left(R^4 - r^4\right) - 0{,}283.R^2.r^2.\frac{R-r}{R+r} = 0{,}11\left(8{,}0^4 - 6{,}25^4\right) - 0{,}283.8{,}0^2.6{,}25^2.\frac{8{,}0-6{,}25}{8{,}0+6{,}25} =$$

$$= 195{,}8 \text{ см}^4;$$

$$I_y = \frac{\pi}{8}\left(R^4 - r^4\right) = \frac{\pi}{8}\left(8{,}0^4 - 6{,}25^4\right) = 1009{,}3 \text{ см}^4.$$

Напряжения от кручения в точке А

$$\tau_{max} = \frac{M_{KP}}{W_K} = \frac{P_r'' \cdot y_{цс}}{W_K} = \frac{5970.4{,}56}{21{,}73} = 1250 \text{ кгс/см}^2 > [\tau] = 1165 \text{ кгс/см}^2.$$

Перенапряжение 7 % считаем допустимым.

Напряжения изгиба от момента M_x в точке А.

$$\sigma_{из} = M_x.\frac{R - y_{цс}}{I_x'} = 2318.\frac{8{,}0 - 4{,}56}{195{,}8} = 40 \text{ кгс/см}^2.$$

Расчет верхней втулки корпуса

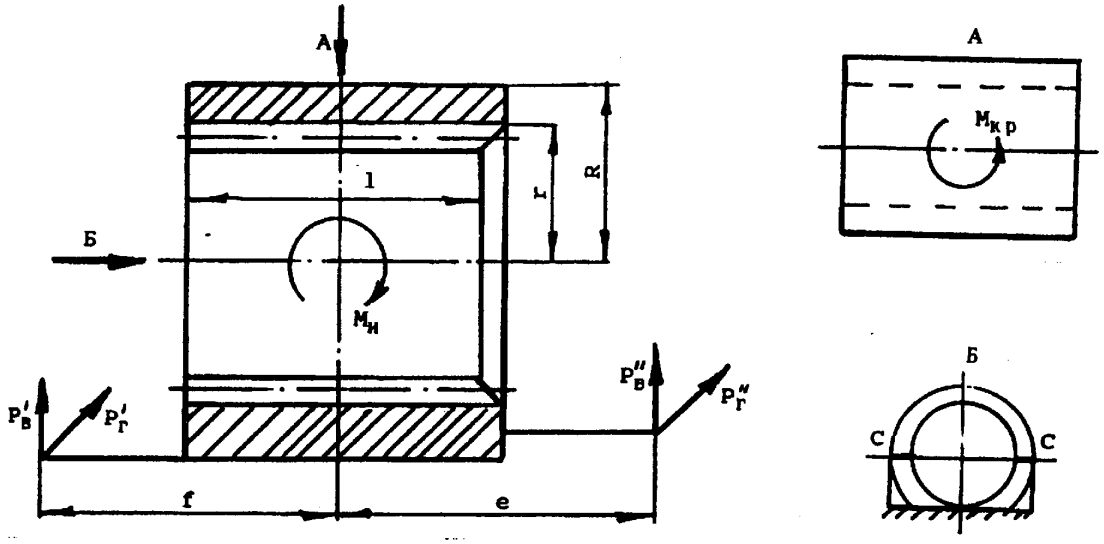


Рис. 22.
Расчетная схема

На верхнюю втулку передается крутящий момент

$$M_{кр} = P_г'' \cdot e - P_г' \cdot f$$

и изгибающий момент

$$M_и = P_в'' \cdot e - P_в' \cdot f.$$

Считаем вал, на который одевается втулка, абсолютно жестким.

l = 8,5 см; R = 6,75 см; r = 5,5 см; f = 7,7 см;
e = 9 см; $P_в^I$ = 1170 кгс; $P_г^I$ = 3835 кгс;
$P_в^{II}$ = 1030 кгс; $P_г^{II}$ = 5970 кгс.

$M_{кр}$ = 5970 . 9 - 3835 . 7,7 = 24200 кгс.см ;

$M_и$ = 1030 . 9 - 1170 . 7,7 = 261 кгс.см.

Радиус срединной окружности втулки

$$R_{CP} = r + \frac{R-r}{2} = 5{,}5 + \frac{6{,}75-5{,}5}{2} = 6{,}125 \text{ см.}$$

b = 2 . $R_{ср}$ = 2 . 6,125 = 12,25 см.

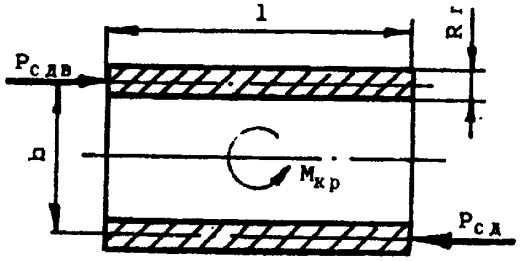


Рис. 23.
Расчетная схема

$$P_{сдв} = \frac{M_{KP}}{b} = \frac{24200}{12{,}25} = 1975. \text{ кгс.}$$

Напряжения сдвига в сечении с-с

$$\tau_{сдв} = \frac{P_{сдв}}{(R-r).l} = \frac{1975}{(6{,}75-5{,}5).8{,}5} = 185 \text{ кгс/см}^2 .$$

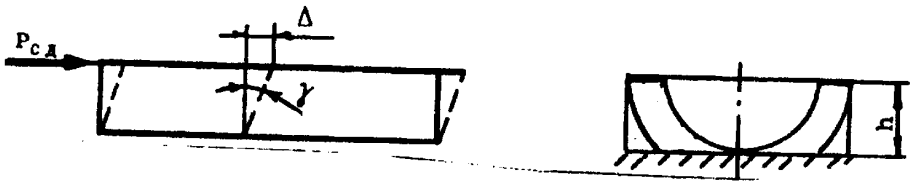


Рис. 24.
Расчетная схема

Угол сдвига

$$\gamma = \frac{\tau_{сдв}}{G} = \frac{185}{8.10^5} = 2{,}31.10^{-4} \text{ рад.}$$

Перемещение от сдвига

$$\Delta = \gamma \cdot h = 2{,}31 \cdot 10^{-4} \cdot 5{,}5 = 12{,}7 \cdot 10^{-4} \text{ см.}$$

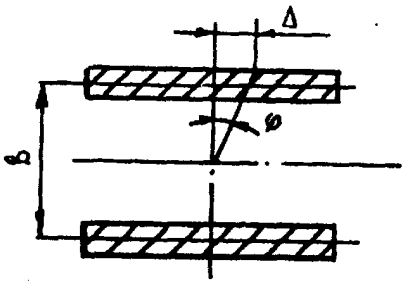


Рис. 25.
Расчетная схема

Угол "закрутки"

$$\varphi = \frac{\Delta}{b} = \frac{12{,}7.10^{-4}}{12{,}25} = 1{,}04.10^{-4} \text{ рад.}$$

Момент инерции при кручении вытянутого прямоугольника

$$\left(\frac{h}{b} = K \rangle 4\right) \quad \text{- [7]}$$

$$I_K = \frac{1}{3}.(K - 0{,}63).b^4 = \frac{1}{3}\left(\frac{8{,}5}{1{,}25} - 0{,}63\right).1{,}25^4 = 5{,}02 \text{ см}^4 .$$

Момент сопротивления при кручении

$$W_K = \frac{I_K}{b} = \frac{5{,}02}{1{,}25} = 4{,}02 \text{ см}^3 .$$

Скручивающий момент

$$M'_{KP} = I_K.G.\varphi = 4{,}02.8.10^5.1{,}04.10^{-4} = 334 \text{ кгс.см.}$$

Напряжения при кручении

$$\tau_{KP} = \frac{M'_{KP}}{W_K} = \frac{334}{4{,}02} = 85 \text{ кгс/см}^2 .$$

Суммарные касательные напряжения

$\tau = \tau_{сдв} + \tau_{кр} = 185 + 85 = 270$ кгс/см^2 $<$ $[\tau] = 1165$ кгс/см^2.

Допускаемые касательные напряжения для стали 35 ГЛ

$$[\tau] = \frac{\sigma_T.0{,}6}{n_T} = \frac{3500.0{,}6}{1{,}8} = 1165 \text{ кгс/см}^2 .$$

Местная прочность втулки при кручении

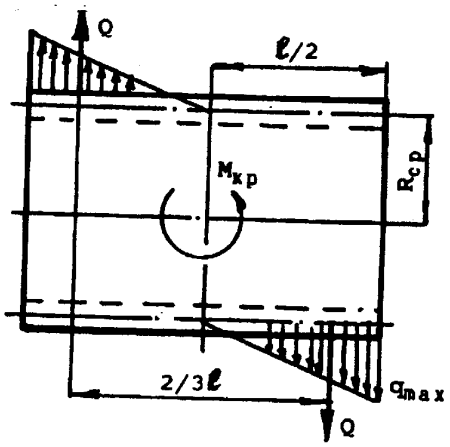


Рис. 26.
Расчетная схема

$$Q = \frac{M_{KP}}{\frac{2}{3}.l} = \frac{3.24200}{2.8,5} = 4270 \text{ кгс.}$$

$$q_{max} = \frac{4.Q}{l} = \frac{4.4270}{8,5} = 2010 \text{ кгс/см.}$$

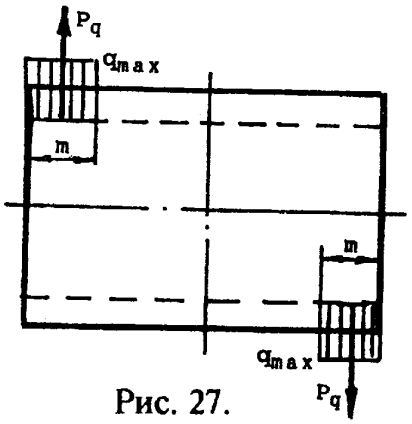


Рис. 27.
Расчетная схема

$$P_q = q_{max} \cdot m = 2010 \cdot 1 = 2010 \text{ кгс.}$$

$$\sigma_{max} = \frac{K.P_q}{2(R-r)m} = \frac{2.2010}{2(6,75-5,5).1} = 1610 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma] = 1945 \text{ кгс/см}^2,$$

где К=2 - коэффициент повышения напряжений, зависящий от отношения R/r.

Допускаемые нормальные напряжения для стали 35 ГЛ

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{3500}{1,8} = 1945 \text{ кгс/см}^2.$$

Напряжения от изгибающего момента $M_и$ не определяем ввиду малости его величины.

Расчет полуколец

Напряжения среза в сечении е-е от распорного усилия $P_р$

$$\tau = \frac{P_р}{\pi . D_m . \delta_а} = \frac{12630}{\pi . 45{,}0 . 0{,}7} = 130 \text{ кгс/см}^2 .$$

Напряжения изгиба в сечении е-е

$$\sigma_{из} = \frac{P_р . l_а}{W_{е-е}} = \frac{12630 . 0{,}55}{11{,}5} = 605 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где $$W_{е-е} = \frac{\pi . \delta_е^2}{6} = \frac{\pi . 45{,}0 . 0{,}7^2}{6} = 11{,}5 \text{ см}^3 .$$

Приведенные нормальные напряжения

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 3\tau^2} = \sqrt{605^2 + 3 . 130^2} = 645 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma] = 2060 \text{ кгс/см}^2 .$$

Напряжения среза в сечении с-с

$$\tau_{ср} = \frac{P}{F} = \frac{19350}{106} = 185 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где $P = \frac{M}{\delta_а} = \frac{25160}{1{,}3} = 19350$ кгс - усилие среза;

$F = \pi . Д_m . \delta_с = \pi . 45{,}0 . 0{,}75 = 106$ см^2 - площадь сечения;

$M = 25160$ кгс.см.

Напряжения изгиба в сечении с-с

$$\sigma_{из} = \frac{P . l_с}{W_{с-с}} = \frac{19350 . 0{,}5}{13{,}3} = 725 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где $W_{с-с} = \frac{\pi . D_m . \delta_с^2}{6} = \frac{\pi . 45{,}0 . 0{,}75^2}{6} = 13{,}3$ см^3 - момент сопротивления сечения.

Приведенные нормальные напряжения

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 3\tau_{ср}^2} = \sqrt{725^2 + 3 . 185^2} = 795 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma] = 2060 \text{ кгс/см}^2 .$$

Материал полуколец - сталь 09Г2С

$$[\sigma] = \frac{\sigma_т}{n} = \frac{3300}{1{,}6} = 2060 \text{ кгс/см}^2 .$$

Расчет крепления зубчатого венца к барабану

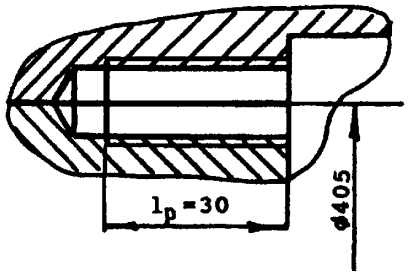


Рис. 28.
Место крепления

Зубчатый венец крепится к барабану 12-ю винтами М12. Материал винтов - сталь 35, $\sigma_т$=3200 кгс/см^2. Расчетная длина винта $l_р$=25 мм.

. Напряжения среза

$$\tau = \frac{2.M_б}{K_п.Z.d_1.l_р.Д_в} = \frac{2.142000}{0,5.12.1,01.2,5.40,5} = 465 \text{ кгс/см}^2 < [\tau],$$

где $K_п$=0,5 - коэффициент, учитывающий количество одновременно работающих винтов;
d_1=10,106 мм - внутренний диаметр винта;
$Д_в$=405 мм - диаметр расположения винтов.
Допускаемые напряжения

$$[\tau] = 0,6.\frac{\sigma_т}{n} = 0,6.\frac{3200}{1,6} = 1200 \text{ кгс/см}^2,$$

где n = 1,6 - коэффициент запаса при действии рабочих нагрузок.

Расчет тормоза

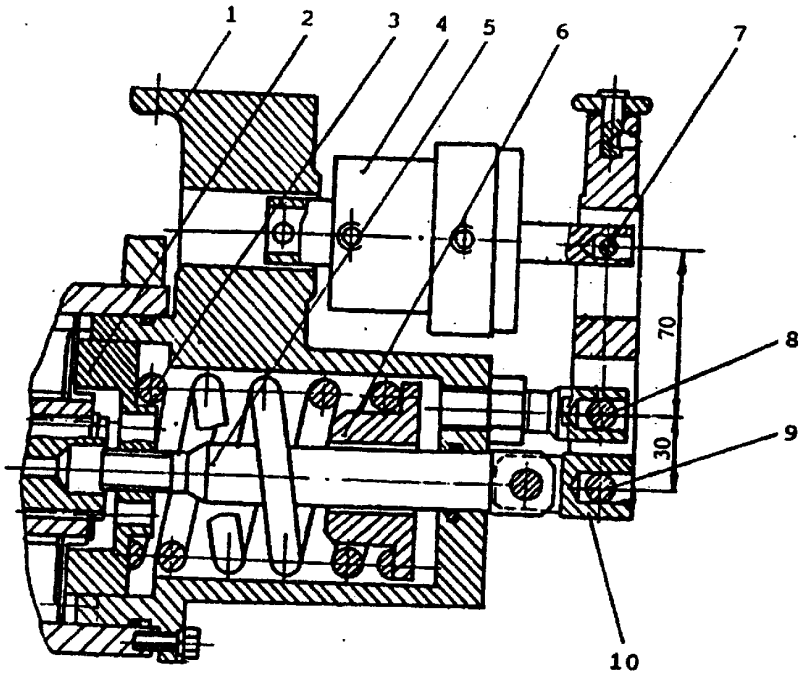


Рис. 29.
Тормоз

1- кронштейн; 2 - тарелка; 3 - пружина; 4 - растормаживатель; 5 - стержень; 6 - втулка; 7, 8 и 9 - оси; 10 - рычаг

Расчет пружины

В конструкции дискового тормоза выбрана пружина сжатия № 225 ГОСТ 13772.

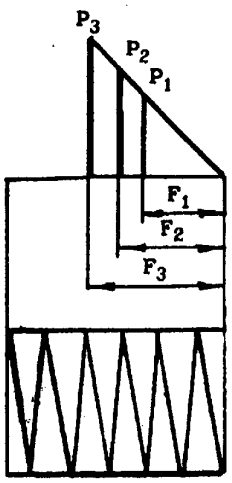


Рис. 30.
Схема сжатия

Исходные данные:

Количество витков - $n_в = 4$
Наибольший прогиб витков пружины - F_3=45,48 мм.
Сила пружины P_3 при максимальной деформации - P_3=750 кгс.

Поверхности трения в тормозе:
а/ число пар поверхностей трения - i = 20;
б/ наружный диаметр поверхности трения - $Д_н$=110 мм;
в/ внутренний диаметр поверхности трения - $Д_{вн}$=65 мм;
Материал трущихся поверхностей - сталь.

Осевое усилие P_I , необходимое для создания заданного тормозного момента

$$P_1 = \frac{4M_T}{i.f\left(D_н + D_{вн}\right)} = \frac{4.3470}{20.0{,}07(11+6{,}5)} = 567 \text{ кгс},$$

где f=0,07 - коэффициент трения согласно рекомендациям (см. [I] - f = 0,06 ÷ 0,08);

принимаем среднее значение.

Величине P_1=567 кгс соответствует прогиб

$$F_1 = \frac{P_1}{P_3} F_3 = \frac{567}{750} .45{,}48 = 34{,}38 \text{ мм.}$$

Для обеспечения полного размыкания фрикционных поверхностей при работе с металлическими дисками осевой зазор между ними должен быть не менее 0,2 мм; для 20 пар поверхностей трения дополнительный прогиб составляет

$$\Delta F \geq 0{,}2 \,.\, 20 = 4{,}0 \text{ мм.}$$

В конструкции принят дополнительный прогиб

$$\Delta F = 4{,}62 \text{ мм.}$$

Таким образом, расчетный прогиб пружины равен

$$F_2 = F_1 + \Delta F = 34{,}38 + 4{,}62 = 39{,}0 \text{ мм ,}$$

что соответствует расчетному осевому усилию сжатия пружины

$$P_2 = \frac{F_2}{F_3} .P_3 = \frac{39{,}0}{45{,}48} .750 = 643 \text{ кгс.}$$

Удельное давление на трущихся поверхностях при действии усилия P_1

$$P = \frac{4P_1}{\pi\left(D_H^2 - D_{BH}^2\right)} = \frac{4.567}{\pi.\left(11^2 - 6{,}5^2\right)} = 9{,}2 \text{ кгс/см}^2 ,$$

что превышает величину рекомендуемого допускаемого удельного давления, равную

$$[\,P\,] = 8 \text{ кгс/см}^2 \text{ - } [\,I\,] .$$

Учитывая редкое действие полученного удельного давления (подъем максимального груза Q = 50 тс), а также условия работы дискового тормоза, который в эксплуатации работает как стояночный, считаем удельное давление

$$P = 9{,}2 \text{ кгс/см}^2 \quad \text{допустимым.}$$

Расчет элементов тормоза на прочность ведем исходя из расчетного осевого усилия сжатия пружины

$$P_2 = 643 \text{ кгс.}$$

Расчет рычага

Рычаг состоит из двух щек, материал - сталь 09Г2С,
$\sigma_в = 4700$ кгс/см^2, $\sigma_т = 3100$ кгс/см^2.

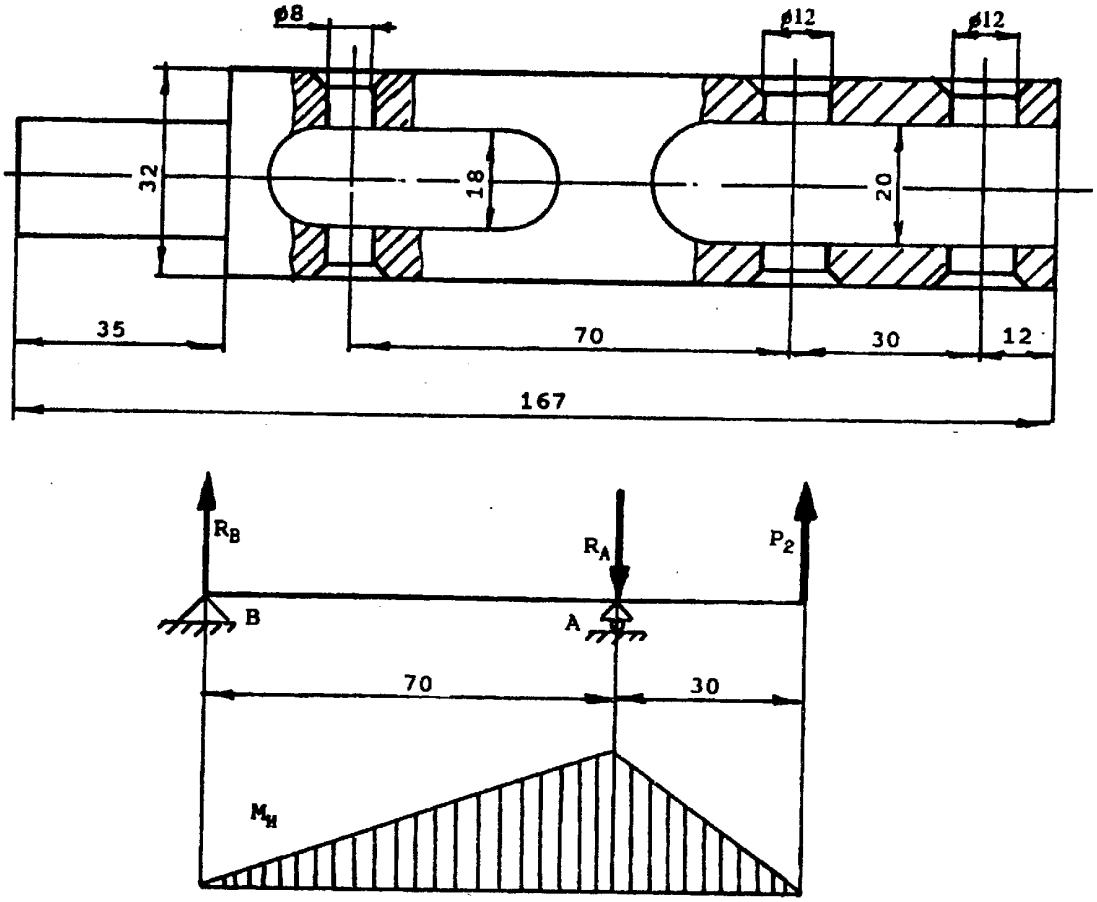


Рис. 31.
Рычаг и схема его нагружения

Нагрузки на оси

$$R_A = \frac{P_2(7+3)}{7} = \frac{643.10}{7} = 920 \text{ кгс};$$

$$R_B = \frac{P_2.3}{7} = \frac{643.3}{7} = 275 \text{ кгс}.$$

Максимальный изгибающий момент

$$M_и = 1930 \text{ кгс.см}.$$

Поперечное сечение щеки - прямоугольник

в = 6 мм; h = 25 мм.

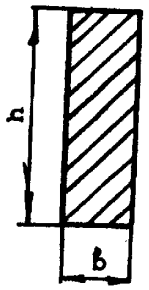


Рис. 32.
Сечение щеки

Момент сопротивления

$$W_u = \frac{bh^2}{6} = \frac{0{,}6.2{,}5^2}{6} = 0{,}625 \text{ см}^3.$$

Напряжение изгиба в щеке

$$\sigma_u = \frac{0{,}5M_u}{W_u} = \frac{0{,}5.1930}{0{,}625} = 1540 \text{ кгс/см}^2.$$

Допускаемые напряжения

$$[\sigma_u] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{3100}{1{,}6} = 1940 \text{ кгс/см}^2,$$

где n = 1,6 - коэффициент запаса прочности при рабочих нагрузках.

Расчет оси

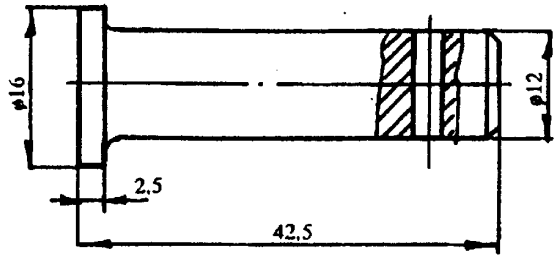


Рис. 33.
Ось

Материал оси - сталь 35 ;
145 ... 187 НВ - $\sigma_в$ = 5400 кгс/см², $\sigma_т$ = 3200 кгс/см² .

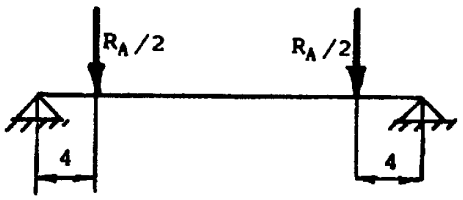


Рис. 34.
Схема нагружения оси

На ось действуют две силы ($\frac{R_A}{2} = \frac{920}{2} = 460$ кгс), создающие изгибающий момент

$$M_u = \frac{R_A}{2}.0{,}4 = 460.0{,}4 = 184 \text{ кгс.см}.$$

Напряжения изгиба

$$\sigma_и = \frac{M_и}{W_и} = \frac{184}{0{,}173} = 1060 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где $W_и = 0{,}1 \cdot d^3 = 0{,}1 \cdot 1{,}2^3 = 0{,}173$ см³ - момент сопротивления сечения оси изгибу.

Допускаемые напряжения

$$[\sigma_и] = \frac{\sigma_т}{n} = \frac{3200}{1{,}6} = 2000 \text{ кс/см}^2 .$$

Расчет оси

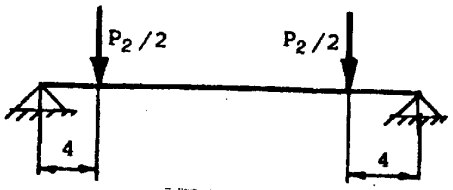


Рис. 35.
Схема нагружения оси

Изгибающий момент

$$M_и = \frac{P_2}{2} 0{,}4 = \frac{643}{2} 0{,}4 = 129 \text{ кгс.см.}$$

Напряжения изгиба

$$\sigma_и = \frac{M_и}{W_и} = \frac{129}{0{,}173} = 745 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_и] = 2000 \text{ кгс/см}^2 .$$

Расчет оси

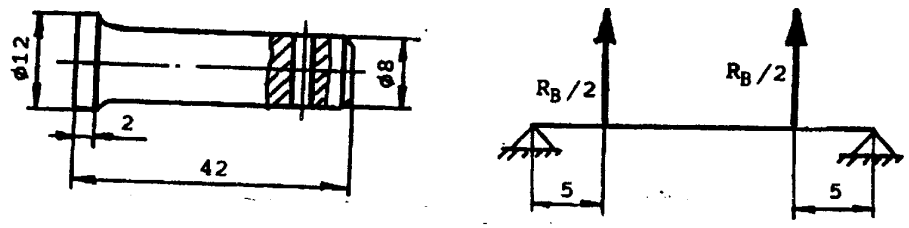


Рис. 36.
Ось и схема нагружения оси

Действующие напряжения

$$\sigma_и = \frac{M_и}{W_и} = \frac{68{,}8}{0{,}0512} = 1340 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_и] = 2000 \text{ кгс/см}^2,$$

где $M_и = \frac{R_в}{2} .0{,}5 = \frac{275}{2} .0{,}5 = 68{,}8$ кгс.см - изгибающий момент;

$$W = 0{,}1 \cdot d^3 = 0{,}1 \cdot 0{,}8^3 = 0{,}0512 \text{ см}^3 .$$

Материал оси - сталь 35; 145 ... 187 НВ
$\sigma_в = 5400$ кгс/см^2, $\sigma_т = 3200$ кгс/см^2.

Допускаемые напряжения

$$[\sigma_и] = \frac{\sigma_т}{n} = \frac{3200}{1{,}6} = 2000 \text{ кгс/см}^2 .$$

Расчет втулки

Втулка испытывает изгиб от усилия пружины $P_2 = 643$ кгс.

Д = 68 мм ;
d = 54 мм ;
h = 8 мм.

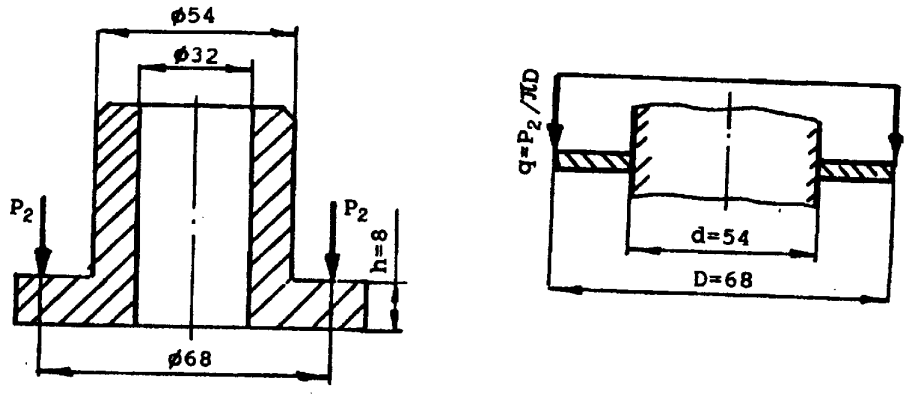


Рис. 37.
Втулка и схема нагружения втулки

Максимальные напряжения

$$\sigma_{max} = \frac{C_\sigma . P_2}{h^2} = \frac{0{,}235.643}{0{,}8^2} = 240 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где C_σ - коэффициент, зависящий от отношения d/D
при d/Д = 54 : 68 = 0,794 → C_σ = 0,235.

Материал втулки - сталь 35 ; 145 ... 187 НВ -
$\sigma_в$ = 5200 кгс/см² ; $\sigma_т$ = 2800 кгс/см² . $\sigma_{max} < [\sigma_и]$.

Расчет серьги и уха стержня

а = 6,5мм;
в = 7 мм ;
d = 12 мм ;
Д = 25 мм.

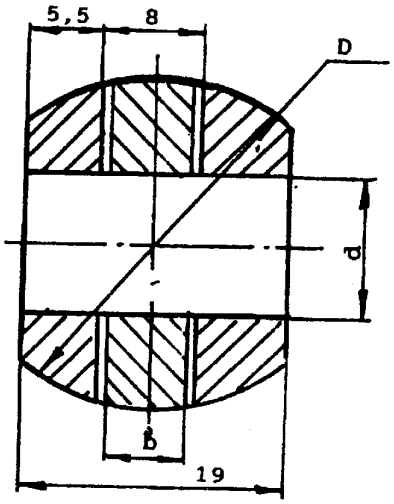


Рис. 38.
Разрез серьги и уха стержня

Максимальные напряжения в проушине уха стержня

$$\sigma_{max} = \frac{P_2}{F}\left[\left(\frac{1}{4}-\beta\right)+\frac{F.a.r^2}{Z.d.b}\left(\frac{1}{4}+\beta\right)\right] = \frac{643}{0{,}91}\left[\left(\frac{1}{4}+0{,}134\right)+\frac{0{,}91.0{,}65.0{,}925^2}{0{,}0248.1{,}2.0{,}7}\left(\frac{1}{4}-0{,}134\right)\right] =$$

= 2260 кгс/см² < [σ] = 2815 кгс/см² ,

где F = (Д - d) в = (2,5 - 1,2) . 0,7 = 0,91 см² - площадь сечения ;

$$r = \frac{d+a}{2} = \frac{1{,}2+0{,}65}{2} = 0{,}925 \text{ см} \text{ - средний радиус ;}$$

$$Z = r^2\left(r.\ln\frac{r+\frac{a}{2}}{r-\frac{a}{2}} - a\right) = 0{,}925^2\left(0{,}925.\ln\frac{0{,}925+\frac{0{,}65}{2}}{0{,}925-\frac{0{,}65}{2}} - 0{,}65\right) = 0{,}0248 ;$$

$$\beta = -\frac{0{,}2803.\frac{r^2}{Z}}{2\left(\frac{1}{a}+\frac{r^2}{Z}\right)} = -\frac{0{,}2803.\frac{0{,}925^2}{0{,}0248}}{2\left(\frac{1}{0{,}65}+\frac{0{,}925^2}{0{,}0248}\right)} = -0{,}134 \ .$$

Материал стержня - сталь 35; 190 ... 230 НВ -
$\sigma_в = 6500$ кгс/см^2 ; $\sigma_т = 4500$ кгс/см^2 .

Допускаемые напряжения

$$[\sigma] = \frac{\sigma_т}{n} = \frac{4500}{1{,}6} = 2815 \text{ кгс/см}^2 .$$

Напряжения смятия

$$\sigma_{см} = \frac{P_2}{F_{диам}} = \frac{643}{0{,}84} = 765 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_{см}] = 2110 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где $F_{диам} = b \ . \ d = 0{,}7 \ . \ 1{,}2 = 0{,}84$ см^2 .

Допускаемые напряжения смятия

$$[\sigma_{см}] = 0{,}75 \ . \ [\sigma] = 0{,}75 \ . \ 2815 = 2110 \text{ кгс/см}^2 .$$

Напряжения в серьге

$$\sigma_{max} = \frac{P_2}{2F_1}\left[\left(\frac{1}{4}-\beta\right)+\frac{F_1.a.r^2}{Z.d.b_1}\left(\frac{1}{4}+\beta\right)\right] = \frac{643}{2.0{,}455}\left[\left(\frac{1}{4}+0{,}134\right)+\frac{0{,}455.0{,}65.0{,}925^2}{0{,}0248.1{,}2.0{,}35}.\left(\frac{1}{4}-0{,}134\right)\right] =$$

$= 2260$ кгс/см^2 $< [\sigma] = 3500$ кгс/см^2 ,

где $F_1 = (Д - d)\ b_1 = (2{,}5 - 1{,}2) \ . \ 0{,}35 = 0{,}455$ см^2 - площадь сечения при толщине проушины серьги;

$b_1 = 3{,}5$ мм; $r = 0{,}925$ см; $Z = 0{,}0248$; $\beta = -0{,}134$.

Материал серьги - сталь 45; 220 ... 260 НВ -
$\sigma_в = 8000$ кгс/см^2 , $\sigma_т = 5600$ кгс/см^2 .

Допускаемые напряжения

$$[\sigma] = \frac{\sigma_т}{n} = \frac{5600}{1{,}6} = 3500 \text{ кгс/см}^2 .$$

Напряжения смятия

$$\sigma_{см} = \frac{P_2}{2.F_{диам}} = \frac{643}{2.0{,}42} = 765 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_{см}] = 2625 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где $F_{диам} = b. \ d = 0{,}35 \ . \ 1{,}2 = 0{,}42$ см^2 .

. Допускаемые напряжения смятия

$$[\sigma_{см}] = 0{,}75 \cdot [\sigma] = 0{,}75 \cdot 3500 = 2625 \text{ кгс/см}^2 .$$

Расчет растормаживателя

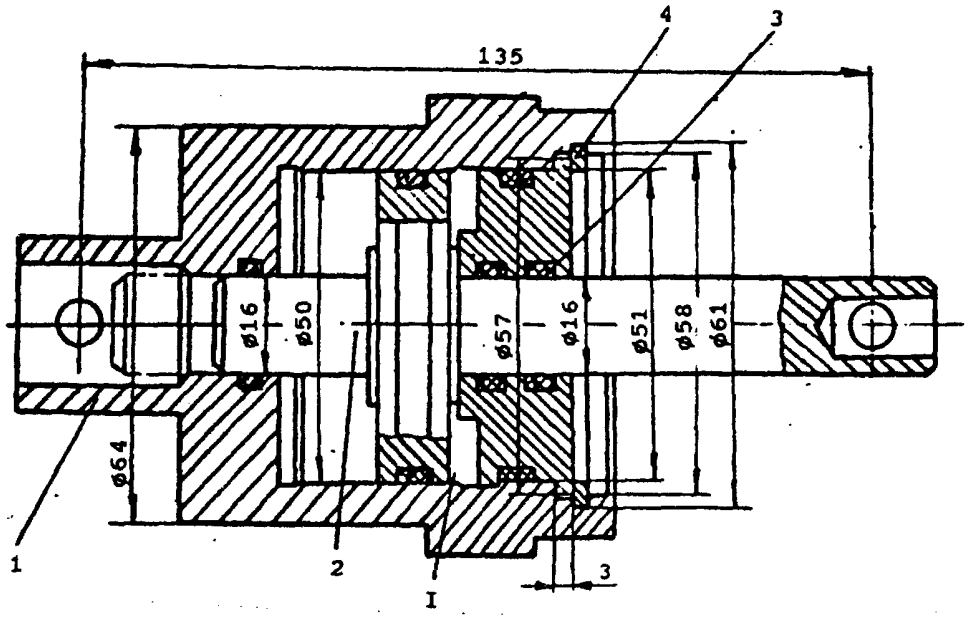


Рис. 39.
Растормаживатель
1 - цилиндр; 2 - шток; 3 - крышка; 4 - кольцо

При работе растормаживателя в полости гидроцилиндра находится масло под давлением q = 200 кгс/см² (рабочий случай).

Опасными являются точки цилиндра у внутренней поверхности, где главные напряжения имеют следующие значения:

$$\sigma_1 = \frac{r_H^2 + r_{BH}^2}{r_H^2 - r_{BH}^2} \cdot q = \frac{3{,}2^2 + 2{,}5^2}{3{,}2^2 - 2{,}5^2} \cdot 200 = 830 \text{ кгс/см}^2 ,$$

$$\sigma_2 = \sigma_r = -q = -200 \text{ кгс/см}^2 ;$$

$$\sigma_3 = \frac{q \cdot F_p}{\pi\left(r_H^2 - r_{BH}^2\right)} = \frac{200 \cdot 17{,}6}{\pi \cdot \left(3{,}2^2 - 2{,}5^2\right)} = 280 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где $r_н = 3{,}2$ см - радиус наружной поверхности цилиндра;

$r_{вн} = 2{,}5$ см - радиус внутренней поверхности цилиндра;

$F_р = \pi \cdot (2{,}5^2 - 0{,}8^2) = 17{,}6$ см² - рабочая площадь.

Условие прочности по четвертой теории

$$\sigma_{экв IV} = \sqrt{\frac{1}{2}\left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_2)^2\right]} \le [\sigma] .$$

Получаем

$$\sigma_{экв}=\sqrt{\frac{1}{2}\left[(830+200)^2+(830-280)^2+(280+200)^2\right]}=890\ кгс/см^2<[\sigma]=3500\ кгс/см^2.$$

Материал цилиндра - сталь 45 с пределом текучести

$\sigma_т = 5600$ кгс/см² (НВ 229 ... 285).

Допускаемые напряжения

$$[\sigma]=\frac{\sigma_T}{n}=\frac{5600}{1,6}=3500\ кгс/см^2 .$$

Проверим бурт цилиндра на смятие.

Напряжения смятия

$$\sigma_{см}=\frac{q.F_p}{F_{см}}=\frac{200.17,6}{2,80}=1260\ кгс/см^2 < [\sigma]_{см}=2625\ кгс/см^2 ,$$

где $F_{см} = \pi . (3,05^2 - 2,9^2) = 2,80$ см² - площадь смятия.

Допускаемые напряжения смятия

$$[\sigma]_{см}=0,75.\frac{\sigma_T}{n}=0,75.\frac{5600}{1,6}=2625\ кгс/см^2 .$$

Расчет крышки цилиндра

Материал крышки - сталь 45 ; 229 ... 285 НВ ; $\sigma_т = 5600$ кгс/см² .

Напряжения смятия в бурте

$$\sigma_{см}=\frac{q.F_p}{F'_{см}}=\frac{200.17,6}{5,09}=690\ кгс/см^2 < [\sigma]_{см}=2625\ кгс/см^2 ,$$

где $F'_{см} = \pi . (2,85^2 - 2,55^2) = 5,09$ - площадь смятия.

Допускаемые напряжения смятия

$$[\sigma]_{см}=0,75\frac{\sigma_T}{n}=0,75\frac{5600}{1,6}=2625\ кгс/см^2 .$$

Напряжения среза в бурте

$$\tau_{ср}=\frac{q.F_p}{F_{ср}}=\frac{200.17,6}{4,71}=750\ кгс/см^2 < [\tau]_{ср}=2100\ кгс/см ,$$

где $F_{ср} = \pi . 5 . 0,3 = 4,71$ см² - площадь среза.

Допускаемые напряжения среза

$$[\tau]_{ср}=0,6\frac{\sigma_T}{n}=0,6\frac{5600}{1,6}=2100\ кгс/см^2 .$$

Расчет соединения крышки с барабаном

(болтовое, штифтовое соединение).

Нагрузки на правую опору барабана (канат у правой реборды)

$R^{\ell}_в = 1235$ кгс ;

$R^{r}_в = 7705$ кгс

Суммарная реакция (под углом ~ 10^0 к вертикали)

$$R_в = \sqrt{1235^2 + 7705^2} = 7805 \text{ кгс}.$$

Штифтовое соединение

Расчет штифтового соединения ведем, считая, что всю внешнюю нагрузку воспринимают штифты, а не центрирующий поясок крышки.

Условие прочности штифтового соединения по смятию

$$\sigma_{см} = \frac{R_в}{n.l.d} \le [\sigma_{см}],$$

где n - число штифтов;
l - толщина крышки;
d - диаметр штифта.

Допускаемые напряжения смятия для чугуна при постоянной нагрузке, легком режиме работы и неподвижном соединении

$$[\sigma_{см}] = 1000 \text{ кгс/см}^2.$$

Получаем при n = 9, l = 1,0 см, d = 1,0 см.

$$\sigma_{см} = \frac{7805}{9.1,0.1,0} = 867 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_{см}] = 1000 \text{ кгс/см}^2.$$

Условие прочности штифта по срезу

$$\tau_{ср} = \frac{4R_в}{n.\pi.d^2} \le [\tau_{ср}].$$

Матриал штифта - сталь 35 ГОСТ 1050 с $\sigma_т = 3150$ кгс/см^2.

Допускаемые напряжения среза

$$[\tau_{ср}] = 0,6.\frac{\sigma_т}{n} = 0,6\frac{3150}{1,6} = 1180 \text{ кгс/см}^2.$$

Получаем

$$\tau_{ср} = \frac{4.7805}{9.\pi.1,0^2} = 1100 \text{ кгс/см}^2 < [\tau_{ср}] = 1180 \text{ кгс/см}^2.$$

Болтовое соединение

Изгибающий момент в сечении стыка

$$M = R_в . \ell = 7805 . 2,3 = 17950 \text{ кгс.см},$$

где l = 2,3 см - расстояние между плоскостью стыка и плоскостью, проходящей через середину правого подшипника барабана.

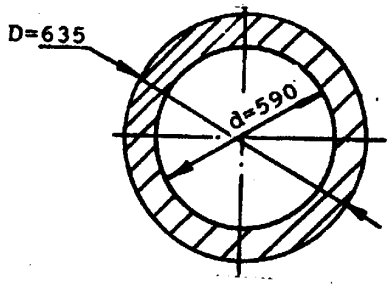


Рис. 40.
Сечение стыка

Геометрические характеристики стыка:
Площадь стыка

$$S_{CT} = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right) = \frac{\pi}{4}\left(63{,}5^2 - 59^2\right) = 433 \text{ см}^2 .$$

Момент сопротивления стыка изгибу

$$W_{CT} = \frac{\pi}{32}\cdot\frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{32}\cdot\frac{63{,}5^4 - 59^4}{63{,}5} = 6403 \text{ см}^4 .$$

Нагрузка на болт от момента М

$$P = \frac{M.y_{max}}{\sum y_i^2} = \frac{17950.30{,}6}{30{,}6^2\left\{1\left[\left(\cos 80^0\right)^2 + \left(\cos 60^0\right)^2 + \left(\cos 40^0\right)^2 + \left(\cos 20^0\right)^2\right] + 1\right\}} = 130 \text{ кгс} .$$

По условию нераскрытия стыка

$$\sigma_{min} = \sigma_0 - \sigma_M > 0 \quad \text{или} \quad \sigma_0 = K \cdot \sigma_M ,$$

где К = 2 - коэффициент запаса по нераскрытию стыка;

$\sigma_0 = \frac{Z.F_{ЗАТ}}{S_{CT}}$ - напряжения смятия в стыке от предварительной затяжки;

$\sigma_M = \frac{M}{W_{CT}}$ - напряжения в стыке от момента М.

Здесь Z = 18 - число болтов;
$F_{зат}$ - усилие затяжки.

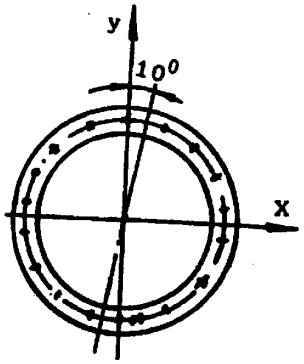


Рис. 41.
Схема расположения болтов

Следовательно, необходимое усилие затяжки болтов

$$F_{ЗАТ} = \frac{2.M.S_{CT}}{Z.W_{CT}} = \frac{2.17950.433}{18.6403} = 135 \text{ кгс.}$$

Расчетная нагрузка на болт при неконтролируемой затяжке

$F_P = F_{зат} + (0,2 + 0,3) \cdot P = 135 + 0,3 \cdot 130 = 174$ кгс .

Необходимый предел текучести болта при заданной нагрузке

$$[\sigma_T] \geq \frac{F_p.n_3}{F_б} = \frac{174.4}{0,551} = 1260 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где $F_б = \frac{\pi.d_1^2}{4} = \frac{\pi.0,8376^2}{4} = 0,551$ см² - площадь сечения болта М10;

$n_3 = 4 \div 3$ - коэффицинт запаса прочности болта из углеродистой стали.

Материал болта М10 - сталь 20, нормализованная,

$\sigma_T = 2500$ кгс/см² .

Расчет встроенного тормоза

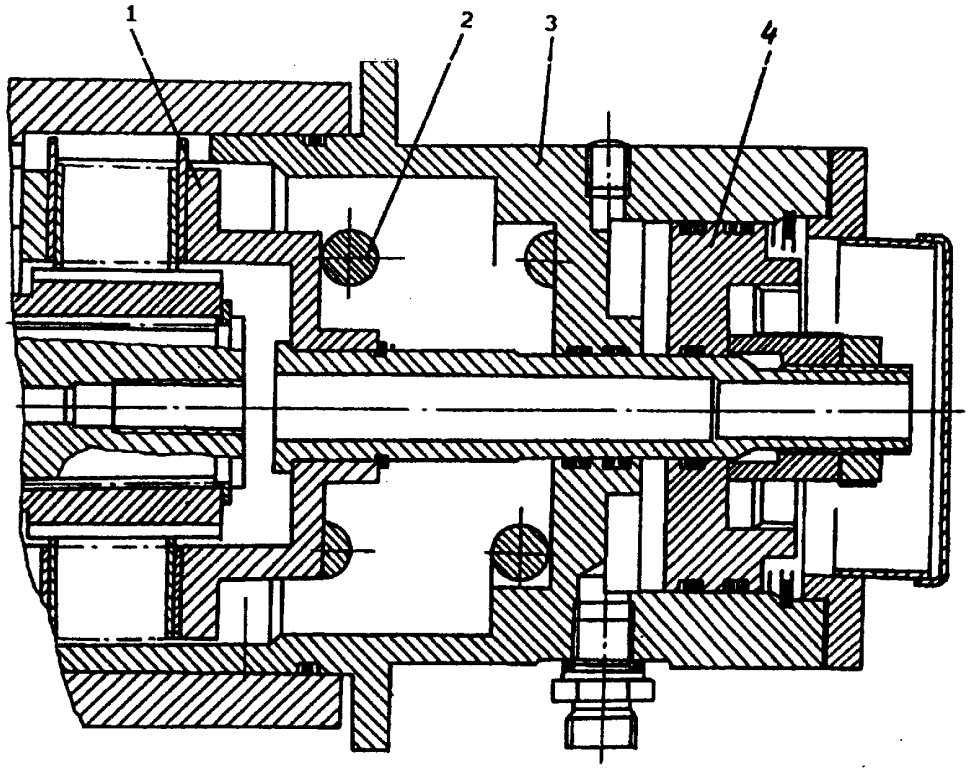


Рис. 42.
Встроенный тормоз
1 - тарелка; 2 - пружина; 3 - цилиндр; 4 - поршень

Расчет пружины

В конструкции дискового тормоза выбрана пружина сжатия

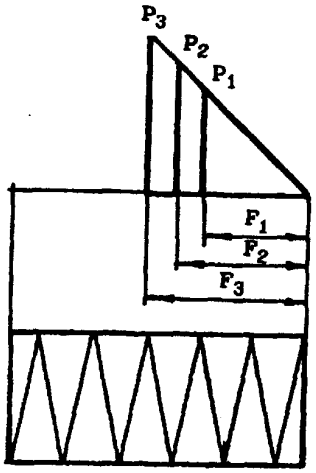


Рис. 43.
Схема сжатия

Исходные данные:

Количество витков - 4 .

Наибольший прогиб витков пружины $F_3 = 40,2$ мм.

Сила пружины P_3 при максимальной деформации - $P_3 = 1060$ кгс.

Поверхности трения в тормозе:

а) число пар поверхностей трения - i = 20 ;

б) наружный диаметр поверхностей трения - $Д_н = 110$ мм ;

в) внутренний диаметр поверхностей трения - $Д_{вн} = 65$ мм.

Материал трущихся поверхностей - сталь.

Прогиб F_2, соответствующий усилию пружины после полного размыкания тормоза P_2 , равен 34,7 мм.

Тогда

$$P_2 = \frac{F_2}{F_3}.P_3 = \frac{34,7}{40,2}.1060 = 915 \text{ кгс.}$$

Для обеспечения полного размыкания фрикционных поверхностей при работе с металлическими дисками осевой зазор между ними должен быть не менее 0,2 мм. Для 20 пар поверхностей трения дополнительный прогиб составляет

$$\Delta F \geq 0,2 \,.\, 20 = 4,0 \text{ мм.}$$

В конструкции принят дополнительный прогиб

$$\Delta F = 4,0 \text{ мм.}$$

Тогда прогиб пружины F_1, соответствующий усилию P_1, необходимому для создания тормозного момента $M_т$

$$F_1 = F_2 - \Delta F = 34,7 - 4 = 30,7 \text{мм.}$$

Получаем $$P_1 = \frac{F_1}{F_3} P_3 = \frac{30,7}{40,2} \cdot 1060 = 810 \text{ кгс.}$$

Тормозной момент равен

$$M_T = \frac{P_1 . i . f \left(D_H + D_{BH}\right)}{4} = \frac{810 . 20 . 0,07 (11 + 6,5)}{4} = 4960 \text{ кгс.см},$$

где $f = 0,07$ - коэффициент трения согласно рекомендациям - $f = 0,06 \div 0,08$;
принимаем среднее значение.

Необходимый тормозной момент

$$M_T^I = 2312 \text{ кгс.см.}$$

Коэффициент запаса торможения

$$K_T = \frac{M_T}{M_T^I} = \frac{4960}{2312} = 2,15 .$$

Удельное давление на трущихся поверхностях при действии усилия P_1

$$P = \frac{4 P_1}{\pi \left(D_H^2 - D_{BH}^2\right)} = \frac{4 . 810}{\pi . \left(11^2 - 6,5^2\right)} = 13,1 \text{ кгс/см}^2 ,$$

что превышает величину рекомендуемого допускаемого удельного давления, равную

$$[P] = 8 \text{ кгс/см}^2 .$$

Учитывая редкое дйствие полученного удельного давления (подъем максимального груза Q = 50 тс), а также условия работы дискового тормоза, который в эксплуатации работает как стояночный, считаем удельное давление $P = 13,1$ кгс/см^2 допустимым.

Расчет тарелки

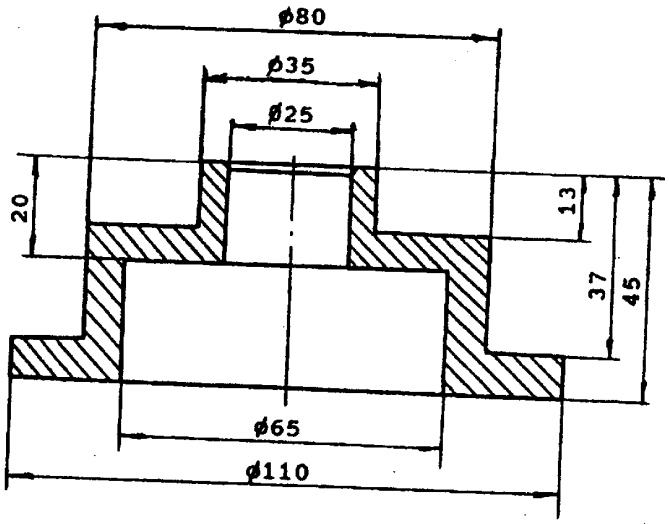
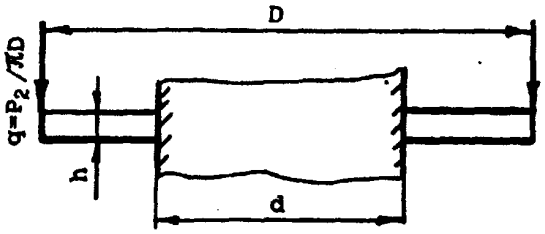


Рис. 44.
Тарелка



Д = 6,8 см;
d = 3,5 см;
h = 0,7 см.

Рис. 45.
Расчетная схема

Максимальные напряжения в кольцевой детали - тарелке

$$\sigma = C_\sigma \cdot \frac{P_2}{h^2},$$

где C_σ - коэффициент, определяемый в зависимости от отношения

$$\beta = \frac{d}{D};$$

$$\beta = \frac{3,5}{6,8} = 0,51;$$

$$C_\sigma = 0,735.$$

Получаем

$$\sigma = 0,735\frac{915}{0,7^2} = 1370 \text{ кгс/см}^2.$$

Материал детали - сталь 35 с пределом текучести
$\sigma_т$ = 4500 кгс/см² (НВ 187 ... 229).
Допускаемые напряжения

$$[\sigma] = \frac{\sigma_т}{n} = \frac{4500}{1,6} = 2810 \text{ кгс/см}^2.$$

Расчет поршня

Проверяем поясок поршня на смятие

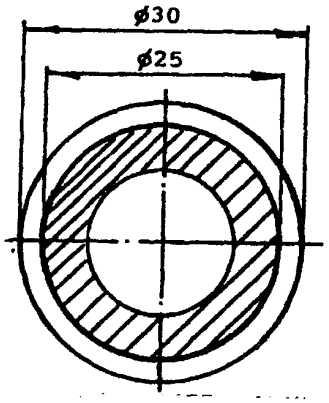


Рис. 46.
Пояс поршня

Напряжения смятия

$$\sigma_{см} = \frac{P_2}{F_{см}} = \frac{915}{2{,}16} = 425 \text{ кгс/см}^2,$$

где $F_{см} = \frac{\pi.\left(3^2 - 2{,}5^2\right)}{4} = 2{,}16 \text{ см}^2$.

Материал детали - сталь 45 с пределом текучести $\sigma_т = 3600$ кгс/см^2 (НВ 167 ... 217).

Допускаемые напряжения смятия

$$[\sigma]_{см} = 0{,}75\frac{\sigma_т}{n} = 0{,}75\frac{3600}{1{,}6} = 1690 \text{ кгс/см}^2.$$

Расчет цилиндра

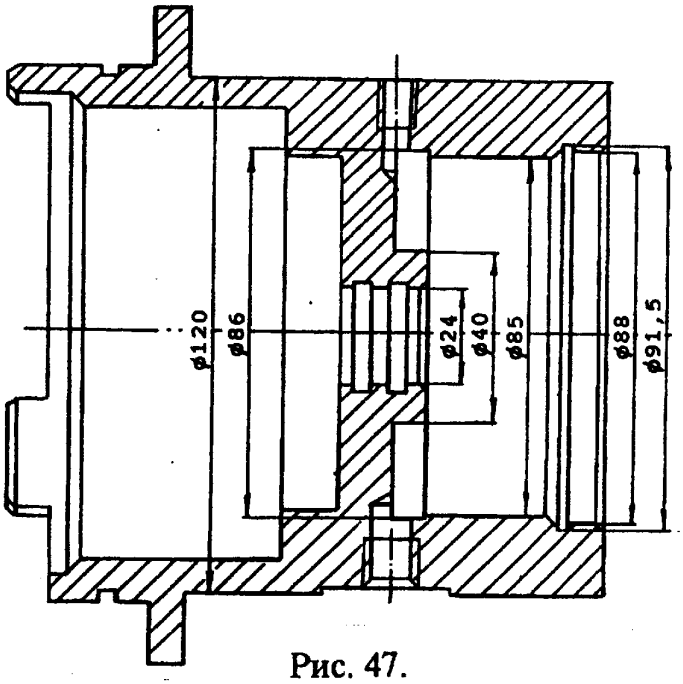


Рис. 47.
Цилиндр

При работе растормаживателя в полости гидроцилиндра находится масло при давлении q = 200 кгс/см^2 (рабочий случай).

Опасными являются точки цилиндра у внутренней поверхности, где главные напряжения имеют следующие значения:

$$\sigma_1 = \sigma_0 = \frac{r_н^2 + r_{вн}^2}{r_н^2 - r_{вн}^2}.q = \frac{6^2 + 4{,}3^2}{6^2 - 4{,}3^2}.200 = 622 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_2 = \sigma_r = -q = -200 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_3 = \frac{q.F}{\pi\left(r_н^2 - r_{вн}^2\right)} = \frac{200.53{,}6}{\pi.\left(6^2 - 4{,}3^2\right)} = 195 \text{ кгс/см}^2.$$

Здесь $r_н = 6$ см - радиус наружной поверхности цилиндра;
$r_{вн} = 4{,}3$ см - радиус внутренней поверхности цилиндра;

$F = \pi (4{,}3^2 - 1{,}2^2) = 53{,}6$ см^2 - площадь кольцевого днища.

Условие прочности по четвертой теории

$$\sigma_{экв\ IV} = \sqrt{\frac{1}{2}\left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_2)^2\right]} \le [\sigma] .$$

Получаем

$$\sigma_{экв\ IV} = \sqrt{\frac{1}{2}\left[(622 + 200)^2 + (622 - 195)^2 + (195 + 200)^2\right]} = 710 \text{ кгс/см}^2 .$$

Материал цилиндра - сталь 45 с пределом текучести
$\sigma_т = 5600$ кгс/см^2 (НВ 223 ... 269) .

Допускаемые напряжения

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{5600}{1{,}6} = 3500 \text{ кгс/см}^2 .$$

Проверим бурт цилиндра на смятие.

Напряжения смятия

$$\sigma_{см} = \frac{P}{F_{см}} = \frac{9530}{4{,}93} = 1930 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где $P = q\pi (4{,}25^2 - 1{,}2^2) - P_2 = 200\ \pi\ .(4{,}25^2 - 1{,}2^2) - 915 = 9530$ кгс - усилие смятия;

$F_{см} = \pi (4{,}575^2 - 4{,}4^2) = 4{,}93$ см^2 .

Допускаемые напряжения смятия

$$[\sigma]_{см} = 0{,}75.\frac{\sigma_T}{n} = 0{,}75.\frac{5600}{1{,}6} = 2625 \text{ кгс/см}^2 .$$

Для определения максимальных напряжений в днище цилиндра рассмотрим следующую схему.

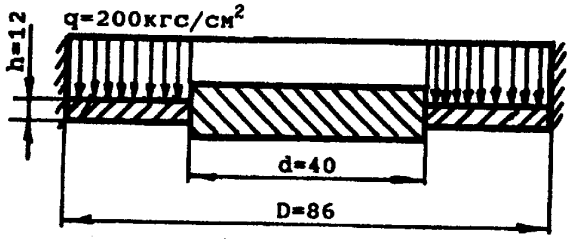


Рис. 48.
Расчетная схема

Схема соответствует кольцевой детали, наружный край которой защемлен, а внутренний - прогибается, но не поворачивается. По всей площади действует равномерное давление q (в реальной детали - по площади кольца, но допущение идет в запас).

Максимальные напряжения в кольцевой детали - днище

$$\sigma = C_\sigma \cdot \frac{q.D^2}{h^2} = 0{,}10 \cdot \frac{200.8{,}6^2}{1{,}2^2} = 1030 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где C_σ - коэффициент, определяемый в зависимости от отношения

$$\beta = \frac{d}{D} .$$

При $\beta = \frac{40}{86} = 0{,}465 \rightarrow C_\sigma = 0{,}10$.

Допускаемые напряжения

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{5600}{1{,}6} = 3500 \text{ кгс/см}^2.$$

Литература :

1. Справочник по кранам /Под общей редакцией М.М. Гохберга. Т2 - Л.: Машиностроение, 1988/.

2. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов /Госгортехнадзор, - М.: Металлургия, 1983/.

3. Определение допускаемых напряжений при расчетах на прочность /НИИМАШ. - М. : Машиностроение, 1974/.

4. Подшипники качения. Справочник-каталог /Под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. - М. : Машиностроение, 1984/.

5. РТМ 2207-1-73. Барабаны лебедок с многослойной навивкой каната. Элементы конструкции и методы расчета.

6. П.А. Гуткин. Расчет плоских деталей. - М. Л. : Машиностроение, 1966.

7. ОСТ 22-922-84. Краны стреловые самоходные. Расчет зубчатых передач на прочность.

Глава II. РАСЧЕТ КРЮКА ГРУЗОПОДЪЕМНОГО

Крюк - один из основных элементов крюковых подвесок ССК. Крюки грузоподъемные являются нормализованными деталями, изготавляемыми на специализированных производствах в номенклатуре, соответствующей нормализованному ряду грузоподъемностей. Материал, как правило, сталь 20. Стандартная задача проектирования подвесок включает выбор крюка по номинальной грузоподъемности машины.

В настоящее время номенклатура проектируемых машин по грузоподъемности значительно расширена и актуальной становится задача минимизаций веса крюковых подвесок с целью увеличения эффективной грузоподъемности. Задача эта сводится как к конструктивным решениям, так и к созданию крюков из более прочных легированных сталей. Следовательно, появляется необходимость оценки нагрузочной способности данного элемента.

Ниже приведен расчет крюка N20 с кратким изложением используемого методического материала, ссылка на который дана в квадратных скобках согласно перечню "Литература".

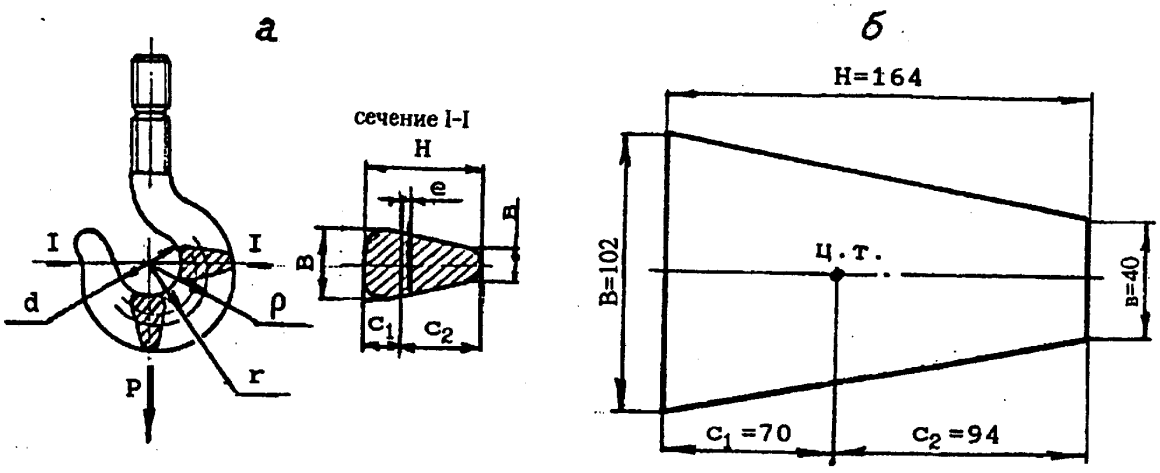


Рис. 1.
Крюк
а) геометрические характеристики; б) расчетное сечение 1-1

Радиус кривизны крюка по внутренней поверхности

$$0{,}5 \cdot d = 8{,}5 \text{ см},$$

где $d = 17$ см - внутренний диаметр крюка.

Координаты центра тяжести сечения 1-1

$$C_1 = \frac{B+2b}{B+b}\cdot\frac{H}{3} = \frac{10{,}2+2.4}{10{,}2+4}\cdot\frac{16{,}4}{3} \approx 7 \text{ см};$$

$$C_2 = H - C_1 = 16{,}4 - 7 = 9{,}4 \text{ см}.$$

Расстояние от центра кривизны до центра тяжести сечения крюка

$$\rho = C_1 + 0{,}5.d = 7 + 8{,}5 = 15{,}5 \text{ см.}$$

Площадь аппроксимированного сечения крюка

$$F = \frac{(B+b).H}{2} = \frac{(10{,}2+4).16{,}4}{2} = 116{,}44. \text{ см}^2$$

Расстояние от центра кривизны до нейтральной оси расчетного сечения крюка

$$r = \frac{F}{\frac{B(H+0{,}5.d)-4.0{,}5.d}{H}.l_n\frac{(H+0{,}5.d)}{0{,}5.d}-(B-b)} =$$

$$= \frac{116{,}44}{\frac{10{,}2(16{,}4+8{,}5)-4.8{,}5}{16{,}4}.l_n\frac{(16{,}4+8{,}5)}{8{,}5}-(10{,}2-4)} = 14{,}17 \text{ см.}$$

Расстояние от нейтральной оси до центра тяжести

$$e = \rho - r = 15{,}5 - 14{,}17 = 1{,}33 \text{ см.}$$

1. Расчет по общей теории кривого бруса /уточненный/.

Максимальные напряжения изгиба в сечении 1-1

$$\sigma_{max} = \frac{M.h_1}{F.e.0{,}5.d} = \frac{P.\rho(C_1-e)}{F.e.0{,}5.d},$$

где

$$h_1 = C_1 - e;$$

$$M = P.\rho.$$

Напряжения растяжения в сечении 1-1

$$\sigma_P = \frac{P}{F}.$$

Суммарные напряжения

$$\sigma_\Sigma = \sigma_{max} + \sigma_P = P\left[\frac{\rho(C_1-e)}{F.e.0{,}5.d}+\frac{1}{F}\right] == P\left[\frac{15{,}5(7-1{,}33)}{116{,}44.1{,}33.8{,}5}+\frac{1}{116{,}44}\right] =$$

$$= 0{,}0665P + 0{,}009P = 0{,}0755P.$$

Допускаемая нагрузка (с учетом незначительной величины напряжений растяжения)

$$[P] \approx \frac{[\sigma]}{0{,}075} = \frac{2030}{0{,}075} \approx 27000 \text{ кгс,}$$

где [σ] - допускаемые напряжения при изгибе.

Материал крюка - сталь 20 с минимальным пределом текучести σ_T = 2200 кгс/см^2.

$$[\sigma] = \frac{K_T \cdot \sigma_T}{n} = \frac{1{,}2 \cdot 2200}{1{,}3} = 2030 \text{ кгс/см}^2,$$

где K_T =1,2 - коэффициент перехода от предела текучести растяжения к пределу текучести изгиба ([1] , стр. 50);

n = 1,3 - запас прочности ([2] , стр. 315).

Уточнение значения коэффициента K_T.

Согласно методике, приведенной в [4], коэффициент K_T = 1,2 является минимальным значением возможного увеличения предела текучести при изгибе.

Величина K_T определяется отношением предела текучести при изгибе к пределу текучести при растяжении

$$K_T = \frac{\sigma_T^I}{\sigma_T},$$

где σ_T^I - предел текучести при изгибе;

σ_T - предел текучести при растяжении.

Для определения σ_T^I необходимо определить величину упруго-пластического момента M_1 внутренних сил, создаваемого в сечении 1-1 в случае, когда остаточное удлинение наиболее нагруженного волокна равно δ_8^I = 0,2 %.

Для определения момента M_1 нужно построить график эпюры напряжений при упруго-пластической деформации. Построение графика ведем для стали 20 с пределом текучести σ_T=2200 кгс/см^2 и модулем упругости E=2,1 .10^6 кгс/см^2.

Упругая деформация материала в процентах составляет

$$\delta_e = \frac{\sigma_T}{E} \cdot 100\% = \frac{2200}{2{,}1 \cdot 10^6} \cdot 100\% = 0{,}1\%.$$

Таким образом, суммарная деформация составляет приблизительно 0,3 % и ей соответствуют условные напряжения

$$\sigma_{усл.} = 3\sigma_T.$$

Такие напряжения и деформации достигаются на внутренней поверхности крюка.

Построние эпюры напряжений при упруго-пластических деформациях ведется следующим образом:

1) ведется построение эпюры условных напряжений;

2) на построенной эпюре выделяется эпюра напряжений при упруго-пластических деформациях.

1. Построение эпюры условных напряжений.

1.1. Определим нагрузку, вызывающую на внутренней поверхности напряжения, равные $3\sigma_т$ (условно) только за счет возникающих напряжений изгиба.

$$\sigma_{max} = \frac{P.\rho.(C_1 - e)}{F.e.0{,}5.d} = 3\sigma_т, \quad \text{откуда}$$

$$P = \frac{3\sigma_т.F.e.0{,}5d}{\rho(C_1 - e)} = \frac{3.2200.116{,}44.1{,}33.8{,}5}{15{,}5(7 - 1{,}33)} = 98850 \text{ кгс.}$$

Напряжения изгиба на наружной поверхности сечения I-I

$$\sigma_{min} = \frac{P.\rho(H - C_1 + e)}{F.e.(0{,}5d + H)} == \frac{98850.15{,}5(16{,}4 - 7 + 1{,}33)}{116{,}44.1{,}33(8{,}5 + 16{,}4)} = 4260 \text{ кгс/см}^2.$$

1.2. Для построения эпюры определим напряжения в ряде точек, расположенных на расстоянии Y_X от нейтральной оси по формуле

$$\sigma_x = \frac{P.\rho.Y_x}{F.e(r - Y_x)}.$$

Для построения верхней части эпюры

$Y_{X1} = 4{,}67;$
$Y_{X2} = 3{,}67;$
$Y_{X3} = 2{,}67;$
$Y_{X4} = 1{,}67;$
$Y_{X5} = 0{,}67.$

$$\sigma_{max\,1} = \frac{98850.15{,}5.4{,}67}{116{,}44.1{,}33(14{,}17 - 4{,}67)} = 4860 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_{max\,2} = \frac{98850.15{,}5.3{,}67}{116{,}44.1{,}33(14{,}17 - 3{,}67)} = 3460 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_{max\,3} = \frac{98850.15{,}5.2{,}67}{116{,}44.1{,}33(14{,}17 - 2{,}67)} = 2300 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_{max\,4} = \frac{98850.15{,}5.1{,}67}{116{,}44.1{,}33(14{,}17 - 1{,}67)} = 1320 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_{max\,5} = \frac{98850.15{,}5.0{,}67}{116{,}44.1{,}33(14{,}17 - 0{,}67)} = 490 \text{ кгс/см}^2.$$

Для построения нижней части эпюры

$Y_{X1} = -9{,}73;$ $Y_{X6} = -4{,}73;$
$Y_{X2} = -8{,}73;$ $Y_{X7} = -3{,}73;$
$Y_{X3} = -7{,}73;$ $Y_{X8} = -2{,}73;$
$Y_{X4} = -6{,}73;$ $Y_{X9} = -1{,}73;$
$Y_{X5} = -5{,}73;$ $Y_{X10} = -0{,}73.$

$$\sigma_{min\,1} = \frac{98850.15,5(-9,73)}{116,44.1,33(14,17+9,73)} = -4030 \quad кгс/см^2;$$

$$\sigma_{min\,2} = \frac{98850.15,5(-8,73)}{116,44.1,33(14,17+8,73)} = -3770 \quad кгс/см^2;$$

$$\sigma_{min\,3} = \frac{98850.15,5(-7,73)}{116,44.1,33(14,17+7,73)} = -3490 \quad кгс/см^2;$$

$$\sigma_{min\,4} = \frac{98850.15,5(-6,73)}{116,44.1,33(14,17+6,73)} = -3190 \quad кгс/см^2;$$

$$\sigma_{min\,5} = \frac{98850.15,5(-5,73)}{116,44.1,33(14,17+5,73)} = -2850 \quad кгс/см^2;$$

$$\sigma_{min\,6} = \frac{98850.15,5(-4,73)}{116,44.1,33(14,17+4,73)} = -2480 \quad кгс/см^2;$$

$$\sigma_{min\,7} = \frac{98850.15,5(-3,73)}{116,44.1,33(14,17+3,73)} = -2060 \quad кгс/см^2;$$

$$\sigma_{min\,8} = \frac{98850.15,5(-2,73)}{116,44.1,33(14,17+2,73)} = -1600 \quad кгс/см^2;$$

$$\sigma_{min\,9} = \frac{98850.15,5(-1,73)}{116,44.1,33(14,17+1,73)} = -1080 \quad кгс/см^2;$$

$$\sigma_{min\,10} = \frac{98850.15,5(-0,73)}{116,44.1,33(14,17+0,73)} = -490 \quad кгс/см^2.$$

2. На основании полученных данных строим эпюру напряжений при упруго-пластических деформациях (см.рис.3).

Отложив максимальное напряжение равным $\sigma_т$, проводим прямую параллельную оси сечения до пересечения с кривой эпюры. Получим график напряжений при упруго-пластических деформациях.

В несимметричных сечениях при упруго-пластическом состоянии нейтральная ось смещается, поэтому необходима проверка равенства нулю главного вектора внутренних сил (условие 1), а также проверка равенства нулю главного вектора внутренних сил упругого ядра (условие 2).

Первое из условий записывается равенством

$$\int_0^{F_1} \sigma_x . dF + \int_{F_1}^{F_2} \sigma_т . dF = \int_0^{F_3} \sigma_x . dF + \int_{F_3}^{F_4} \sigma_т . dF,$$

где σ_x - напряжения в упругой части.

Вычисление интегралов можно производить графически, методом проб. Для построенных на графике кривых 1 и 2 указанное условие не выполняется.

Кривая 3 получена для $e^*=0,7$ см, при этом условие (1) удовлетворяется с погрешностью ~ 0,6 %.

Расчет кривых ведется следующим образом.

Обозначив $\int_{O}^{F_1}\sigma_X.dF+\int_{F_1}^{F_2}\sigma_T.dF\equiv N_1;$

$$\int_{O}^{F_3}\sigma_X.dF+\int_{F_3}^{F_4}\sigma_T.dF\equiv N_2,$$

определим значения N_1 и N_2:

$$N_1=0,5\sigma_T\frac{8,9+7,8}{2}.3,3+\sigma_T\frac{8,9+10,2}{2}.3=42,43\sigma_T;$$

$$N_2=0,5\sigma_T\frac{7,8+5,8}{2}.4,9+\sigma_T.\frac{5,8+4}{2}.5,2=42,14\sigma_T.$$

После определения положения нейтральной оси сечения, расстояние которой от центра кривизны составляет

$r^*=\rho-e^*=15,5-0,7=14,8$ см, проверим это значение r^* для сечения, охваченного упругим ядром эпюры.

Для этого выделим эту часть сечения (рис.2).

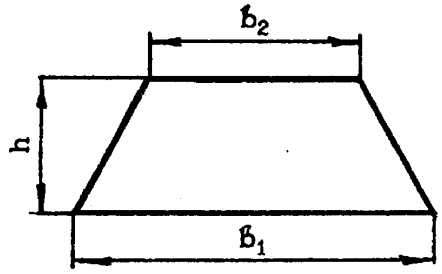


Рис. 2.
Сечение крюка

Расстояние от центра кривизны до нейтральной оси данного сечения определяется

$$r_1=\frac{F_1}{\frac{b_1.c-a.b_2}{h}.l_n\frac{c}{a}-(b_1-b_2)}=\frac{58,1}{\frac{8,9.19,4-11,5.5,8}{7,9}.l_n\frac{19,4}{11,5}-(8,9-5,8)}=14,76\text{ см.}$$

где $b_1=8,9$ см;
$b_2=5,8$ см;
$h=7,9$ см;
$a=11,5$ см - расстояние от центра кривизны до основания b_2.
$c=1,94$ см - расстояние от центра кривизны до основания b_1.

$F_1=\frac{b_1+b_2}{2}.h=\frac{8,9+5,8}{2}.7,9=58,1$ см^2 - площадь рассматриваемой части сечения.

Так как величины r и r_1 практически совпадают, условие (2) выполняется.

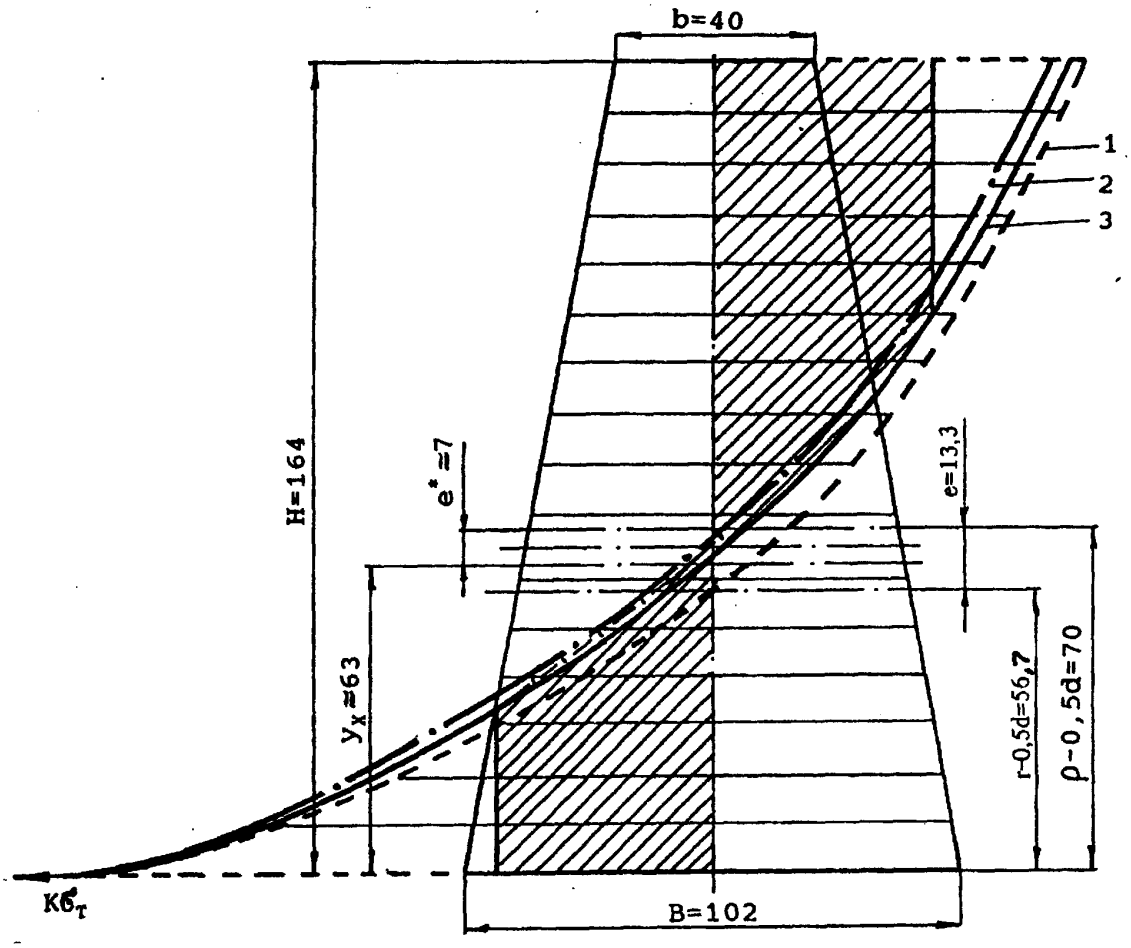


Рис. 3.
Построение эпюр при упруго-пластических деформациях

Для определения момента M_1 необходимо определить точки приложения сил N_1 и N_2 относительно нейтральной оси. Все численные значения выбираются из эпюры.

$$Y_{N_1} = \frac{\frac{8,9+10,2}{2}.4,8.3\sigma_T + \frac{8,9+7,8}{2}.2,2.3,3.0,5\sigma_T}{N_1} = 3,96 \text{ см};$$

$$Y_{N_2} = \frac{\frac{5,8+4}{2}.5,2.7,5.\sigma_T + \frac{7,8+5,8}{2}.4,9.3,27.0,5\sigma_T}{N_2} = 5,83 \text{ см}.$$

Момент M_1 равен

$$M_1 = N_1.Y_{n1}+N_2.Y_{n2} = 42,43\sigma_T.3,96+42,14.\sigma_T.5,83 = 413,7\sigma_T.$$

Искомая величина $K = \frac{\sigma'_T}{\sigma_T}$ определяется путем установления равенства между моментами M_1 и M_2

$$M_2 = \sigma'_T.W,$$

где σ'_T - предел текучести при изгибе;

W - момент сопротивления сечения I-I крюка.

Определим момент M_2

$$M_2 = \frac{\sigma'_T.F.e.0{,}5.d}{C_1 - e^*} = \frac{\sigma'_T.116{,}44.1{,}33.8{,}5}{7-0{,}7} = 209\sigma'_T.$$

При $M_1=M_2$ получим

$$413{,}7.\sigma_T = 209.\sigma'_T, \qquad \text{откуда}$$

$$K = \frac{\sigma'_T}{\sigma_T} = \frac{413{,}7}{209} = 1{,}9.$$

Возвращаясь к определению допускаемой нагрузки [P], определяем ее максимальное значение

$$\sigma_{\Sigma max} = [\sigma] = \frac{0{,}0665P}{K} + 0{,}009P;$$

$$[P]_{max} = \frac{[\sigma]}{\frac{0{,}0665}{K} + 0{,}009} = \frac{1690}{\frac{0{,}0665}{1{,}9} + 0{,}009} \approx 38000 \text{ кгс},$$

где $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{2200}{1{,}3} = 1690$ кгс/см².

Расчет крюка по методике ВНИИПТМАШ.

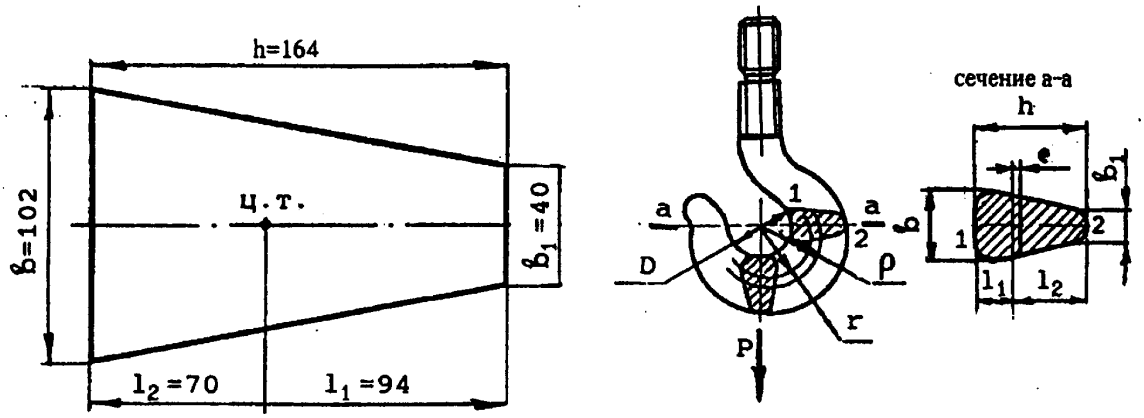


Рис. 4.
Расчетная схема крюка

Рассмотрен тот же крюк N 20.

Напряжения в сечении а-а

$$\sigma_a = \frac{P.l_2}{F.K.0{,}5.D},$$

где l_2 = 7 см - расстояние от центра тяжести до основания b;
F = 116,44 см^2 - площадь сечения;
D = 17 см - внутренний диаметр крюка;
K - коэффициент, определяемый по графику [3, стр.210] в зависимости от величины соотношений h/D и b/b_1.

$$\frac{h}{D} = \frac{16,4}{17} = 0,965;$$

$$\frac{b}{b_1} = \frac{10,2}{4} = 2,55, \quad \text{откуда} \quad K=0,097.$$

Допускаемые напряжения, при пределе текучести $\sigma_т$=2200 кгс/см^2 (сталь 20)

$$[\sigma] = \frac{\sigma_т}{n} = \frac{2200}{1,2} = 1830 \text{ кгс/см}^2,$$

где n=1,2 - запас прочности [3, табл.62, стр.211].
Разрешаемая нагрузка

$$[P] = \frac{[\sigma].F.K.0,5.D}{l_2} = \frac{1830.116,44.0,097.0,5.17}{7} = 25000$$

Выводы.

1. Несущую способность крюка можно определить по методике ВНИИПТМАШ.

2. В случае необходимости рассмотрения возможности повышения несущей способности можно использовать методические материалы первой части приведенного расчета, помня при этом, что полученный результат $[P]_{max}$ следует считать предельным.

3. Учитывая особую ответственность элемента "крюк", проектирование его, а также замену материала в нормализованных крюках, помимо расчета следует сопровождать экспериментальной проверкой циклической прочности с учетом режима работы механизма подъема.

Литература.

1. Справочник по кранам, т.1. Машиностроение, Ленинград, 1973.
2. Справочник по кранам, т.2. Машиностроение, Ленинград, 1973.
3. Расчеты крановых механизмов и их деталей. Машиностроение, Москва, 1971.
4. И.А. Одинг. Допускаемые напряжения в машиностроении и циклическая прочность металлов. Машизд., Москва, 1962.

Глава III. РАСЧЕТ МОТОР-РЕДУКТОРА МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА

Проведен расчет на прочность элементов мотор-редуктора механизма поворота при суммарном моменте сопротивления вращению, приведенном к опорно-поворотному устройству (при нормальных условиях эксплуатации), $M_{\Sigma H}$=7 тс.м и максимальном суммарном моменте сопротивления вращению $M_{\Sigma max}$=11 тс.м.

Для указанных выше нагрузок работоспособность редуктора механизма поворота для группы режима работы механизма IM по ГОСТ 25835 обеспечена.

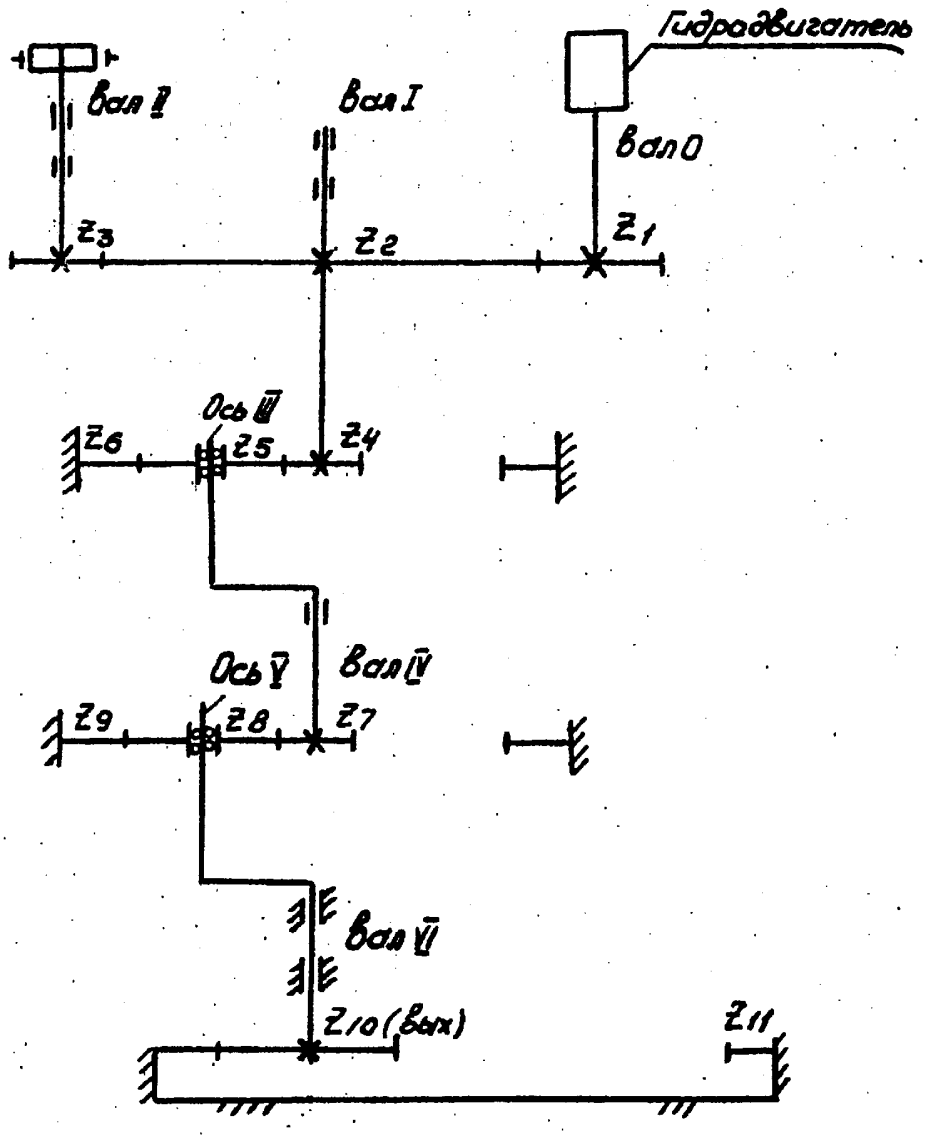


Рис. 1.
Схема мотор-редуктора механизма поворота

Определение крутящих моментов и частоты вращения на валах редуктора.

Вал 0

$$M_{0\,раб} = \frac{M_{\Sigma}}{U_{ред}.U_{вых}.\eta_{р}} = \frac{7.10^{5}}{123,2.11,09.0,88} \approx 583 \text{ кгс.см};$$

$M_{0\,max} = M_{0\,раб} . K_0 = 583 . 1,571 \approx 915$ кгс.см,

где $U_{ред}=123,2$ - передаточное отношение редуктора;

$K_0 = 1,57$ - коэффициент перегрузки;

$\eta_р = 0,88$ - к.п.д. редуктора.

Частота вращения вала 0

$n_0 = 2635$ об/мин.

Вал I

$M_{I\,раб}=M_{0\,раб} . U_{1-2} . \eta = 583 . 3,286 . 0,985 \approx 1885$ кгс.см;

$M_{I\,max}=M_{0\,раб} . K_0 = 1885 . 1,571 = 2960$ кгс.см;

где $U_{1-2}=3,286$ - передаточное отношение входной пары редуктора;

$\eta = 0,985$ - к.п.д. зубчатой пары.

$$n_1 = \frac{n_0}{U_{1-2}} = \frac{2635}{3,286} = 801,9 \text{ об/мин.}$$

Вал II (тормозной вал)

Максимальный момент на валу II определяется величиной тормозного момента и равен

$M_{II\,max} = M_T = 837$ кгс.см (см. расчет тормозного момента).

Число оборотов вала определяется в приводном режиме.

$n_{II} = n_I . U_{32} = 801,9 . 4,313 = 3458$ об/мин.

Ось сателлита III

Число оборотов оси

$$n_{III} = \frac{(n_1 - n_{IV})Z_4}{Z_5} = \frac{(801,9 - 133,65)12}{24} = 334,1 \text{ об/мин.}$$

Вал IV

$M_{IV\,раб} = M_{I\,раб} . U_{I\,пл} . \eta_{I\,пл} = 1885 . 6 . 0,977 = 11050$ кгс.см;

$M_{IV\,max} = M_{IV\,раб} . K_0 = 11050 . 1,571 = 17360$ кгс.см,

где $U_{1IV} = 1 + \frac{Z_b}{Z_a} = 1 + \frac{60}{12} = 6$ - передаточное отношение планетарной передачи ($Z_a=Z_4$; $Z_g=Z_5$; $Z_b=Z_6$);

$$\eta_{1пл} = 1 + \frac{i_{ab}^H}{1 - i_{ab}^H} \cdot \Psi^H = 1 - \frac{5}{1+5} \cdot 0{,}028 = 0{,}977,$$

где $i_{ab}^H = -\frac{Z_b}{Z_a} = -\frac{60}{12} = -5;$

$$\Psi^H = \Psi_{3a}^H + \Psi_{3b}^H = 0{,}023 + 0{,}005 = 0{,}028;$$

$$\Psi_{3a}^H = 2{,}3f\left(\frac{1}{Z_a} + \frac{1}{Z_g}\right) = 2{,}3 \cdot 0{,}08\left(\frac{1}{12} + \frac{1}{24}\right) = 0{,}023;$$

$$\Psi_{3b}^H = 2{,}3f\left(\frac{1}{Z_g} - \frac{1}{Z_b}\right) = 2{,}3 \cdot 0{,}08\left(\frac{1}{24} - \frac{1}{60}\right) = 0{,}005;$$

f = 0,08 - коэффициент трения в зацеплениях;

$$n_{IV} = \frac{n_I}{U_{1пл}} = \frac{801{,}9}{6} = 133{,}65 \text{ об/мин.}$$

Ось сателлита V

$$n_V = \frac{(n_{IV} - n_{VI})Z_7}{Z_8} = \frac{(133{,}65 - 21{,}4) \cdot 12}{25} = 53{,}9 \text{ об/мин.}$$

где $n_{VI} = \frac{n_0}{U_{раб}} = \frac{2635}{123{,}2} = 21{,}4$ об/мин.

Вал VI

$M_{VI\,раб} = M_{IV\,раб} \cdot U_{2\,пл} \cdot \eta_{2\,пл} = 11050 \cdot 6{,}25 \cdot 0{,}977 \approx 67475$ кгс.см;

$M_{VI\,max} = M_{IV\,раб} \cdot K_0 = 67475 \cdot 1{,}571 \approx 106000$ кгс.см,

где $U_{2пл} = 1 + \frac{Z_b}{Z_a} = 1 + \frac{63}{12} = 6{,}25$ - передаточное отношение планетарной передачи ($Z_a = Z_7$; $Z_g = Z_8$; $Z_b = Z_9$);

$$\eta_{2пл} = 1 + \frac{i_{ab}^H}{1 - i_{ab}^H} \Psi^H = 1 - \frac{5{,}25}{1 + 5{,}25} \cdot 0{,}027 = 0{,}977,$$

где $i_{ab}^H = -\frac{Z_b}{Z_a} = -\frac{63}{12} = -5{,}25;$

$$\Psi^H = \Psi_{3a}^H + \Psi_{3b}^H = 0{,}023 + 0{,}004 = 0{,}027;$$

$$\Psi_{3a}^H = 2{,}3f\left(\frac{1}{Z_a} + \frac{1}{Z_g}\right) = 2{,}3 \cdot 0{,}08\left(\frac{1}{12} + \frac{1}{25}\right) = 0{,}023;$$

$$\Psi_{3b}^H = 2{,}3f\left(\frac{1}{Z_g} - \frac{1}{Z_b}\right) = 2{,}3 \cdot 0{,}08\left(\frac{1}{25} - \frac{1}{63}\right) = 0{,}004.$$

Расчет основных геометричских параметров

Таблица 1

Наименование параметра		Обозначение	Расчетная формула и указание	I	II	III	IV
1		2	3	4	5	6	7
Число зубьев	Шестерни	Z_1		21	16	12	24
	Колеса	Z_2		69	69	24	60
Модуль, мм		м		2.5	2.5	3.0	3.0
Угол наклона, град.		вета		12.5	12.5	0	0
Угол профиля, град.		alfa		20.0	20.0	20.0	20.0
Межосевое расстояние,мм		A_W		115	110	56	56
Расчет диаметров зубчатых колес							
Делительный диаметр	Шестерни	D_1	$D_1=Z_1 . M/\cos(BETA)$	53.775	40.971	36.000	72.000
	Колеса	D_2	$D_2=Z_2 . M/\cos(BETA)$	176.688	176.688	72.000	180.000
Передаточное число		U	$U = Z_2 / Z_1$	3.286	4.313	2.000	2.500
Начальный диаметр	Шестерни	D_{w1}	$D_{w1}=2 . A_w / (U+-1)$	53.667	41.412	37.333	74.667
	Колеса	D_{w2}	$D_{w2}=2.Aw.U / (U+-1)$	176.333	178.588	74.667	186.667

Продолжение табл.1

1		2	3	4	5	6	7
Диаметр вершин зубьев, мм	Шестерни	DA_1	$DA_1=D_1+2.(H_A^*+X_1-Y).M$ Для внутр. Y=0	58.771	48.774	44.501	79.500
	Колеса	DA_2	$DA_2=D_2+-2(H_A^*+-X_2-Y).M$ Для внутр. Y= 2	181.225	181.141	79.001	181.200
Диаметр впадин, мм	Шестерни	DF_1	$DF_1=D_1-2.(H_A^*+C^*-X_1).M$	47.525	37.611	31.500	66.000
	Колеса	DF_2	$DF_2=D_2-+2.(H_A^*+C^*-+X_2).M$	169.978	169.970	66.000	193.500
Основные диаметры, мм	Шестерни	DB_1	$DB_1=D_1.\cos(ALFA_T)$	50.387	38.390	33.000	67.658
	Колеса	DB_2	$DB_2=D_2.\cos(ALFA_T)$	165.557	165.557	67.650	169.145

Расчет зубьев прямозубых и косозубых цилиндрических передач по контактным напряжениям и напряжениям изгиба (по ОСТ 22-922-84)

Таблица 2

Наименование	Обозначение и формула	Примечание	Пара						
			Z_1-Z_2	Z_3-Z_2	Z_4-Z_5	Z_5-Z_6	Z_7-Z_8	Z_8-Z_9	Z_{10}-Z_{11}
Число зубьев шестерни	Z_1		21	16	12	24	12	25	11
Число зубьев колеса	Z_2		69	69	24	60	25	63	122
Суммарное число зубьев	$Z_\Sigma=Z_2\pm Z_1$		90	85	36	36	37	38	111
Передаточное число	$U=\frac{Z_2}{Z}$		3,286	4,313	2	2,5	2,083	2,52	11,09
Нормальный модуль, см	m_n		0,25	0,25	0,3	0,3	0,4	0,4	1,2
Делительный диаметр шестерни, см	$d_1=\frac{m_n \cdot Z_1}{\cos\beta_д}$		5,38	4,1	3,6	7,2	4,8	10	13,2
Делительный диаметр колеса, см	$d_2=\frac{m_n \cdot Z_2}{\cos\beta_д}$		15,67	15,67	7,2	18	10	25,2	
Рабочая ширина зубчатого венца шестерни, см	$b_{ω1}$		3,5	3,5	4,0	3,5	5,9	6	11
Рабочая ширина зубчатого венца колеса, см	$b_{ω2}$		3	3	3,5	3,8	6,0	6,6	10
Коэффициент смещения шестерни	x_1		0,0	0,578	+0,5	+0,25	0,5	0,351	0,383
Коэффициент смещения колеса	x_2		-0,092	-0,092	+0,25	+1,0	+0,351	0,613	0,3
Коэффициент суммы (разности) смещений	$x_\Sigma=x_2\pm x_1$		-0,092	+0,486	0,75	0,75	0,851	0,262	-0,083
Угол зацепления, град.	$\alpha_{tω}$	стр.83,84 черт. 1, 2	20°08′	22°01′	25°1′	25°1′	25°26′	21°57′	19°46′
Делительный угол наклона линии зуба, град.	$\beta_д$		12,5	12,5	-	-	-	-	-
Коэффициент	$\varphi_к$	стр.30, черт.12							
Коэффициент ширины	$\psi_{bd}=\frac{b_ω}{d_1}$	стр.85 и табл.1	1,0 0,56	1,0 0,73	1,27 0,972	1,0 0,486	1,3 1,23	1,0 0,6	1,0 0,758
Материал шестерни			Ст40Х	Ст40Х	Ст40Х	Ст40Х	Ст40Х	Ст40Х	Ст40Х

Продолжение табл.2

Наименование	Обозначение и формула	Примечание	Пара						
			Z_1-Z_2	Z_3-Z_2	Z_4-Z_5	Z_5-Z_6	Z_7-Z_8	Z_8-Z_9	Z_{10}-Z_{11}
Предел прочности сердцевины зуба, кгс/см²	σ_{bc1}	Стр.90-93	8000	8000	8500	8000	8500	8000	8500
Предел текучести сердцевины зуба, кгс/см²	$\sigma_{тс1}$	табл. 1, 2	6400	6400	6700	6400	6700	6400	6700
Твердость поверхности зуба	$HRC_{1э}(HB_1)$		230-260	230-260	240-280	230-260	240-280	230-260	46...55
Твердость сердцевины зуба	$HB_{c1}(HRC_{c1})$		-"-	-"-	-"-	-"-	-"-	-"-	230-260
Материал колеса			Ст40Х	Ст40Х	Ст40Х	Ст40Х	Ст40Х	Ст40Х	Ст55
Предел прочности сердцевины зуба, кгс/см²	σ_{bc2}	Стр. 90-93 табл. 1, 2	8000	8000	8000	8000	8000	8000	6500
Предел текучести сердцевины зуба, кгс/см²	$\sigma_{то2}$		6400	6400	6400	6400	6400	6400	4700
Твердость поверхности зуба	$HRC_2(HB_2)$ $HB_{c2}(HRC_{c2})$		230-260 -"-	230-260 -"-	230-260 -"-	230-260 -"-	230-260 -"-	230-260 -	217-263 -
Частота вращения, об/мин.	n_1		2635	3458	668,2	334,1	133,65	53,9	21,4
	n_2		801,9	801,9	334,1	133,65	53,9	21,4	1,93
Расчетный крутящий момент на шестерне, кгс.см.	$M_1(M_{1к})$		583	-	720	1420	4235	8690	67475
Максимальный крутящий момент на шестерне, кгс.см.	M_{1max}		915	840	1135	2230	6655	13650	106000
Срок службы, час	T		1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Окружная скорость, м/сек	$V = \frac{n_1 . d_1}{1910}$		7,31	7,31	1,24	1,24	0,33	0,33	0,15
Коэффициент	n	Стр.14	0,64	0,28	0,06	0,06	~ 0	~ 0	~ 0

Продолжение табл.2

Наименование	Обозначение и формула	Примечание	Пара Z_1-Z_2	Z_3-Z_2	Z_4-Z_5	Z_5-Z_6	Z_7-Z_8	Z_8-Z_9	Z_{10}-Z_{11}
Расчет рабочих поверхностей зубьев на контактную выносливость									
Коэффициент динамичности	$K_{дк}$	стр. 13 табл.1	1,32	1,14	1,07	1,07	1,0	1,0	1,0
Коэффициент неравномерности	$K_{нр.к.}$	стр.15, 16 черт.1	1,27	1,36	1,2	1,2	1,2	1,2	1,26
Коэффициент	$K_к=K_{дк}.K_{нр.к.}$		1,68	1,55	1,28	1,28	1,2	1,2	1,26
Условие косозубности	$b_{\omega\min}=\frac{2,6m_n}{\sin\beta_a}\le b_\omega$	стр.32	3=3	3=3	-	-	-	-	-
Коэффициент косозубности (для косозубых передач)	$\nu_к$	стр.31 черт.13	1,36	1,36	1	1	1	1	1
Коэффициент (для внутреннего зацепления)	$\lambda_в$	стр.30,31	1	1	1	0,85	1	0,85	1
Коэффициент действующих контактных напряжений, кгс/см²	$C_K=\frac{2M_1.K_K(U\pm1)}{b_\omega.d_1^2.U.\lambda_b.\nu_K.\varphi_K}$		21,6		48	14,1	85,1	24,7	88,8
Действующие контактные напряжения, кгс/см²	$\sigma_к$	стр.87 черт.1	7100	-	10500	5700	14100	7600	14400
Коэффициент качества поверхностей зубьев	$K_{пов}$	стр.47 табл.7	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95

Продолжение табл.2

Наименование	Обозначение и формула	Примечание	Пара						
			Z_1-Z_2	Z_3-Z_2	Z_4-Z_5	Z_5-Z_6	Z_7-Z_8	Z_8-Z_9	Z_{10}-Z_{11}
Коэффициент нагрузки	$K_{нк}$	стр.42 табл.5	1,39		1,39	1,39	1,39	1,39	1/1,39
Общее число циклов изменения напряжений шестерни	$N_{ц1}=30d.П_1T$ - реверсивная нагрузка								
	$N_{ц1}=60d.n_1.T$ - нереверсивная нагрузка		$7,905.10^7$		6.10^7	1.10^7	$1,2.10^7$	$0,19.10^7$	$0,76.10^6$
Общее число циклов изменения напряжений колеса	$N_{ц2}=30d.n_2.T$ или $N_{ц2}=60d.n_2.T$		$2,405.10^7$		1.10^7	$1,2.10^7$	$0,19.10^7$	$0,23.10^7$	$0,069.10^6$
Коэффициент	$\mu_{пк}$	стр.43 табл.6	0,06		0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
Эквивалентное число циклов изменения напряжений шестерни	$N_{цэ1}=\mu_{пк}.N_{ц1}$	стр.43	$4,74.10^6$		$3,6.10^6$	$0,6.10^6$	$0,72.10^6$	$0,11.10^6$	$0,05.10^6$
Эквивалентное число циклов изменения напряжений колеса	$N_{цэ2}=\mu_{пк}.N_{ц2}$		$1,44.10^6$		$0,6.10^6$	$0,72.10^6$	$0,11.10^6$	$0,14.10^6$	$0,004.10^6$
Коэффициент режима для шестерни	$K_{цк1}$	стр.44, 45	1,85		2,05	3,68	3,47	6,48	4,3
Коэффициент режима для колеса	$K_{цк2}$	черт.22,23	2,75		3,68	3,47	6,48	5,98	7,6
Допускаемое значение коэффициента контактных напряжений при базовом числе циклов для шестерни, кгс/см^2	$[C_{кв}]_1$	стр.41 черт.21	14	14	15,5	14	15,5	14	33

Продолжение табл.2

Наименование	Обозначение и формула	Примечание	Пара						
			Z_1-Z_2	Z_3-Z_2	Z_4-Z_5	Z_5-Z_6	Z_7-Z_8	Z_8-Z_9	Z_{10}-Z_{11}
Допускаемое значение коэффициента контактных напряжений при базовом числе циклов для колеса, кгс/см^2	$[C_{кв}]_2$	стр.41 черт.21	14	14	14	14	14	14	12,5
Допускаемое значение коэффициента контактных напряжений для шестерни, кгс/см^2	$[C_к]_1=[C_{кв}]_1.K_{цк1}.K^2_{пов}.K^2_{нк}$		45,2		55,4	89,8	93,8	158,2	128,1
Допускаемое значение коэффициента контактных напряжений для колеса, кгс/см^2	$[C_к]_2=[C_{кв}]_2.K_{цк2}.K^2_{пов}.K^2_{нк}$		67,1		89,8	84,7	158,2	146	165,6
Наименьшее значение из $[C_к]_1$ и $[C_к]_2$	$[C_к]_{min}$		45,2		55,4	84,7	93,8	146	128,1
Допускаемое значение коэффициента контактных напряжений при проверке прочности по наибольшим рабочим нагрузкам, кгс/см^2 -для шестерни	$[C_к]_{1max}$	стр.48 табл.8	77		100,8	91	100,8	91	115,5
-для колеса	$[C_к]_{2max}$		77		91	91	91	91	81,2
Допускаемое значение коэффициента контактных напряжений для зубчатой пары, кгс/см^2	$[C_к]$		45,2		55,4	84,7	91	91	81,2
Допускаемые контактные напряжения, кгс/см^2	$[\sigma_к]$	стр.87 черт.1	10200		11400	11400	14600	14600	13800

Продолжение табл.2

Наименование	Обозначение и формула	Примечание	Пара						
			Z_1-Z_2	Z_3-Z_2	Z_4-Z_5	Z_5-Z_6	Z_7-Z_8	Z_8-Z_9	Z_{10}-Z_{11}
Расчет на пластическую деформацию или хрупкое разрушение поверхностей зубьев									
Коэффициент максимальных контактных напряжений, кгс/см²	$C_{кпр}=C_к\frac{M_{1max}}{M_i}$		34	46,8	75,4	22,2	133,7	38,8	139,5
Допускаемое зачение коэффициента предельных контактных напряжений, кгс/см²	$[C_к]_{пр}$	стр.48 табл.8	168	168	168	168	168	168	150
Расчет зубьев на выносливость при изгибе									
Коэффициент динамичности	$К_{ди}$	стр.13 табл.1	2,02	1,45	1,10	1,1	1,0	1,0	1,0
Коэффициент неравномерности	$К_{нр.и}$	стр.15, 17 черт.2	1,57	1,77	1,3	1,3	1,4	1,4	1,52
Коэффициент	$К_и=К_{ди}.К_{нр.и}$	стр.12	3,17	2,57	1,43	1,43	1,4	1,4	1,52
Коэффициент косозубности	$\nu_и$	стр.31, 32 табл.3	1,2	1,2	1	1	1	1	1
Коэффициент износа	γ	стр.32, 33 табл.4	1,2 / 1,03		1,15 / 1	1	1	1	1
Коэффициент формы зуба шестерни	y_1	стр.20-29	0,268	0,304	0,295	0,290	0,295	0,296	0,280
Коэффициент формы зуба колеса	y_2	черт.5-11	0,300	0,300	0,290	0,260	0,296	0,262	0,333

Продолжение табл.2

Наименование	Обозначение и формула	Примечание	Пара Z_1-Z_2	Z_3-Z_2	Z_4-Z_5	Z_5-Z_6	Z_7-Z_8	Z_8-Z_9	Z_{10}-Z_{11}
Напряжение изгиба зубьев шестерни, кгс/см²	$\sigma_{и1} = \frac{2M.K_{и}.\gamma}{b_{\omega 1}.d_1 m_n.y_1 \nu_и}$		2930		1860	1850	3550	3425	4205
Напряжение изгиба зубьев колеса, кгс/см²	$\sigma_{и2} = \sigma_{и1}\frac{y_1.b_{\omega 1}}{y_2.b_{\omega 2}}$		2620		1880	1900	3480	3520	3890
Коэффициент	μ_{mu}	стр.43 табл.6	0,02		0,02	0,02	0,02	0,02	0,019 0,02
Эквивалентное число циклов изменения напряжений шестерни	$N_{цэ1}=\mu_{mu}.N_{ц1}$ $N_{цэ2}=\mu_{mu}.N_{ц2}$	стр.44	$1,581.10^6$ $0,481.10^6$		$1,2.10^6$ $0,2.10^6$	$0,2.10^6$ $0,24.10^6$	$0,24.10^6$ $0,04.10^6$	$0,04.10^6$ $0,046.10^6$	$0,015.10^6$
Коэффициент режима для шестерни	$K_{ци1}$	стр.43, 49	1,17		1,22	1,65	1,6	2,15	1,86
Коэффициент режима для колеса	$K_{ци2}$	стр.43, 49	1,42		1,65	1,6	2,15	2,1	3,72
Коэффициент нагрузки	$K_{ни}$	стр.42 табл. 5	1,55		1,55	1,55	1,55	1,55	1,3/1,55
Коэффициент запаса	$n_и$	стр.48 табл. 9	1,6		1,6	1,6	1,6	1,6	1,75/1,6
Коэффициент чистоты поверхности выкружки	$K_{чис}$	стр. 51	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94
Допускаемые напряжения изгиба зубьев для шестерни, кгс/см²	$[\sigma_и]_1$	стр.48	3155		3445	4445	4515	5795	5660
Допускаемые напряжения изгиба зубьев для колеса, кгс/см²	$[\sigma_и]_2$	табл.9	3830		4445	4310	5795	5660	6110 (8605)

Продолжение табл.2

Наименование	Обозначение и формула	Примечание	Пара						
			Z_1-Z_2	Z_3-Z_2	Z_4-Z_5	Z_5-Z_6	Z_7-Z_8	Z_8-Z_9	Z_{10}-Z_{11}
Расчет зубьев на пластическую деформацию или хрупкое разрушение при изгибе									
Максимальные напряжения изгиба в зубьях шестерни, кгс/см²	$\sigma_{u1max} = \sigma_{u1} \frac{M_{1max}}{M_1}$	-	4605	3300	2920	2905	5580	5380	6605
Максимальные напряжения изгиба в зубьях колеса, кгс/см²	$\sigma_{u2max} = \sigma_{u2} \frac{M_{1max}}{M_1}$	-	4115	3900	2955	2985	5470	5530	6110
Допускаемые максимальные напряжения изгиба в зубьях шестерни, кгс/см²	$[\sigma_u]_{1max}$	стр.51	7680	7680	8040	7680	8040	7680	8040
Допускаемые максимальные напряжения изгиба в зубьях колеса, кгс/см²	$[\sigma_u]_{2max}$	стр.51	7680	7680	7680	7680	7680	7680	6110

Расчет сил, действующих на валы и оси редуктора.

Силы, действующие на вал I (от колеса Z_2)

Окружная сила

$$P_{2раб} = \frac{2M_{1раб}}{d_2} = \frac{2.1885}{15,67} = 240 \text{ кгс.}$$

Радиальная сила

$$P_{r2раб} = \frac{P_{2раб} tg\alpha_{tw}}{\cos\beta} = \frac{240.0,3665}{0,9763} = 90 \text{ кгс.}$$

Осевая сила

$$P_{а\,2раб} = P_{2раб} \cdot tg\,\beta = 240 \cdot 0,2217 = 55 \text{ кгс},$$

где $d_2 = 15,67$ см - диаметр делительной окружности;

$\beta = 12,5^0$ - угол наклона зуба;

$\alpha_{tw} = 20,13^0$ - угол зацепления.

Силы, действующие на вал II (от колеса Z_3)

Окружная сила

$$P_{3\,max} = \frac{2M_{1Imax}}{d_3} = \frac{2.837}{4,1} = 408 \text{ кгс.}$$

Радиальная сила

$$P_{r3\,max} = \frac{P_{3\,max}\, tg\alpha_{tw}}{\cos\beta} = \frac{408.0,4044}{0,9763} = 170 \text{ кгс.}$$

Осевая сила

$$P_{а3max} = P_{3max} \cdot tg\beta = 408 \cdot 0,2217 \approx 90 \text{ кгс},$$

где d_3=4,04 см - диаметр делительной окружности;

α_{tw}=22,02^0 - угол зацепления;

$\beta = 12,5^0$ - угол наклона зуба.

Силы, действующие на колесо Z_5 от колеса Z_4

Окружная сила

$$P_{5раб} = \frac{2M_{1раб}.U^H_{4-5}.\eta.\frac{K}{n}}{d_5} = \frac{2.1885.2.0,985.\frac{1,15}{3}}{7,2} = 395 \text{ кгс.}$$

Радиальная сила

$$P_{г5раб} = P_{5раб} \cdot tg\alpha_{tw} = 395 \cdot 0,4667 \approx 185 \text{ кгс},$$

где d_5=7,2 см - диаметр делительной окружности;

α_{tw}=25,02^0 - угол зацепления.

На ось действуют две силы, каждая из которых равна P_5 (см. рис.5).

Силы, действующие на колесо Z_8 (от колеса Z_7)

Окружная сила

$$P_{8раб} = \frac{2.M_{IVраб}.U^{H}_{7-8}.\eta.\frac{K}{n}}{d_8} = \frac{2.11050.2,083.0,985.\frac{1,15}{3}}{10} \approx 1740 \text{ кгс.}$$

Радиальная сила

$$P_{r8раб}=P_{8раб} \cdot tg\alpha_{tw}= 1740 \cdot 0,4755 \approx 825 \text{ кгс},$$

где d_8=10 см - диаметр делительной окружности;
α_{tw}=25,43^0- угол зацепления.

На ось V действуют две силы, каждая из которых равна P_8.

Нагрузка на вал VI (от колеса Z_{10})

Окружная сила

$$P_{10раб} = \frac{2M_{VIраб}}{d_{10}} = \frac{2.67475}{13,2} \approx 10225 \text{ кгс.}$$

Радиальная сила

$$P_{r10раб} = P_{10раб} \cdot tg\alpha_{tw} = 10225 \cdot 0,3594 = 3675 \text{ кгс},$$

где d_{10}=13,2 см - диаметр делительной окружности;
α_{tw}=19,76^0 - угол зацепления.

Вал I

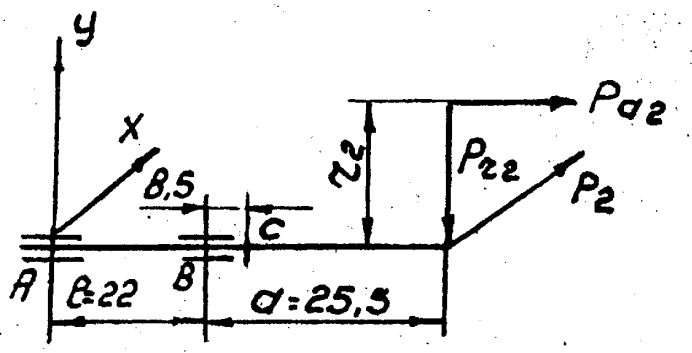


Рис. 2.
Расчетная схема вала I

Исходные данные:

$P_{2раб}$ = 240 кгс;
$P_{r2раб}$ = 90 кгс;
$P_{a2раб}$ = 55 кгс;
r_2 = 8,84 см;

$M_{Iраб}$ = 1885 кгс.см;
M_{Imax} = 2960 кгс.см.

Реакции от рабочих нагрузок

Реакции по оси Y

$$A_y = \frac{P_{r2}a + P_{a2}r_2}{l} = \frac{90.2{,}55 + 55.7{,}84}{2{,}2} = 300 \text{ кгс};$$

$$B_y = \frac{P_{r2}(a+l) + P_{a2}r_2}{l_1} = \frac{90.4{,}75 + 55.7{,}84}{2{,}2} = 390 \text{ кгс}.$$

Реакции по оси X

$$A_x = \frac{P_2 a}{l} = \frac{240.2{,}55}{2{,}2} = 280 \text{ кгс};$$

$$B_x = \frac{P_2(a+l)}{l} = \frac{240.4{,}75}{2{,}2} = 520 \text{ кгс}.$$

Результирующие реакции в опорах вала

$$A_{раб} = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = \sqrt{280^2 + 300^2} = 410 \text{ кгс};$$

$$B_{раб} = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} = \sqrt{520^2 + 390^2} = 650 \text{ кгс}.$$

Изгибающий момент в сечении С относительно оси X

$M_x = [P_{r2}(a-0{,}85) + P_{a2}.r_2] = [90\ (2{,}55-0{,}85) + 55.7{,}84] = 585$ кгс.см.

Изгибающий момент в сечении С относительно оси Y

$M_y = P_2\ (a - 0{,}85) = 240\ (2{,}55 - 0{,}85) \approx 410$ кгс.см.

Результирующий изгибающий момент в сечении С от максимальных нагрузок

$$M_{и\,max} = K_O\sqrt{M_x^2 + M_y^2} = 1{,}571\sqrt{585^2 + 410^2} = 1120 \text{ кгс.см}.$$

На этот момент рассчитываем сечение С (рис.3) зубчатого колеса.

Момент сопротивления сечения изгибу

$$W_и = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{4{,}5^4 - 3{,}2^4}{4{,}5} = 6{,}66 \text{ см}^3.$$

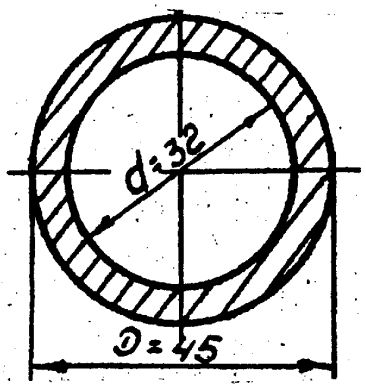


Рис.3.
Расчетное сечение С зубчатого колеса

Напряжения изгиба в сечении С для максимальной нагрузки

$$\sigma_{и\,max} = \frac{M_{и\,max}}{W_и} = \frac{1120}{6{,}66} \approx 170 \text{ кгс/см}^2.$$

Материал колеса: сталь 40Х , 230... 260 НВ, $\sigma_т$= 6000 кгс/см^2.
Допускаемые напряжения

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{6000}{1{,}2} = 5000 \text{ кгс/см}^2.$$

Расчет вала на прочность и выносливость производим для шлицевого участка вала (шлицы 30xf7x2 ГОСТ 6033), который рассчитывается на крутящий момент M_I.

Расчет эвольвентных шлицевых соединений сведен в табл. 3.

Момент сопротивления сечения участка

$$W_K = 3{,}99 \text{ см}^3.$$

Напряжения кручения в опасном сечении

$$\tau_{KP.раб} = \frac{M_{Iраб}}{W_K} = \frac{1885}{3{,}99} = 470 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\tau_{KP.max} = \frac{M_{Imax}}{W_K} = \frac{2960}{3{,}99} = 740 \text{ кгс/см}^2.$$

Механические характеристики материала вала I
Материал: сталь 40Х, 240... 280 НВ.

$\sigma_т$ = 7000 кгс/см^2; σ_{-1} = 4000 кгс/см^2;
$\tau_т$ = 4200 кгс/см^2 ; τ_{-1} = 2400 кгс/см^2;
$\sigma_в$ = 8500 кгс/см^2.

Запас прочности по кручению для максимальных нагрузок
(худший случай)

$$n_\tau = \frac{\tau_T}{\tau_{KP\,max}} = \frac{4200}{740} = 5{,}7 > [n]_т = 1{,}2 .$$

Амплитудные напряжения кручения

$$\tau_а = \tau_{к\,раб} = 470 \text{ кгс/см}^2.$$

Расчет эвольвентных шлицевых соединений.

Таблица 3

Наименование	Обозначение	Расчетная формула	Вал			
			I	II	IV	VI
Обозначение вала соединения			30xf7x2	25xh6x1,5	40xf7x2	80xf7x3,5
Расчетный крутящий момент, кгс.см	$M_{кр}$		1885	837	11050	67475
Число зубьев	Z		13	15	18	22
Средний диаметр соединения, см	$d_{ср}$	$d_{ср}=d=m.Z$	2,6	2,25	3,6	7,7
Высота поверхности контакта зубьев, см	h	h=0,9 м (при центрировании по наружному диаметру)	0,18	0,135	0,18	0,315
Длина поверхности контакта зубьев, см	l		2,8	2,7	2,9	3,5
Режим нагрузки (легкий, средний, тяжелый)			л е г к и й			
Состояние шлицев(термообработаны, не термообработаны)			т е р м о о б р а б о т а н ы			
Напряжения смятия	$\sigma_{см}$	$\sigma_{CM}=\frac{2M_{KP}}{0{,}75d_{CP}.Zhl}$	295	180	870	965
Допускаемые напряжения смятия	$[\sigma_{см}]$		1200			

Эффективный коэффициент концентрации напряжений при кручении для эвольвентных шлицев ($\sigma_в$ = 8500 кгс/см^2)

$$K_\tau = 1{,}54 .$$

Коэффициент влияния абсолютных размеров вала при кручении

$$\varepsilon_t = 0{,}89 .$$

Коэффициент влияния на предел усталости состояния поверхности вала

$$\beta = 0{,}85 .$$

Фактическое число циклов нагрузки

$$N_ц = 30nT \cdot M_{ТИ} = 30 \cdot 801{,}9 \cdot 1000 \cdot 0{,}02 = 0{,}481 \cdot 10^6 ,$$

где n = 801,9 об/мин;
T = 1000 час;
$M_{ТИ}$ = 0,02 .

Коэффициент эквивалентности

$$K_э = \frac{\sqrt[9]{N_ц}}{5{,}5} = \frac{\sqrt[9]{0{,}481 \cdot 10^6}}{5{,}5} = 0{,}78.$$

Запас прочности вала по касательным напряжениям

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \cdot K_э \cdot \tau_a}{\varepsilon_\tau \cdot \beta}} = \frac{2400}{\frac{1{,}54 \cdot 0{,}72 \cdot 470}{0{,}89 \cdot 0{,}85}} = 3{,}5 \; > [\,n\,]_{min} = 1{,}3 \div 1{,}5 .$$

Вал II

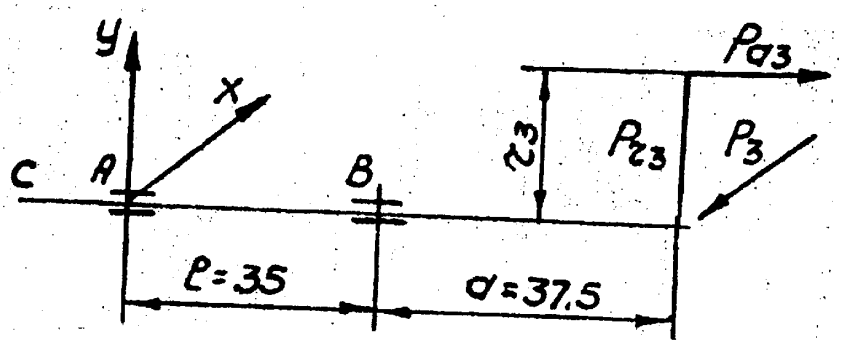


Рис.4.
Расчетная схема вала II

Исходные данные:

P_{3max} = 408 кгс; M_{IImax} = 837 кгс.см;

P_{r3max}= 170 кгс; r_3 = 2,05 см;

P_{a3max}= 90 кгс.

Реакции по оси Y

$$A_Y = \frac{P_{r3}.a + P_{a3}.r_3}{l} = \frac{170.3{,}75 + 90.2{,}02}{3{,}5} = 235 \text{ кгс};$$

$$B_Y = \frac{P_{r3}(a+l) + P_{a3}.r_3}{l} = \frac{170(3{,}75+3{,}5) + 90.2{,}05}{3{,}5} = 405 \text{ кгс}.$$

Реакции по оси X

$$A_X = \frac{P_3.a}{l} = \frac{408.3{,}75}{3{,}5} = 437 \text{ кгс};$$

$$B_X = \frac{P_3.(a+l)}{l} = \frac{408(3{,}75+3{,}5)}{3{,}5} = 845 \text{ кгс}.$$

Результирующие реакции

$$A_{max} = \sqrt{A_y^2 + A_x^2} = \sqrt{235^2 + 437^2} = 494 \text{ кгс};$$

$$B_{max} = \sqrt{B_y^2 + B_x^2} = \sqrt{405^2 + 845^2} = 937 \text{ кгс}.$$

Изгибающий момент в сечении В

$$M_{ИmaxB} = A_{maxl} = 494 \cdot 3{,}5 = 1730 \text{ кгс.см}.$$

Моменты сопротивления опасных сечений

1. Сечение В

Момент сопротивления изгибу

$$W_{иB} = 0{,}1d^3 = 0{,}1 \cdot 2{,}5^3 = 1{,}56 \text{ см}^3.$$

Момент сопротивления кручению

$$W_{крB} = 0{,}2d^3 = 0{,}2 \cdot 2{,}5^3 = 3{,}12 \text{ см}^3.$$

2. Сечение С - шлицы 25x h 6x1,5

Момент сопротивления кручению

$$W_{kc} = 2{,}366 \text{ см}^3.$$

Напряжения изгиба в сечении В

$$\sigma_{И\max B} = \frac{M_{И\max B}}{W_{иB}} = \frac{1730}{1{,}56} = 1110 \text{ кгс/см}^2.$$

Напряжения кручения в сечении В

$$\tau_{K\max B} = \frac{M_{И\max}}{W_{КРB}} = \frac{837}{3{,}12} = 270 \text{ кгс/см}^2.$$

Напряжения кручения в сечении С

$$\tau_{K\max C} = \frac{M_{II\max}}{W_{KC}} = \frac{837}{2{,}366} = 355 \text{ кгс/см}^2.$$

Механические характеристики материала вала II

Материал: сталь 40Х, 230... 260 НВ

σ_T = 6400 кгс/см^2;

τ_T = 3800 кгс/см^2.

Запас прочности:

по изгибу, сечение В

$$n_{\sigma B} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{И\max B}} = \frac{6400}{1110} = 5{,}8;$$

по кручению, сечение В

$$n_{\tau B} = \frac{\tau_T}{\tau_{K\max B}} = \frac{3800}{270} = 14;$$

результирующий запас в сечении В

$$n_{TB} = \frac{n_{\sigma B} \cdot n_{\tau B}}{\sqrt{n_{\sigma B}^2 + n_{\tau B}^2}} = \frac{5{,}8.14}{\sqrt{5{,}8^2 + 14^2}} = 5{,}4 \; > \; [\,n_T\,] = 1{,}4\,;$$

по кручению, сечение С

$$n_{\tau C} = \frac{\tau_T}{\tau_{K\max C}} = \frac{3800}{355} = 11 > [\,n_T\,] = 1{,}4\,.$$

Ось сателлита III

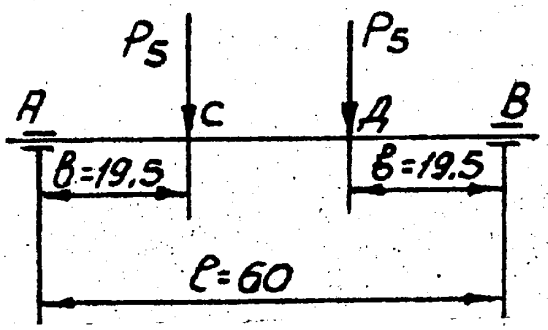


Рис.5.
Расчетная схема оси III

Исходные данные:

$P_{5раб}$ = 395 кгс.

Реакции в опорах оси от рабочих нагрузок

$$A_{раб} = B_{раб} = P_{5раб} = 395 \text{ кгс.}$$

Рассмотрим случай максимальных нагрузок (худший случай для расчета оси на прочность).

Изгибающий момент в сечении С (Д)

$$M_{max} = (A_{раб} \cdot в)\ K_0 = (395 \cdot 1{,}95) \cdot 1{,}571 = 1210 \text{ кгс.см.}$$

Момент сопротивления изгибу сечения оси

$$W_И = 0{,}1d^3 = 0{,}1 \cdot 2^3 = 0{,}8 \text{ см}^3.$$

Напряжения изгиба в сечении С (Д) оси

$$\sigma_{и\,max} = \frac{M_{max}}{W_и} = \frac{1210}{0{,}8} = 1510 \text{ кгс/см}^2.$$

Механические характеристики материала оси III

Материал: сталь 35, 190... 230 НВ, $\sigma_т = 4500$ кгс/см^2.

Запас прочности по изгибу

$$n_т = \frac{\sigma_т}{\sigma_{и max}} = \frac{4500}{1510} = 3{,}0 > [\,n_т\,] = 1{,}2\,.$$

Вал IV

Расчет вала производится на кручение

$$M_{IVраб} = 11050 \text{ кгс.см;}$$

$$M_{IVmax} = 17360 \text{ кгс.см.}$$

Наиболее опасное сечение - шлицы 40х f 7х2.

Момент сопротивления кручению

$$W_K = 10{,}08 \text{ см}^3.$$

Напряжения кручения в опасном сечении

$$\tau_{K раб} = \frac{M_{IV раб}}{W_K} = \frac{11050}{10{,}08} = 1095 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\tau_{K\,max} = \frac{M_{IV\,max}}{W_K} = \frac{17360}{10{,}08} = 1720 \text{ кгс/см}^2.$$

Механические характеристики материала вала:

сталь 40Х, НВ 240... 280;

$\tau_т = 4200$ кгс/см^2; $\sigma_в = 8500$ кгс/см^2;

$\tau_{-1} = 2400$ кгс/см^2.

Запас прочности для максимальных нагрузок (худший случай)

$$n_{\tau\,max} = \frac{\tau_т}{\tau_{K\,max}} = \frac{4200}{1720} = 2{,}4 > [\,n_т\,] = 1{,}2\,.$$

Амплитудные напряжения кручения

$$\tau_а = \tau_{K раб} = 1095 \text{ кгс/см}^2.$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений при кручении для эвольвентных шлицев ($\sigma_в = 8500$ кгс/см^2)

$$K_\tau = 1{,}54.$$

Коэффициент влияния абсолютных размеров вала при кручении

$$\varepsilon_\tau = 0{,}81.$$

Коэффициент влияния на предел усталости состояния поверхности вала

$$\beta = 0,85.$$

Фактическое число циклов нагрузки

$$N_ц = 30\ nT.\ M_{ТИ} = 30\ .\ 133,65\ .\ 1000\ .\ 0,02 = 0,08\ .\ 10^6,$$

где n = 131,8 об/мин.

Коэффицинт эквивалентности

$$K_э = \frac{\sqrt[9]{N_ц}}{5,5} = \frac{\sqrt[9]{0,08.10^6}}{5,5} = 0,64.$$

Запас прочности вала по касательным напряжениям

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau . K_в . \tau_a}{\varepsilon_\tau . \beta}} = \frac{2400}{\frac{1,54.0,64.1095}{0,81.0,85}} = 1,5 \geq [\,n\,] = 1,3 \div 1,5.$$

Ось сателлита V

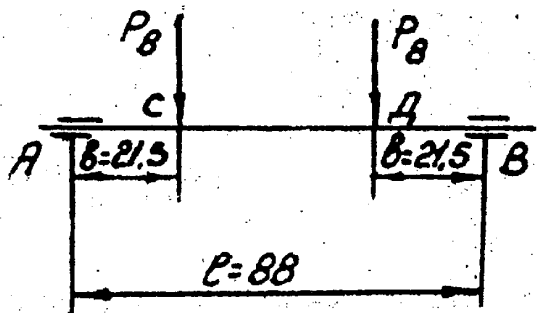


Рис.6.
Расчетная схема оси V

Исходные данные:

$P_{8раб}$ = 1740 кгс.

Реакции в опорах оси от рабочих нагрузок

$$A_{раб} = B_{раб} = P_{8раб} = 1740 \text{ кгс.}$$

Рассмотрим случай максимальных нагрузок (худший случай для расчета оси на прочность).

Изгибающий момент в сечении С (Д)

$$M_{max} = (A_{раб}\ .\ в)\ K_0 = (1740\ .\ 2,15)\ 1,571 = 5875 \text{ кгс.см.}$$

Момент сопротивления изгибу сечения оси

$$W_И = 0,1d^3 = 0,1\ .\ 3^3 = 2,7 \text{ см}^3\ .$$

Напряжения изгиба в сечении С (Д) оси

$$\sigma_{и\,max} = \frac{M_{max}}{W_и} = \frac{5875}{2,7} = 2175 \text{ кгс/см}^2.$$

Механические характеристики материала оси

Материал - сталь 35, 190... 230 НВ, $\sigma_т$ = 4500 кгс/см^2.

Запас прочности по изгибу

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{И max}} = \frac{4500}{2175} = 2{,}1 > [n_T] = 1{,}2 .$$

Вал VI

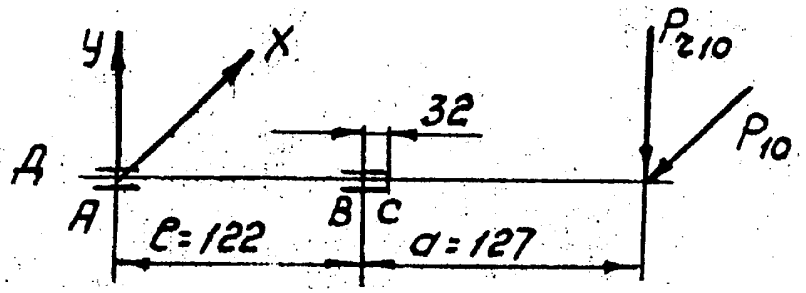


Рис.7.
Расчетная схема вала VI

Исходные данные:

$P_{10раб}$ = 10225 кгс; $M_{VIраб}$ = 67475 кгс.см;
$P_{r10раб}$ = 3675 кгс; M_{VImax} = 106000 кгс.см.

Реакции от рабочих нагрузок

- по оси Y

$$A_y = \frac{P_{r10} \cdot a}{l} = \frac{3675 \cdot 12{,}7}{12{,}2} = 3825 \text{ кгс};$$

$$B_y = \frac{P_{r10}(a+l)}{l} = \frac{3675(12{,}7+12{,}2)}{12{,}2} = 7500 \text{ кгс}.$$

- по оси X

$$A_x = \frac{10225 \cdot 12{,}7}{12{,}2} = 10645 \text{ кгс};$$

$$B_x = \frac{10225(12{,}7+12{,}2)}{12{,}2} = 20870 \text{ кгс}.$$

Результирующие реакции

$$A_{раб} = \sqrt{3825^2 + 10645^2} = 11310 \text{ кгс};$$

$$B_{раб} = \sqrt{7500^2 + 20870^2} = 22175 \text{ кгс}.$$

Изгибающий момент в сечении B

$$M_{ИрабB} = A_{раб} \cdot l = 11310 \cdot 12{,}2 = 138000 \text{ кгс.см}.$$

Изгибающий момент в сечении C

$$M_{ирабC} = \sqrt{P_{10раб}^2 + P_{r10раб}^2}(a - 3{,}2) = \sqrt{10225^2 + 3675^2}(12{,}7 - 3{,}2) = 103200 \text{ кгс.см}.$$

Изгибающий момент в сечении B от максимальных нагрузок

$$M_{ИmaxB} = M_{ИрабB} \cdot K_0 = 138000 \cdot 1{,}571 = 216800 \text{ кгс.см}.$$

Моменты сопротивления сечений

1. Сечение В (С)

d = 9,0 см;

$W_И = 0{,}1 \cdot 9^3 = 72{,}9$ см^3;

$W_К = 0{,}2 \cdot 9^3 = 145{,}8$ см^3.

2. Сечение Д

Шлицы 80х f 7х3,5 ,

$W_{КД} = 83{,}14$ см^3.

Напряжения изгиба в сечениях от рабочих нагрузок

$$\sigma_{и раб В} = \frac{M_{и раб В}}{W_и} = \frac{138000}{72{,}9} = 1895 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_{и раб С} = \frac{M_{и раб С}}{W_и} = \frac{103200}{72{,}9} = 1415 \text{ кгс/см}^2.$$

Напряжения изгиба в сечении В от максимальных нагрузок

$$\sigma_{и\,max\,В} = \frac{M_{и\,max\,В}}{W_{ИВ}} = \frac{216800}{72{,}9} = 2975 \text{ кгс/см}^2.$$

Напряжения кручения в сечениях

- рабочие

$$\tau_{К раб С} = \tau_{К раб С} = \frac{M_{VI раб}}{W_К} = \frac{67475}{145{,}8} = 465 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\tau_{К раб Д} = \frac{M_{VI раб}}{W_{КД}} = \frac{67475}{83{,}14} = 810 \text{ кгс/см}^2 ,$$

- максимальные

$$\tau_{К\,max\,В} = \frac{M_{VI\,max}}{W_К} = \frac{106000}{145{,}8} = 725 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\tau_{К\,max\,Д} = \frac{M_{VI\,max}}{W_{КД}} = \frac{106000}{83{,}14} = 1275 \text{ кгс/см}^2.$$

Механические характеристики материала вала

Сталь 40Х, 230... 260 НВ

$\sigma_в = 8000$ кгс/см^2;

$\sigma_т = 6000$ кгс/см^2;

$\tau_т = 3600$ кгс/см^2;

$\sigma_{-1} = 4000$ кгс/см^2;

$\tau_{-1} = 2400$ кгс/см^2.

Запас прочности по максимальным нагрузкам
(худший случай)

1) по изгибу, сечение В (максимальный изгибающий момент)

$$n_{\sigma В} = \frac{\sigma_т}{\sigma_{И\,max\,В}} = \frac{6000}{2975} = 2{,}0;$$

2) по кручению, сечение В

$$n_{\tau B} = \frac{\tau_T}{\tau_{K\max B}} = \frac{3600}{725} = 5{,}0;$$

3) результирующий запас в сечении В

$$n_{TB} = \frac{n_{\sigma B} \cdot n_{\tau B}}{\sqrt{n_{\sigma B}^2 + n_{\tau B}^2}} = \frac{2{,}0 \cdot 5{,}0}{\sqrt{2{,}0^2 + 5{,}0^2}} = 1{,}8 > [\,n_T\,] = 1{,}2\,;$$

4) по кручению, сечение Д

$$n_{\tau Д} = \frac{\tau_T}{\tau_{K\max Д}} = \frac{3600}{1275} = 2{,}8 > [\,n_T\,] = 1{,}2\,.$$

Расчет на выносливость

Расчет на выносливость ведется только для сечения С (худший случай).

Амплитудные напряжения изгиба

$$\sigma_a = \sigma_{\text{и раб С}} = 1415 \text{ кгс/см}^2.$$

Амплитудные напряжения кручения

$$\tau_a = \tau_{\text{к раб С}} = 465 \text{ кгс/см}^2.$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе (для галтельного перехода)

$$K_\sigma = 2{,}27\,.$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений при кручении

$$K_\tau = 1{,}98\,.$$

Коэффициенты влияния абсолютных размеров вала при изгибе и кручении

$$\varepsilon_\sigma = 0{,}64\,; \qquad \varepsilon_\tau = 0{,}72\,.$$

Коэффициент влияния на предел усталости состояния поверхности вала

$$\beta = 1{,}0\,.$$

Фактическое число циклов нагрузки

$$N_Ц = 30 n_T \cdot M_{TИ} = 30 \cdot 21{,}1 \cdot 1000 \cdot 0{,}02 = 0{,}013 \cdot 10^6\,,$$

где $n = 21{,}1$ об/мин.

Коэффициент эквивалентности

$$K_Э = \frac{\sqrt[9]{N_Ц}}{5{,}5} = \frac{\sqrt[9]{0{,}013 \cdot 10^6}}{5{,}5} = 0{,}52.$$

Принимаем $K_Э = 0{,}6$ $(K_Э \geq 0{,}6)$.

Запас прочности вала по изгибным напряжениям

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\dfrac{K_\sigma \cdot K_Э \cdot \sigma_a}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta}} = \frac{4000}{\dfrac{2{,}27}{0{,}64} \cdot \dfrac{0{,}6 \cdot 1475}{1}} = 1{,}33.$$

Запас прочности вала по касательным напряжениям

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau . K_э . \tau_a}{\varepsilon_\tau . \beta}} = \frac{2400}{\frac{1,98}{0,72} \cdot \frac{0,6.465}{1}} = 3,13.$$

Результирующий запас прочности

$$n = \frac{n_\sigma . n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{1,33.3,13}{\sqrt{1,33^2 + 3,13^2}} = 1,22.$$

Расчетный запас прочности с учетом допущений в сторону запаса считаем достаточным.

Расчет долговечности подшипников

Номинальная долговечность подшипника, выраженная в часах

$$L_h = \frac{10^6 \left(\frac{C}{Q}\right)^\alpha . a_{23}}{60n},$$

где C - динамическая грузоподъемность;
n - частота вращения, об/мин;
α - показатель степени:
α=3 - для шарикоподшипников;
α=3,33 - для роликоподшипников;
a_{23} - коэффициент, характеризующий влияние качества металла деталей и условий эксплуатации:
a_{23}=0,8 - для шарикоподшипников;
a_{23}=0,6 - для роликоподшипников цилиндрических;
a_{23}=0,4 - для роликоподшипников сферических;
Q - приведенная расчетная нагрузка:

$$Q = (x . V . R_э + y . A_э).K_б . K_т \quad \text{при} \quad \frac{A_э}{V.R_э} > e$$

и $Q = R_э . V . K_б . K_т$ при $\frac{A_э}{V.R_э} < e$,

где e - коэффициент, указанный в каталоге для различных типов подшипников;
$R_э$ - радиальная нагрузка (эквивалентная);
$A_э$ - осевая нагрузка (эквивалентная);
x - коэффициент радиальной нагрузки;
y - коэффициент осевой нагрузки;
V - коэффициент вращения;
$K_б$ - коэффициент безопасности;
$K_т$ - температурный коэффициент;

$$R_э = R \cdot \varphi_{экв} = 0{,}55\ R;$$
$$A_э = A \cdot \varphi_{экв} = 0{,}55\ A,$$

где $\varphi_{экв}=0{,}55$ - коэффициент эквивалентности нагрузки для легкого режима эксплуатации.

В расчете принимаем коэффициент безопасности:

для осей - $K_б=1{,}3$;

для валов - $K_б=1{,}0$.

Принимаем температурный коэффициент $K_т=1{,}0$.

Расчет подшипников на долговечность сведен в табл. 4.

Расчет болтового и штифтового креплений корпуса редуктора к раме поворотной

Исходные данные:

1. Максимальный крутящий момент на шестерне выходного вала — $M_{VImax}=106000$ кгс.см
2. Рабочее окружное усилие на шестерне выходного вала — $P_{10раб}=10225$ кгс
3. Рабочее радиальное усилие на шестерне выходного вала — $P_{r10раб}=3675$ кгс
4. Расстояние от середины зубчатого венца шестерни до плоскости стыка корпуса редуктора — $h = 28{,}3$ см
5. Максимальное расстояние между болтами — $l_{б1} = 27{,}55$ см
6. Минимальное расстояние между болтами — $l_{б2} = 25{,}0$ см
7. Максимальное расстояние между штифтами — $l_{ш1} = 28{,}0$ см
8. Минимальное расстояние между штифтами — $l_{ш2} = 21{,}0$ см.

Расчет штифтового соединения

Нагрузка, действующая на каждый штифт от максимального крутящего момента (см.рис.10)

$$R_{KP} = \frac{M_{VImax}}{r.n} = \frac{106000}{17{,}5.4} = 1515 \text{ кгс},$$

где

$$r = \sqrt{\left(0{,}5l_{ш1}\right)^2 + \left(0{,}5l_{ш2}\right)^2} = \sqrt{14^2 + 10{,}5^2} = 17{,}5 \text{ см};$$

n = 4 - количество штифтов.

Максимальное нормальное усилие на шестерне выходного вала (см.рис.10).

$$P_{n10max} = K_0\sqrt{\left(P_{10раб}\right)^2 + \left(P_{r10раб}\right)^2} = 1{,}571\sqrt{10225^2 + 3675^2} = 17070 \text{ кгс}.$$

Расчет подшипников на долговечность

Таблица 4

№ вала или оси	Опора или шестерня	№№ подшипников	Рабочая нагрузка[1]		Коэффициенты				Приведенная нагрузка		Грузоподъемности подшипника		Проверка статической грузоподъемности[2]	Число оборотов вала n, об/мин	Долговечность, L_h, час
			R, кгс	A, кгс	x	y	V	$K_б$	Статическая Q_0, кгс	Динамическая Q, кгс	Статическая, C_0, кгс	Динамическая, C, кгс			
I	A	109	410	-	1	0	1	1	410	225	1245	2160	410 < 1245	801,9	14690
	B	109	650	55	1	0	1	1	650	360	1245	2160	650 < 1245	801,9	3590
II	A	205	494	-	1	0	1	1	494	-	708	-	494 < 708	Под нагрузкой вал не вращается	Расчет ведется только на статическую прочность
	B	205	937	90	1	0	1	1	937	-	708	-	937 < 2,3.708		
III	Под сателлитом Z5	204 (2 подшипника)	395	-	1	0	1,2	1,3	395	340	632	1295	395 < 632	334,1	2240
V	Под сателлитом Z8	42306 (2 подшипника)	1740	-	1	0	1,2	1,3	1740	1495	2040	3760	1,571.1740< 1,4.2040	53,9	4060
VI	A	3616	11310	-	1	0	1	1	11310	6220	23140	33130	1,571.11310< 1,4.23140	21,4	82900
	B	3618	22175	-	1	0	1	1	22175	12200	30580	40770	1,571.22175< 1,4.30580	21,4	17600

1) На подшипники II вала указана максимальная нагрузка.

2) При редкодействующих нагрузках можно допустить усилие на подшипник, превышающее С в 2,3 раза на шариковые и 1,4 раза на роликовые. [2) стр. 270]

Нагрузка, действующая на каждый штифт от максимального нормального усилия на шестерне

$$R = \frac{P_{n10\,max}}{n} = \frac{17070}{4} = 4265 \text{ кгс.}$$

Результирующая нагрузка на наиболее нагруженный штифт (см.рис. *8*)

$$Q = \sqrt{R_{KP}^2 + R^2 + 2R_{KP}.R\cos\beta} = \sqrt{1515^2 + 4265^2 + 2.1515.4265.\cos 33{,}3^0} =$$

$$= \sqrt{1515^2 + 4265^2 + 2.1515.4265.0{,}8358} = 5595 \text{ кгс},$$

где $\beta = 33{,}3^0$.

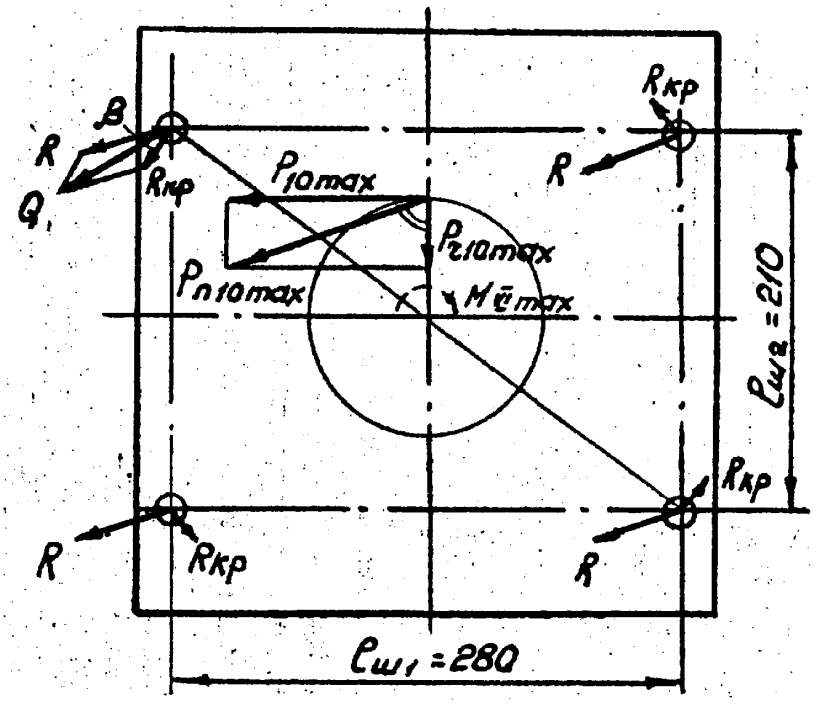


Рис. *8*.
Расчетная схема штифтового соединения

Напряжения среза в наиболее нагруженном штифте

$$\tau_{CP} = \frac{Q}{F_ш} = \frac{5595}{3{,}14} = 1780 \text{ кгс/см}^2 < [\tau_{ср}] = 2800 \text{ кгс/см}^2,$$

где $F_ш = \frac{\pi d_ш^2}{4} = \frac{\pi 2^2}{4} = 3{,}14 \text{ см}^2$.

Материал штифта - сталь 45, 220... 260 НВ, $\sigma_т = 5600$ кгс/см^2.

Допускаемые напряжения среза в штифтах

$$[\tau_{CP}] = 0{,}6\frac{\sigma_T}{n} = \frac{0{,}6.5600}{1{,}2} = 2800 \text{ кгс/см}^2.$$

Расчет болтового соединения

Момент от окружной силы

$$M_{Рраб} = P_{10раб} \cdot h = 10225 \cdot 28{,}3 = 289400 \text{ кгс.см.}$$

Момент от максимальной радиальной силы

$$M_{Рграб} = P_{г10раб} \cdot h = 3675 \cdot 28{,}3 = 104000 \text{ кгс.см.}$$

Усилие в наиболее нагруженном болте от моментов $M_{рmax}$ и $M_{г10max}$ (см. рис.9)

$$P = \frac{M_{Рраб}}{2l_{б2}} + \frac{M_{Рграб}}{2l_{б1}} = \frac{289400}{2.25} + \frac{104000}{2.27{,}55} = 7675 \text{ кгс.}$$

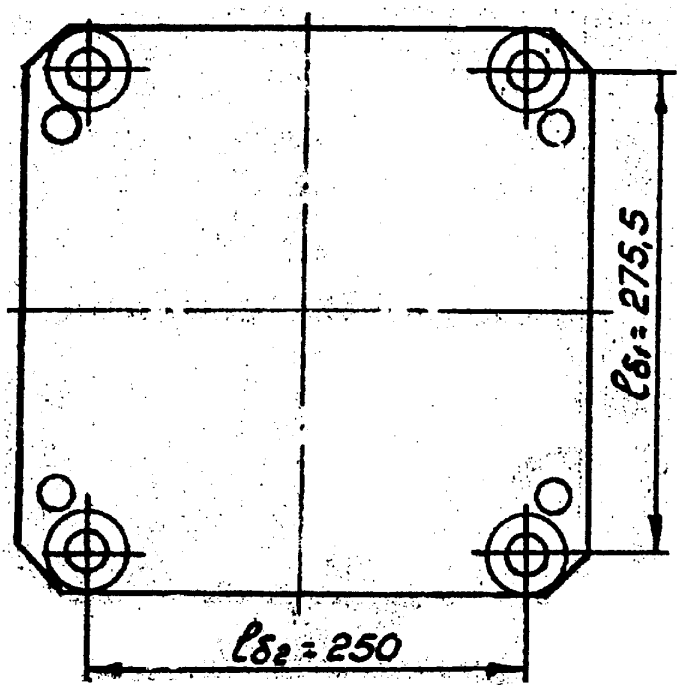


Рис.9 .
Присоединительные размеры крепления механизма

Напряжение в наиболее нагруженном стыке от внешних нагрузок

$$\sigma_M = \frac{P}{S_{CT}} = \frac{7675}{13{,}9} = 552 \text{ кгс/см}^2,$$

где $S_{ст}$=13,9 см² - площадь одного стыка (общая площадь прокладки и корпуса).

Усилие затяжки болта определяем из равенства

$$\frac{P_{ЗАТ}}{S_{CT}} - (1 - x)\sigma_m = [\sigma_{CT}]_{min}$$

Здесь x = 0,25 - коэффициент нагрузки;

$[\sigma_{ст}]_{min}$ = 10кгс/см² - минимальное напряжение в стыке.

Получаем

$P_{зат} = S_{ст}[[\sigma_{ст}]_{min} + (1\text{-}x)\sigma_м] = 13{,}9\ [10 + (1\text{-}0{,}25)\ 552] = 5895$ кгс.

При затяжке растягивающее усилие в болте

$$P_р = 1,1P_{зат} + x \cdot P = 11 \cdot 5895 + 0,25 \cdot 7675 = 8405 \text{ кгс.}$$

Установлены болты М24.

Площадь сечения болта - $F_б = 3,38$ см^2.

Напряжение растяжения в болте

$$\sigma_P = \frac{P_P}{F_б} = \frac{8405}{3,38} = 2485 \text{ кгс/см}^2.$$

Минимальный предел текучести болта

$$\sigma_{тб} = n \cdot \sigma_р = 2,5 \cdot 2485 = 6215 \text{ кгс/см}^2,$$

где n=2,5 - коэффициент запаса.

Материал болтов - сталь 40Х, класс прочности 8.8 (241... 285 НВ).

Расчет штифтового соединения первого зубчатого венца с корпусом

Максимальный крутящий момент, действующий в плоскости стыка

$$M_{max} = K_0\left(3P_в \cdot \frac{d_9}{2}\right) = 1,571\left(3.1740 \cdot \frac{25,2}{2}\right) = 103300 \text{ кгс.см.}$$

Усилие, действующее на штифт

$$R = \frac{2M_{max}}{d.n} = \frac{2.103300}{29,5.4} = 1750 \text{ кгс,}$$

где d=29,5 см - диаметр окружности расположения штифтов;
n = 4 - количество штифтов.

Напряжения среза в штифте

$$\tau_{CP} = \frac{R}{F_{шт}} = \frac{1750}{1,13} = 1550 \text{ кгс/см}^2 < [\tau_{ср}] = 1600 \text{ кгс/см}^2,$$

где $F_{шт} = \frac{\pi d_{шт}^2}{4} = \frac{\pi.1,2^2}{4} = 1,13$ см^2.

Материал штифта - сталь 35, $\sigma_т = 3200$ кгс/см^2.

Допускаемые напряжения среза в штифтах

$$[\tau_{CP}] = 0,6.\frac{\sigma_T}{n} = \frac{0,6.3200}{1.2} = 1600 \text{ кгс/см}^2.$$

Расчет штифтового соединения второго зубчатого венца с корпусом

Максимальный крутящий момент, действующий в плоскости стыка

$$M_{max} = K_0\left(3P_5.\frac{d_6}{2}\right) = 1{,}571\left(3.395.\frac{18}{2}\right) = 16750 \text{ кгс.см.}$$

Усилие, действующее на штифт

$$R = \frac{2M_{max}}{d.n} = \frac{2.16750}{29{,}5.4} = 284 \text{ кгс},$$

где d=29,5 см - диаметр окружности расположения штифтов;
n=4 - количество штифтов.

Напряжения среза в штифте

$$\tau_{CP} = \frac{R}{F_{шт}} = \frac{2{,}84}{0{,}785} = 360 \text{ кгс/см}^2 < [\tau_{ср}] = 1600 \text{ кгс/см}^2,$$

где $F_{шт} = \frac{\pi d_{шт}^2}{4} = \frac{\pi.1^2}{4} = 0{,}785$ см^2.

Материал штифта - сталь 35, $\sigma_т$ = 3200 кгс/см^2, $[\tau_{ср}]$ = 1600 кгс/см^2.

Расчет проушины водила (сателлит Z_5)

Исходные данные:

1. Рабочая нагрузка на одну проушину — $P_{5раб}$=395 кгс;
2. Наружный диаметр проушины — Д = 4,8 см;
3. Внутренний диаметр проушины — d = 2 см;
4. Ширина проушины — c = 1,6 см.

Максимальные напряжения в проушине от максимальных нагрузок

$$\sigma_{max} = \frac{K\left(P_{5раб}.K_0\right)}{(D-d)c} = \frac{2{,}8(395.1{,}571)}{(4{,}8-2).1{,}6} = 390 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma] = 2975 \text{ кгс/см}^2,$$

где К=2,8 - коэффициент, принимаемый в зависимости от отношения

$$\frac{D}{d} = \frac{4{,}8}{2} = 2{,}4.$$

Материал проушины - сталь 35ГЛ, твердость > 185 НВ,
$\sigma_т$ = 3500 кгс/см^2.

Расчет проушины водила
(сателлит Z_8)

Исходные данные:

1. Рабочая нагрузка на одну проушину $P_{8раб}$=1740 кгс;
2. Наружный диаметр проушины Д = 6,1 см;
3. Внутренний диаметр проушины d = 3,0 см;
4. Ширина проушины c = 1,6 см.

Максимальные напряжения в проушине от максимальных нагрузок

$$\sigma_{max} = \frac{K\left(P_{8раб}.K_0\right)}{(D-d)c} = \frac{2,5(1740.1,571)}{(6,1-3,0).1,6} = 1380 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma] = 2975 \text{ кгс/см}^2,$$

где К=2,5 - коэффициент, принимаемый в зависимости от отношения

$$\frac{D}{d} = \frac{6,1}{3,0} = 2,0.$$

Допускаемые напряжения для стали 35ГЛ с твердостью > 185 НВ при $\sigma_т$ = 3500 кгс/см^2

$$[\sigma] = 0,85 \cdot 3500 = 2975 \text{ кгс/см}^2.$$

Расчет встроенного тормоза
Расчет пружины

В конструкции дискового тормоза выбрана пружина сжатия 201 ГОСТ 13772.

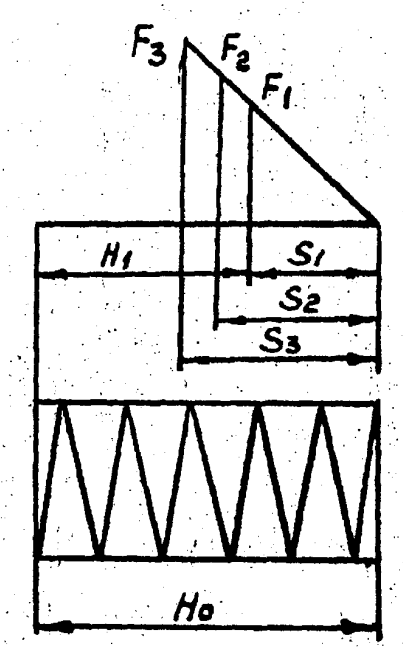


Рис.10.
Расчетная схема

Исходные данные:

Высота пружины в свободном состоянии	H_0=115 мм
Количество витков	n = 5
Высота пружины при предварительной деформации	H_1=72 мм
Наибольший прогиб витков пружины	S_3=55 мм
Сила пружины F_3 при максимальной деформации	F_3=509,7 кгс.

Поверхности трения в тормозе

а) число пар поверхностей трения	i = 8
б) наружный диаметр поверхностей трения	$D_н$ = 110 мм
в) внутренний диаметр поверхностей трения	$D_{вн}$ = 65 мм.

Трущиеся поверхности - сталь по стали при обильной смазке.

Прогиб пружины S_1, соответствующий усилию F_1.

$$S_1 = H_0 - H_1 = 115 - 72 = 43 \text{ мм}.$$

Для обеспечения полного размыкания фрикционных поверхностей при работе с дисками зазор между ними должен быть не менее 0,2 мм. Для 8 пар поверхностей трения дополнительный прогиб составил

$$\Delta S \geq 0{,}2 \cdot 8 = 1{,}6 \text{ мм}.$$

В конструкции принят дополнительный прогиб

$$\Delta S = 6{,}0 \text{ мм}.$$

Тогда прогиб S_2, соответствующий усилию пружины F_2, равен

$$S_2 = S_1 + \Delta S = 43 + 6 = 49 \text{ мм}.$$

Усилия, соответствующие прогибам S_1 и S_2

$$F_1 = \frac{S_1}{S_3} \cdot F_3 = \frac{43}{55} \cdot 509{,}7 = 398{,}5 \text{ кгс};$$

$$F_2 = \frac{S_2}{S_3} \cdot F_3 = \frac{49}{55} \cdot 509{,}7 = 454{,}1 \text{ кгс}.$$

Тормозной момент равен

$$M_T = \frac{F_1 \cdot i \cdot f\left(D_H + D_{BH}\right)}{4} = \frac{398{,}5 \cdot 8 \cdot 0{,}06(11 + 6{,}5)}{4} = 837 \text{ кгс.см},$$

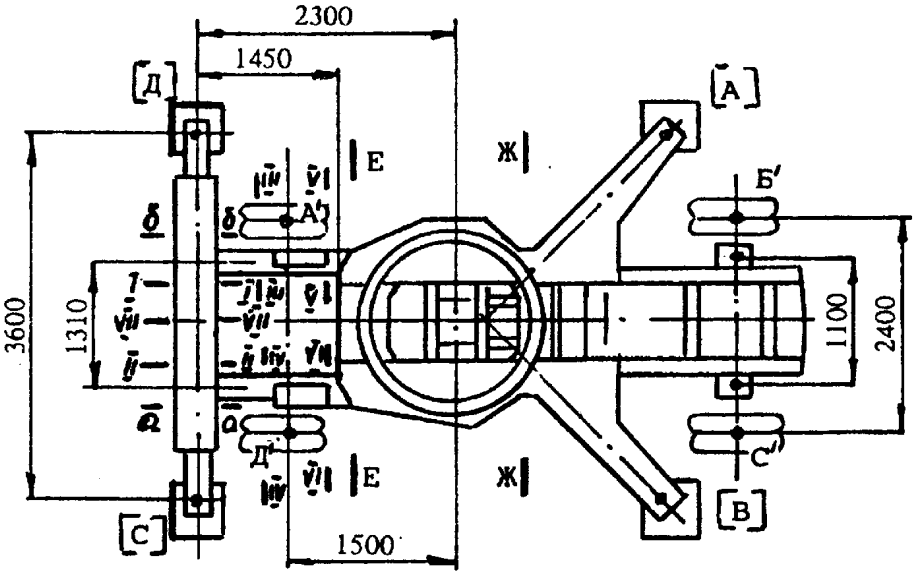
где f = 0,06 - коэффициент трения.

Удельное давление на трущихся поверхностях при действии усилия F_1

$$P = \frac{4F_1}{\pi\left(D_H^2 - D_{BH}^2\right)} = \frac{4 \cdot 398{,}5}{\pi\left(11^2 - 6{,}5^2\right)} = 6{,}4 \text{ кгс/см}^2 < [\,P\,] = 8 \text{ кгс/см}^2.$$

Глава IV. РАМЫ ХОДОВЫЕ. РАСЧЕТЫ

I. *Приближенный расчет рамы ходовой ССК.*
(Рама с 2-мя поперечными балками)



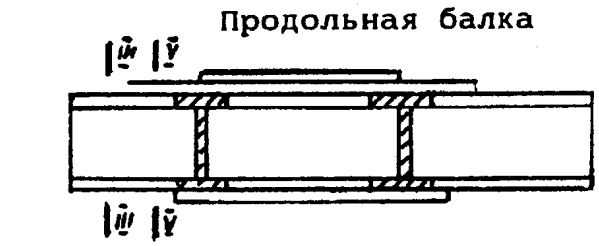


Рис. 1.

Конструктивная схема рамы

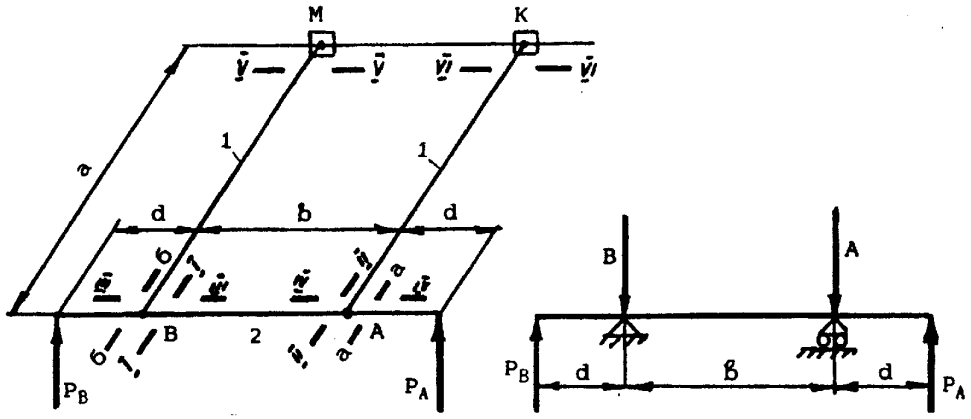


Рис. 2.

Расчетная схема рамы

Исходные данные

$E = 2{,}1 \cdot 10^6$ кгс/см^2;
$G = 0{,}84 \cdot 10^6$ кгс/см^2.

$P_A = 17560$ кгс;
$P_B = 12870$ кгс;
b = 131 см;
d = 114,5 см;
a = 145 см.

Усилия, действующие в узлах A и B

$$A = P_A + (P_A - P_B)\frac{d}{b} = 17560 + 4690\frac{114{,}5}{131} = 21660 \text{ кгс};$$

$$B = P_B - (P_A - P_B)\frac{d}{b} = 12870 - 4690\frac{114{,}5}{131} = 8770 \text{ кгс}.$$

Продольная балка АК

Геометрические характеристики поперечных сечений балки АК

Балка I (I N 50)

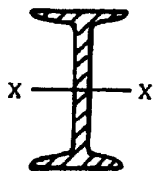


Рис. 3.

Балка I (I № 50)

F=97,8 см^2;

W_x=1570см^3;

I_1 = 39290см^4;

$$I_{KP1} = \frac{\Sigma b_i . t_i^3}{3} = \frac{47.0{,}95^3 + 2.17.1{,}5^3}{3} = 51{,}7 \text{ см}^4;$$

$$W_{KP.1} = \frac{I_{KP}}{t_{max}} = \frac{51{,}7}{1{,}5} = 34{,}5 \text{ см}^3.$$

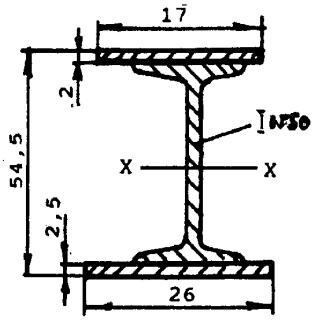


Рис. 4.

Сечение VI-VI

$$y_o = \frac{\Sigma F.y}{\Sigma F} = \frac{4590}{196,8} = 23,3 \text{ см.}$$

$$I_x^{VI} = \Sigma I_o + \Sigma F.y^2 - \Sigma F.y_o =$$
$$= 39290 + 171378 - 196,8 \cdot 23,3^2 = 103600 \text{ см}^4;$$

$$W_x^{VI} = \frac{I_x}{h - y_o} = \frac{103600}{54,5 - 23,3} = 3320 \text{ см}^3;$$

Сечение VI-VI

$$I_{KP}^{VI} = \frac{\Sigma b_i . t_i^3}{3} = \frac{26.4^3 + 17.3,5^3 + 47.0,95^3}{3} = 810 \text{ см}^4;$$

$$W_{KP}^{VI} = \frac{I_{KP}^{VI}}{t_{max}} = \frac{810}{4} = 202,5 \text{ см}^3.$$

Таблица 1

N п/п	Элементы	К-во	F	y	y^2	F . y	F . y^2	I_o
1	2 x 17	1	34	53,5	28,60	1819	97316	-
2	2,5x26	1	65	1,25	1,56	81,5	101,6	-
3	I N°50	1	97,8	27,5	755	2689	73961	39290
	Σ		196,8	23,3		4590	171378	39290

Момент, скручивающий продольную балку АК

$$M_{KP1} = (A - B)\frac{G.I_{KP1}.a^2}{3.b.E.I_1} = (21660 - 8770).\frac{0,84.10^6.51,7.145^2}{3.131.2,1.10^6.39290} = 363 \text{ кгс.см.}$$

Напряжения изгиба (сечение VI-VI)

$$\sigma_u^{VI} = \frac{M_u}{W^{VI}} = \frac{A.a}{W^{VI}} = \frac{21660.145}{3320} = 945 \text{ кгс/см}^2.$$

Напряжения кручения (сечение VI-VI)

$$\tau_{KP}^{VI} = \frac{M_{KP1}}{W_{KP}^{VI}} = \frac{363}{202,5} \approx 0 \ .$$

Приведенные напряжения

$$\sigma_{np}^{VI} \approx \sigma_u^{VI} = 945 \text{ кгс/см}^2.$$

Поперечная балка СД

Геометрические характеристики поперечных сечений балки СД.

Балка 2

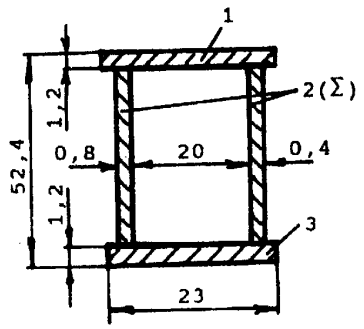


Рис. 5.

$$y_o = \frac{\Sigma F.y}{\Sigma F} = \frac{3016,5}{115,2} = 26,2 \text{ см};$$

$$I_2 = \Sigma I_o + \Sigma F.y^2 - \Sigma F.y_o^2 =$$

$$= 12500+115210-115,2.26,2^2 = 48750 \text{ см}^4;$$

$$W_2 = \frac{I_2}{y_o} = \frac{48750}{26,2} = 1860 \text{ см}^3;$$

$$I_{KP2} = \frac{4.S^2}{\oint \frac{dl}{t}} = \frac{4.1055^2}{225,9} = 19710 \text{ см}^4;$$

$$S = \frac{1}{2}(52,4.21,2 + 50.20) = 1055 \text{ см}^2;$$

Балка 2

$$\oint \frac{dl}{t} = \frac{50}{0,8} + \frac{50}{0,4} + 2.\frac{23}{1,2} = 225,9;$$

$W_{кр2} = 2 \cdot S \cdot t_{min} = 2 \cdot 1055 \cdot 0,4 = 844 \text{ см}^3.$

Таблица 2

N п/п	Элементы	К-во	F	y	y^2	F.y	$F.y^2$	I_o
1	1,2x23	1	27,6	51,4	2642	1430	14000	-
2	1,2x50	1	60	26,2	686	1570	41200	12500
3	1,2x23	1	27,6	0,6	0,36	16,5	9,9	-
	Σ		115,2	26,2		3016,5	115210	12500

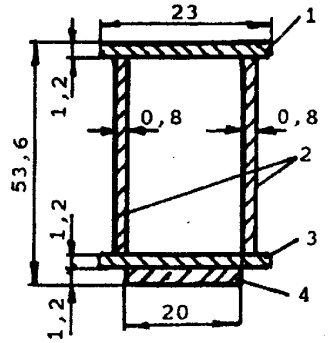


Рис. 6.

Сечение II-II

Сечение II-II

$$y_o = \frac{\Sigma F.y}{\Sigma F} = \frac{3664}{131,6} = 27,8 \text{ см};$$

$$I_x^{II} = 16700+137380-131,6 \cdot 27,8^2 = 52000 \text{ см}^4;$$

$$W^{II} = \frac{52000}{27,8} = 1870 \text{ см}^3;$$

$$I_{KP}^{II} = \frac{4.1090}{163} = 29200 \text{ см}^4;$$

$$S = \frac{1}{2}.[53,6.23 - (23 - 21,6).50 - (23 - 20).1,2 + 50.20] = 1090 \text{ см}^2;$$

$$\oint \frac{dl}{t} = 2\left(\frac{50}{0,8} + \frac{23}{1,2}\right) = 163;$$

$W''_{кр} = 2 \cdot 1090 \cdot 0,8 = 1740$ см^3.

Таблица 3

N п/п	Элементы	К-во	F	y	y^2	F.y	$F.y^2$	I_o
1	1,2x23	1	27,6	53	2800	1460	17380	-
2	50x0,8	2	80	27,4	750	2190	60000	16700
3	1,2x20	1	24	0,6	0,36	14,4	8,0	-
4*)	1,2x23	1	-	-	-	-	-	-
	Σ		131,6	27,8		3664,4	137380	16700

*) Лист "4" в расчет не принимаем, т.к. сечение проходит через сварной шов.

Рассматриваем случай, когда стрела направлена "на угол назад".

Усилие, дйствующее в узлах А и В

A = 21660 кгс;

B = 8770 кгс.

Момент, скручивающий поперечную балку СД

$$M_{KP2} = (A-B)\frac{l^2.G.I_{KP2}}{2.b.E.I_1} = (21660-8770)\frac{145^2.0,84.10^6.19710}{2.131.2,1.10^6.39790} = 2,08.10^5 \text{ кгс.см.}$$

Напряжение кручения (сечение II-II)

$$\tau^{II} = \frac{M_{KP2}}{W^{II}_{KP}} = \frac{2,08.10^5}{1740} = 120 \text{ кгс/см}^2.$$

Напряжение изгиба (сечение II-II)

$$\sigma^{II}_{и} = \frac{M_{и}}{W^{II}} = \frac{P_A.d}{W^{II}} = \frac{17560.114,5}{1860} = 1075 \text{ кгс/см}^2.$$

Приведенные напряжения

$$\sigma^{II}_{пр} = \sqrt{\left(\sigma^{II}_{и}\right)^2 + 3\left(\tau^{II}\right)^2} = \sqrt{1075^2 + 3.120^2} = 1095 \text{ кгс/см}^2.$$

Материал рамы - сталь марки ВМ ст.3 сп

$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{2400}{1,4} = 1710$ кгс/см^2 - допускаемые напряжения.

II. *Уточненный расчет рамы ходовой ССК*

(рама с 2-мя поперечными балками)

Исходные данные

P_c = 17560 кгс;
$P_д$ = 12870 кгс;
a = 145 см;
b = 131 см;
d = 114,5см;
E = 2,1 . 10^6 кгс/см^2;
G = 0,84 . 10^6 кгс/см^2.

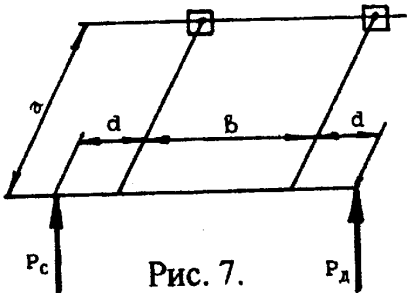


Рис. 7. Расчетная схема

Рама изготовлена из стали марки ВМ ст 3 сп, $\sigma_т = 2400$ кгс/см².
Допускаемые напряжения (нормальные)

$$[\sigma] = \frac{\sigma_т}{n} = \frac{2400}{1,4} = 1710 \text{ кгс/см}^2 .$$

Балка I

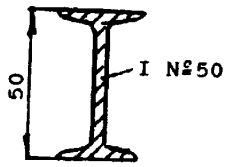


Рис. 8.
Балка I

Экваториальный момент инерции сечения

$I_1 = 39290$ см⁴.

Полярный момент инерции сечения

$$I_{КР1} = \frac{\Sigma b_i . t_i^3}{3} = \frac{47.0,95^3 + 2.17.15^3}{3} = 51,7 \text{ см}^4.$$

Балка 2

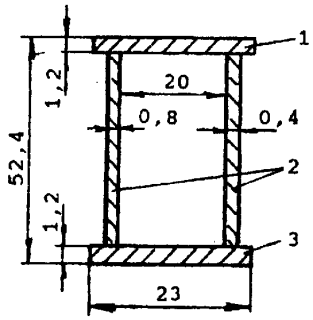


Рис. 9.
Балка 2

$$y_o = \frac{\Sigma F . y}{\Sigma F} = \frac{3016,5}{115,2} = 26,2 \text{ см};$$

$I_2 = \Sigma I_o + \Sigma F.y^2 - \Sigma F \, . \, y_o^2 =$
$= 12500 + 115210 - 115,2 \, . \, 26,2^2 = 48750$ см⁴;

$$W_2 = \frac{I_2}{y_o} = \frac{48750}{26,2} = 1860 \text{ см}^3 ;$$

$$I_{КР2} = \frac{4.S^2}{\Sigma \frac{dl}{t}} = \frac{4.1055^2}{225,9} = 19710 \text{ см}^4;$$

$S = 0,5 \, (52,4 \, . \, 21,2 + 50 \, . \, 20) = 1055$ см²;

$$\Sigma \frac{dl}{t} = \frac{50}{0,8} + \frac{50}{0,4} + 2.\frac{23}{1,2} = 225,9 \; .$$

Таблица 4

N п/п	Элементы	К-во	F	y	y^2	F.y	$F.y^2$	I_o
1	1,2x23	1	27,6	51,8		1430	14000	-
2	1,2x50	1	60	26,8		1570	41200	12500
3	1,2x23	1	27,6	0,6	0,36	16,5	9,9	-
	Σ		115,2			3016,5	115210	12500

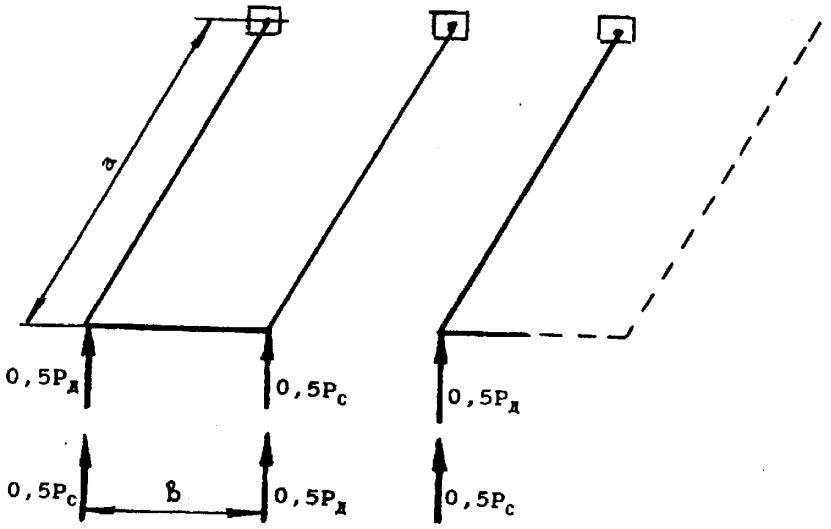
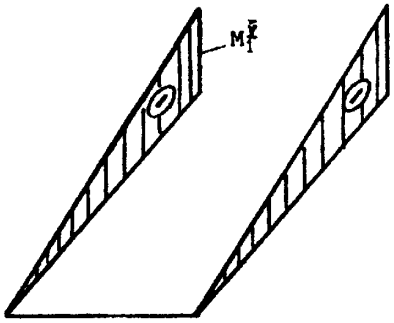


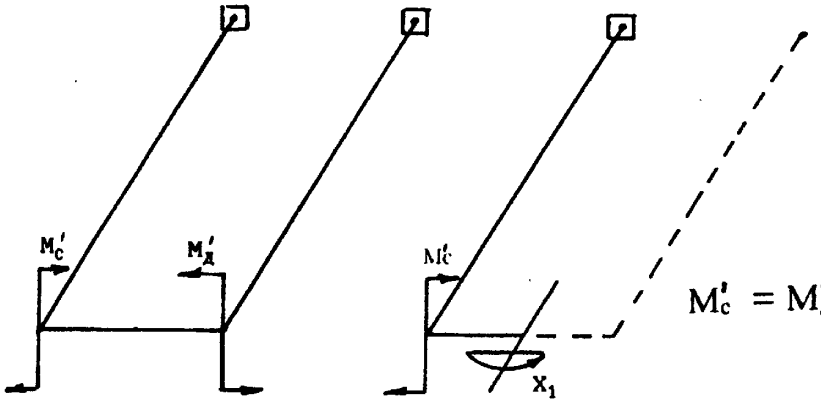
Рис. 10.
Расчетная схема I

Изгибающий момент

$M_1 = M_1 = 0{,}5\,(P_C+P_Д)\,.\,a =$
$= 0{,}5\,(12870+17560)\,145 =$
$= -2{,}21\,.\,10^6$ кгс.см.



Эпюра изгибающих моментов



$M'_c = M'_Д = 0{,}5\,(P_c+P_Д)\,.\,d\,.$

Рис. 11.
Расчетная схема 2

Каноническое уравнение метода сил

$$\delta_{11} \cdot X_1 + \Delta_{1P} = 0 .$$

Вычисление коэффициентов

$$\delta_{11} = \frac{b}{2EI_2} + \frac{a}{G.I_{KP1}} = \frac{131}{2.2{,}1.10^6.48750} + \frac{145}{0{,}84.10^6.51{,}7} = 3{,}34.10^{-6} \text{ 1/кгс.см ;}$$

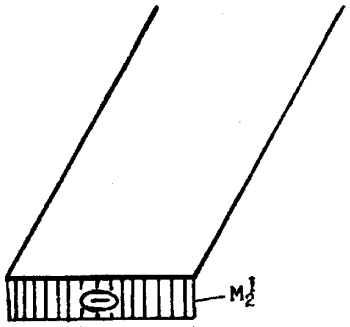
$$\Delta_{1P} = \frac{-0{,}5(P_c + P_д).d.a}{G.I_{KP1}} = \frac{-0{,}5(17560 + 12870)114{,}5.145}{0{,}84.10^6.51{,}7} = -5{,}82 \text{ рад.}$$

Определение X_1

$$X_1 = \frac{-\Delta_{1P}}{\delta_{11}} = \frac{0{,}5(P_A + P_B).d.a}{\frac{G.I_{KP1}}{2E.I_2}.b + a} = \frac{5{,}82}{3{,}34.10^{-6}} = 1{,}74.10^6 \text{ кгс.см.}$$

Изгибающий момент

$M_2^I = M_2^{II} = -X_1 = -1{,}74 \cdot 10^6$ кгс.см.

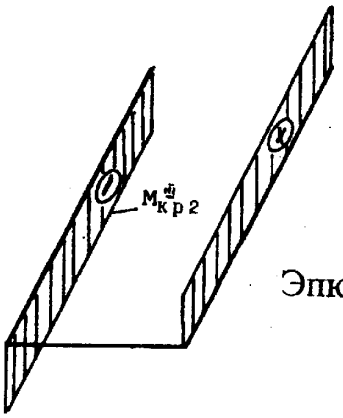


Эпюра изгибающих моментов

Крутящие моменты

$M_{кр} = M_{кр} = X_1 - 0{,}5\,(P_c+P_д).\,d = -334{,}3$ кгс.см ;

$M_{кр} = M_{кр} = 0{,}5\,(P_c+P_д)\,.\,d - X_1 = 334{,}3$ кгс.см.



Эпюра крутящих моментов

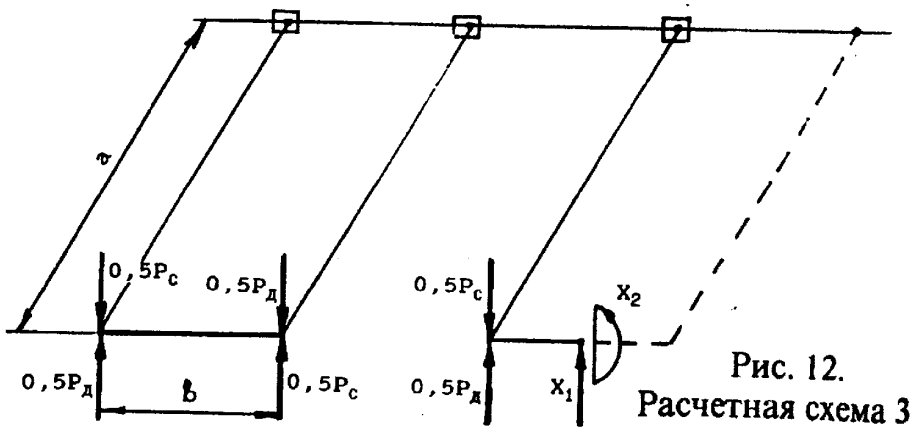


Рис. 12.
Расчетная схема 3

Канонические уравнения метода сил

$$\delta_{11} \cdot X_1 + \delta_{12} \cdot X_2 + \Delta_{1P} = 0 ;$$
$$\delta_{21} \cdot X_1 + \delta_{22} \cdot X_2 + \Delta_{2P} = 0 .$$

Вычисление коэффициентов при неизвестных

$$\delta_{11} = \frac{a^3}{3E.I_1} + \frac{b^3}{24.E.I_2} + \frac{ab^2}{4G.I_{KP1}} =$$

$$= \frac{145^3}{3.2{,}1.10^6.39290} + \frac{131^3}{24.2{,}1.10^6.48750} + \frac{145.131^2}{4.0{,}84.10^6.51{,}7} = 1{,}43.10^{-2} \text{ см/кгс} ;$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{a^2}{2EI_1} = \frac{145^2}{2.2{,}1.10^6.39290} = 1{,}27.10^{-7} \text{ 1/кгс} ;$$

$$\delta_{22} = \frac{a}{E.I_1} + \frac{b}{2G.I_{KP2}} = \frac{145}{2{,}1.10^{-6}.39290} + \frac{131}{2.0{,}84.10^6.19710} = 4{,}72.10^{-9} \text{ 1/кгс.см.}$$

Вычисление свободных членов

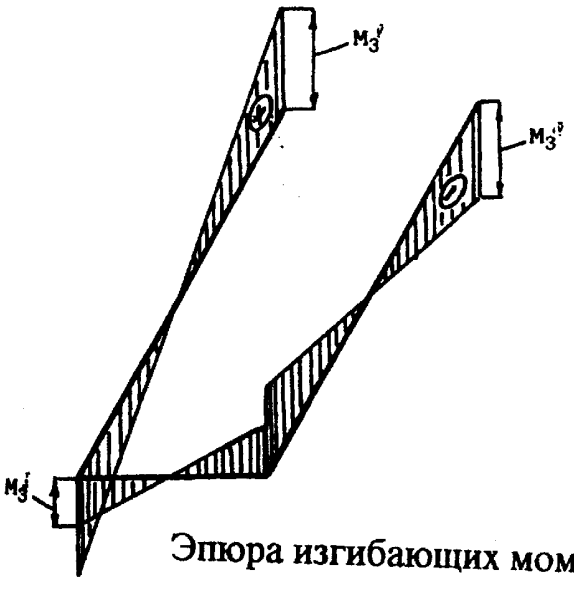
$$\Delta_{1P} = \frac{0{,}5\left(P_c - P_д\right)}{3E.I_1} = -\frac{0{,}5(17560 - 12870).145^3}{3.2{,}1.10^6.39260} = -2{,}88.10^{-2} \text{ см} ;$$

$$\Delta_{2P} = \frac{0{,}5\left(P_c - P_д\right)}{2EI_1} = -\frac{0{,}5(17560 - 12870).145^2}{2.2{,}1.10^6.39290} = -2{,}99.10^{-4} \text{ рад.}$$

Решение системы двух уравнений

$$X_1 = \frac{-\Delta_{1P}.\delta_{22} + \Delta_{2P}.\delta_{12}}{\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2} = \frac{2{,}88.10^{-2}.4{,}72.10^{-9} - 2{,}99.10^{-4}.1{,}27.10^{-7}}{1{,}43.10^{-2}.4{,}72.10^{-9} - \left(1{,}27.10^{-7}\right)^2} = 1{,}55 \text{ кгс.см} ;$$

$$X_2 = \frac{-\delta_{11}.\Delta_{2P} + \delta_{21}.\Delta_{1P}}{\delta_{11}.\delta_{22} - \delta_{12}^2} = \frac{1{,}43.10^{-2}.2{,}99.10^{-4} - 1{,}27.10^{-7}.2{,}88.10^{-2}}{1{,}43.10^{-2}.4{,}72.10^{-9} - \left(1{,}27.10^{-7}\right)^2} = 5{,}22.10^4 \text{ кгс.см.}$$



Эпюра изгибающих моментов

$$M_3^I = -X_1 \frac{b}{2} = -0{,}5.131.1{,}55 = -101{,}5 \text{ кгс.см} ;$$

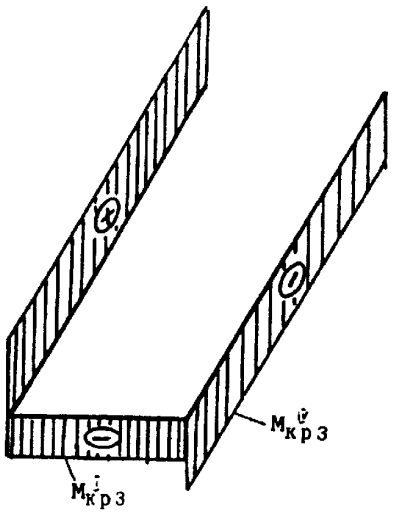
$$M_3^{II} = X_1 \frac{b}{2} = 0{,}5.131.1{,}55 = 101{,}5 \text{ кгс.см} ;$$

$$M_3^{III} = -X_2 = -5{,}22.10^4 \text{ кгс.см} ;$$

$$M_3^{IV} = X_2 = 5{,}22.10^4 \text{ кгс.см} ;$$

$$M_3^V = 0{,}5\left(P_c - P_д - X_1\right)a - X_2 =$$
$$= 3{,}4.10^5 - 5{,}22.10^4 = 2{,}88.10^5 \text{ кгс.см} ;$$

$$M_3^{VI} = -M_3^V = -2{,}88.10^5 \text{ кгс.см} ;$$

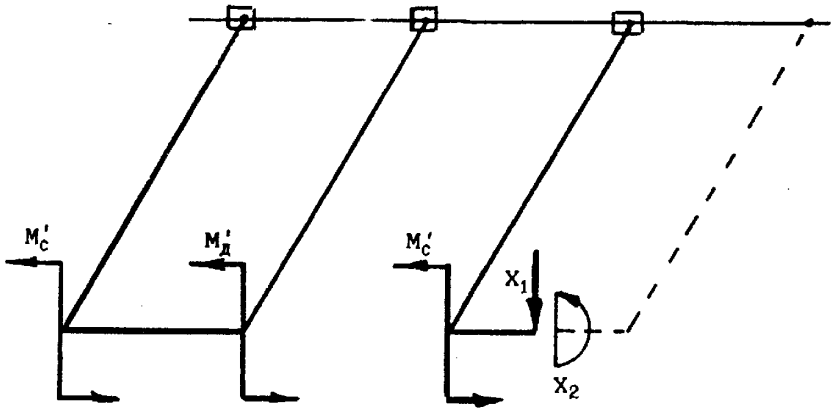


$$M^{I}_{KP3} = M^{II}_{KP3} = -X_2 = -5{,}22.10^4 \text{ кгс.см} ;$$

$$M^{III}_{KP3} = M^{V}_{KP3} = 0{,}5.b.X_1 = 0{,}5.131.1{,}55 = 101{,}5 \text{ кгс.см} ;$$

$$M^{IV}_{KP3} = M^{VI}_{KP3} = -0{,}5.b.X_1 = -0{,}5.131.1{,}55 = -101{,}5 \text{ кгс.см} .$$

Эпюра крутящих моментов



$$M'_c = M'_Д = 0{,}5\,(P_c - P_Д)\,.\,d\,.$$

Рис. 13.
Расчетная схема 4

Канонические уравнения метода сил

$$\delta_{11}\,.\,X_1 + \delta_{12}\,.\,X_2 + \Delta_{1P} = 0 ;$$
$$\delta_{21}\,.\,X_1 + \delta_{22}\,.\,X_2 + \Delta_{2P} = 0 .$$

Вычисление коэффициентов при неизвестных

$$\delta_{11} = \frac{a^3}{3EI_1} + \frac{b^3}{24EI_2} + \frac{ab^2}{4G.I_{KP1}} =$$

$$= \frac{145^3}{3.2{,}1.10^6.39290} + \frac{131^3}{24.2{,}1.10^6.48750} + \frac{145.131^2}{4.0{,}84.10^6.51{,}7} = 1{,}43.10^{-2} \text{ см/кгс};$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = -\frac{a^2}{2EI_1} = -\frac{145^2}{2.2{,}1.10^6.39290} = -1{,}27.10^{-7} \quad \text{I/кгс};$$

$$\delta_{22} = \frac{a}{EI_1} + \frac{b}{2G.I_{KP2}} = \frac{145}{2{,}1.10^6.39290} + \frac{131}{2.0{,}84.10^6.19710} = 5{,}71 \quad \text{I/кгс.см.}$$

Вычисление свободных членов

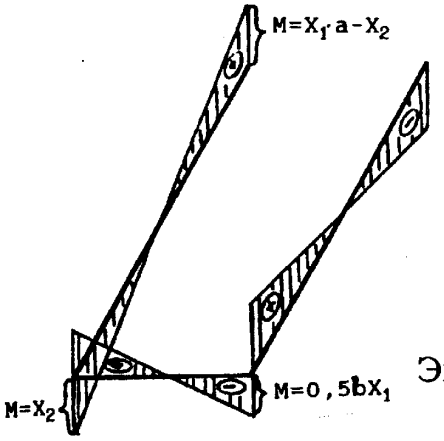
$$\Delta_{1P} = \frac{0{,}5\left(P_c - P_д\right).d.a.b}{2G.I_{KP1}} = \frac{0{,}5(17560 - 12870).114{,}5.145.131}{2.0{,}84.10^6.51{,}7} = -58{,}7 \quad \text{см};$$

$\Delta_{2P} = 0$.

Решение системы двух уравнений

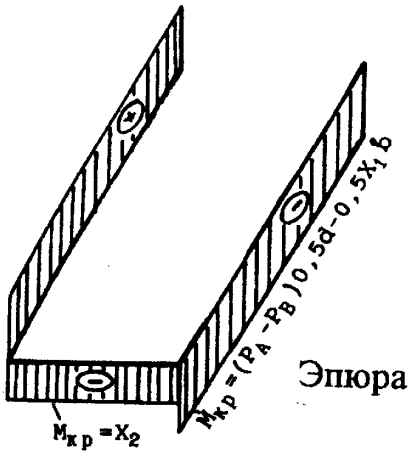
$$X_1 = \frac{-\Delta_{1P}.\delta_{22}}{\delta_{11}.\delta_{22} - \delta_{12}^2} = \frac{58{,}7.4{,}72.10^{-9}}{1{,}43.10^{-2}.4{,}72.10^{-9} - \left(1{,}27.10^{-7}\right)^2} = 4100 \text{ кгс};$$

$$X_2 = \frac{\delta_{21}.\Delta_{1P}}{\delta_{11}.\delta_{22} - \delta_{12}^2} = \frac{1{,}27.10^{-7}.58{,}7}{1{,}43.10^{-2}.4{,}72.10^{-9} - \left(1{,}27.10^{-7}\right)^2} = 0{,}9.10^5 \quad \text{кгс.см}.$$



Эпюра изгибающих моментов

$M_4' = 0{,}5.b.X_1 = 0{,}5.131.4100 = 2{,}68.10^5$ кгс.см;
$M_4'' = -0{,}5.b.X_1 = -2{,}68.10^5$ кгс.см;
$M_4''' = -X_2 = -0{,}9.10^5$ кгс.см;
$M_4^{IV} = X_2 = 0{,}9.10^5$ кгс.см;
$M_4^{V} = X_1.a - X_2 = 4100.145 - 0{,}9.10^5 = 5.10^5$ кгс.см;
$M_4^{VI} = X_2 - X_1.a = -5.10^5$ кгс.см;



Эпюра крутящих моментов

$M'_{кр4} = M''_{кр4} = -X_2 = -0{,}9.10^5$ кгс.см;
$M'''_{кр4} = M^{V}_{кр4} = 0{,}5.(P_c - P_Д).d - 0{,}5.b.X_1 =$
$= 0{,}5(17560 - 12870)\ 114{,}5 - 0{,}5.131.4100 = 201$ кгс.см;
$M^{IV}_{кр4} = M^{VI}_{кр4} = -0{,}5.b.X_1 + 0{,}5(P_c - P_Д).d = 201$ кгс.см.

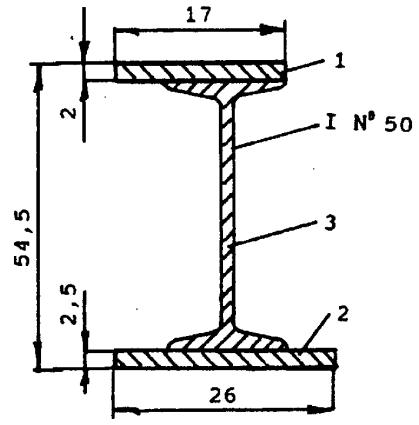


Рис. 14.
Сечение V-V (VI-VI)

Сечение V-V (VI-VI)

$$y_o = \frac{\Sigma F.y}{\Sigma F} = \frac{4590}{196,8} = 23,3 \text{ см};$$

$$I_X^V = \Sigma I_o + \Sigma F y^2 - \Sigma F y_0^2 =$$

$$= 39290 + 171378 - 196,8.23,3^2 = 103600 \text{ см}^4;$$

$$W^V = \frac{I_X}{h - y_o} = \frac{103600}{31,2} = 3320 \text{ см}^3;$$

$$I_{KP}^V = \frac{\Sigma b_i.t_i^3}{3} = \frac{26.4^3 + 17.3,5^3 + 47.0,95^3}{3} = 810 \text{ см}^4;$$

$$W_{KP}^V = \frac{\Sigma b_i.t_i^3}{3.t_{max}} = \frac{810}{4} = 202,5 \text{ см}^3.$$

Таблица 5

N п/п	Элементы	К-во	F	y	y^2	Fy	Fy^2	I_o
1	2x17	1	34	53,5	2860	1819	97316	-
2	2,5x26	1	65	1,25	1,56	81,5	101,6	-
3	1 N 50	1	97,8	27,5	755	2689	73961	39290
	Σ		196,8	23,3		4590	171378	39290

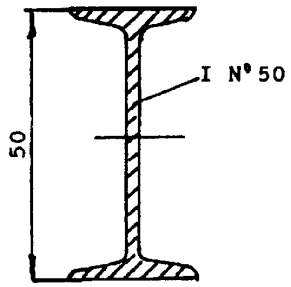


Рис. 15.
Сечение III-III (IV-IV)

Сечение III-III (IV-IV)

F = 97,8 см²; W_x^{III} = 1570 см³; I_x^{III} =39290 см⁴;

$$I_{KP}^{III} = \frac{\Sigma b_i.t_i^3}{3} = \frac{47.0,95^3 + 2.17.1,5^3}{3} = 51,7 \text{ см}^4;$$

$$W_{KP}^{III} = \frac{\Sigma b_i.t_i^3}{3.t_{max}} = \frac{51,7}{1,5} = 34,5 \text{ см}^3.$$

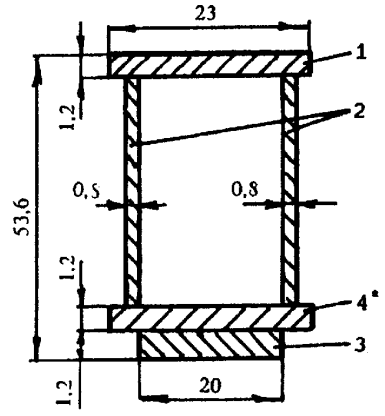


Рис. 16.
Сечение I-I (II-II, а-а, б-б)

Сечение I-I (II-II, а-а, б-б)

$$y_o = \frac{\Sigma F.y}{\Sigma F} = \frac{3664,4}{131,6} = 27,8 \text{ см};$$

$$I_X^I = \Sigma I_o + \Sigma F y^2 - \Sigma F y_o^2 =$$

$$= 16706 + 137380 - 131,6.27,8^2 = 52000 \text{ см}^4;$$

$$W^I = \frac{52000}{27,8} = 1870 \text{ см}^3;$$

$$I_{KP} = \frac{4.S^2}{\Sigma \frac{dl}{t}} = \frac{4.1092^2}{161} = 29600 \text{ см}^4;$$

$$S = 0,5(53,6.21,6 + 51,2.20) = 1092 \text{ см}^2;$$

$$\Sigma\frac{dl}{t} = 2\frac{50}{0,8} + \frac{23}{1,2} + \frac{20}{1,2} = 161\ ;$$

$$W_{KP}^{I} = 2.S.t_{\min} = 2.1092.0,8 = 1740\ \text{см}^3.$$

Таблица 6

N п/п	Элементы	К-во	F	y	y^2	Fy	Fy^2	I_o
1	1,2x23	1	27,6	53	2800	1460	77380	-
2	50x0,8	2	80	27,4	750	2190	60000	16700
3	1,2x20	1	24	0,6	0,36	14,4	8,0	-
4*)	1,2x23	1	-	-	-	-	-	-
	Σ		131,6	27,8		36644	137380	16700

*) Лист "4" в расчет не принимаем, т.к. сечение проходит через сварной шов.

Примечание. В качестве характеристики поперечного сечения продольной балки I принимаем сечение III-III, наиболее характерное.

$$I_1 = I^{III} = 39290\ \text{см}^4\ ;$$
$$I_{кр1} = I^{III}_{кр} = 51,7\ \text{см}^4.$$

Определение напряжений в сечениях рамы

Нормальные напряжения от изгиба

$$\sigma_u^{K-K} = \frac{\sum_{i=1}^{4} M_i^{K-K}}{W^{K-K}}.$$

Таблица 7

Сечение	Изгибающие моменты, кгс.см					$W^{к-к}$, $см^3$	$\sigma_и^{к-к}$, $кгс/см^2$
	$M_1^{к-к}$	M_2	M_3	M_4	$\Sigma M_i^{к-к}$		
I-I	-	$-1,74.10^6$	-101,5	$2,68.10^5$	$-14,7.10^5$	1870	786
II-II	-	$-1,74.10^6$	101,5	$-2,68.10^5$	$-20,1.10^5$	1870	1075
III-III	-	-	$-5,2.10^4$	$-0,9.10^5$	$-1,44.10^5$	1570	92
IV-IV	-	-	$5,2.10^4$	$0,9.10^5$	$1,44.10^5$	1570	92
V-V	$-2,2.10^6$	-	$2,88.10^5$	$5,02.10^5$	$-14,2.10^5$	3320	428
VI-VI	$-2,2.10^6$	-	$-2,88.10^5$	$-5,02.10^5$	-30.10^5	3320	904
a - a	$M^{a-a} = P_c\ .\ d = 17560\ .\ 114,5 = 20,1\ .\ 10^5$					1870	1075
b - b	$M^{b-b} = P_Д\ .\ d = 12870\ .\ 114,5 = 14,74\ .\ 10^5$					1870	788

Касательные напряжения от кручения $\tau_{KP}^{K-K} = \frac{\sum_{i=1}^{4} M_{KPi}^{K-K}}{W_{KP}^{K-K}}.$

Таблица 8

Сечение	Крутящие моменты, кгс.см					$w_{кр}^{к-к}$, см^3	$\tau_{кр}^{к-к}$, кгс/см^2
	$M_{кр1}$	$M_{кр2}$	$M_{кр3}$	$M_{кр4}$	$\Sigma M_{крi}^{к-к}$		
I-I	-	-	$-5{,}22.10^4$	$-0{,}91.10^5$	$-1{,}47.10^5$	1740	84
II-II	-	-	$-5{,}22.10^4$	$-0{,}91.10^5$	$-1{,}47.10^5$	1740	84
III-III	-	-334,3	101,5	201,4	-31,4	34,5	-
IV-IV	-	-334,3	-101,5	-201,4	-637,2	34,5	-
V-V	-	-334,3	101,5	201,4	-31,4	202,5	-
VI-VI	-	-334,3	-101,5	-201,4	-637,2	202,5	-

Приведенные напряжения

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\left(\sigma_{и}^{к-к}\right)^2 + 3\left(\tau_{кр}^{к-к}\right)^2} \ ;$$

$$\sigma_{пр\,max} = \sigma_{пр}^{II} = \sqrt{1075^2 + 3.84^2} = 1085 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma] = 1710 \text{ кгс/см}^2 .$$

III. Уточненный расчет рамы ходовой ССК

(Рама с 4-мя поперечными балками)

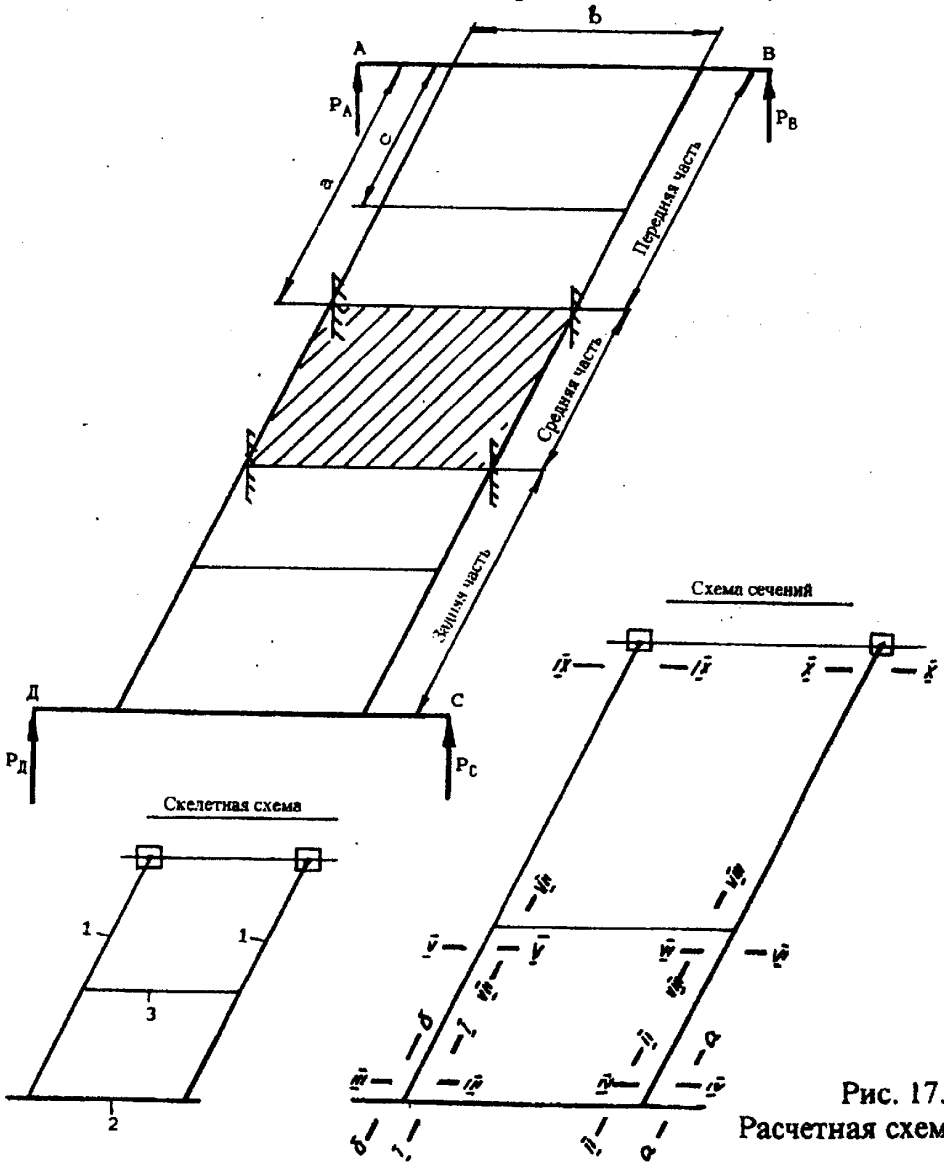


Рис. 17.
Расчетная схема рамы

Исходные данные.

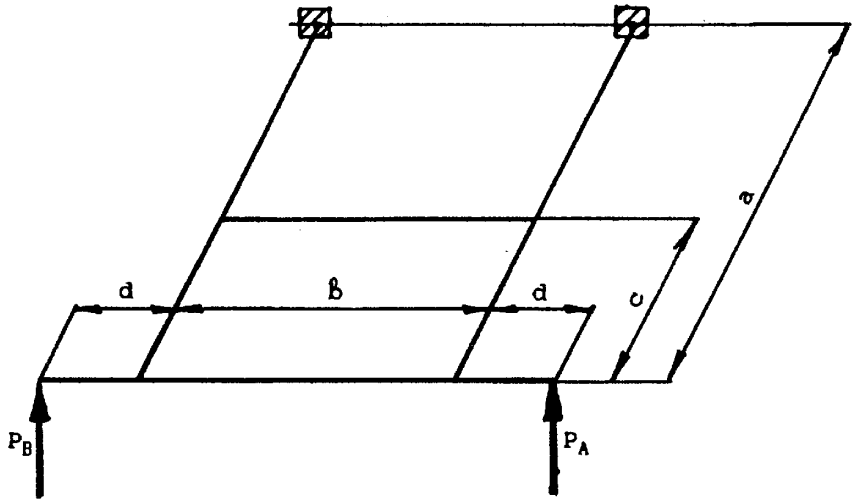


Рис. 18.
Расчетная схема

P_A = 106220 кгс;
P_B = 45330 кгс;
a = 133 см;
в = 145 см;
c = 73 см;
d = 192,5 см;
E = 2,1 . 10^6 кгс/см^2;
G = 0,8 . 10^6 кгс/см^2;

I_1 = 320800 см^4;
$I_{кр1}$ = 153340 см^4;
I_2 = 350500 см^4;
$I_{кр2}$ = 2890 см^4;
I_3 = 309850 см^4;
$I_{кр3}$ = 153340 см^4;

$\sigma_т$ = 3300 кгс/см^2 - предел текучести материала рамы.
Допускаемые напряжения

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{3300}{1{,}4} = 2355 \text{ кгс/см}^2,$$

где n = 1,4 - коэффициент запаса прочности.

Определение изгибающих и крутящих моментов в сечениях рамы

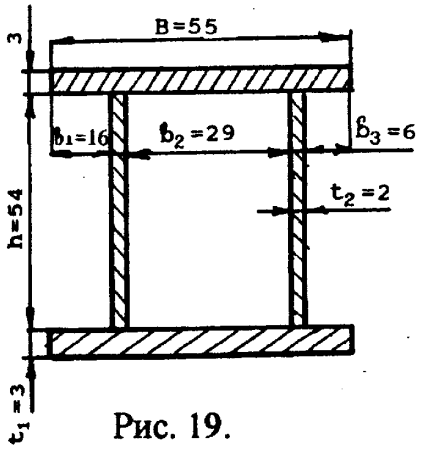


Рис. 19.
Балка 1 (сечение III-III)

Балка I
(Сечение III-III)

Экваториальный момент инерции

$$I_1 = \frac{BH^3 - bh^3}{12} = \frac{55.60^3 - (16+29+6).54^3}{12} = 320778 \text{ см}^4;$$

W = 10693 см^3.

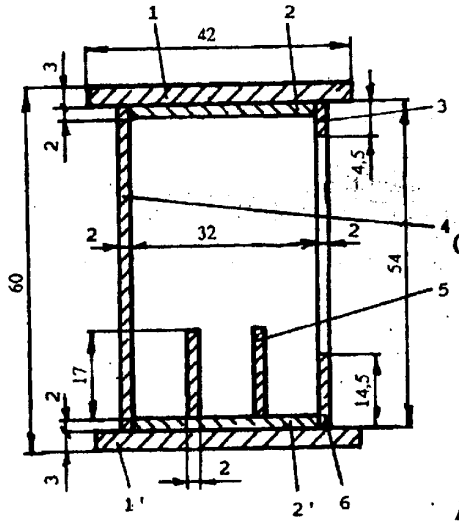


Рис. 20.
Балка 2

Полярный момент инерции

$$I_{KP1} = \frac{4S^2}{\oint \frac{dl}{t}} = \frac{4S^2}{2\left(\frac{H}{t_2} + \frac{b_2 + 2t_2}{t_1}\right)} =$$

$$= \frac{4\left[(60.33 + 54.29)0{,}5\right]^2}{2\left(\frac{60}{2} + \frac{33}{3}\right)} = 153342 \text{ см}^4.$$

Балка 3

Сечения балки 3 идентичны сечениям балки 1.

Балка 2

Экваториальный момент инерции

$I_z = \Sigma I_o + \Sigma F_i y_i^2 - y_o \Sigma F y_i =$

$=27577+772833-27{,}52^2.594=350514$ см^4;

Полярный момент инерции

$$I_{KP2} = \frac{\Sigma b_i . t_i^3}{3} = \frac{32.5^3 + 32.5^3 + 60.2^3 + 17{,}5.2^3}{3} = 2893 \text{ см}^4,$$

Таблица 9

N элемента	К-во	Размер, см х см	F_i, см^2	y_i, см	Fy_i, см^3	Fy_i^2, см^4	I_o, см^4
1	1	3x42	126	58,5	7371	431204	-
1^I	1	3x42	126	1,5	189	283,5	-
2	1	2x32	64	56	3584	200704	-
2^I	1	2x32	64	4	256	1024	-
3	1	2x45	9	54,75	493	26978	-
4	1	2x54	108	30	3240	97200	26250
5	1	2x17	68	13,5	918	12393	819
6	2	2x14,5	29	20,25	297	3047	508
		Σ	594	27,52	16348	772833	27577

Расчетная схема I

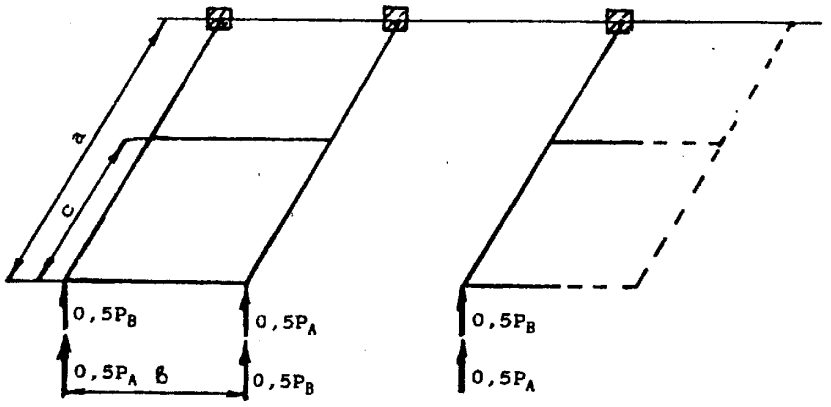


Рис. 21.
Расчетная схема 1

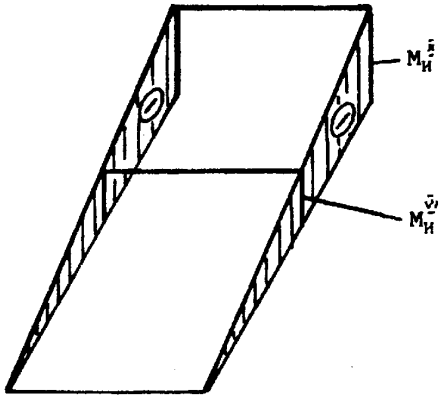
Крутящие моменты во всех сечениях рамы равны нулю.

Значения изгибающих моментов

$$M_u^I = M_u^{II} = M_u^{III} = M_u^{VII} = M_u^{VIII} = M_u^{IV} = 0;$$

$$M_u^V = M_u^{VI} = -0{,}5(P_A + P_B).c = -0{,}5(106220 + 45330).73 = -5{,}5316.10^6 \text{ кгс.см};$$

$$M_u^{IX} = M_u^X = -0{,}5(P_A + P_B).a = -0{,}5(106220 + 45330).133 = -1{,}0078.10^7 \text{ кгс.см}.$$



Эпюра изгибающих моментов

Расчетная схема 2

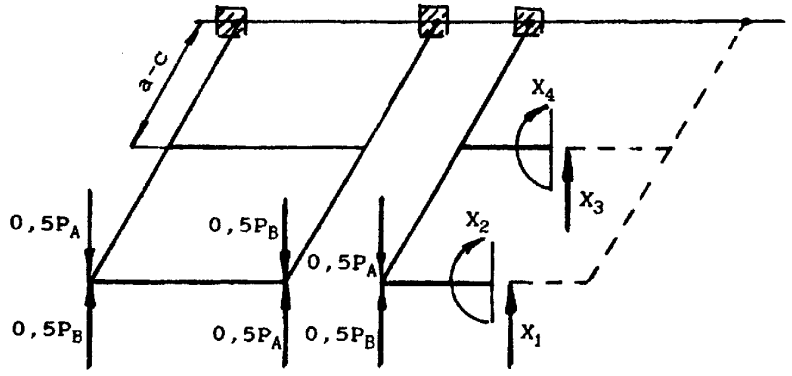


Рис. 22.
Расчетная схема 2

Канонические уравнения метода сил

$$\text{I} \quad \delta_{11}.X_1 + \delta_{12}.X_2 + \delta_{13}.X_3 + \delta_{14}.X_4 + \Delta_{1P} = 0;$$

$$\text{II} \quad \delta_{21}.X_1 + \delta_{22}.X_2 + \delta_{23}.X_3 + \delta_{24}.X_4 + \Delta_{2P} = 0;$$

$$\text{III} \quad \delta_{31}.X_1 + \delta_{32}.X_2 + \delta_{33}.X_3 + \delta_{34}.X_4 + \Delta_{3P} = 0;$$

$$\text{IV} \quad \delta_{41}.X_1 + \delta_{42}.X_2 + \delta_{43}.X_3 + \delta_{44}.X_4 + \Delta_{4P} = 0.$$

Коэффициент при неизвестных

$$\delta_{11} = \frac{b^3}{24EI_2} + \frac{a^3}{3EI_1} + \frac{ab^2}{4G.I_{KP1}} =$$

$$= \frac{145^3}{24.2{,}1.10^6.350500} + \frac{133^3}{3.2{,}1.10^6.320800} + \frac{133.145^2}{4.0{,}8.10^6.153940} = 7{,}0354.10^{-6} \text{ см/кгс};$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{a^2}{2EI_1} = \frac{133^2}{2.2{,}1.10^6.320800} = 1{,}3129.10^{-8} \text{ 1/кгс};$$

$$\delta_{13} = \delta_{31} = \frac{(a-c)^2.(2a+c)}{6.EI_1} + \frac{b^2(a-c)}{4GI_{KP1}} =$$

$$= \frac{(133-73)^2.(2.133+73)}{6.2{,}1.10^6.320800} + \frac{145^2(133-73)}{4.0{,}8.10^6.153340} = 2{,}8728.10^{-6} \text{ см/кгс};$$

$$\delta_{14} = \delta_{41} = \frac{a^2-c^2}{2EI_1} = \frac{133^2-73^2}{2.2{,}1.10^6.320800} = 0{,}9173.10^{-8} \text{ 1/кгс};$$

$$\delta_{22} = \frac{a}{EI_1} + \frac{b}{2G.I_{KP2}} = \frac{133}{2{,}1.10^6.320800} + \frac{145}{2.0{,}8.10^6.2890} = 0{,}3156.10^{-7} \text{ 1/кгс.см};$$

$$\delta_{23} = \delta_{32} = \frac{(a-c)^2}{2EI_1} = \frac{(133-73)^2}{2.2{,}1.10^6.320800} = 2{,}6719.10^{-9} \text{ 1/кгс};$$

$$\delta_{24} = \delta_{42} = \frac{a-c}{EI_1} = \frac{133-73}{2{,}1.10^6.320800} = 8{,}9063.10^{-11} \text{ 1/кгс.см};$$

$$\delta_{33} = \frac{b^3}{24EI_3} + \frac{(a-c)^3}{3EI_1} + \frac{b^2(a-c)}{4} =$$

$$= \frac{145^3}{24.2{,}1.10^6.320800} + \frac{(133-73)^3}{3.2{,}1.10^6.320800} + \frac{145^2.(133-73)}{4.0{,}8.10^6.153340} = 28{,}7297.10^{-7} \text{ 1/кгс.см};$$

$$\delta_{34} = \delta_{43} = \frac{(a-c)^2}{2EI_1} = \frac{(133-73)^2}{2.2{,}1.10^6.320800} = 2{,}6719.10^{-9} \text{ 1/кгс};$$

$$\delta_{44} = \frac{a-c}{EI_1} + \frac{b}{2G.I_{KP3}} = \frac{133-73}{2{,}1.10^6.320800} + \frac{145}{2.0{,}8.10^6.153340} = 0{,}6801.10^{-9} \text{ 1/кгс.}$$

Свободные члены уравнений

$$\Delta_{1P} = -\frac{(P_A - P_B)a^3}{6EI_1} = -\frac{(106220-45330).133^3}{6.2{,}1.10^6.320800} = -3{,}7063.10^{-2} \text{ см;}$$

$$\Delta_{2P} = -\frac{(P_A - P_B).a^2}{4EI_1} = -\frac{(106220-45330).133^2}{4.2{,}1.10^6.320800} = -0{,}03997.10^{-2} \text{ рад;}$$

$$\Delta_{3P} = -\frac{(P_A - P_B)(a-c)^2(2a+c)}{12EI_1} = -\frac{(106220-45330).(133-73)^2.(2.133+73)}{12.2{,}1.10^6.320800} =$$

$$= -0{,}9192.10^{-2} \text{ см;}$$

$$\Delta_{4P} = -\frac{(P_A - P_B)(a^2-c^2)}{4EI_1} = -\frac{(106220-45330).(133^2-73^2)}{4.2{,}1.10^6.320800} = -2{,}7929.10^{-4} \text{ рад.}$$

I. $\overset{\delta_{11}}{\boxed{7{,}0354 \cdot 10^{-6}}} \cdot X_1 + \overset{\delta_{12}}{\boxed{1{,}3129 \cdot 10^{-8}}} \cdot X_2 + \overset{\delta_{13}}{\boxed{2{,}8728 \cdot 10^{-6}}} \cdot X_3 + \overset{\delta_{14}}{\boxed{0{,}9173 \cdot 10^{-8}}} \cdot X_4 +$
$+ \overset{\Delta_{1P}}{\boxed{-3{,}7063 \cdot 10^{-2}}} = 0$;

II. $\overset{\delta_{21}}{\boxed{1{,}3129 \cdot 10^{-8}}} \cdot X_1 + \overset{\delta_{22}}{\boxed{0{,}3156 \cdot 10^{-7}}} \cdot X_2 + \overset{\delta_{23}}{\boxed{2{,}6719 \cdot 10^{-9}}} \cdot X_3 + \overset{\delta_{24}}{\boxed{8{,}9063 \cdot 10^{-11}}} \times$
$\times X_4 + \overset{\Delta_{2P}}{\boxed{-0{,}03997 \cdot 10^{-2}}} = 0$;

III. $\overset{\delta_{31}}{\boxed{2{,}8728 \cdot 10^{-6}}} \cdot X_1 + \overset{\delta_{32}}{\boxed{2{,}6719 \cdot 10^{-9}}} \cdot X_2 + \overset{\delta_{33}}{\boxed{28{,}7297 \cdot 10^{-7}}} \cdot X_3 + \overset{\delta_{34}}{\boxed{2{,}6719 \cdot 10^{-9}}} \times$
$\times X_4 + \overset{\Delta_{3P}}{\boxed{-0{,}9192 \cdot 10^{-2}}} = 0$;

IV. $\overset{\delta_{41}}{\boxed{0{,}9173 \cdot 10^{-8}}} \cdot X_1 + \overset{\delta_{42}}{\boxed{8{,}9063 \cdot 10^{-11}}} \cdot X_2 + \overset{\delta_{43}}{\boxed{2{,}6719 \cdot 10^{-9}}} \cdot X_3 + \overset{\delta_{44}}{\boxed{0{,}6801 \cdot 10^{-9}}} \times$
$\times X_4 + \overset{\Delta_{4P}}{\boxed{-2{,}7929 \cdot 10^{-4}}} = 0$.

Решение системы линейных уравнений I-IV

$X_1 = 6141{,}65$ кг; $X_2 = 9428{,}50$ кг.см;
$X_3 = -3266{,}25$ кг; $X_4 = 339421$ кг.см .

Изгибающие моменты

$$M^I_{u2} = -M^{II}_{u2} = -X_1.\frac{b}{2} = -6{,}1416.10^3.\frac{145}{2} = -4{,}4527.10^5 \text{ кгс.см;}$$

$M_{u2}^{III} = -M_{u2}^{IV} = -X_2 = -9{,}4285.10^3$ кгс.см;

$M_{u2}^{V} = -M_{u2}^{VI} = (0{,}5.P_A - 0{,}5.P_B - X_1).c - X_2 =$ (0,5.106220-0,5.45330-6141,6).73-

- 9,4285.10³ = 1,7647.10⁶ кгс.см;

$M_{u2}^{VII} = -M_{u2}^{VIII} = -X_3.\frac{b}{2} = 3{,}26625.10^3.\frac{145}{2} = 2{,}368.10^5$ кгс.см;

$M_{u2}^{IX} = -M_{u2}^{X} =$ (0,5.P_A-0,5.P_B-X_1).a-X_3(a-c)-X_2-X_4 =

= (0,5.106220-0,5.45330-6141,6).133-3266,3(133-73)-9,4285.10³-

- 3,3942.10⁵ = 3,07948.10⁶ кгс.см;

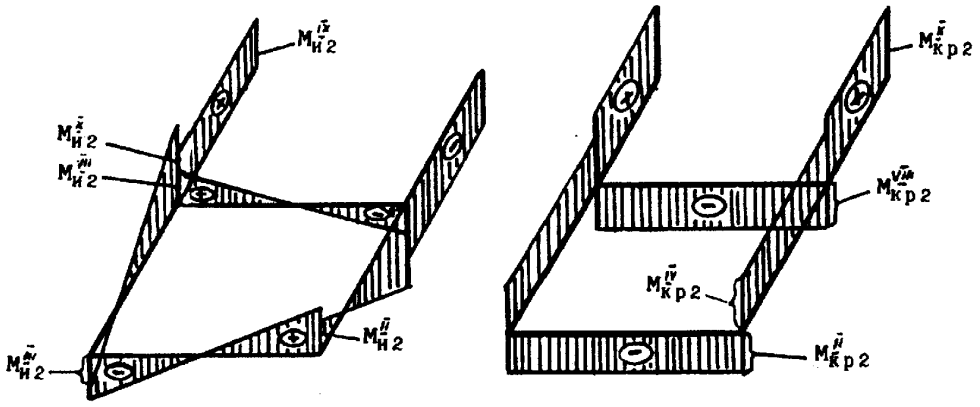
Крутящие моменты

$M_{KP2}^{I} = M_{KP2}^{II} = -X_2 =$ -9,4285.10³ кгс.см;

$M_{KP2}^{III} = M_{KP2}^{IV} = M_{KP2}^{V} = M_{KP2}^{VI} = 0{,}5.b.X_1 = 0{,}5.145.6141{,}6 = 4{,}4527.10^5$ кгс.см;

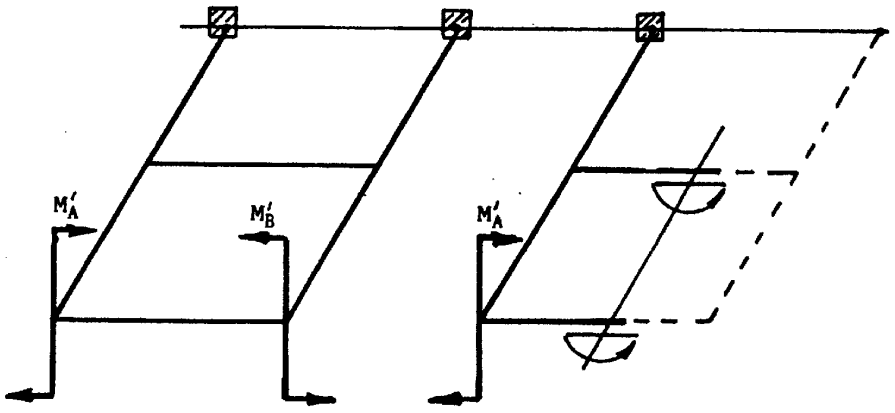
$M_{KP2}^{VII} = M_{KP2}^{VIII} = -X_4 =$ -3,3942.10⁵ кгс.см;

$M_{KP2}^{IX} = M_{KP2}^{X} = (X_1 + X_3).\frac{b}{2} = (6{,}1416.10^3 - 3{,}2662.10^3).\frac{145}{2} = 2{,}0847.10^5$ кгс.см.



Эпюры изгибающих и крутящих моментов

Расчетная схема 3



$M_A^1 = -M_B^1 = 0{,}5(P_A + P_B).d$

Рис. 23.
Расчетная схема 3

Канонические уравнения метода сил

$$\delta_{11} \cdot X_1 + \delta_{12} \cdot X_2 + \Delta_{1P} = 0 ;$$
$$\delta_{21} \cdot X_1 + \delta_{22} \cdot X_2 + \Delta_{2P} = 0 .$$

Вычисление коэффициентов при неизвестных

$$\delta_{11} = \frac{a}{G.I_{KP1}} + \frac{b}{2E.I_2} = \frac{133}{0{,}8.10^6.153340} + \frac{145}{2.2{,}1.10^6.350500} = 11{,}8269.10^{-10} \text{ 1/кгс.см};$$

$$\delta_{22} = \frac{a-c}{G.I_{KP1}} + \frac{b}{2E.I_3} = \frac{133-73}{0{,}8.10^6.1{,}533.10^6} + \frac{145}{2.2{,}1.10^6.3{,}0985.10^5} = 6{,}0053.10^{-10} \text{ 1/кгс.см};$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{a-c}{G.I_{KP1}} = \frac{133-73}{0{,}8.10^6.1{,}533.10^6} = 4{,}8911.10^{-10} \text{ 1/кгс.см}.$$

Вычисление свободных членов

$$\Delta_{1P} = -\frac{(P_A + P_B).d.a}{2.G.I_{KP1}} = -\frac{(106220+45330).192{,}5.133}{2.0{,}8.10^6.153340} = -1{,}5815.10^{-2} \text{ рад};$$

$$\Delta_{2P} = -\frac{(P_A + P_B).d(a-c)}{2.G.I_{KP1}} = -\frac{(106220+45330).192{,}5.(133-73)}{2.0{,}8.10^6.153340} = -0{,}7134.10^{-2} \text{ рад}.$$

Решение системы двух уравнений

$$X_1 = -\frac{\Delta_{1P}.\delta_{22} + \Delta_{2P}.\delta_{12}}{\delta_{11}.\delta_{22} - \delta_{12}^2} =$$

$$= \frac{1{,}5815.10^{-2}.6{,}0053.10^{-10} - 0{,}7134.10^{-2}.4{,}8911.10^{-10}}{11{,}8269.10^{-10}.6{,}0053.10^{-10} - \left(4{,}8911.10^{-10}\right)^2} = 1{,}2756.10^7 \text{ кгс.см};$$

$$X_2 = -\frac{\delta_{11}.\Delta_{2P} + \Delta_{1P}.\delta_{21}}{\delta_{11}.\delta_{22} - \delta_{12}^2} =$$

$$= \frac{11{,}8269.10^{-12}.0{,}7134 - 1{,}5815.4{,}8911.10^{-12}}{11{,}8269.10^{-10}.6{,}0053.10^{-10} - \left(4{,}8911.10^{-10}\right)^2} = 1{,}4905.10^6 \text{ кгс.см}.$$

Значение крутящих моментов

$$M^{I}_{KP3} = M^{II}_{KP3} = M^{VII}_{KP3} = M^{VIII}_{KP3} = 0;$$

$$M^{III}_{KP3} = M^{V}_{KP3} = -M^{VI}_{KP3} = -M^{IV}_{KP3} = -0{,}5(P_A + P_B).d + X_1 =$$

$$= -0{,}5(106220+45330).192{,}5+1{,}2756.10^7 = -18{,}3099.10^5 \text{ кгс.см};$$

$$M^{IX}_{KP3} = -M^{X}_{KP3} = -0{,}5(P_A + P_B).d + X_1 + X_2 =$$

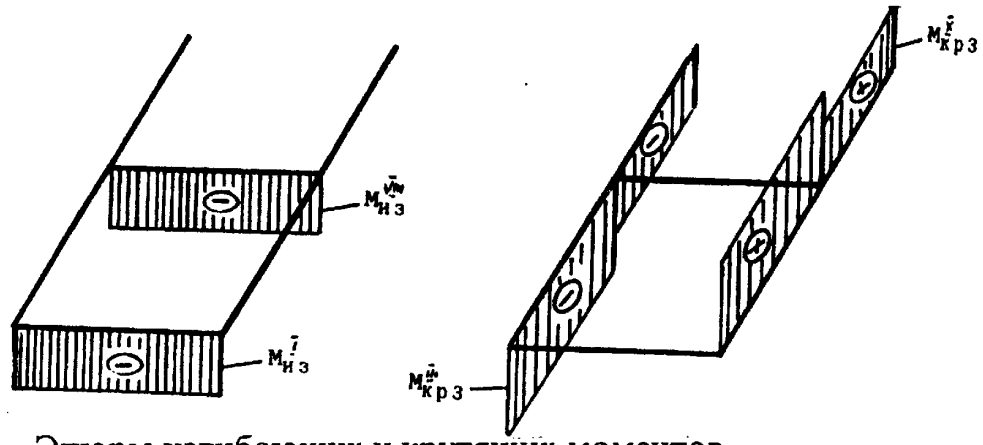
$$= -0{,}5(106220+45330).192{,}5+1{,}2756.10^7+1{,}4905.10^6 = -3{,}4051.10^5 \text{ кгс.см}.$$

Значение изгибающих моментов

$$M^{I}_{изг} = M^{II}_{изг} = -X_1 = -1{,}2756.10^7 \text{ кгс.см};$$

$$M^{III}_{изг} = M^{IV}_{изг} = M^{V}_{изг} = M^{VI}_{изг} = M^{IX}_{изг} = M^{X}_{изг} = 0;$$

$$M^{VII}_{изг} = M^{VIII}_{изг} = -X_2 = -1{,}4905.10^6 \text{ кгс.см}.$$



Эпюры изгибающих и крутящих моментов

Расчетная схема 4

$$M'_A = M'_B = 0{,}5(P_A - P_B).d = 5{,}8607 \text{ кг.см.}$$

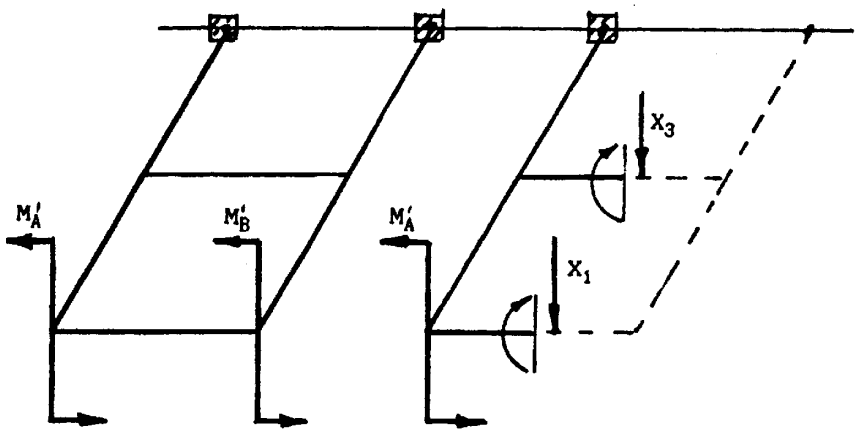


Рис. 24.
Расчетная схема 4

Канонические уравнения метода сил

I. $\delta_{11} . X_1 + \delta_{12} . X_2 + \delta_{13} . X_3 + \delta_{14} . X_4 + \Delta_{1P} = 0$;

II. $\delta_{21} . X_1 + \delta_{22} . X_2 + \delta_{23} . X_3 + \delta_{24} . X_4 + \Delta_{2P} = 0$;

III. $\delta_{31} . X_1 + \delta_{32} . X_2 + \delta_{33} . X_3 + \delta_{34} . X_4 + \Delta_{3P} = 0$;

IV. $\delta_{41} . X_1 + \delta_{42} . X_2 + \delta_{43} . X_3 + \delta_{44} . X_4 + \Delta_{4P} = 0$.

Коэффициенты при неизвестных

(Используются коэффициенты, вычисленные для расчетной схемы 2 кроме δ_{12}, δ_{21}, δ_{14}, δ_{41}, δ_{23}, δ_{32}, δ_{34}, δ_{43}, которые для данной расчетной схемы будут отрицательными)

$\delta_{11} = 0{,}70354 . 10^{-5}$ см/кгс;

$\delta_{12} = \delta_{21} = -1{,}3129 . 10^{-8}$ 1/кгс;

$\delta_{13} = \delta_{31} = 2{,}8728 . 10^{-6}$ см/кгс;

$\delta_{14} = \delta_{41} = -0{,}9173 . 10^{-8}$ 1/кгс;

$\delta_{22} = 0{,}3156 . 10^{-7}$ 1/кгс.см;

$\delta_{23} = \delta_{32} = -2{,}6719 \cdot 10^{-9}$ l/кгс;
$\delta_{24} = \delta_{42} = 8{,}9063 \cdot 10^{-11}$ l/кгс.см;
$\delta_{33} = 28{,}7297 \cdot 10^{-7}$ см/кгс;
$\delta_{34} = \delta_{43} = -2{,}6719 \cdot 10^{-9}$ l/кгс;
$\delta_{44} = 0{,}6801 \cdot 10^{-9}$ l/кгс.

Свободные члены уравнений

$$\Delta_{1P} = -M_A \cdot \frac{a.b}{2G.I_{KP1}} = -\frac{5{,}86.10^6.133.145}{2.0{,}8.10^6.153.10^5} = -0{,}46067 \text{ см};$$

$\Delta_{2P} = 0$;

$$\Delta_{3P} = -M_A \cdot \frac{(a-c).b}{2G.I_{KP1}} = -\frac{5{,}86.10^6(133-73).145}{2.0{,}8.10^6.1{,}53.10^5} = -0{,}20782 \text{ см};$$

$\Delta_{4P} = 0$.

I. $\overset{\delta_{11}}{\boxed{0{,}70354 \cdot 10^{-5}}} \cdot X_1 + \overset{\delta_{12}}{\boxed{-1{,}3129 \cdot 10^{-8}}} \cdot X_2 + \overset{\delta_{13}}{\boxed{2{,}8728 \cdot 10^{-6}}} \cdot X_3 +$
$+ \overset{\delta_{14}}{\boxed{-0{,}9173 \cdot 10^{-8}}} \cdot X_4 + \overset{\Delta_{1P}}{\boxed{-0{,}46067}} = 0$;

II. $\overset{\delta_{21}}{\boxed{-1{,}3129 \cdot 10^{-8}}} \cdot X_1 + \overset{\delta_{22}}{\boxed{0{,}3156 \cdot 10^{-7}}} \cdot X_2 + \overset{\delta_{23}}{\boxed{-2{,}6719 \cdot 10^{-9}}} \cdot X_3 +$
$+ \overset{\delta_{24}}{\boxed{8{,}9063 \cdot 10^{-11}}} \cdot X_4 + \overset{\Delta_{2P}}{\boxed{0}} = 0$;

III. $\overset{\delta_{31}}{\boxed{2{,}8728 \cdot 10^{-6}}} \cdot X_1 + \overset{\delta_{32}}{\boxed{-2{,}6719 \cdot 10^{-9}}} \cdot X_2 + \overset{\delta_{33}}{\boxed{28{,}7297 \cdot 10^{-7}}} \cdot X_3 +$
$+ \overset{\delta_{34}}{\boxed{-2{,}6719 \cdot 10^{-9}}} \cdot X_4 + \overset{\Delta_{3P}}{\boxed{-0{,}20782}} = 0$;

IV. $\overset{\delta_{41}}{\boxed{-0{,}9173 \cdot 10^{-8}}} \cdot X_1 + \overset{\delta_{42}}{\boxed{8{,}9063 \cdot 10^{-11}}} \cdot X_2 + \overset{\delta_{43}}{\boxed{-2{,}6719 \cdot 10^{-9}}} \cdot X_3 +$
$+ \overset{\delta_{44}}{\boxed{0{,}6801 \cdot 10^{-9}}} \cdot X_4 + \overset{\Delta_{4P}}{\boxed{0}} = 0$.

Решение системы линейных уравнений I-IV

$X_1 = 62177{,}1$ кг; $X_2 = 24319{,}4$ кг.см;
$X_3 = 11002{,}6$ кг; $X_4 = 878671$ кг.см.

Изгибающие моменты

$M^{I}_{и4} = -M^{II}_{и4} = 0{,}5.b.X_1 =$ 0,5.145.6,2177.10^4 = 4,5078.10^6 кгс.см;

$M^{III}_{и4} - M^{IV}_{и4} = -X_2 =$ -2,4319.10^4 кгс.см;

$M^{V}_{и4} = -M^{VI}_{и4} = X_1.c - X_2 =$ 6,2177.10^4.73-2,4319.10^4= 4,5146.10^6 кгс.см;

$M^{VII}_{и4} = -M^{VIII}_{и4} = 0{,}5.b.X_3 =$ 0,5.145.1,1003.10^4= 0,7977.10^6 кгс.см;

$M^{IX}_{и4} = -M^{X}_{и4} = X_1.a + X_3(a-c) - X_2 - X_4 =$

=6,2177.10^4.133+1,1003.10^4(133-73)-2,4319.10^4-8,7867.10^5=

= 8,0267.10^6 кгс.см.

Крутящие моменты

$M^{I}_{KP4} = M^{II}_{KP4} = -X_2 =$ -2,4319.10^4 кгс.см;

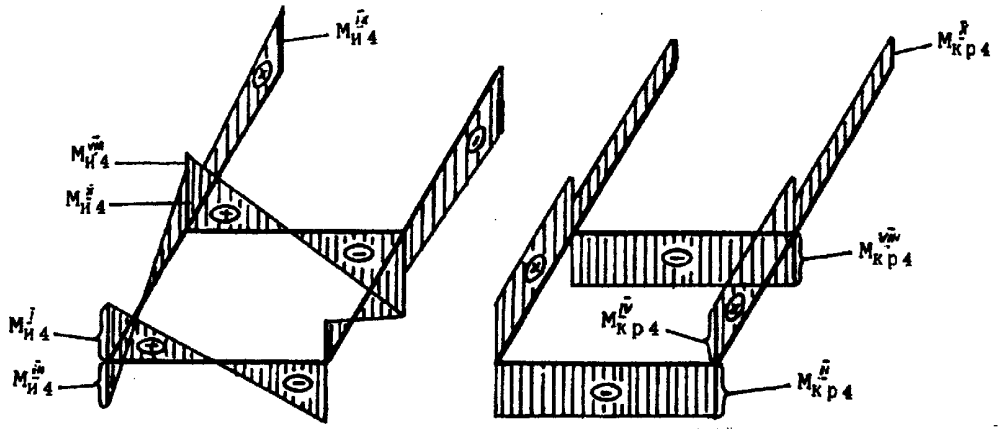
$M^{III}_{KP4} = M^{IV}_{KP4} = M^{V}_{KP4} = M^{VI}_{KP4} = 0{,}5(P_A - P_B).d - 0{,}5.b.X_1 =$

= 0,5(106220-45330).192,5-0,5.145.6,2177.10^4= 1,3528.10^6 кгс.см;

$M^{VII}_{KP4} = M^{VIII}_{KP4} = -X_4 =$ -8,7867.10^5 кгс.см;

$M^{IX}_{KP4} = M^{X}_{KP4} = 0{,}5.(P_A - P_B).d - (X_1 + X_3).0{,}5.b =$ 0,5(106220-45330).192,5-

- (6,2177.10^4+1,1002.10^4).0,5.145= 0,5552.10^6 кгс.см.



Эпюры изгибающих и крутящих моментов

Геометрические характеристики сечений

Сечение а-а (б-б аналогично)

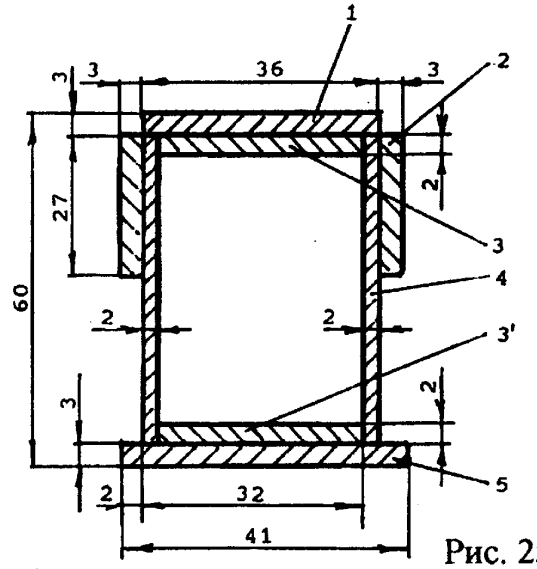


Рис. 25.
Сечение а-а (б-б аналогично)

Таблица 10

N п/п	Кол-во	Размер см х см	F, $см^2$	y, см	F.y, $см^3$	F.y^2, $см^4$	I_o, $см^4$
1	1	3х36	108	58,5	6320	369603	-
2	2	3х27	162	43,5	7050	306544	9842
3	1	2х32	64	56	3580	200704	-
3/	1	2х32	64	4	256	1024	-
4	2	2х54	216	30	6480	194400	52488
5	1	3х41	123	1,5	185	278	-
		Σ	737	32,38	23871	1072533	62330

$I = \Sigma Fy^2 + \Sigma I_o - y_o^2 . \Sigma F = 62330 + 1072533 - 32{,}38^2 . 737 = 362137$ $см^4$;

$$W = \frac{I}{y_{max}} = \frac{362137}{32{,}38} = 11183 \text{ см}^3;$$

$W_{кр} = 7092$ $см^3$.

Сечение I-I (II-II аналогично)

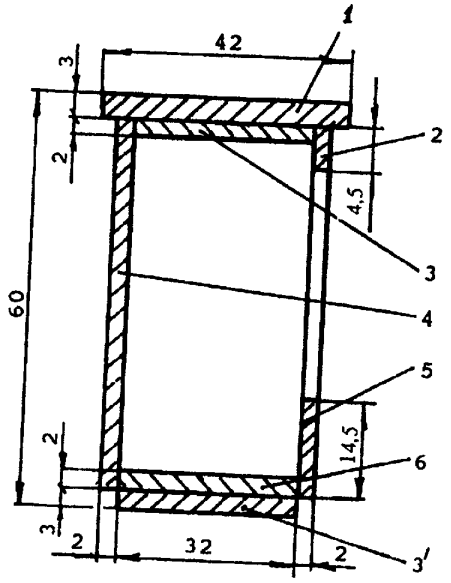


Рис. 26.
Сечение I-I (II-II аналогично)

Таблица 11

N п/п	Кол-во	Размер см х см	F, $см^2$	y, см	F.y, $см^3$	$F.y^2$, $см^4$	I_o, $см^4$
1	1	3x42	126	58,5	7371	431204	-
2	1	2x4,5	90	54,75	493	26978	-
3	1	2x32	64	56	3584	200704	-
3/	1	2x32	64	4	256	1024	-
4	1	2x54	108	30	3240	97200	26244
5	1	2x14,5	29	10,25	297	3047	508
6	1	3x32	96	1,5	144	216	-
		Σ	496	31,02	15385	760373	26752

$I = \Sigma F y^2 - \Sigma I_o - y_o^2 . \Sigma F = 26752 + 760373 - 31{,}02^2 . 496 = 309854$ $см^4$;

$$W = \frac{I}{y_{max}} = \frac{309854}{31{,}02} = 9999 \text{ см}^3;$$

$$W_{KP} = \frac{\Sigma b_i . t_i^3}{3 . t_{max}} = \frac{32.5^3 + 3.5^3 + 57.2^3 + 7{,}5.2^3 + 14{,}5.2^3}{3.5} = 575 \text{ см}^3 .$$

Сечение V-V (VI-VI, VII-VII, VIII-VIII, IX-IX, X-X - аналогично)

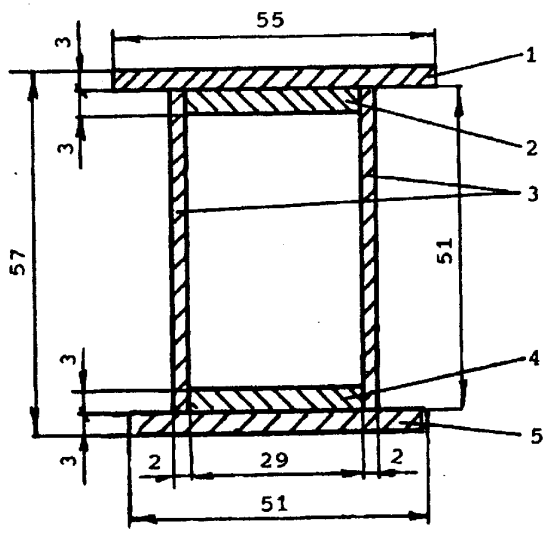


Рис. 27.

Сечение V-V (VI-VI, VII-VII, VIII-VIII, IX-IX, X-X - аналогично)

Таблица 12

N п/п	Кол-во	Размер см х см	F, $см^2$	y, см	F.y, $см^3$	$F.y^2$, $см^4$	I_o, $см^4$
1	1	3x55	165	55,5	9157,5	508241	-
2	1	3x29	87	52,5	4567,5	239794	-
3	2	2x51	204	28,5	5814	165699	44217
4	1	3x29	87	4,5	391,5	1762	-
5	1	3x51	153	1,5	229,5	345	-
		Σ	696	28,97	20160	915841	44217

$I = \Sigma Fy^2 + \Sigma I_o - y_o^2 . \Sigma F = 442\dot{1}7 + 915841 - 28{,}97^2 . 696 = 376093$ $см^4$;

$$W = \frac{I}{y_{max}} = \frac{376093}{28{,}97} = 12984 \text{ см}^3;$$

$W_{кр} = 2 . S . t_{min} = 2(57 . 33 + 45 . 29) . 0{,}5 . 2 = 6370$ $см^3$.

Определение напряжений в сечениях рамы

Нормальные напряжения от изгиба

$$\sigma^{K-K} = \frac{\sum_{i=1}^{4} M_i^{K-K}}{W^{K-K}}$$

Таблица 13

Сечение	Изгибающий момент, кгс.см					$W^{к-к}$, см^3	$\sigma_и^{к-к}$, кгс/см^2
	M_1^{K-K}	M_2^{K-K}	M_3^{K-K}	M_4^{K-K}	ΣM_i^{K-K}		
I-I	-	-4,4527x10^5	-1,2756x10^7	4,5078x10^6	-8,6934x10^6	9999	870
II-II	-	4,4527x10^5	-1,2756x10^7	-4,5078x10^6	-16,8155x10^6	9999	1680
III-III	-	-9,4285x10^3	-	-2,4319x10^4	-3,3748x10^4	10693	~ 0
IV-IV	-	9,4285x10^3	-	2,4319x10^4	3,3748x10^4	10693	~ 0
V-V	5,5316x10^6	1,7647x10^6	-	4,5146x10^6	0,7477x10^6	12984	60
VI-VI	-5,5316x10^6	-1,7647x10^6	-	-4,5146x10^6	-11,8109x10^6	12984	910
VII-VII	-	2,368x10^5	-1,4905x10^5	0,7977x10^6	-0,456x10^6	12984	35
VIII-VIII	-	-2,368x10^5	-1,4905x10^5	-0,7977x10^6	-2,525x10^6	12984	195
X-IX	-1,0078x10^7	3,07948x10^6	-	8,0267x10^6	1,0282x10^6	12984	80
X-X	-1,0078x10^7	-3,07948x10^6	-	-8,0267x10^6	-21,1842x10^6	12984	1630
а - а	$M^{а-а} = P_A \cdot d = 106220 \cdot 192,5 = 20,45x10^6$					11183	1830
б - б	$M^{б-б} = P_B \cdot d = 45330 \cdot 192,5 = 8,73x10^6$					11183	780

Касательные напряжения от кручения

$$\tau_{KP}^{K-K} = \frac{\sum_{i=1}^{4} M_{KPi}^{K-K}}{W_{KP}^{K-K}}$$

Таблица 14

Сечение	Крутящие моменты, кгс.см					W_{KP}^{K-K}, см^3	τ_{KP}^{K-K}, кгс/см^2
	M_{KP1}^{K-K}	M_{KP2}^{K-K}	M_{KP3}^{K-K}	M_{KP4}^{K-K}	ΣM_{KPi}^{K-K}		
I-I	-	-9,4285x10^3	-	2,4319x10^4	0,03375x10^6	575	60
II-II	-	-9,4285x10^3	-	2,4319x10^4	0,03375x10^6	575	60
III-III	-	4,4527x10^5	-18,3099x10^5	1,3528x10^6	-0,03292x10^6	7092	5
IV-IV	-	4,4527x10^5	18,3099x10^5	1,3528x10^6	3,62906x10^6	7092	510
V-V	-	4,4527x10^5	-18,3099x10^5	1,3528x10^6	0,03229x10^6	6370	5
VI-VI	-	4,4527x10^5	18,3099x10^5	1,3528x10^6	3,62906x10^6	6370	570
VII-VII	-	-3,3942x10^5	-	-8,7867x10^5	-1,2181x10^6	6370	190
VIII-VIII	-	-3,3942x10^5	-	-8,7867x10^5	-1,2181x10^6	6370	190
IX-IX	-	2,0847x10^5	-3,4051x10^5	0,5552x10^6	0,42316x10^6	6370	70
X-X	-	2,0847x10^5	3,4051x10^5	0,5552x10^6	1,10418x10^6	6370	175

Приведенные напряжения

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_и^2 + 3\tau_{КР}^2}.$$

Таблица 15

Сечение	$\sigma_и^{к-к}$, кгс/см²	$\tau_{КР}^{К-К}$, кгс/см²	$\sigma_{пр}$, кгс/см²
I-I	870	60	880
II-II	1680	60	1685
III-III	~ 0	5	10
IV-IV	~ 0	510	880
V-V	60	5	60
VI-VI	910	570	1340
VII-VII	35	190	330
VIII-VIII	195	190	380
IX-IX	80	70	145
X-X	1630	175	1660
a - a	1830	-	1830
b - b	780	-	780

σ_{max}=1830 кгс/см² < [σ] = 2355 кгс/см² .

Общая прочность рамы обеспечена.

Глава V. РАСЧЕТ ПОВОРОТНОЙ РАМЫ КРАНА ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬЮ 40 т

В данном расчете проверена общая прочность рамы поворотной и прочность ее деталей в наиболее опасных случаях нагружения.

В табл. 1 приведены расчетные случаи (точки грузовой характеристики), рассматриваемые в расчете стрелы. Кроме того, в расчете стрелы рассматриваются испытательные случаи (перегруз 40%), которые отмечены индексом "а" и монтажные - "м".

Из расчета стрелы для каждого случая выбираем усилия в корне стрелы (P_o и N_o) и гидроцилиндре ($P_ц$) и по формулам

$$P_ц^в = P_ц \cdot \sin(\alpha+\beta);$$
$$P_ц^г = P_ц \cdot \cos(\alpha+\beta);$$
$$P_c^в = P_o \cdot \sin\alpha + N_o \cdot \cos\alpha;$$
$$P_c^г = Po \cdot \cos\alpha - N_o \cdot \sin\alpha,$$

определяем вертикальные и горизонтальные составляющие усилий и по максимуму из них выбираются случаи для расчета рамы (табл. 2).

Конструкция рамы и расчетные сечения, определяющие ее общую прочность, представлены на рис. 1.

Таблица 1

Номер расчетного случая	Длина стрелы,м L_c	Вылет,м l	Груз, тс Q	Угол стрелы к горизонтали, град. α	Угол стрелы с гидроцилиндром, град. β
1	10,6	3,2	40	62,14	22,89
2		4	34,5	57,11	23,12
3		5	28	50,38	23,14
4		8	15	22,69	18,69
5	15,5	3,5	28	70,20	22,19
6		5	23	64,17	22,75
7		10	9,5	40,62	22,51
8		12,5	6	22,89	18,75
9	20,4	5	20	70,68	22,14
10		10	8,6	54,81	23,16
11		18	2,5	14,08	15,39
12	25,2	6	12	72,09	21,98
13		10	8,1	62,20	22,88
14		12,5	6	55,55	23,15
15		22,5	1,2	15,48	15,99

Таблица 2

Номер расчетного случая	α	P_o	N_o	$P_c^б$	$P_c^г$	α+β	0,5.$P_ц$	$P_ц^б$	$P_ц^г$
	град.	тс	тс	тс	тс	град.	тс	тс	тс
1	62,14	31,44	10,54	32,72	5,37	85,03	42,63	84,94	7,39
2	57,11	39,67	10,55	39,04	12,68	80,23	43,20	85,15	14,66
3	50,38	46,84	9,97	42,44	22,19	73,52	42,39	81,30	24,05
4	22,69	74,91	7,09	35,44	66,38	41,38	45,19	59,75	67,82
5	70,20	25,33	13,25	28,32	-3,89	92,39	33,87	67,68	-2,82
6	64,17	35,98	14,29	38,61	2,81	86,92	36,26	72,42	3,90
7	40,62	47,70	11,30	39,63	28,89	63,13	32,78	58,48	29,63
8	22,89	60,81	9,27	32,19	52,42	41,64	35,48	47,15	53,03
9	70,68	29,62	15,09	32,94	-4,44	92,82	32,46	64,84	-3,19
10	54,81	38,73	13,33	39,33	11,43	77,97	29,59	57,88	12,33
11	14,08	72,52	9,99	27,33	67,91	29,47	39,29	38,66	68,41
12	72,09	23,65	12,48	26,34	-4,60	94,07	25,06	49,99	-3,56
13	62,20	35,46	14,35	38,06	3,84	85,08	28,48	56,75	4,88
14	55,55	38,98	14,26	40,21	10,29	78,70	28,68	56,25	11,24
15	15,48	69,44	11,25	29,38	63,92	31,47	37,72	39,38	64,34
1а	62,14	43,76	14,97	45,68	7,22	85,03	57,86	115,28	10,02
2а	57,11	54,64	15,02	54,04	17,06	80,23	58,38	115,07	19,81
3а	50,38	63,76	14,25	58,20	29,68	73,52	56,90	109,12	32,28
4а	22,69	98,04	10,36	47,38	86,46	41,38	58,93	77,91	88,44
5а	70,20	35,17	18,27	39,28	-5,28	92,39	45,47	90,86	-3,79
6а	64,17	49,03	19,63	52,68	3,69	86,92	48,32	96,50	5,19
7а	40,62	61,15	15,17	51,33	36,54	63,13	41,60	74,22	37,60
8а	22,89	74,84	12,21	40,36	64,20	41,64	43,50	57,81	65,02
9а	70,68	40,22	20,42	44,71	-5,96	92,82	42,98	85,86	-4,23
10а	54,81	49,53	17,43	50,52	14,30	77,97	37,30	72,96	15,55
11а	14,08	82,83	11,97	31,76	77,43	29,47	44,85	44,13	78,09
12а	72,09	31,24	16,43	34,78	-6,03	94,07	32,27	64,38	-4,58
13а	62,20	45,16	18,50	48,58	4,70	85,08	35,74	71,22	6,13
14а	55,55	48,37	18,02	50,08	12,50	78,69	35,19	69,01	13,80
15а	15,48	75,26	12,52	32,15	69,19	31,47	40,88	42,68	69,73
1м	-2,47	84,56	1,27	-2,38	84,54	3,9	42,37	5,76	84,54
2м	-2,47	64,54	-0,96	-3,74	64,44	3,89	32,29	4,38	64,43
3м	-2,37	-82,38	-0,31	3,10	-82,32	4,05	41,27	5,83	82,33

Анализируя данные табл. 2, определяем расчетные случаи для расчета рамы поворотной:

Рабочие:

2. L_c = 10,6 м; Q = 34,5 тс; l = 4 м.
   $P_c^в$ = 39,04 тс; $P_c^г$ = 12,68 тс; $P_ц^в$ = 85,15 тс; $P_ц^г$ = 14,66 тс;
   $S_{г.к.}$ = 3,51 тс - усилие в грузовом канате.
3. L_c = 10,6 м; Q = 28 тс; l = 5 м.
   $P_c^в$ = 42,44 тс; $P_c^г$ = 22,19 тс; $P_ц^в$ = 81,3 тс; $P_ц^г$ = 24,05 тс;
   $S_{г.к.}$ = 2,86 тс.

II. L_c = 20,4 м; Q = 2,5 тс; l = 18 м.
   $P_c^в$ = 27,33 тс; $P_c^г$ = 67,91 тс; $P_ц^в$ = 38,66 тс; $P_ц^г$ = 68,41 тс;
   $S_{г.к.}$ = 0,51 тс (M_o = 9,76 тс.м).

Испытательные и монтажные:

1а. L_c = 10,6 м; Q = 56 тс; l = 3,2 м.
   $P_c^в$ = 45,68 тс; $P_c^г$ = 7,22 тс; $P_ц^в$ = 115,28 тс; $P_ц^г$ = 10,02 тс;
   $S_{г.к.}$ = 5,66 тс.

2а. L_c = 10,6 м; Q = 49 тс; l = 4 м.
   $P_c^в$ = 54,04 тс; $P_c^г$ = 17,06 тс; $P_ц^в$ = 115,07 тс; $P_ц^г$ = 19,81 тс;
   $S_{г.к.}$ = 4,89 тс.

3а. L_c = 10,6 м; Q = 39,2 тс; l = 5 м.
   $P_c^в$ = 58,20 тс; $P_c^г$ = 29,68 тс; $P_ц^в$ =109,12 тс; $P_ц^г$ = 32,28 тс;
   $S_{г.к.}$ = 3,98 тс.

4а. L_c = 10,6 м; Q = 21 тс; l = 8 м.
   $P_c^в$ = 47,38 тс; $P_c^г$ = 86,46 тс; $P_ц^в$ = 77,91 тс; $P_ц^г$ = 88,44 тс;
   $S_{г.к.}$ = 2,16 тс.

Таблица 3

Развесовка поворотной части крана

NN пп	Наименование узла	σ_i, тс	X_i, м
1	Кабина	0,218	-0,1
2	Механизм поворота	0,21	0
3	Пульт управления	0,245	0
4	Отопитель	0,042	1
5	Маслоохладитель	0,087	1,6
6	Установка распределителя	0,32	1,85
7	Установка аппаратуры	0,275	2,67
8	Лебедка главная с канатом	0,685	3,05
9	Ролик главной лебедки	0,02	3,3
10	Лебедка вспомогательная	0,2	3,73
11	Ролик вспомогательной лебедки	0,016	3,98
12	Противовес	2;3	4,05

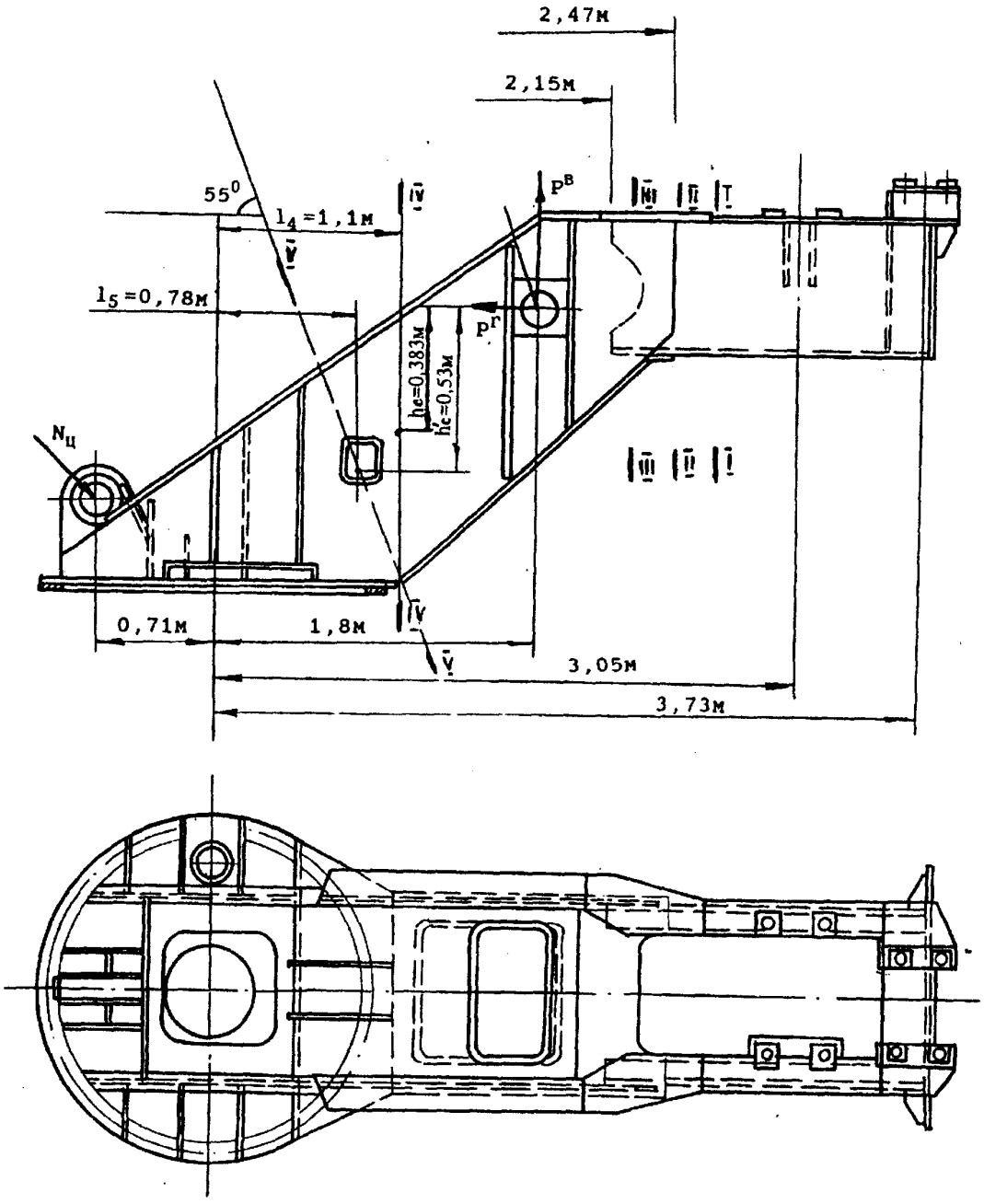


Рис. 1.
Поворотная рама

Сечение I-I (l_1 = 2,6 м)

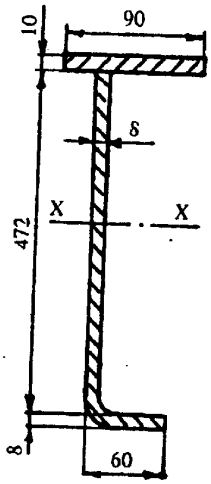


Рис. 2.
Сечение I-I

$$F = 9 \cdot 1 + 0{,}8\,(47{,}2+6) = 51{,}56 \text{ см}^2;$$

$$y_o = \frac{9.1.48{,}5 + 47{,}2.0{,}8.24{,}4 + 6.0{,}8.0{,}4}{51{,}56} = 26{,}4 \text{ см};$$

$$I = \frac{9.1^3}{12} + 9.1.22{,}1^2 + \frac{0{,}8.47{,}2^3}{12} + 0{,}8.47{,}2x$$

$$x2^2 + \frac{6.0{,}8^3}{12} + 6.0{,}8.26^2 = 14800 \text{ см}^4;$$

$$y_{max} = y_o = 26{,}4 \text{ см};$$

$$W = \frac{14800}{26{,}4} = 560{,}6 \text{ см}^3;$$

$$S_{ст}^{max} = 9 \cdot 1 \cdot 22{,}1 + 21{,}6 \cdot 0{,}8 \cdot 10{,}8 = 385{,}5 \text{ см}^3.$$

Изгибающий момент M_I и перерезывающая сила T_I в сечении (сбегающая ветвь грузового каната находится у реборды барабана):

а) грузовой канат не натянут -

$M_I^a = 0{,}5.[G_7(X_7-l_1)+G_8(X_8-l_1)+G_9(X_9-l_1)+G_{10}(X_{10}-l_1)+G_{11}(X_{11}-l_1)+$
$+G_{12}(X_{12}-l_1)=$
$= 0{,}5[0{,}275(2{,}67-2{,}6)+0{,}685(3{,}05-2{,}6)+0{,}02(3{,}3-2{,}6)+0{,}2(3{,}73-2{,}6)+$
$+ 0{,}016(3{,}98-2{,}6)+2{,}3(4{,}05-2{,}6)] = 1{,}96$ тс.м;

$T_I^a = 0{,}5\,(G_7 + G_8 + G_9 + G_{10} + G_{11} + G_{12}) =$
$= 0{,}5\,(0{,}275+0{,}685+0{,}02+0{,}2+0{,}016+2{,}3) = 1{,}75$ тс.

б) при передвижении крана без груза -

$M_I^б = K \cdot M_I^a = 2 \cdot 1{,}96 = 3{,}92$ тс.м;
$T_I^б = K \cdot T_I^a = 2 \cdot 1{,}75 = 3{,}5$ тс,

где К=2 - кэффициент толчков /рекомендованный/.

в) расчетный случай 2 -

$M_I^в = M_I^a - S_{г.к.}(X_8-l_1) = 1{,}96-3{,}51(3{,}05-2{,}6) = 0{,}38$ тс.м;
$T_I^в = T_I^a - S_{г.к.} = 1{,}75 - 3{,}51 = -1{,}76$ тс.

г) расчетный случай 1а -

$M_I^г = 1{,}96 - 5{,}66\,(3{,}05 - 2{,}6) = -0{,}587$ тс.м;
$T_I^г = 1{,}75 - 5{,}66 = -3{,}91$ тс.

Напряжения в сечении (сл. δ) :
- нормальные

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{392000}{560{,}6} = 700 \text{ кгс/см}^2;$$

- касательные

$$\tau = \frac{T.S_{CT}^{max}}{I.\delta} = \frac{3500.385,5}{14800.0,8} = 110 \text{ кгс/см}^2 .$$

Материал - сталь 09Г2С с пределом текучести $\sigma_т = 3500$ кгс/см^2.

Допускаемые напряжения:
- нормальные

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{3500}{1,4} = 2500 \text{ кгс/см}^2 ;$$

- касательные $[\tau] = 0,6 . [\sigma] = 1500$ кгс/см^2,

где n = 1,4 - коэффициент запаса прочности.

Сечение II-II ($l_2 = 2,44$ м)

$$F = 2 . 9 + 0,8 (47,2 + 6) = 60,56 \text{ см}^2 ;$$

$$y_o = \frac{2.9.49 + 0,8(47,2.24,4 + 6.0,4)}{60,56} = 29,8 \text{ см} ;$$

$$I = \frac{9.2^3}{12} + 9.2.19,2^2 + \frac{0,8.47,2^3}{12} + 0,8.47,2x$$

$$5,4^2 + \frac{6.0,8^3}{12} + 6.0,8.29,4^2 = 18900 \text{ см}^4;$$

$$y_{max} = y_o = 29,8 \text{ см} ;$$

$$W = \frac{18900}{29,8} = 634,2 \text{ см}^3 ;$$

$$S_{ст}^{max} = 2 . 9 . 19,2 + 18,2 . 0,8 . 9,1 = 478,1 \text{ см}^3.$$

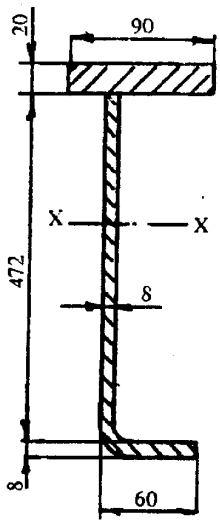


Рис. 3.
Сечение II-II

Изгибающий момент M_{II} и перерезывающая сила T_{II} в сечении :

а) грузовой канат не натянут -

$$M_{II}^{а} = 0,5.[G_7(X_7-l_2)+G_8(X_8-l_2)+G_9(X_9-l_2)+G_{10}(X_{10}-l_2)+$$
$$+G_{11}(X_{11}-l_2)+G_{12}(X_{12}-l_2)] =$$
$$= 0,5[0,275(2,67-2,44)+0,685(3,05-2,44)+0,02(3,3-2,44)+$$
$$+0,2(3,73-2,44)+0,016(3,98-2,44)+2,3(4,05-2,44)] = 2,24 \text{ тс.м} ;$$
$$T_{II}^{а} = T_I^{а} = 1,75 \text{ тс.}$$

б) при передвижении крана без груза -

$$M_{II}^{б} = K . M_{II}^{а} = 2 . 2,24 = 4,48 \text{ тс.м} ;$$
$$T_{II}^{б} = 2T_I^{а} = 3,5 \text{ тс.}$$

в) расчетный случай 2 -

$M_{II}^{в} = M_{II}^{а} - S_{г.к.}(X_8-l_2) = 2{,}24-3{,}51(3{,}05-2{,}44) = 0{,}204$ тс.м ;

$T_{II}^{в} = T_{I}^{в} = -1{,}76$ тс.

г) расчетный случай 1а -

$M_{II}^{г} = 2{,}24 - 5{,}66\ (3{,}05 - 2{,}44) = -1{,}043$ тс.м ;

$T_{II}^{г} = T_{I}^{г} = -3{,}91$ тс.

Напряжения в сечении (сл. δ) :

- нормальные

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{448000}{634{,}2} = 710 \text{ кгс/см}^2 ;$$

- касательные

$$\tau = \frac{T.S_{CT}^{max}}{I.\delta} = \frac{3500.478{,}1}{18900.0{,}8} = 110 \text{ кгс/см}^2.$$

Сечение IV-IV (l_4 = 1,1 м)

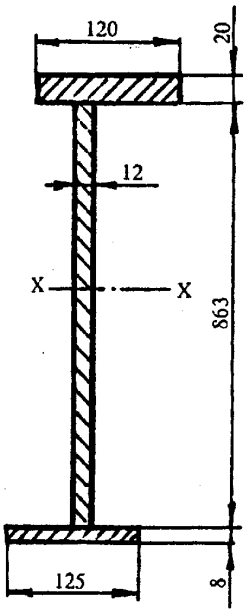


Рис. 4.
Сечение IV-IV

$$F = 12 \cdot 2 + 86{,}3 \cdot 1{,}2 + 12{,}5 \cdot 0{,}8 = 137{,}6 \text{ см}^2 ;$$

$$y_o = \frac{12.2.88{,}1 + 86{,}3.1{,}2.43{,}95}{137{,}6} + \frac{12{,}5.0{,}8.0{,}4}{137{,}6} = 48{,}5 \text{ см} ;$$

$$I = \frac{12.2^3}{12} + 12.2.39{,}6^2 + \frac{1{,}2.86{,}3^3}{12} + 1{,}2.86{,}3x$$

$$x4{,}55^2 + \frac{12{,}5.0{,}8^3}{12} + 12{,}5.0{,}8.48{,}1^2 = 127200 \text{ см}^4 ;$$

$$y_o = y_{max} = 48{,}5 \text{ см} ;$$

$$W = \frac{127200}{48{,}5} = 2623 \text{ см}^3 ;$$

$S_{CT}^{max} = 12{,}5 \cdot 0{,}8 \cdot 48{,}1 + 1{,}2 \cdot 47{,}7 \cdot 23{,}85 = 1846 \text{ см}^3$.

Изгибающий момент M_{IV} и перерезывающая сила T_{IV} в сечении:

а) расчетный случай 11 -

$M_{IV}^{а} = 0{,}5[G_5(X_5-l_4)+G_6(X_6-l_4)+G_7(X_7-l_4)+G_8(X_8-l_4)+G_9(X_9-l_4)+$
$+G_{10}(X_{10}-l_4)+G_{11}(X_{11}-l_4)+G_{12}(X_{12}-l_4)] - S_{ГК}(X_8-l_4)-P^{в}(X_c-l_4)-P^{г}.h_c =$
$= 0{,}5[0{,}087(1{,}6-1{,}1)+0{,}32(1{,}85-1{,}1)+0{,}275(2{,}67-1{,}1)+$
$+0{,}685(3{,}05-1{,}1)+0{,}02(3{,}3-1{,}1)+0{,}2(3{,}73-1{,}1)+0{,}016(3{,}98-1{,}1)+$
$+2{,}3(4{,}05-1{,}1)] -0{,}51(3{,}05-1{,}1)-16{,}25(1{,}8-1{,}1)-44{,}27.0{,}383 =$
$= -24{,}60$ тс.м ;

$T_{IV}^{а}$= 0,5 (G_5+G_6+G_7+G_8+G_9+G_{10}+G_{11}+G_{12}) -$S_{г.к.}$-$P^{в}$=
= 0,5 (0,087+0,32+0,275+0,685+0,02+0,2+0,016+2,3)-0,51-16,25 = -14,81 тс;

б) расчетный случай 4а (испытательный) -

$M_{IV}^{б}$ = 0,5[0,087(1,6-1,1)+0,32(1,85-1,1)+0,275(2,67-1,1)+0,685(3,05-1,1)+
+0,02(3,3-1,1)+0,2(3,73-1,1)+0,016(3,98-1,1)+2,3(4,05-1,1)]-2,16(3,05-1,1)-
- 23,69(1,8-1,1)-43,23(0,868-0,485)= -32,63 тс.м;

$T_{IV}^{б}$ = 0,5(0,087+0,32+0,275+0,685+0,02+0,2+0,016+2,3)-2,16-23,69= -23,9 тс.

Напряжения в сечении:

- случай 11 (рабочий)

$$\sigma_{max} = \frac{M_{IV}^{а}}{W} = \frac{2460000}{2623} = 940 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\tau_{max} = \frac{T_{IV}^{а} . S_{ст}^{max}}{I . \delta} = \frac{14810.1846}{127200.1,2} = 180 \text{ кгс/см}^2.$$

- случай 4а (испытательный)

$$\sigma_{max} = \frac{3263000}{2623} = 1240 \text{ кгс/см}^2 ;$$

$$\tau_{max} = \frac{23900.1846}{127200.1,2} = 290 \text{ кгс/см}^2 .$$

Допускаемые напряжения:

- рабочий случай

$$[\sigma] = \frac{3300}{1,4} = 2360 \text{ кгс/см}^2 ;$$

$$[\tau] = 0,6 . [\sigma] = 1410 \text{ кгс/см}^2 ;$$

- испытательный случай

$$[\sigma] = \frac{3300}{1,2} = 2750 \text{ кгс/см}^2 ;$$

$$[\tau] = 0,6 . 2750 = 1650 \text{ кгс/см}^2 .$$

Сечение V-V (l_5 = 0,78 м)

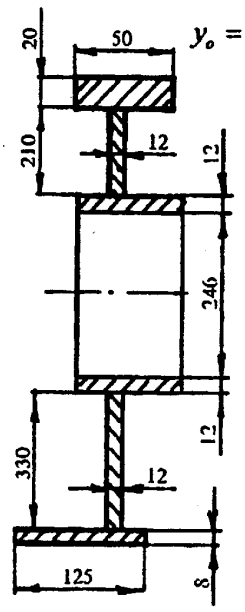


Рис. 5.
Сечение V-V

$$F = 5.2+21.1,2+5.1,2.2+33.1,2+12,5.0,8 = 96,8 \text{ см}^2;$$

$$y_o = \frac{5.2.82,8 + 21.1,2.71,3 + 5.1,2(60,2 + 34,4) + 33.1,2.17,3 + 12,5.0,8.0,4}{96,8} = 40,1 \text{ см};$$

$$y_{max} = 43,7 \text{ см};$$

$$I = \frac{5.2^3}{12} + 5.2.42,7^2 + \frac{1,2.21^3}{12} + 1,2.21.31,2^2 + 2.\frac{5.1,2^3}{12} + 5.1,2\left(20,1^2 - 5,7^2\right) +$$

$$+ \frac{1,2.33^3}{12} + 1,2.33.22,8^2 + \frac{12,5.0,8^3}{12} + 12,5.0,8.39,7^2 = 85860 \text{ см}^4;$$

$$W = \frac{85860}{43,7} = 1965 \text{ см}^3;$$

$$S_c = 12,5 \cdot 0,8 \cdot 39,7 + 1,2 \cdot 33 \cdot 22,8 + 5 \cdot 1,2 \cdot 5,7 = 1334 \text{ см}^3.$$

Изгибающий момент M_V, перерезывающая сила T_V в сечении:

а) расчетный случай 11 (рабочий) -

$$M_V^а = 0,5[G_4(X_4-l_5)+G_5)X_5-l_5)+G_6(X_6-l_5)+G_7(X_7-l_5)+$$
$$+G_8(X_8-l_5)+G_9(X_9-l_5)+G_{10}(X_{10}-l_5)+G_{11}(X_{11}-l_5)+$$
$$+G_{12}(X_{12}-l_5)]-S_{г.к.}(X_8-l_5)-P^в(X_c-l_5)-P^г.h_c' =$$
$$= 0,5[0,042(1-0,78)+0,087(1,6-0,78)+0,32(1,85-0,78)+0,275(2,67-0,78)+$$
$$+0,685(3,05-0,78)+0,02(3,3-0,78)+0,2(3,73-0,78)+0,016(3,98-0,78)+$$
$$+2,3(4,05-0,78)]-0,51(3,05-0,78)-16,25(1,8-0,78)-44,27.0,53 = -35,84 \text{ тс.м};$$

$$T_V^а = [0,5.(G_4+G_5+G_6+G_7+G_8+G_9+G_{10}+G_{11}+G_{12})-S_{г.к.}-P^в].\sin 55^0-P^г.\cos 55^0 =$$
$$= [0,5.(0,042+0,087+0,32+0,275+0,685+0,02+0,2+0,016+2,3)-$$
$$-0,51-16,25].0,8192-44,27.0,5736 = -37,51 \text{ тс.}$$

б) расчетный случай 4а (испытательный) -

$$M_V^б = 0,5[0,042(1-0,78)+0,087(1,6-0,78)+0,32(1,85-0,78)+$$
$$+0,275(2,67-0,78)+0,685(3,05-0,78)+0,02(3,3-0,78)+$$
$$+0,2(3,73-0,78)+0,016(3,98-0,78)+2,3(4,05-0,78)]-$$
$$-2,16(3,05-0,78)-23,69(1,8-0,78)-43,23.0,53 = -46,62 \text{ тс.м};$$

$$T_V^б = [0,5(0,042+0,087+0,32+0,275+0,685+0,02+0,2+$$
$$+0,016+2,3)-2,16-23,69].0,8192-43,23.0,5736 = -44,36 \text{ тс.}$$

Напряжения в сечении:

случай 11 (рабочий) -

$$\sigma_{max} = \frac{M_V^a}{W} = \frac{3584000}{1965} = 1820 \text{ кгс/см}^2 ;$$

$$\tau_{max} = \frac{T_V^a . S_{CT}^{max}}{I.\delta} = \frac{37510.1334}{85860.1,2} = 490 \text{ кгс/см}^2 ;$$

случай 4а (испытательный) -

$$\sigma_{max} = \frac{4662000}{1965} = 2370 \text{ кгс/см}^2 ;$$

$$\tau_{max} = \frac{44360.1334}{85860.1,2} = 570 \text{ кгс/см}^2 .$$

Допускаемые напряжения:

- рабочий случай

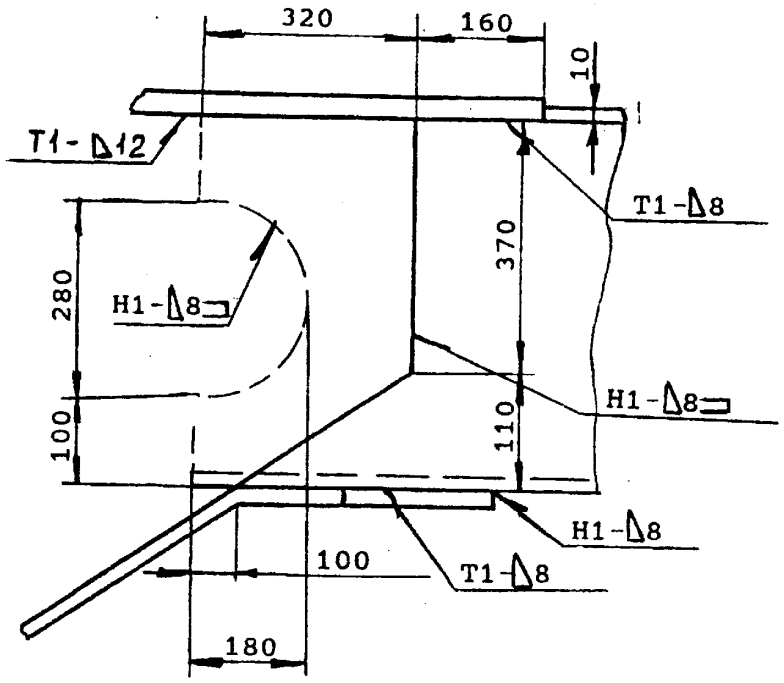
$[\sigma] = 2360$ кгс/см^2 ; $[\tau] = 1410$ кгс/см^2 ;

- испытательный случай

$[\sigma] = 2750$ кгс/см^2 ; $[\tau] = 1650$ кгс/см^2 .

ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ПРИВАРКИ ХВОСТОВИКА РАМЫ.

а



б

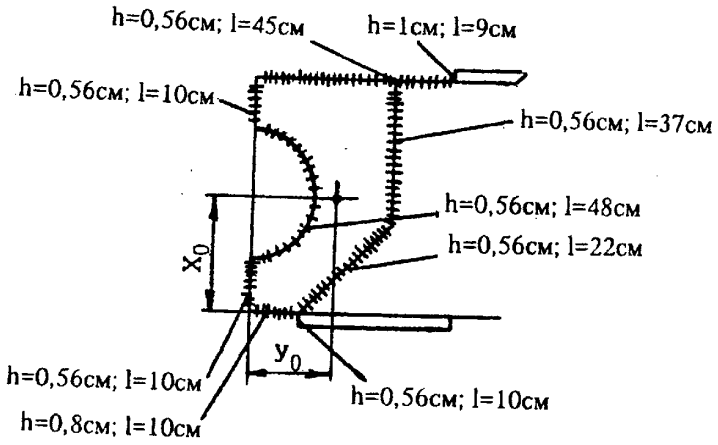


Рис. 6.
Хвостовик поворотной рамы
а) конструктивное решение; б) контур присоединения

Центр тяжести швов

$$y_o = \frac{0,56(-10.0,28 + 45.22,5 + 37.29,28 + 48.10,4 + 22.19,5 - 10.0,28 + 10.5) + 1.9.45 + 0,8.10.9}{0,56(0 + 45 + 37 + 48 + 22 + 10 + 10) + 1.9 + 0,8.10} = 18,5 \text{ см};$$

$$X_o = \frac{0,56(10.43 + 45.48,28 + 37.29,5 + 48.24 + 22.5,5 + 10.5 - 10.0,28) + 1.9.48,5 - 0,8.10.0,4}{0,56(10 + 45 + 37 + 48 + 22 + 10 + 10) + 1.9 + 0,8.10} = 27,2 \text{ см}.$$

Момент инерции швов

$$I = \frac{0,56.10^3}{12} + 0,56.10.15,8^2 + \frac{0,56.45^3}{12} + 0,56.45.21,08^2 + \frac{9.1^3}{12} + 9.1.21,3^2 + \frac{0,56.37^3}{12} +$$

$$+0,56.37.2,3^2 + \frac{0,56.28^3}{12} + 0,56.48.3,2^2 + \frac{0,56.11^3}{12} + 0,56.22.21,7^2 + \frac{0,56.10^3}{12} +$$

$$+0,56.10.22,2^2 + \frac{10.0,8^3}{12} + 10.0,8.27,6^2 + \frac{0,56.10^3}{12} + 0,56.10.27,48^2 = 43790 \text{ см}^4;$$

$X_o = X_{max} + 0,28 = 27,48$ см.

Момент сопротивления

$$W = \frac{43790}{27,48} = 1593 \text{ см}^3.$$

Площадь вертикальных швов

$$F_в = 2 \cdot 0,56 \cdot 48 = 53,76 \text{ см}^2.$$

Момент и перерезывающая сила в швах:

а) грузовой канат не натянут -

$$M^a_{III} = 0,5[G_7(X_7-l_3)+G_8(X_8-l_3)+G_9(X_9-l_3)+G_{10}(X_{10}-l_3)+G_{12}(X_{12}-l_3)] =$$
$$= 0,5[0,275(2,67-2,335)+0,685(3,05-2,335)+0,02(3,3-2,335)+$$
$$+0,2(3,73-2,335)+0,016(3,98-2,335)+2,3(4,05-2,335)] = 2,43 \text{ тс.м};$$
$$T^a_{III} = T^a_I = 1,75 \text{ тс}.$$

б) при передвижении крана без груза -

$$M^б_{III} = K_д \cdot M^a_{III} = 2 \cdot 2,43 = 4,86 \text{ тс.м};$$
$$T^б_{III} = T^б_I = 3,5 \text{ тс}.$$

в) расчетный случай 2 -

$$M^в_{III} = M^a_{III} - S_{г.к.}(X_8-l_3) = 2,43-3,51(3,05-2,335) = -0,08 \text{ тс.м};$$
$$T^в_{III} = T^в_I = -1,76 \text{ тс}.$$

г) расчетный случай 1а -

$$M^г_{III} = 2,43-5,66(3,05-2,335) = -1,617 \text{ тс.м};$$
$$T^г_{III} = T^г_I = -3,91 \text{ тс}.$$

Напряжения в швах (сл. δ) :

от момента - $\tau_M = \frac{M}{W} = \frac{486000}{1593} = 305$ кгс/см^2;

от силы - $\tau_T = \frac{T}{F_в} = \frac{3500}{53,76} = 65$ кгс/см^2;

суммарные - $\tau = \sqrt{\tau_M^2 + \tau_T^2} = \sqrt{305^2 + 65^2} = 310$ кгс.см^2.

ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ПРОУШИНЫ СТРЕЛЫ

Суммарная толщина $\delta = 1 + 1,2 + 1,6 = 3,8$ см.
Диаметр отверстия $d = 15$ см.

Максимально нагружена проушина в 11-ом расчетном случае (рабочем) и в расчетном случае 4а (испытательном).

Расчетный случай 11 :

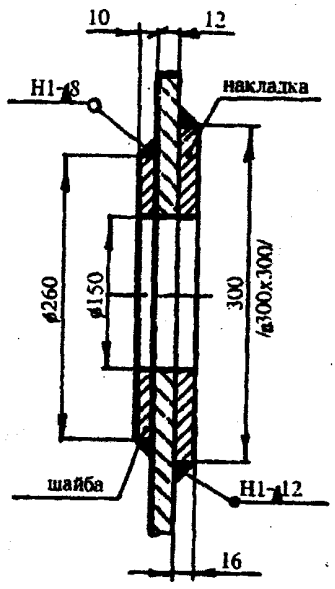


Рис. 7.
Сечение проушины стрелы

- вертикальная сила в наиболее нагруженной проушине

$$P^{в} = \frac{P_c^{в}}{2} - \frac{M_0}{a}.\sin\alpha = \frac{27,33}{2} + \frac{9,76}{0,918}.0,2433 = 16,25 \text{ тс},$$

где $M_0 = 9,76$ тс.м - момент в корне стрелы в основной плоскости;
$a = 0,918$ м - расстояние между проушинами корня стрелы;
$\alpha = 14,08^0$; ($\sin\alpha=0,2433$; $\cos\alpha=0,9700$);

- горизонтальная сила в проушине

$$P^{г} = \frac{P_c^{г}}{2} - \frac{M_0}{a}.\cos\alpha = \frac{67,91}{2} + \frac{9,76}{0,918}.0,9700 = 44,27 \text{ тс};$$

- суммарная сила в проушине

$$P = \sqrt{\left(P^{в}\right)^2 + \left(P^{г}\right)^2} = \sqrt{16,25^2 + 44,27^2} = 47,16 \text{ тс}.$$

Расчетный случай 4а:

- вертикальная сила

$$P^{в} = \frac{P_c^{в}}{2} = \frac{47,38}{2} = 23,69 \text{ тс};$$

- горизонтальная сила

$$P^{г} = \frac{P_c^{г}}{2} = \frac{86,46}{2} = 43,23 \text{ тс};$$

- суммарная сила

$$P = \sqrt{23,69^2 + 43,23^2} = 49,30 \text{ тс}.$$

Напряжения смятия в проушине (сл. 11)

$$\sigma_{см} = \frac{P}{\delta.d} = \frac{47160}{3{,}8.15} = 830 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_{см}].$$

Максимальные напряжения в проушине (в условном направлении действия нагрузки)

$$\sigma_{max} = K_\alpha \cdot \frac{P}{(D'-d)\delta_\Sigma} = 2{,}5.\frac{47160}{(30-15).3{,}8} = 2070 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_{max}],$$

где K_α - коэффициент концентрации напряжений;
D' - условный наружный диаметр проушины;
d - диаметр отверстия проушины;
δ_Σ - толщина проушины.

Допускаемые напряжения

$$[\sigma_{см}] = 0{,}75.\frac{\sigma_т}{n} = 0{,}75.\frac{3300}{1{,}6} = 1545 \text{ кгс/см}^2;$$

$$[\sigma_{max}] = 0{,}85 \cdot \sigma_т = 0{,}85 \cdot 3300 = 2805 \text{ кгс/см}^2.$$

ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШВОВ НАРАЩИВАНИЯ ТОЛЩИНЫ ПРОУШИНЫ

Толщина проушины (суммарная) получена за счет приварки шайбы и накладки (рис. 7). Предполагая равномерное смятие по толщине проушины, нагрузки, действующие на накладку и шайбу, определяем делением пропорционально толщинам (р. сл. 11).

$$P_н = P.\frac{\delta_н}{\delta_\Sigma} = 47160.\frac{16}{38} = 19860 \text{ кгс};$$

$$P_ш = P.\frac{\delta_ш}{\delta_\Sigma} = 47160.\frac{10}{38} = 12410 \text{ кгс};$$

Расчетные площади швов

$$F_н = 0{,}7 \cdot 1{,}2 \cdot 4 \cdot 30 = 100{,}8 \text{ см}^2;$$

$$F_ш = 0{,}7 \cdot 0{,}8 \cdot \pi \cdot 26 = 45{,}7 \text{ см}^2.$$

Напряжения в швах

$$\tau_н = \frac{19860}{100{,}8} = 200 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\tau_ш = \frac{12410}{45{,}7} = 270 \text{ кгс/см}^2.$$

Допускаемые напряжения

$$[\tau] = 0{,}6.\frac{\sigma_{T\,min}}{n} = 0{,}6.\frac{3300}{1{,}4} = 1410 \text{ кгс/см}^2.$$

ПОПЕРЕЧНАЯ БАЛКА КРЕПЛЕНИЯ ГИДРОЦИЛИНДРА ПОДЪЕМА СТРЕЛЫ

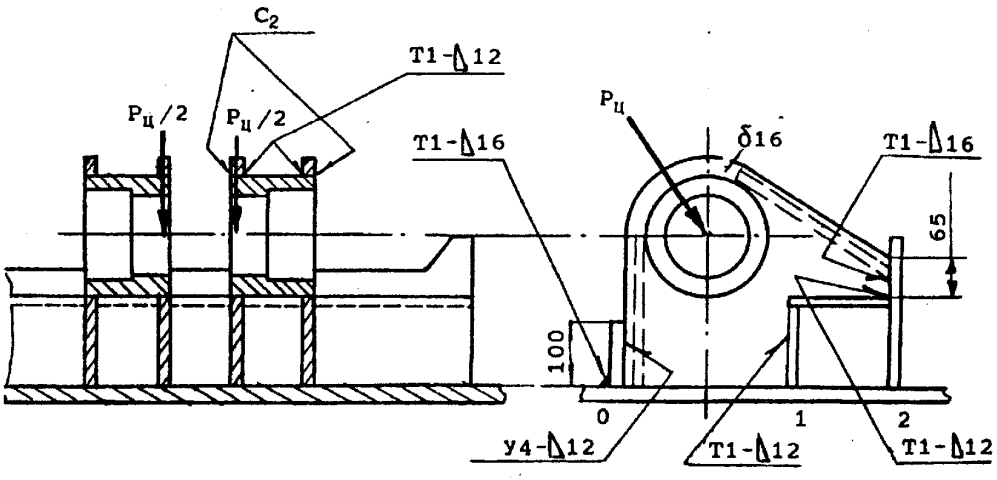


Рис. 8.
Балка крепления гидроцилиндра подъема стрелы

Усилия в проушине крепления гидроцилиндра достигают максимальных значений во 2-ом расчетном случае (рабочем) и в 1а и 4а - испытательных.

Р.сл.2 -	$P_ц^в$ = 85,15 тс;	$P_ц^г$ = 14,66 тс;	$P_ц$ = 86,4 тс.
Р.сл.1а -	$P_ц^в$ = 115,28 тс;	$P_ц^г$ = 10,02 тс;	$P_ц$ = 115,71 тс.
Р.сл.2а -	$P_ц^в$ = 77,91 тс;	$P_ц^г$ = 88,44 тс;	$P_ц$ = 117,86 тс.

Напряжения смятия во втулке

$$\sigma_{см} = \frac{P_ц}{2.d_{вт}.\delta_{вт}} = \frac{P_ц}{2.13.6} = 0{,}00641.P_ц \text{ , кгс/см}^2 ,$$

где $d_{вт}$ = 130 мм - посадочный диаметр втулки;
$\delta_{вт}$ = 60 мм - расчетная длина втулки.

Р.сл.2 - $\sigma_{см}$ = 0,00641 . 86400 = 555 кгс/см² ;
Р.сл.4а - $\sigma_{см}$ = 0,00641 . 117860 = 755 кгс/см² .

Допускаемые напряжения смятия (сталь 20):

- рабочий случай

$$[\sigma_{см}] = 0{,}75.\frac{\sigma_т}{n} = 0{,}75.\frac{2500}{1{,}6} = 1170 \text{ кгс/см}^2 ;$$

- испытательный

$$[\sigma_{см}] = 0{,}75.\frac{2500}{1{,}2} = 1560 \text{ кгс/см}^2 .$$

ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШВОВ ПРИВАРКИ ВТУЛКИ К УХУ

Втулка заварена в ухо по круговому контуру швами С2 с торцов и швами Т1-▲12 изнутри.

Площадь швов, воспринимающих нагрузку $P_ц/2$

$$F_ш = \pi . d_n (0{,}7 . K + \delta) = \pi . 20{,}2 (0{,}7 . 1{,}2 + 1{,}6) = 154{,}76 \text{ см}^2 ,$$

где d_n = 20,2 см - расчетный диаметр;
K = 1,2 см - катет шва Т1 ;
δ = 1,6 см - толщина уха.

Напряжения в швах:

- рабочий случай $$\tau = \frac{P_ц}{2.F_ш} = \frac{86400}{2.154{,}76} = 280 \text{ кгс/см}^2 ;$$

- испытательный $$\tau = \frac{117860}{2.154{,}76} = 380 \text{ кгс/см}^2.$$

Допускаемые напряжения:

- рабочий случай $$[\tau] = 0{,}6.\frac{2500}{1{,}4} = 940 \text{ кгс/см}^2 ;$$

- испытательный $$[\tau] = 0{,}6.\frac{2500}{1{,}2} = 1250 \text{ кгс/см}^2 .$$

ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШВОВ ПРИВАРКИ УШЕЙ К ВЕРТИКАЛЬНЫМ РЕБРАМ

Принимаем следующую расчетную схему

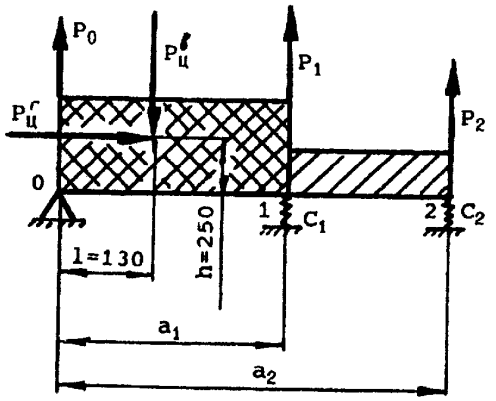


Рис. 9.
Расчетная схема

$\Sigma M_o=0$; $P_ц^б \cdot l + P_ц^г \cdot h = P_1 \cdot a_1 + P_2 \cdot a_2$.

Прогиб в точке I

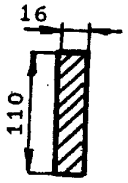
$$y_1 = a_1 \cdot \varphi ,$$

где φ - угол поворота участка балки (01).

Прогиб в точке 2

$$y_2 = a_2 \cdot \varphi - \frac{P_2(a_2 - a_1)^3}{3EI},$$

где I - средний момент инерции участка балки (12).



$$I = \frac{1{,}6 \cdot 11^3}{12} = 177 \text{ см}^4 ;$$

$P_1 = y_1 \cdot C_1$;
$P_2 = y_2 \cdot C_2$,

Рис. 10.
Сечение шва

где C_1 и C_2 - жесткости в точках 1 и 2 балки, соответственно.

Сечение ребра (опоры) 1 с присоединенными поясками

$$F = 8 \cdot 1{,}2 + 1{,}2 \cdot 13{,}8 + 33{,}2 \cdot 2 = 92{,}56 \text{ см}^2 ;$$

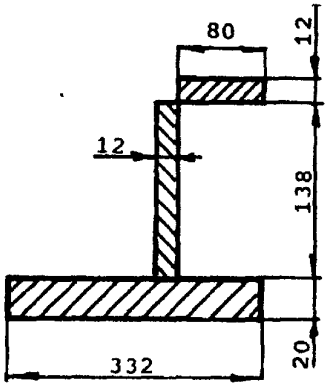


Рис. 11.
Сечение ребра (опоры) I

$$y_o = \frac{8.1,2.16,4 + 1,2.13,8.8,9 + 33,2.2.1}{92,56} = 4 \text{ см};$$

$$I_1 = \frac{8.1,2^3}{12} + 8.1,2.12,4^2 + \frac{1,2.13,8^3}{12} +$$

$$+1,2.13,8.4,9^2 + \frac{33,2.2^3}{12} + 33,2.2.3^2 = 2757 \text{ см}^4.$$

Сечение ребра (опоры) 2 с присоединенными поясками

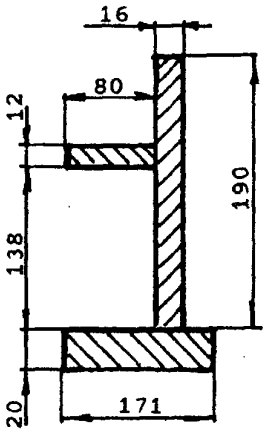


Рис. 12.
Сечение ребра (опоры) II

$$F = 1,6 \cdot 19 + 8 \cdot 1,2 + 17,1 \cdot 2 = 74,2 \text{ см}^2;$$

$$y_o = \frac{1,6.19.11,5 + 8.1,2.16,4 + 17,1.2.1}{74,2} = 7,3 \text{ см};$$

$$I_2 = \frac{1,6.19^3}{12} + 1,6.19.4,2^2 + \frac{8.1,2^3}{12} +$$

$$+8.1,2.9,1^2 + \frac{17,1.2^3}{12} + 17,1.2.6,3^2 = 3616 \text{ см}^4.$$

Расчетная схема для определения C_1 и C_2.

Прогиб под силой P=0,5 кгс

$$y_P = -\frac{Pa^3}{6EI}\left(2 + 3\frac{b}{a}\right) = -\frac{0,5.39,2^3}{6.2,1.10^6.I}x$$

$$x\left(2 + 3\frac{11,6}{39,2}\right) = \frac{0,0069027}{I} \text{ см}.$$

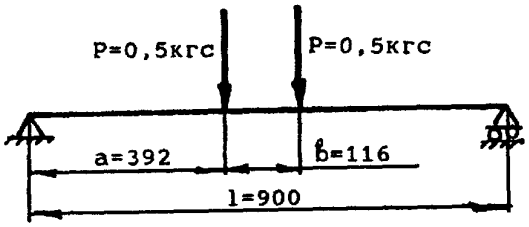


Рис. 13.
Расчетная схема

Жесткость балки $C = \frac{1}{y_P} = \frac{I}{0,0069027} \frac{1}{\text{см}}$; $C_1 = \frac{2757}{0,0069027} = 399400$;

$$C_2 = \frac{3616}{0{,}0069027} = 523800 .$$

Запишем значения y_2 в следующем виде

$$y_2 = a_2.\varphi - \frac{y_2.C_2(a_2 - a_1)^3}{3EI} .$$

$$y_2.\left[1 + \frac{C_2(a_2 - a_1)^3}{3EI}\right] = a_2.\varphi \ , \qquad \text{откуда}$$

$$y_2 = \frac{a_2}{1 + \frac{C_2(a_2 - a_1)^3}{3EI}}.\varphi \ .$$

Из исходного уравнения моментов ($\Sigma M_o=0$) определим φ и искомые силы P_1, P_2 и P_o.

$$P_ц^в . l + P_ц^г . h = a_1^2 . C_1.\varphi + a_2^2 . C_2 . \frac{\varphi}{1 + \frac{C_2(a_2 - a_1)^3}{3EI}} =$$

$$= \varphi\left[a_1^2.C_1 + \frac{a_2^2.C_2}{1 + \frac{C_2(a_2 - a_1)^3}{3EI}}\right];$$

$$\varphi = \frac{P_ц^в.l + P_ц^г.h}{a_1^2.C_1 + \frac{a_2^2.C_2}{1 + \frac{C_2(a_2 - a_1)^3}{3EI}}} = \frac{P_ц^в.13 + P_ц^г.25}{27^2.399400 + \frac{44{,}2^2.523800}{1 + \frac{523800(44{,}2 - 27)^3}{3.2{,}1.10^6.177}}} =$$

$$= 21{,}92 \cdot 10^{-9} . P_ц^в + 42{,}16 \cdot 10^{-9} . P_ц^г ;$$

$$P_1 = C_1.a_1.\varphi = 399400.27\ (21{,}92.10^{-9}.P_ц^в + 42{,}16.10^{-9}.P_ц^г) =$$

$$= 0{,}2345\ P_ц^в + 0{,}4509\ .P_ц^г, \text{ кгс.}$$

$$P_2 = \frac{C_2.a_2}{1 + \frac{C_2(a_2 - a_1)^3}{3EI}}.\varphi = \frac{523800.44{,}2}{1 + \frac{523800(44{,}2 - 27)^3}{3.2{,}1.10^6.177}}\left(21{,}92.10^{-9}.P + 42{,}16.10^{-9}.P\right) =$$

$$= 0{,}1497 \cdot P_ц^в + 0{,}7388 \cdot P_ц^г , \text{ кгс} ;$$

$$P_o = P_1 + P_2 - P_ц^в = -0{,}6158 \cdot P_ц^в + 0{,}7388 \cdot P_ц^г , \text{ кгс.}$$

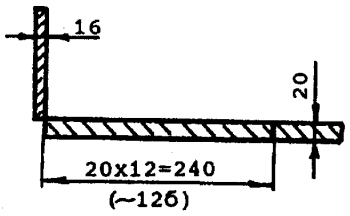
Площадь швов крепления ребра О к уху

$$F_o = 10 \cdot 1{,}2 + 2 \cdot 3{,}58 \cdot 0{,}7 \cdot 1{,}6 = 20{,}02 \text{ см}^2 ,$$

где швы Т1-▵16 (с двух сторон)

$\delta_{ст} = 1{,}6$ см ;

$$I_n = \frac{24.2^3}{12} = 16 \text{ см}^4 ;$$



$$Z = \frac{3{,}25}{2}\sqrt[3]{\frac{16}{1{,}6}} = 3{,}58 \text{ см.}$$

Рис. 14.
Сечение швов

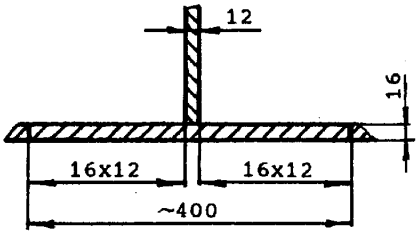
Площадь швов крепления ребра 2 к уху

$F_2 = 6{,}5.0{,}7.1{,}6+7{,}31.0{,}7.1{,}2+2{,}86.1{,}2 = 16{,}85$ см^2 ,

где: швы Т1-▵12 (снизу)

$\delta_{ст} = 1{,}2$ см ;

$$I_n = \frac{40.1{,}6^3}{12} = 13{,}65 \text{ см}^4 ;$$



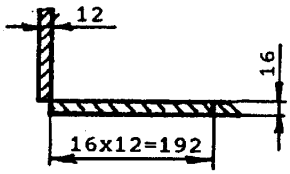
$$Z = 3{,}25\sqrt[3]{\frac{13{,}65}{1{,}2}} = 7{,}31 \text{ см} ;$$

швы УII (сверху)

Рис. 15.
Сечение швов

$\delta_{ст} = 1{,}2$ см ;

$$I_n = \frac{19{,}2.1{,}6^3}{12} = 6{,}55 \text{ см}^4 ;$$



$$Z = 3{,}25\sqrt[3]{\frac{6{,}55}{1{,}2}} = 2{,}86 \text{ см.}$$

Рис. 16.
Сечение швов

Напряжения в швах

$$\tau_2 = \frac{P_2}{2.F_2};$$

$$\tau_o = \frac{P_o}{2.F_o}.$$

В цифрах:

расчетный случай 2 -

$P_ц^в = 85{,}15$ тс; $P_ц^г = 14{,}66$ тс;

$P_o = -0{,}6158 \cdot 85150 + 0{,}7388 \cdot 14660 = -41600$ кгс ;

$P_2 = 0{,}1497 \cdot 85150 + 0{,}2879 \cdot 14660 = 16970$ кгс ;

$$\tau_o = \frac{41600}{2.20{,}02} = 1040 \text{ кгс/см}^2 ;$$

$$\tau_2 = \frac{16970}{2.16{,}85} = 500 \text{ кгс/см}^2 ;$$

расчетный случай 1а -

$P_ц^в = 115{,}28$ тс; $P_ц^г = 10{,}02$ тс;

$P_o = -0{,}6158 \cdot 115280 + 0{,}7388 \cdot 10020 = -63590$ кгс ;

$P_2 = 0{,}1497 \cdot 115280 + 0{,}2879 \cdot 10020 = 20140$ кгс ;

$$\tau_o = \frac{63590}{2.20{,}02} = 1590 \text{ кгс/см}^2 ;$$

$$\tau_2 = \frac{20140}{2.16{,}85} = 600 \text{ кгс/см}^2 ;$$

расчетный случай 4а -

$P_ц^в = 77{,}91$ тс; $P_ц^г = 88{,}44$ тс;

$P_o = -0{,}6158 \cdot 77910 + 0{,}7388 \cdot 88440 = 17360$ кгс ;

$P_2 = 0{,}1497 \cdot 77910 + 0{,}2879 \cdot 88440 = 37125$ кгс ;

$$\tau_o = \frac{17360}{2.20{,}02} = 430 \text{ кгс/см}^2 ;$$

$$\tau_2 = \frac{37125}{2.16{,}85} = 1100 \text{ кгс/см}^2 ;$$

расчетный случай 1М -

$P_ц^в = 5{,}76$ тс; $P_ц^г = 84{,}54$ тс;

$P_o = -0{,}6158 \cdot 5760 + 0{,}7388 \cdot 84540 = 58910$ кгс ;

$P_2 = 0{,}1497 \cdot 5760 + 0{,}2879 \cdot 84540 = 25200$ кгс ;

$$\tau_o = \frac{58910}{2.20{,}02} = 1470 \text{ кгс/см}^2 ;$$

$$\tau_2 = \frac{25200}{2.16{,}85} = 750 \text{ кгс/см}^2 .$$

Допускаемые напряжения в швах (материал - сталь 09Г2С,

$\sigma_т = 3300$ кгс/см^2) :

рабочие случаи -

$$[\tau] = 0{,}6.\frac{\sigma_т}{n} = 0{,}6.\frac{3300}{1{,}4} = 1410 \text{ кгс/см}^2 ;$$

испытательные (монтажные)

$$[\tau] = 0{,}6.\frac{3300}{1{,}2} = 1650 \text{ кгс/см}^2 .$$

ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ КРЕПЛЕНИЯ ПРОТИВОВЕСА

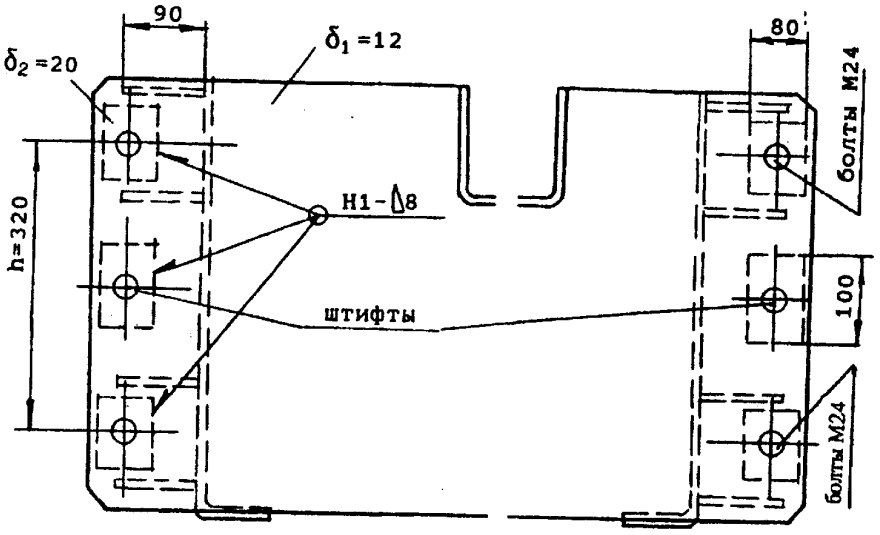


Рис. 17.
Расчетная схема крепления противовеса

Противовес удерживается на раме двумя штифтами диаметром $d_{шт}$=40 мм и закреплен от колебаний 4-мя болтами М24.

Вес противовеса - $G_{пр}$= 2,3 тс.

При передвижении крана своим ходом по ухабам (коэффициент толчков К=2) напряжения в штифте:

нормальные -

$$\sigma_{шт} = \frac{K.G_{пр}.l_{шт}}{2.0{,}1.d_{шт}^3} = \frac{2.2300.6}{2.0{,}1.4^3} = 2160 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где $l_{шт}$ - плечо действия веса контргруза на штифт (длина касания штифта с противовесом);

касательные сдвига -

$$\tau_{шт} = \frac{K.G_{пр}.4}{2.\pi.d_{шт}^2} = \frac{2.2300.4}{2.\pi.4^2} = 180 \text{ кгс/см}^2 ;$$

приведенные -

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_{шт}^2 + 3\tau_{шт}^2} = \sqrt{2160^2 + 3.180^2} = 2180 \text{ кгс/см}^2 .$$

Материал штифта - сталь 40Х, улучшенная до НВ 230...260,
$\sigma_т$= 5600 кгс/см^2.

Допускаемые напряжения

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{5600}{1{,}5} = 3700 \text{ кгс/см}^2 .$$

Кронштейн крепления противовеса в верхней части стремится оторваться от рамы силой

$$P = \frac{K.G_{пр}.l_п}{h} = \frac{2.2300.25}{32} = 3590 \text{ кгс},$$

где $l_п = X_{12} - 1 = 4,05 - 3,8 = 0,25$ м - расстояние от центра тяжести противовеса до стенки;

X_{12}=4,05 м - абсцисса ц.т. противовеса;

l=3,8 м - расстояние от оси вращения до ближней грани противовеса.

Нагрузка, действующая на болт

$$P_б = \frac{P}{n} + Q_з = \frac{3590}{2} + 2250 = 4045 \text{ кгс},$$

где n=2 - количество болтов (верхних);

$Q_з$=2250 кгс - усилие затяжки.

Минимальная площадь сечения болта М24

$$F_б = \frac{\pi.d_1^2}{4} = \frac{\pi.2,075^2}{4} = 3,38 \text{ см}^2,$$

где d_1=20,75 мм - минимальный диаметр болта.

Напряжения в теле болта

$$\sigma_б = \frac{P_б}{F_б} = \frac{4045}{3,38} = 1200 \text{ кгс/см}^2.$$

Материал болтов - сталь 40Х, НВ 230...260 с пределом текучести $\sigma_т$=5600 кгс/см^2.

Допускаемые напряжения

$$[\sigma] = \frac{\sigma_т}{n} = \frac{5600}{1,5} = 3700 \text{ кгс/см}^2.$$

Стенка, к которой крепится противовес, приварена к раме двумя вертикальными швами Т1-δ8 и 4-мя верхними и 4-мя нижними косынками, приваренными, в свою очередь, к раме швами Т3-δ6 длиной $l_{к1}$=10 см и к стенке длиной $l_{к2}$=9 см.

Напряжения в вертикальных швах

$$\tau_{шв} = \frac{K.G_{пр}}{F_в} + \frac{K.G_{пр}.l_п}{W_в} = \frac{2.2300}{44,8} + \frac{2.2300.25}{299} = 490 \text{ кгс/см}^2,$$

где $F_в$= 2.40.0,7.0,8=44,8 см^2 - площадь вертикальных швов;

$$W_в = 2.\frac{0,7.0,8.40^2}{6} = 299 \text{ см}^3$$ - момент сопротивления швов.

Напряжения среза в швах приварки верхних косынок

$$\tau_к = \frac{P}{F_к} = \frac{3590}{33,6} = 110 \text{ кгс/см}^2,$$

где $F_к$= 2.4.0,7.0,6.10=33,6 см^2 - площадь швов.

Допускаемые напряжения в швах

$$[\tau] = 0,6.\frac{\sigma_т}{n} = 0,6.\frac{3300}{1,4} = 1410 \text{ кгс/см}^2.$$

ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ОПОРНОГО КОЛЬЦА СОПРЯЖЕНИЯ "РАМА-ОПУ"

Считаем, что нагрузка на ролики ОПУ от веса поворотной части и момента ее относительно оси вращения распределяется по линейному закону.

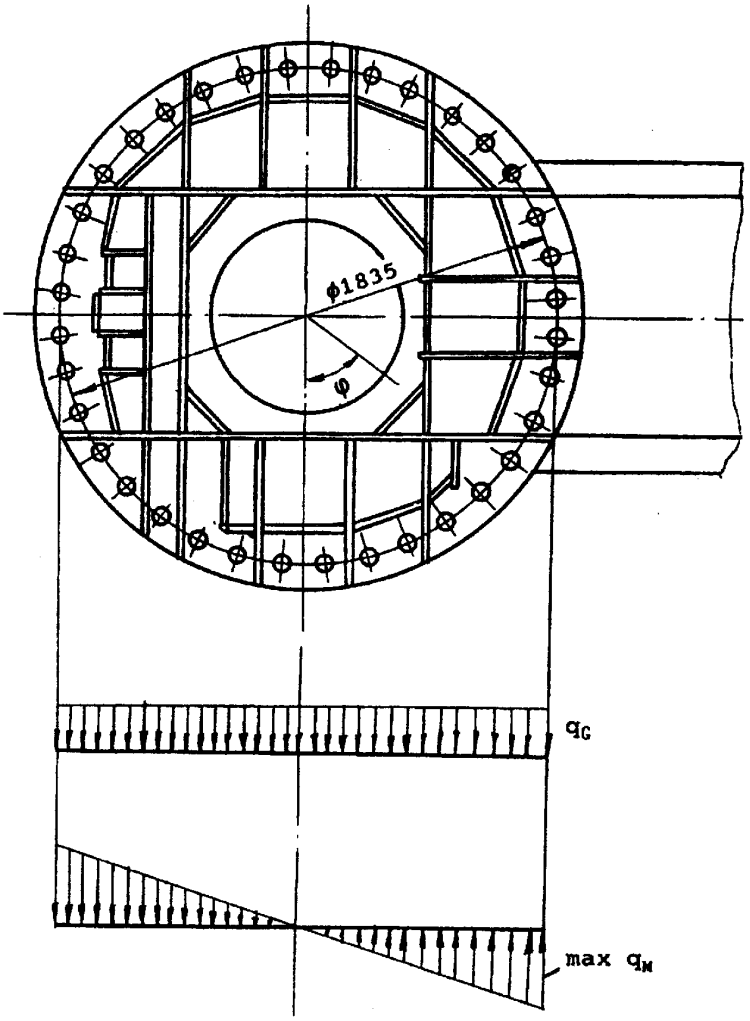


Рис. 18.
Расчетная схема крепления ОПУ

Равномерно распределенная нагрузка от веса поворотной части крана $G_п$

$$q_G = \frac{G_п}{\pi . D}.$$

Распределенная нагрузка от действия момента

$$M = G_п \cdot X_п;$$

$$q_м = \max q_м \cdot \sin \varphi \ ,$$

где $\max q_M = \frac{4.M}{\pi . D^2}$;

D - диаметр расположения тел качения.

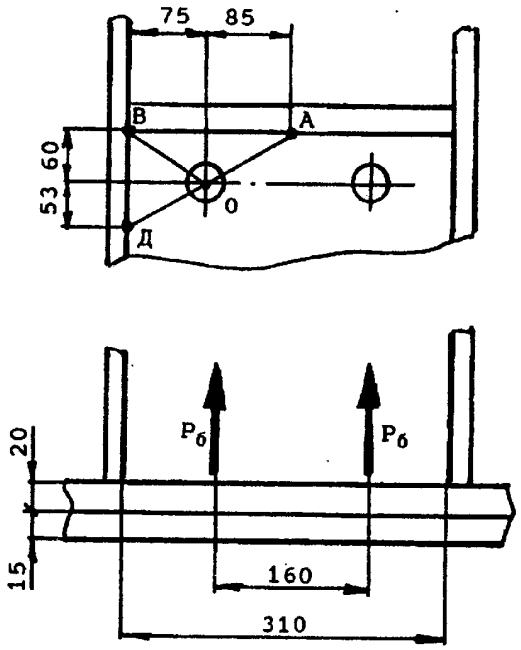


Рис. 19.
Расчетная схема

На рис. 19 представлена схема нагружения кольца в районе растягивающих нагрузок.

Нагрузка, передаваемая болтом на пластину

$$P_б = \frac{q_{min}.16}{2} \text{ кгс},$$

где $q_{min}=\max q_м - q_в$.

Усилие $P_б$ распределяется на верхний и боковой треугольники пластины пропорционально их жесткостям.

Жесткость верхнего треугольника-пластины (АоВ)

$$C_в = \frac{3E(7,5+8,5).3,5^3}{12.6^3}.$$

Жесткость бокового треугольника (ВоД)

$$C_б = \frac{3E(5,3+6).3,5^3}{12.7,5^3}.$$

Часть усилия, приходящаяся на верхний треугольник

$$P^в = P_б.\frac{C_в}{C_б+C_в} = P_б.\frac{3E.(7,5+8,5).3,5^3}{12.6^3\left[\frac{3E(5,3+6).3,5^3}{12.7,5^3}+\frac{3E(7,5+8,5).3,5^3}{12.6^3}\right]} = 0,7344.P_б.$$

Часть усилия, приходящаяся на боковой треугольник

$$P^{б} = P_{б}.\frac{C_{б}}{C_{б}+C_{в}} = P_{б}.\frac{3E(5,3+6).3,5^3}{12.7,5^3\left[\frac{3E(5,3+6)3,5^3}{12.7,5^3}+\frac{3E(7,5+8,5)3,5^3}{12.6^3}\right]} = 0,2656.P_{б} .$$

Напряжение при изгибе верхнего треугольника пластины

$$\sigma^{в} = \frac{P^{в}.6.6}{(7,5+8,5).3,5^2} = 0,1837.0,7344.P_{б} = 0,1349.P_{б} = \sigma_{max} .$$

Напряжение при изгибе бокового треугольника

$$\sigma^{б} = \frac{P^{б}.7,5.6}{(5,3+6).3,5^2} = 0,3251.0,2656.P_{б} = 0,08634.P_{б} .$$

Рассматриваем случаи нагружения, в которых величина M максимальна.

Расчетный случай 3 (рабочий)

$G_п$ = 45,44 тс

M = 139,88 тс.м - данные берутся из расчета ОПУ.

$$q_G = \frac{45,44}{\pi.1,835} = 7,89 \text{ тс/м} ;$$

$$\max q_M = \frac{4.139,88}{\pi.1,835^2} = 52,92 \text{ тс/м} ;$$

q_{min} = 52,92 - 7,89 = 45,03 тс/м ;

$$P_{б} = \frac{45,03.10.16}{2} = 3602 \text{ кгс} ;$$

σ_{max} = 0,1349 . 3602 = 490 кгс/см^2 .

Расчетный случай 3а (испытательный)

$G_п$ = 56,64 тс ;

M = 195,88 тс.м

$$q_G = \frac{56,64}{\pi.1,835} = 9,83 \text{ тс/м} ;$$

$$\max q_M = \frac{4.195,88}{\pi.1,835^2} = 74,1 \text{ тс/м} ;$$

q_{min} = 74,1 - 9,83 = 64,27 тс/м ;

$$P_{б} = \frac{64,27.10.16}{2} = 5140 \text{ кгс} ;$$

σ = 0,1349 . 5140 = 690 кгс/см.

Допускаемые напряжения:

рабочие -
$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{3300}{1,4} = 2360 \text{ кгс/см}^2 ;$$

испытательные -
$$[\sigma] = \frac{3300}{1,2} = 2750 \text{ кгс/см}^2 .$$

Глава VI. ГИДРОЦИЛИНДРЫ

Гидроцилиндры, как гидрообъемные механизмы, нашли свое широкое применение в ССК. Подавляющее число моделей кранов, создаваемых в последние годы, являются гидравлическими. Это объясняется многими причинами, а именно:

1. Гидравлические машины (механизмы) позволяют добиваться глубокой бесступенчатой скоростной регулировки.
2. Трансмиссии гидравлические (трубопроводы) технологичны в сборке и не требуют такой точности производства работ как механические.
3. Гидравлические механизмы менее металлоемки, чем механические.
4. Системы управления гидравлическими механизмами решаются значительно проще, чем механическими, как конструктивно, так и технологически.

Гидроцилиндры являются исполнительными органами, реализующими перемещение элементов крана.

Функционально гидроцилиндры можно разделить на несущие и монтажные.

Несущие:

- гидроцилиндры подъема стрелы;
- гидроцилиндры телескопирования стрелы;
- аутригеры (несущие гидроцилиндры выносных опор);
- гидроцилиндры разворачивания опор (поворотных в вертикальной плоскости), работающих без фиксации.

Монтажные:

- гидроцилиндры выдвижения секций раздвижных стрел (с фиксируемыми при работе секциями);
- гидроцилиндры выдвижения секций опор.

Гидроцилиндр подъема стрелы - механизм подъема ("качания") стрелы. Механизм, осуществляющий одну из основных операций - "качание" стрелы в плоскости ее подвеса.

Как правило, применяются поршневые гидроцилиндры двухстороннего действия с односторонним штоком. Усилие на штоке и его перемещение направлены в обе стороны в зависимости от того, в какую из камер (полостей) нагнетается жидкость. Основными параметрами гидроцилиндра являются диаметр поршня, диаметр штока, ход поршня и номинальное давление.

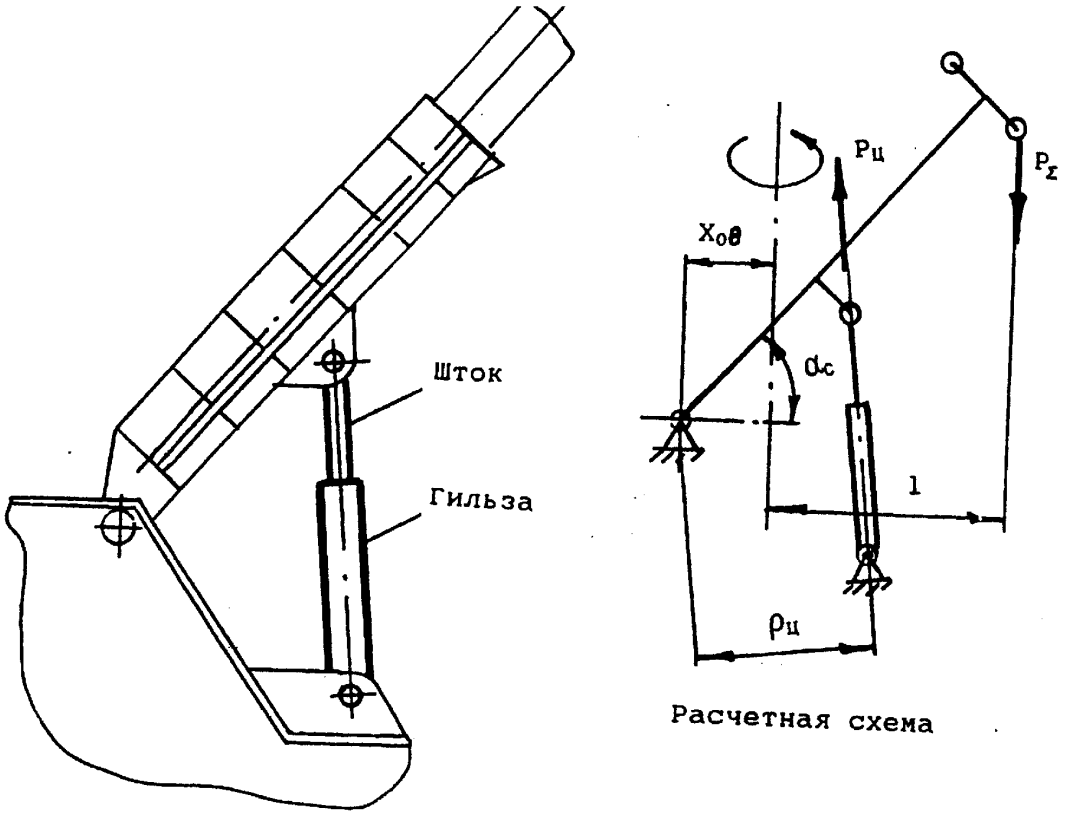


Рис. 1.
Схема гидроцилиндра подъема стрелы

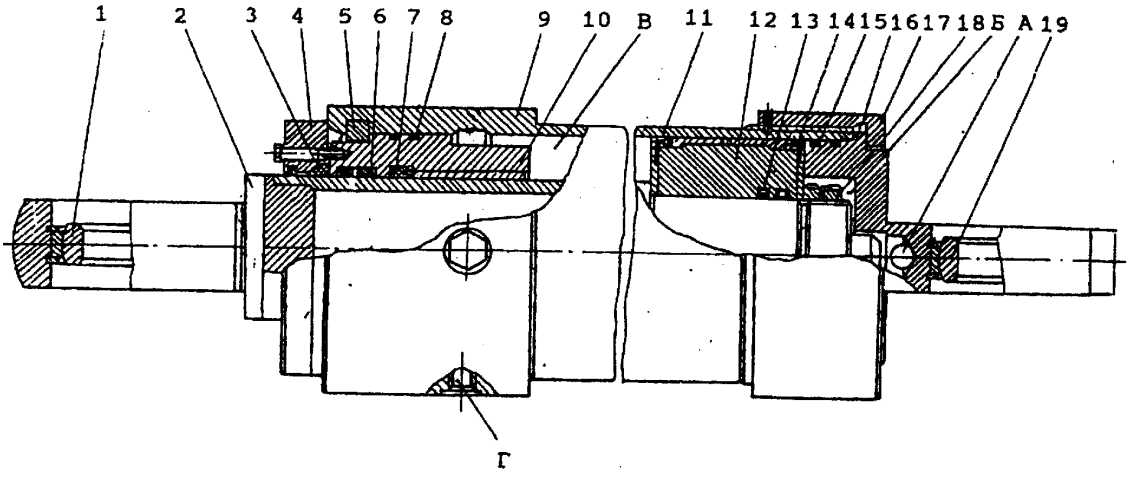


Рис. 2.
Гидроцилиндр подъема стрелы:
1 и 19 - подшипники; 2 - шток; 3 - грязесъемник; 4 и 16 - крышки; 5 - сегмент; 6, 8, 13 и 15 - уплотнительные кольца; 7, 11 и 14 - манжеты; 9 - гильза; 10 - втулка; 12 - поршень; 17 и 18 - гайки

На рис. 2 показан гидроцилиндр механизма подъема стрелы. К гильзе 9 гидроцилиндра с помощью накидной гайки 17 крепится задняя крышка 16. В крышке 16 расположен шарнирный подшипник 19. В крышке 16 выполнено отверстие А, соединенное каналом с поршневой полостью Б гидроцилиндра. Уплотнениями крышки являются резиновые кольца 15.

В гильзе расположены шток 2, в который установлен шарнирный подшипник 1 и поршень 12, соединенный со штоком гайкой 18. Поршень уплотнен относительно штока резиновыми кольцами 13, а относительно гильзы - манжетами 11 и 14. Жидкость подводится в штоковую полость В через отверстие Г.

При подаче рабочей жидкости в отверстие Г она поступает в штоковую полость В и перемещает поршень и шток влево. Одновременно рабочая жидкость из поршневой полости Б через отверстие А сливается в бак. При подаче рабочей жидкости в поршневую полость Б через отверстие А шток и поршень перемещаются вправо, причем жидкость из полости В через отверстие Г сливается в бак.

Благодаря установке подшипников, компенсируется непараллельность осей крепления гидроцилиндра на кране, возникающая при его монтаже.

Нагрузка на цилиндр (см. рис.1) создается весом груза, подвески строповочной и "качаемой" стреловой системой.

$$P_{ц} = \frac{1}{\rho_{ц}} P_{\Sigma}(l + X_{о.в});$$

$$P_{\Sigma} = Q + G_{КР} + K_{С}.G_{С},$$

где Q - вес груза;

$G_{КР}$ - вес крюковой подвески;

$G_{С}$ - вес стрелы;

$K_{С}$ - коэффициент приведения веса стрелы к ее оголовку;

l - вылет груза;

$X_{о.в.}$ - абсцисса корня стрелы относительно оси вращения.

Ход штока гидроцилиндра равен разности максимальной длины гидроцилиндра и минимальной и должен обеспечить кинематическую возможность выведения стрелы из монтажного положения (ориентировочно $\alpha_{с} \approx \pm 3^{0}$) на минимальный рабочий вылет (с учетом возможной деформации стреловой системы в плоскости подвеса).

Гидроцилиндр телескопирования стрелы - механизм (элемент механизма), осуществляющий "разворачивание" (складывание) стрелы с грузом и без груза путем премещения подвижных секций.

На рис. 3 показан гидроцилиндр механизма изменения длины телескопической стрелы. К гильзе 7 приварена задняя крышка 13. В гильзе расположен шток с проушиной. На шток установлен поршень 10, закрепленный с помощью гайки 14. Остальные элементы выполняют роль уплотнений, дистанционных упоров, крепежа и грязеудалителей.

Проушина штока 1 с помощью шарнирного подшипника 17 закреплена на неподвижной секции стрелы, а гильза шарнирно соединена с подвижной секцией стрелы с помощью фланца 6. Рабочая жидкость в поршневую полость Г подается через канал Б в проушине штока и трубку 8. В

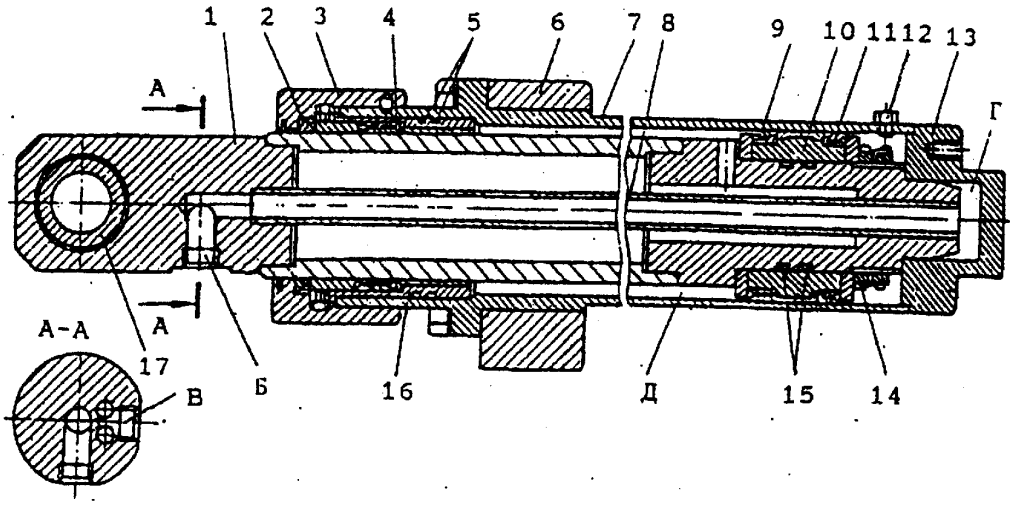


Рис. 3.
Гидроцилиндр телескопирования стрелы
1 - шток; 2 - грязесъемник; 3 и 13 - крышки; 4, 9 и 11 - манжеты; 5 и 15 - уплотнительные кольца; 6 - фланец; 7 - гильза; 8 - трубка; 10 - поршень; 12 - заглушка; 14 - гайка; 16 - втулка; 17 - подшипник

штоковую полость Д рабочая жидкость подается через канал В и два отверстия в проушине штока.

При подаче рабочей жидкости в поршневую полость Г гильза 7 перемещается вправо, а при подаче в штоковую полость Д - влево.

Следует отметить, что конструктивные решения механизмов изменения длины стрелы (механизмов телескопирования) имеют различные конструктивные решения. Это вызвано технологическими возможностями, возможностями комплектации, требованиями скоростными и весовыми и количеством подвижных секций. В общем, можно выделить 3 основных типа:

- с гидроцилиндром (гидроцилиндрами) и канатным мультипликатором;
- с несколькими гидроцилиндрами;
- с телескопическим гидроцилиндром.

Представление о работе схем необходимо для правильного определения нагрузочного режима гидроцилиндра и других элементов механизма.

На рис. 4 представлен механизм телескопирования с канатным мультипликатором 3-х секционной стрелы. Он включает в себя гидроцилиндр 11, шток которого закреплен на неподвижной секции 1 стрелы. Канат 4 закреплен на подвижной секции 6. Огибая блоки 5, установленные на гидроцилиндре, блоки на траверсах 2 и 9, канат 4 возвращается к траверсе 9 и крепится на ней. Таким образом, формируется восьмикратный полиспаст выдвижения подвижной секции 6. Траверса 2 соединена с неподвижной секцией 1 натяжным устройством 12. Траверса 9 соединена канатом 8 синхронного втягивания подвижной секции 6 через блок 10, закрепленный на подвижной секции 3.

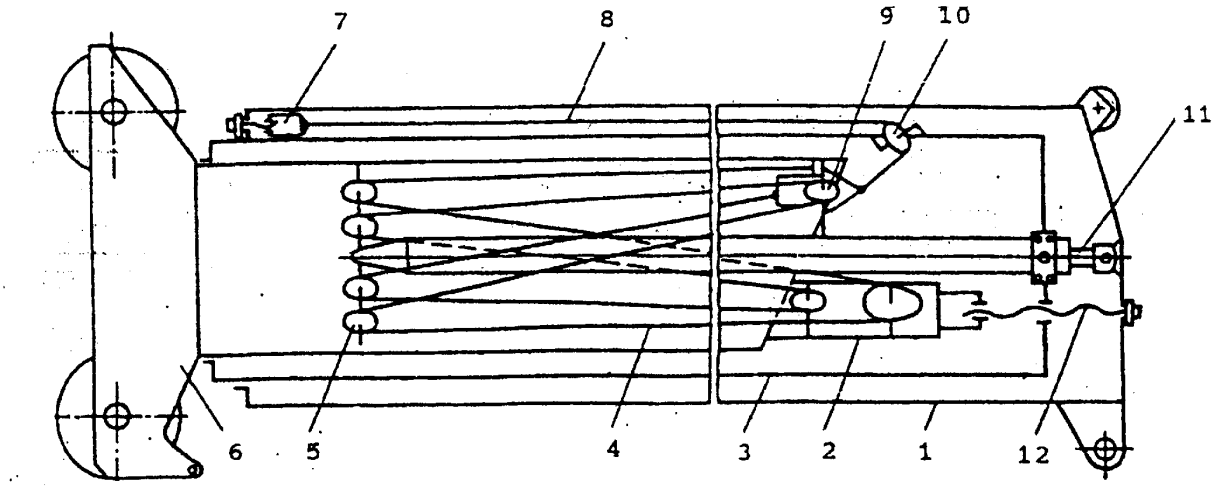


Рис. 4.
Механизм телескопирования секций стрелы
1, 3, 6 - секции стрелы; 2, 9 - траверсы; 4, 8 - канаты; 5, 10 - блоки;
7, 12 - натяжные устройства; 11 - гидроцилиндр

Помимо механизмов изменения длины стрелы с канатным мультипликатором на ССК широко применяют механизмы, в которых каждую подвижную секцию перемещают непосредственно гидроцилиндром.

Чаще всего обеспечивается синхронное перемещение подвижных секций стрелы с помощью механических, гидромеханических и гидравлических устройств.

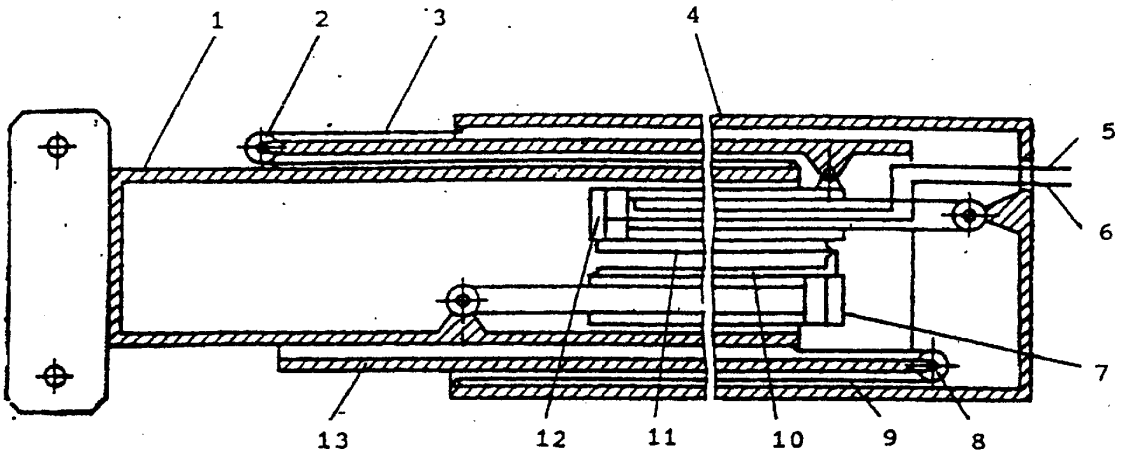


Рис. 5.
Механизм телескопирования секций стрелы
1, 4 и 13 - секции стрелы; 2 и 8 - блоки; 3 и 9 - канаты; 5, 6, 10 и 11 - линии; 7 и 12 - гидроцилиндры

На рис. 5 представлен механизм телескопирования с механическим устройством синхронизации перемещения секций стрелы.

Шток гидроцилиндра 12 соединен с неподвижной секцией 4, а гильза - с первой подвижной секцией 13. Шток гидроцилиндра 7 соединен со второй

подвижной секцией 1, а гильза - с гильзой гидроцилиндра 12. Поршневые полости гидроцилиндров 7 и 12 соединены между собой линией 11, а штоковые полости - линией 10.

Рабочая жидкость от распределителя гидропривода крана подается к гидроцилиндру 12 по линиям 5 и 6. На второй подвижной секции 1 закреплены: канат 3, который соединен с неподвижной секцией через блок 2, установленный в передней части первой подвижной секции 13, канат 9, который, в свою очередь, соединен с неподвижной секцией 4 через блок 8, расположенный в задней части секции 13.

При перемещении секций на гидроцилиндры 7 и 12 действуют разные нагрузки, определяемые массой секций и сопротивлением их перемещению. Выравниваются нагрузки канатами 3 и 9.

Во время подачи жидкости по линии 6 одновременно в поршневые полости гидроцилиндров 7 и 12 шток гидроцилиндра 7 перемещается лишь в том случае, если перемещается гильза гидроцилиндра 12 и секция 13, так как свободному передвижению штока препятствует канат 9, огибающий секцию 13. Во время подачи жидкости по линии 5 в поршневые полости гидроцилиндров 7 и 12 синхронное перемещение секций 1 и 13 создается канатом 3.

Преимущества такого механизма заключается в том, что рабочую жидкость можно подводить через полый шток одного гидроцилиндра ко второму (это позволяет обойтись без длинных шлангов и шлангового барабана), а также в простоте конструкции устройства синхронизации.

Недостатком данного механизма является значительная разница в нагрузках на гидроцилиндры (до 30 %); большие усилия на канаты, что приводит к их вытягиванию и износу блоков. Кроме того, затруднен доступ к канатам и блокам, что усложняет их регулирование и замену.

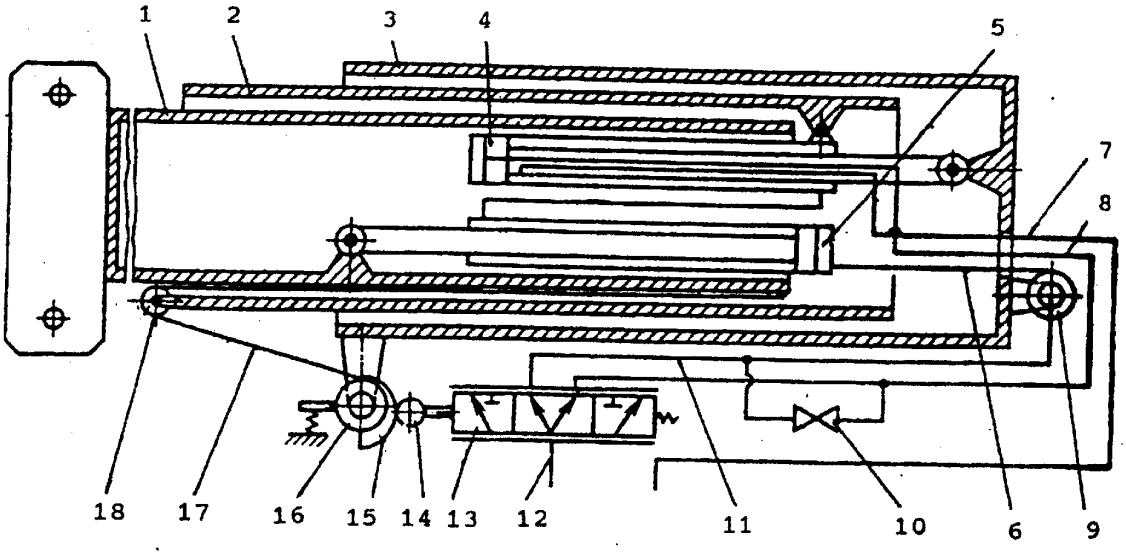


Рис. 6.
Механизм телескопирования секций стрелы
1, 2 и 3 - секции стрелы; 4 и 5 - гидроцилиндры; 6, 7, 8, 11 и 12 - линии; 9 и 16 - барабаны; 10 - вентиль; 13 - делитель потока; 14 - ролик; 15 - кулачок; 17 - канат; 18 - блок

В механизме телескопирования с гидравлическим устройством синхронизации перемещения секций стрелы (рис. 6) предусмотрено дросселированное деление потока жидкости, подводимой к гидроцилиндрам 4 и 5 от одного насоса.

При выдвижении секций 1 и 2 жидкость от насоса по линии 12 поступает в делитель потока 13. Один поток по линии 8 поступает в поршневую полость гидроцилиндра 4, а другой по линии 11 подводится к шланговому барабану 9 и далее по линии 6 поступает в поршневую полость гидроцилиндра 5. Из гидроцилиндра 4 жидкость отводится по линии 7.

Синхронизация выдвижения секций осуществляется перемещением золотника делителя потока 13 влево или вправо за счет поворота барабана 16 с кулачком 15 при изменении натяжения каната 17, вызванного рассогласованием скоростей движения секций 1 и 2.

Преимущество механизма - отсутствие значительных приращений нагрузок на канат и блок. Однако, незащищенные от воздействия внешней среды подвижные элементы, кинематически связанные с золотником делителя потока, требуют постоянного регулирования и смазки.

Механизмы изменения длины стрелы могут выполняться с гидравлическим многопоточным устройством синхронизации (жидкость к гидроцилиндрам подается от индивидуальных насосов с одинаковой объемной подачей), либо с гидравлической синхронизацией за счет объемного деления потока жидкости (наличие гидромоторов, насосов синхронизации).

Данные схемы не находят широкого применения из-за значительного удорожания по сравнению с предыдущими и качественных требований к комплектующим, хотя и обладают определенными преимуществами. Так в первой схеме есть возможность наряду с синхронным перемещением секций получать и индивидуальное при раздельном включении золотников распределителей.

Практически, с целью уменьшения веса и стоимости стрел зачастую используются компромисные конструктивные решения:

- последняя выдвижная секция выдвигается на полную длину и фиксируется;
- телескопируемые секции выдвигаются комбинированно (меньшим количеством) за счет взаимной фиксации остальных.

Такие мероприятия упрощают гидропривод и устройства для подачи жидкости к гидроцилиндрам; за счет снижения массы стрелы (брутто) улучшаются грузоподъемные характеристики.

Так на рис. 7 показан пример конструктивного решения механизма изменения длины четырехсекционной телескопической стрелы. В схеме отсутствует гидроцилиндр для перемещения четвертой секции 10. Секции 13 и 11 перемещаются гидроцилиндрами 16 и 12, соответственно. Гильзы гидроцилиндров могут выдвигаться как синхронно, так и индивидуально.

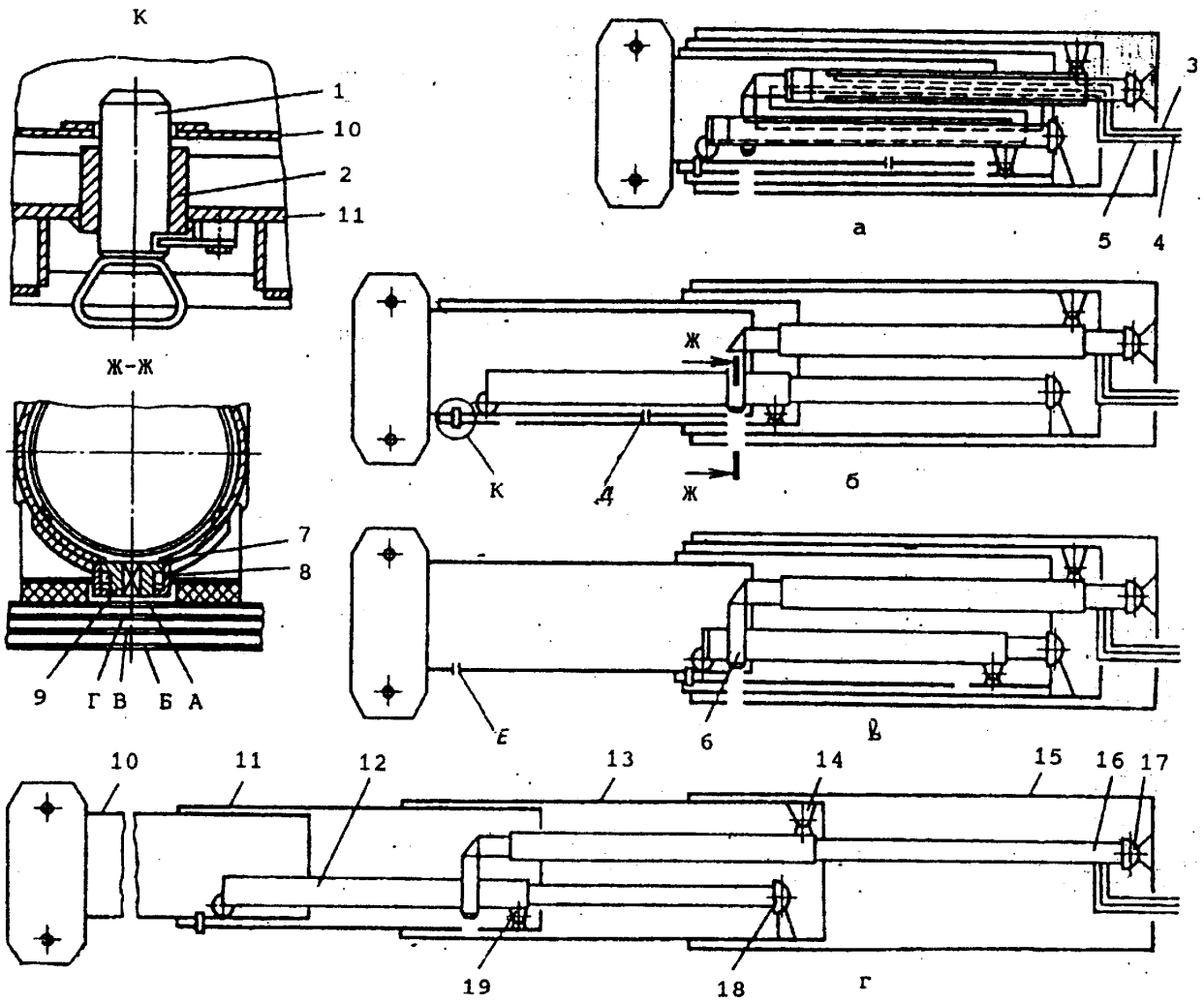


Рис. 7. Механизм изменения длины телескопической стрелы:
а – с вдвинутыми секциями; б – с выдвинутыми и зафиксированными третьей и четвертой секциями; в – с выдвинутой и зафиксированной четвертой секцией; г – с выдвинутыми секциями; 1 – палец; 2 – втулка; 3, 4 и 5 – трубопроводы; 6 – хомут; 7 – кольцо; 8 – гайка; 9 – винт; 10, 11, 13 и 15 – секции стрелы; 12 и 16 - гидроцилиндры; 14, 17, 18 и 19 - шарниры

В секции 10 выполнены два отверстия Д и Е, а в секции 11 - втулка 2. В положении, когда все секции втянуты (рис. 7,а), палец 1 фиксирует секции 11 и 10. Для выдвижения и фиксации секции 10 гидроцилиндры 16 и 12 переводятся на индивидуальное управление. Жидкость по трубопроводу 4 через гидроцилиндр 16 подается в поршневую полость гидроцилиндра 12, гильза которого вместе с третьей и четвертой секциями перемещается до крайнего выдвинутого положения (рис. 7,б). Палец 1 вынимают из отверстий секций 10 и 11 и затем рабочая жидкость подается в штоковую полость цилиндра 12, перемещая гильзу с секцией 11 до крайнего вдвинутого положения. Хомут гидроцилиндра 16 препятствует задвижению секции 10 (рис. 7,в).

После этого палец 1 вставляют в отверстие Д и отверстие втулки Г, взаимно фиксируя секции 10 и 11. Гидросистема переводится на синхронное перемещение цилиндров 16 и 12 (синхронное движение секций 13 и 11). В дальнейшем при выдвинутом положении четвертой секции 10 происходит выдвижение секций 13 и 11 в требуемом режиме и интервале.

Для определения нагрузок на элементы механизма, как указывалось выше, прежде всего необходимо проанализировать его конструктивную схему и возможные комбинации перемещений, фрикционные свойства элементов сопряжения секций стрелы (ползуны-направляющие) и номенклатуру нагружений, включая понятия: телескопирование с грузом, удержание груза, задвижение стрелы.

Рассмотрим для примера телескопическую стрелу с выдвижной головкой (рис. 8). Секция II выдвигается гидроцилиндром. Секция III выдвигается канатным полиспастом (m=2) согласно схемы запасовки. Рабочая нагрузка на гидроцилиндр (с учетом сопротивления полиспаста)*

$$P_{ц} = G_{II} + m\left(G_{III} + G_{г} + G_{кп} \cdot G_{к} + Q_{гр} + S_{0}\right),$$

где G_{II} и G_{III} - веса второй и третьей секции, соответственно;

$G_{г}$ - вес головки;

$G_{к.п.}$ - вес крюковой подвески;

$G_{к}$ - вес каната грузового полиспаста;

S_{0} - усилие в грузовом канате;

$Q_{гр}$ - вес груза.

*) Условно стрела устанавливается вертикально, а силы трения в защемлении секций не учитываются. Такое упрощение можно считать правомочным, так как нагрузки защемления, как правило, не поддаются точному учету.

Необходимое давление в поршневой полости

$$[P_{р}] \geq \frac{P}{F_{п}},$$

где $F_{п}$ - площадь поршня.

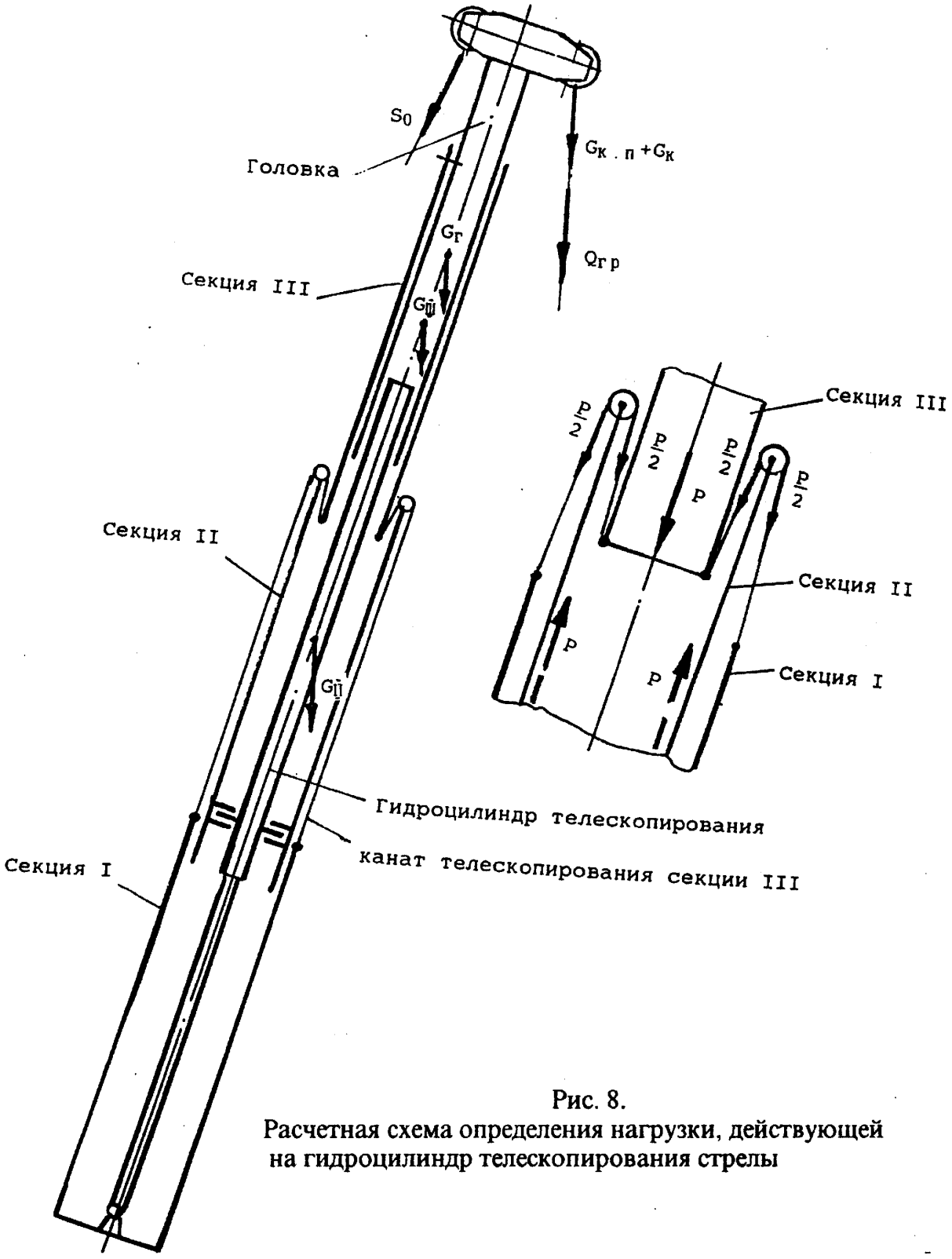


Рис. 8.
Расчетная схема определения нагрузки, действующей на гидроцилиндр телескопирования стрелы

Испытательное давление для проверки герметичности уплотнений

$$P_и = P_р \cdot K ,$$

где $K = 1,5$ - коэффициент запаса.

Исходя из полученных нагрузочных параметров, выполняется расчет гидроцилиндра. Так как гидроцилиндры телескопирования, как правило, длинноходовые, то помимо оценки прочности деталей решается задача устойчивости формы.

Цилиндры при этом представляются как стержни (ступенчатые стержни) под осевой нагрузкой. Методически решение таких задач достаточно описывается во многих первоисточниках, отличаясь лишь степенью идеализации расчетной схемы.

Гидроцилиндры выносных опор.

ССК - машины, отличающиеся мобильностью в работе. Основной объем грузовых операций, как правило, ими выполняются в режиме "на опорах". Следовательно, фирмирование опорного контура должно быть кратковременным и минимально трудоемким. Эта задача решается за счет оснащения выносных опор гидроцилиндрами: выведения опор в рабочее положение и несущими. Гидроцилиндры выведения опор в рабочее положение в большинстве случаев выполняют монтажную операцию без рабочих нагрузок. Однако, в некоторых случаях они совмещают функции выставления и несущих элементов.

На рис. 9 показаны выдвижные опоры. В передней и задней поперечных балках 1 и 5 размещены выдвижные балки 2, 4, 6, 7. Внутри каждой выдвижной балки расположен гидроцилиндр 11, с помощью которого она выдвигается или втягивается. На выдвижной балке устанавливается несущий гидроцилиндр 10, опирающийся на подпятник 9.

При установке крана на выносные опоры вначале выдвигаются с помощью гидроцилиндров выдвижные балки до упора, а затем выдвигаются штоки вертикальных (несущих) гидроцилиндров.

Кран устанавливается на выносные опоры горизонтально, контролируя его положение с помощью указателя уровня. Чтобы исключить просадку штоков вертикальных гидроцилиндров от действующих на них нагрузок, поршневые полости цилиндров защищены гидрозамками, препятствующими при возрастании давления вытеканию рабочей жидкости.

Рассмотрим работу несущих цилиндров, выполняющих, как правило, роль вертикальных опор опорного контура, несущих крановую установку при выполнении грузовых операций и обеспечивающих при этом горизонтальное положение ОПУ, что особо важно для поворотных кранов.

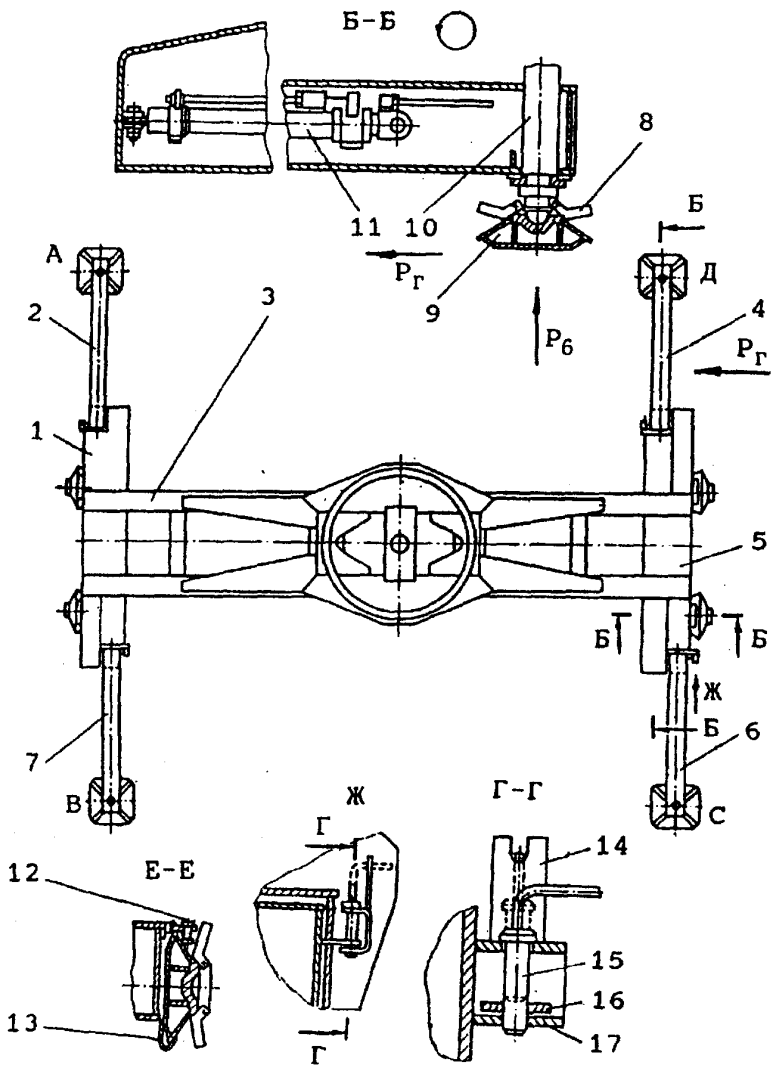


Рис. 9.
Выносные опоры крана

1, 5 - поперечные балки; 2, 4, 6 и 7 - выдвижные балки; 3 - рама; 8 - рычаг; 9 - подпятник; 10 - несущий гидроцилиндр; 11 - гидроцилиндр выдвижения балки; 12 и 15 - пальцы; 13 и 17 - скобы; 14 - упор; 16 - проушина

Нагружение опор (вертикальные реакции опорной поверхности) подробно изложены в разделе "Опорные контуры". Полученные нагрузки на опоры в "Расчете опорных давлений" воссоздают лишь осевую составляющую $P_В$ (вертикальную). Так как конструкция неповоротной части под нагрузкой деформируется, а штоки аутригеров (шаровое окончание) находятся в упруго-защемленных условиях, то появляется горизонтальная (распорная) составляющая $P_г^р$. На величину суммарной горизонтальной нагрузки $P_г^Σ$ влияют также горизонтальные нагрузки, действующие на кран в эксплуатации (уклон, ветер, инерция механизма вращения). Рассмотрим механизм нагружения выносных опор в горизонтальной плоскости.

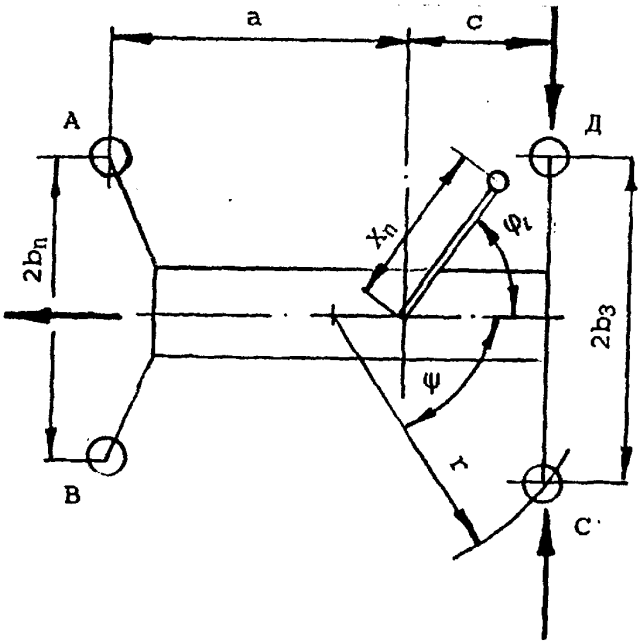


Рис. 10.
Расчетная схема

Установка передних опор (под углом к поперечной оси крана) и способ фиксации (поворотные опоры) снижают распорные усилия на последние. Задние опоры - выдвижные. Так как влияние распорных усилий на прочность гидроцилиндра значительно, проверку прочности производим для гидроцилиндра задней опоры.

Суммарное горизонтальное усилие P_r^{Σ}

$$P_r^{\Sigma} = P_{г}^{т} + P_{г}^{в} + P_{г}^{ук} + P_{г}^{р} ,$$

где $P_г^т$ - горизонтальное усилие, вызванное торможением механизма поворота;

$P_г^в$ - горизонтальное усилие, вызванное действием ветровой нагрузки на кран;

$P_г^{ук}$ - горизонтальное усилие, создаваемое уклоном рабочей площадки;

$P_г^р$ - горизонтальное усилие распора (задние опоры).

$$P_r^{т} = \frac{M_п}{4.r}.\cos\ \psi + \frac{P_{ин.п}}{4}.\cos\ \varphi,$$

где $M_п$ - момент, действующий на поворотную часть, при торможении механизма поворота;

$P_{ин.п.}$ - сила инерции, возникающая при торможении;

r - радиус окружности, на которой расположены выносные опоры.

$$P_r^{в} = \frac{1}{4} . q_0 . n . c . F_K ,$$

где q_0 - скоростной напор ветра;

n - коэффициент возрастания скоростного напора в зависимости от высоты;

c - аэродинамический коэффициент;

F_K - наветренная площадь крана.

$$P_r^{ук} \approx \frac{1}{4} G_K . \sin \alpha ;$$

где

G_K - вес крана с грузом;

α - угол наклона рабочей площадки.

Определим горизонтальные усилия распора задних опор (Рис. 11).

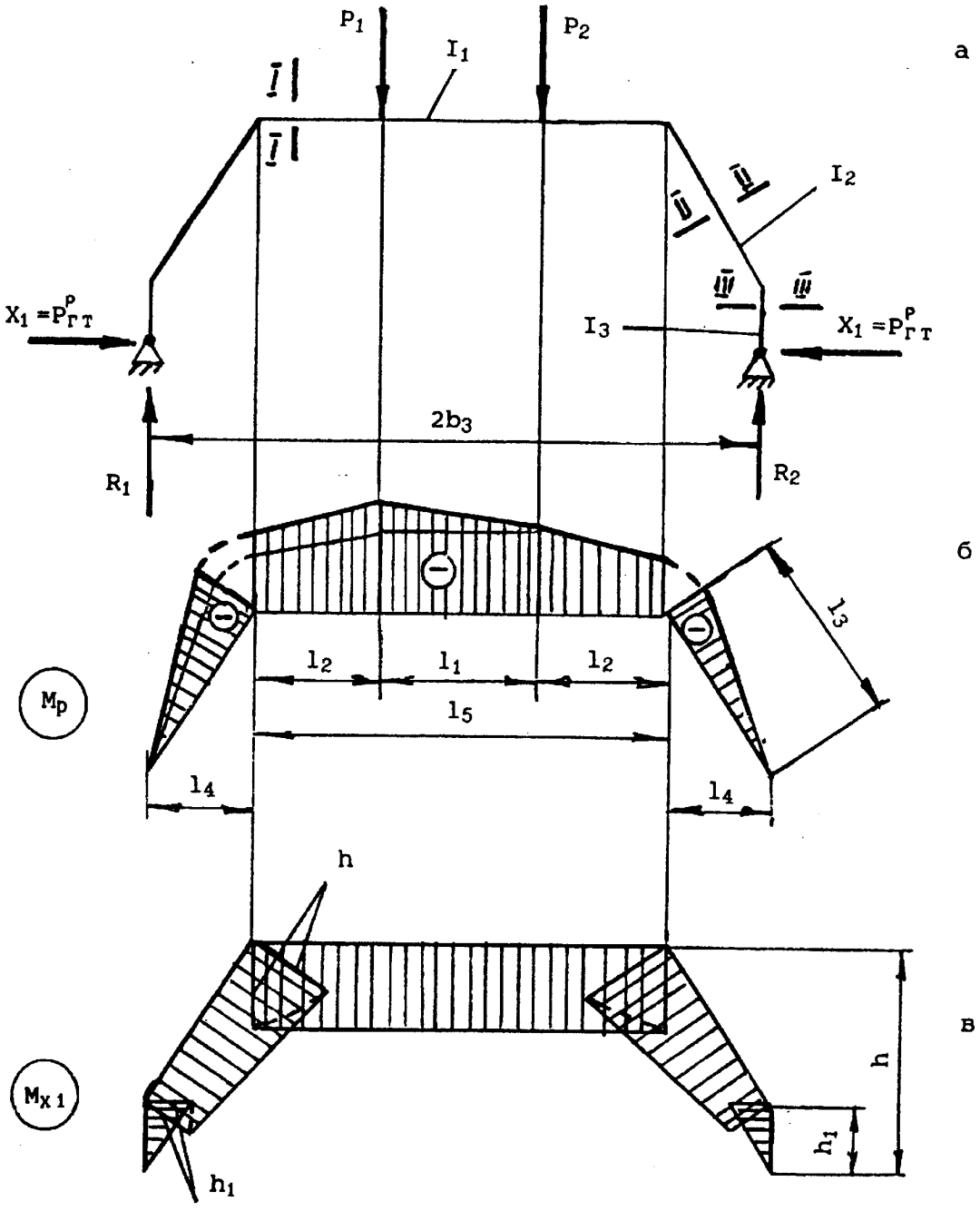


Рис. 11.

Расчетная схема с эпюрами изгибающих моментов

а - расчетная схема;

б - эпюра изгибающих моментов M_p;

в - эпюра изгибающих моментов M_{X1}

$R_1 = P_Д$ } - опорные давления на задние опоры;
$R_2 = P_С$ }

P_1, P_2 - реакции со стороны продольных балок рамы неповоротной;

I_1, I_2 и I_3 - моменты инерции поперечных сечений участков, принятых по однотипности.

Определяем неизвестные реакции X_1 при помощи канонических уравнений метода сил.

Приравниваем нулю перемещение в направлении неизвестной X_1

$$\delta_{11} \cdot X_1 + \Delta_{1P} = 0 ,$$

где δ_{11} - перемещение от единичной силы;

Δ_{1P} - перемещение от заданной нагрузки.

$$\delta_{11} = \sum\left(\frac{1}{EI_i} \cdot S_{1i} \cdot h_{c1i}\right),$$

где I_i - момент инерции поперечного сечения i-го участка;

S_{1i} - площадь i-ой эпюры изгибающих моментов M_{X1};

h_{c1i} - ордината i-ой эпюры изгибающих моментов M_{X1} под центром тяжести этой эпюры.

$$\Delta_{1P} = \sum\left(\frac{1}{EI_i} \cdot h_{CPi}\right),$$

где S_{pi} - площадь i-ой эпюры изгибающих моментов M_P;

h_{CPi} - ордината i-ой эпюры изгибающих моментов M_{xi}, расположенная под центром тяжести соответствующей эпюры M_P.

На рис. 11 б) и в) построены эпюры изгибающих моментов M_{X1} и M_P.

Определив δ_{11} и Δ_{1P} и подставив их значения в исходное уравнение $\delta_{11} \cdot X_1 + \Delta_{1P} = 0$, определяем $P_{ГР}$ из условия шарнирного закрепления штоков несущих цилиндров.

Сферическое окончание штока находится в сферической выборке подпятника. Такое сопряжение допускает взаимное проскальзывание.

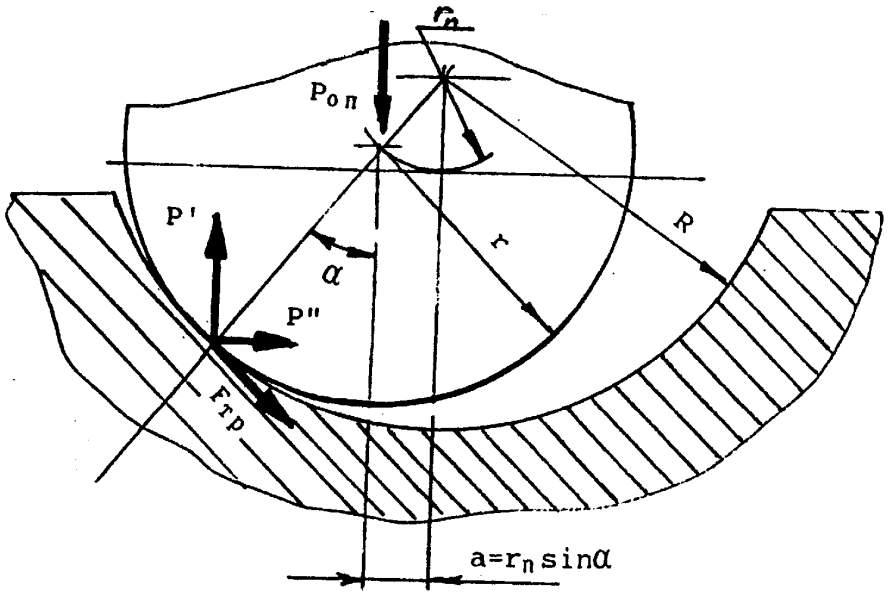


Рис. 12.
Расчетная схема

По мере проскальзывания сферы пяты штока в сферической выборке подпятника точка приложения усилия P_r^p будет перемещаться по окружности радиуса R. Центр сферы пяты штока перемещается по радиусу $r_п$.

$$r_п = R - r .$$

Усилие $P_г$ будет уравновешиваться усилиями P^{II} и $F_{тр}\cos\alpha$.

$$P_r^p = P^{II} + F_{TP}\cos\alpha ,$$

где $P^{II} = P^I \cdot \operatorname{tg}\alpha$;

$P^I = P_{оп}$ - давление на рассматриваемую опору;

α - угол смещения точки контакта;

$$F_{TP} = \frac{P^I}{\cos\alpha}\cdot\mu = \frac{P_{on}}{\cos\alpha}\cdot\mu,$$

где μ - коэффициент трения скольжения в сопряжении шток-подпятник.

Следовательно

$$P_г = P_{оп}(\operatorname{tg}\alpha + \mu).$$

Построим график зависимости P_r^p от "а" для каждой опоры (рис. 13):

- задаемся величиной a_i;

- определяем угол смещения точки контакта

$$\alpha_i = arc\ \sin\frac{a_i}{r_n};$$

- определяем величину P_{ri}

$$P_{ri}^p = P_{оп}(\operatorname{tg}\alpha + \mu).$$

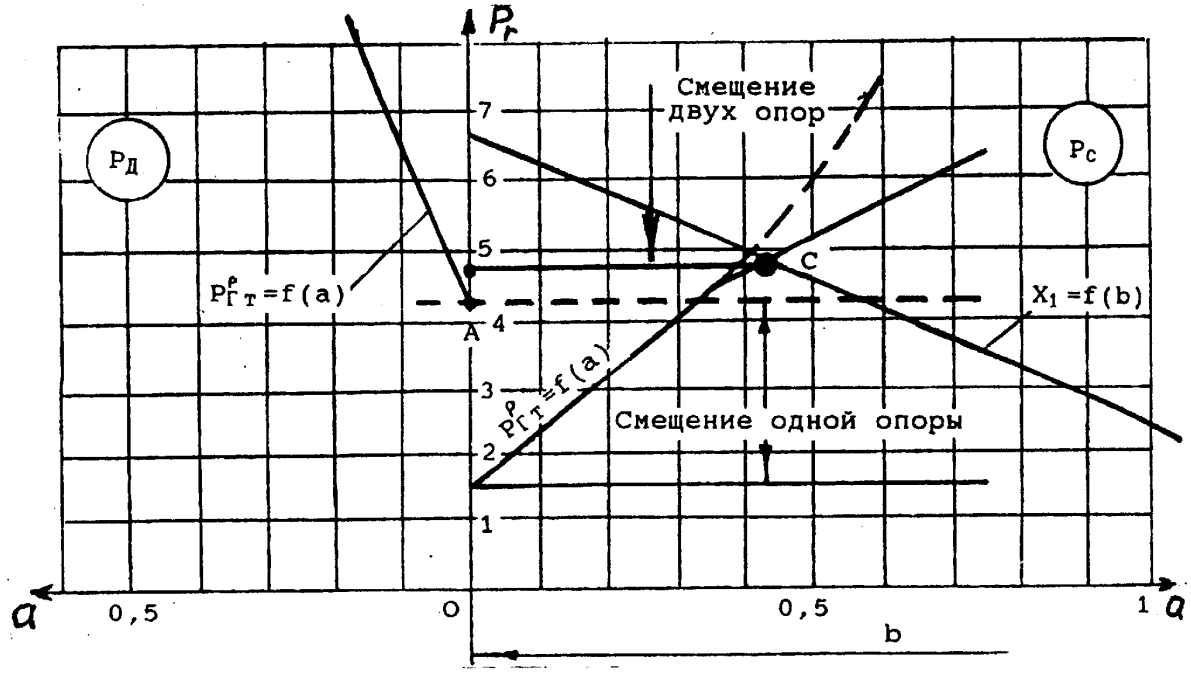


Рис. 13.
График зависимости $P_г^р$ от a

Полученное ранее горизонтальное усилие $P_{гт}^р = X_1$ должно было бы вызвать перемещение "в" одной из опор при ее освобождении (отсутствие шарнира).

$$в = \delta_{11} \cdot X_1 .$$

По полученному перемещению "в" и нагрузке "X_1" строим характеристику жесткости задних опор и накладываем на нее график зависимости $P_{гт}^р$ от "a".

Как видно из графиков рис. 13, при изменении горизонтальной силы $P_{гт}^р$ от min до уровня т.А происходит смещение только одной опоры, менее нагруженной (P_c). Далее будет смещаться и вторая опора $P_д$. Поэтому следует построить график зависимости суммарного смещения опор в функции от горизонтальной силы $P_г$:

$$a = a1 + a2 ;$$

$$P_{г1} = P_д (tg\,\alpha_1 + \mu); \qquad P_{г2} = P_c (tg\,\alpha_2 + \mu);$$

$$tg\,\alpha_1 = \frac{P_{г1}}{P_д} - \mu \qquad tg\,\alpha_2 = \frac{P_{г2}}{P_c} - \mu;$$

$$\alpha_1 = arc\,tg\left(\frac{P_{г1}}{P_д} - \mu\right); \qquad \alpha_2 = arc\,tg\left(\frac{P_{г2}}{P_c} - \mu\right);$$

$$a_1 = r_п.\sin\,\alpha_1; \qquad a_2 = r_п.\sin\,\alpha_2.$$

Достроив этот участок графика, найдем его пересечение (т.С) с характеристикой жесткости задних опор, соответствующую значению действительной силы распора $P_г^р$.

Имея все составляющие, определяем $P_г^Σ$. Нагрузочные расчетные режимы будут определяться совместным действием $P_{оni}$ и $P_{гi}^Σ$.

Опоры поворотные в вертикальной плоскости в ССК применяются редко. Еще реже такие опоры работают без механической фиксации. Такое решение опор более характерно экскаваторам.

С точки зрения определения нагрузок (расчетных) на цилиндры в данном случае нет особенностей, так как они (цилиндры) имеют классическую двухшарнирную схему присоединения к конструкции и работают на осевую силу.

Расчет гидроцилиндра (собственно).

Нагрузочными параметрами для расчета гидроцилиндра являются:

P - давление рабочей жидкости (рабочее, испытательное, в поршневой или штоковой полостях);

$P_в=P_ц$ - осевая нагрузка на шток цилиндра;

$P_г$ - поперечная нагрузка на шток цилиндра (если таковая имеется).

Допускаемые запасы прочности имеют значения немного большие, чем при расчете деталей механизмов и элементов конструкций:

$n_и = 1,2 \div 1,35$ - испытательные нагрузки;

$n_р = 1,5 \div 1,7$ - рабочие нагрузки.

Запасы устойчивости формы принимаются равными запасам прочности.

Нагруженность гильзы, как правило, оценивается под действием испытательного давления $P_и$ и выражается величиной приведенных напряжений $\sigma_{пр}$.

$$\sigma_{np} = 0,707\sqrt{(\sigma_t - \sigma_o)^2 + (\sigma_o - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_t)^2},$$

где σ_t - окружное напряжение;

σ_o - осевое напряжение;

σ_r - радиальное напряжение.

$$\sigma_t = P\frac{D_1^2 + D^2}{D_1^2 - D^2}; \qquad \sigma_o = P\frac{D^2}{D_1^2 - D^2}; \qquad \sigma_r = -P.$$

В приведенных формулах:

P - давление в штоковой полости;

D_1 - наружный диаметр гильзы;

D - внутренний диаметр гильзы.

Допускаемые напряжения

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n},$$

где $\sigma_т$ - предел текучести материала гильзы;

n - коэффициент запаса прочности.

Несущая способность штока определяется его напряженным состоянием (осевое сжатие $\sigma_{сж}$ и изгиб $\sigma_и$) и сопротивлением потере устойчивости формы (в основном, актуально для цилиндров телескопирования при полном ходе штока).

$$\sigma_{сж} = \frac{P_B}{F_{шт}} \le [\sigma] = \frac{\sigma_T}{n};$$

$$\sigma_{и} = \frac{P_r \cdot h_{шт}}{W_{шт}} \le [\sigma] = \frac{\sigma_T}{n},$$

где $h_{шт}$ - свободная длина штока (аутригера);

$F_{шт}$ и $W_{шт}$ - площадь и момент сопротивления изгибу штока.

Полый шток (при подводе потока жидкости внутри его) проверяется на рабочее давление штоковой полости аналогично гильзе по тем же формулам.

Несущая способность штока из условия устойчивости проверяется:

- по формулам Эйлера с учетом типа концевого закрепления, наличия промежуточных опор и податливости "заделки" шток-гильза (первоисточники "Строительной механики" и др.);

- по формуле

$$\sigma = \frac{P_B}{F_ш} \le \varphi[\sigma],$$

где φ - коэффициент продольного изгиба, принимаемый в зависимости от гибкости λ

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l_ш}{r_{min}},$$

где μ - коэффициент приведенной длины, принимаемый в зависимости от способа закрепления концов гидроцилиндра;

$l_{шт}$ - длина стержня (штока);

r_{min} - минимальный радиус инерции сечения штока.

$$r_{min} = \sqrt{\frac{I_ш}{F_ш}},$$

($I_{шт}$ - момент инерции сечения штока).

Проверка несущей способности остальных элементов гидроцилиндров (резьбы, смятие в сопряжениях, сварные швы, проушины и т.д.) соответствует методикам общеобразовательных технических дисциплин и решается с использованием соответствующих первоисточников.

Вынесение гидроцилиндров в отдельный подраздел механизмов при кажущейся однотипности расчетной их проверки, с учетом приведенного краткого функционального и структурного анализа их работы объясняется еще и тем, что наряду с оценкой несущей способности данных элементов, в задачах реального проектирования приходится решать задачи кинематического анализа, задачи оптимальных схем подвода питания, задачи унификации комплектующих деталей и т.д. Функционально же использование данных механизмов выглядит намного многограннее, чем механизмов лебедочного типа.

Более подробно с некоторыми методическими материалами расчетов деталей можно ознакомиться в приводимых далее примерах расчетов.

Глава VII. РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ВЫНОСНЫХ ОПОР

В настоящем расчете проверена прочность гидроцилиндров выносных опор крана грузоподъемностью 25 т.

Рассмотрены следующие расчетные случаи:

1. Подъем максимального рабочего груза Q=25 тс, "стрела на угол назад".

2. Подъем максимального рабочего груза Q=25 тс, "стрела назад", вдоль продольной оси.

3. Испытание гидроцилиндра давлением.
Испытательное давление $P_и$ = 160 кгс/см².

Определение нагрузок, действующих на опоры.

Расчетный случай 1.

$\varphi_1 = 43^0$

$$\varphi_2 = arc\ \sin\frac{4700}{2.3870} = 37°24'.$$

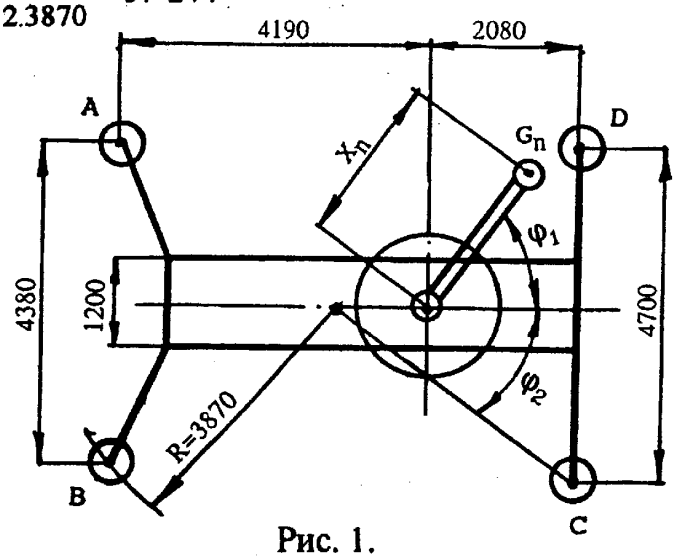


Рис. 1.
Установка выносных опор

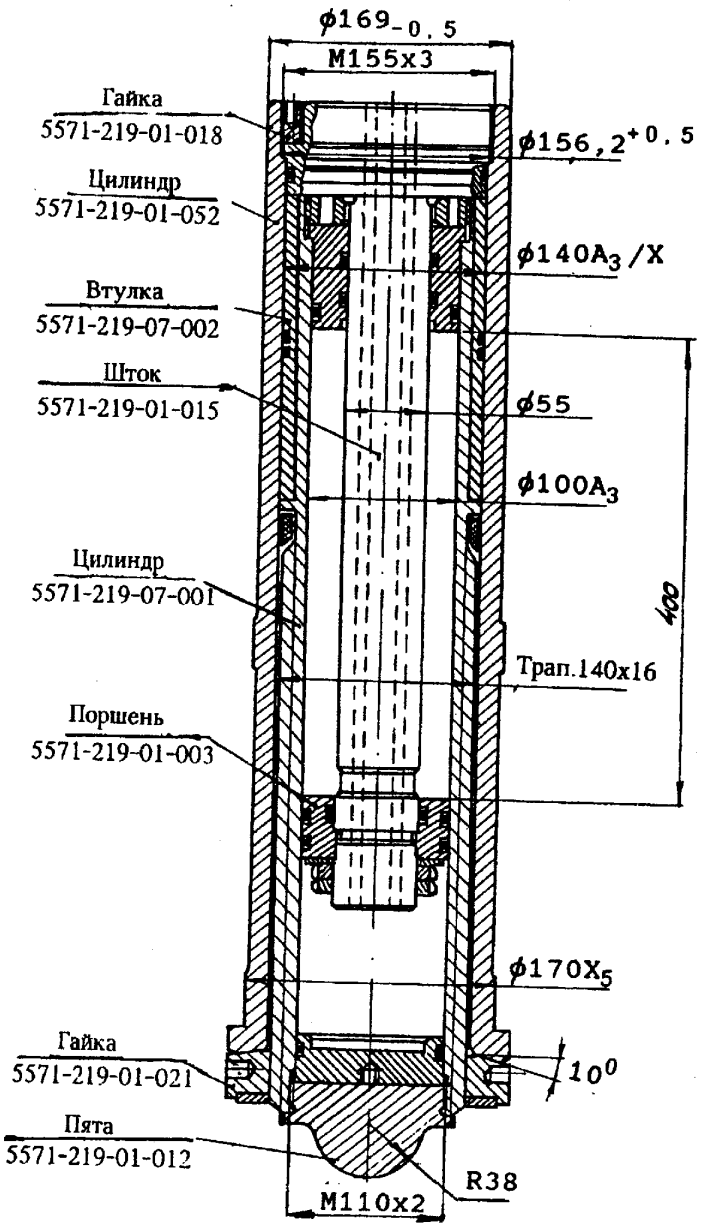


Рис. 2.
Гидроцилиндр

Так как влияние распорных усилий на прочность гидроцилиндра значительно, проверку прочности производим для гидроцилиндра задней опоры (с учетом разности установки опор задних и передних).

Давления на опоры в рассматриваемом случае

$P_c = 9{,}55$ тс; $P_д = 28{,}1$ тс.

Горизонтальное усилие, вызванное торможением механизма поворота, определится выражением

$$P_r^T = \frac{M_n}{4.R}.\cos\varphi_2 + \frac{P_{ин.п}}{4}.\cos\varphi_1 = \frac{6,84}{4.3,87}.\cos 37^0 24' + \frac{1,57}{4}.\cos 43^0 = 0,64 \text{ тс},$$

где $M_п$=6,84 тс.м - момент, действующий на поворотную часть при торможении механизма поворота;
R=3,87 м - радиус окружности, на которой расположены выносные опоры;
$P_{ин.п.}$=1,57 тс - сила инерции, возникающая при торможении.

Горизонтальное усилие, вызванное действием ветровой нагрузки на кран

$$P_r^B = \frac{1}{4}q_0.n.c.F_{KP} = \frac{1}{4}.0,025.1.1,2.36 = 0,27 \text{ тс},$$

где q_0=0,025 тс/м² - скоростной ветровой напор;
n=1 - коэффициент возрастания скоростного напора в зависимости от высоты;
c=1,2 - аэродинамический коэффициент;
$F_{кр}$=36 м² - наветренная площадь крана с грузом.

Горизонтальное усилие, создаваемое уклоном рабочей площадки

$$P_r^{ук} = \frac{1}{4}.G_K.\sin\alpha = \frac{1}{4}.64,8.\sin 1,5^0 = 0,42 \text{ тс},$$

где $G_к$=64,8 тс - вес крана с грузом;
α=1,5⁰ - угол наклона рабочей площадки.

Определим горизонтальные усилия распора задних опор.
Расчетная схема представлена на рис. 3 ,

где $R_1 = P_D$ = 28,1 тс; $R_2 = P_c$ = 9,55 тс - давления на задние опоры;
P_1 и P_2 - реакции со стороны продольных балок рамы неповоротной;
I_1, I_2 и I_3 - моменты инерции поперечных сечений участков.

Нагрузки со стороны продольных балок

$$P_1 = \frac{R_1.0,5(4,7+1,2) - R_2.0,5(4,7-1,2)}{1,2} = \frac{28,1.0,5(4,7+1,2) - 9,55.0,5(4,7-1,2)}{1,2} = 55,15 \text{ тс}; ;$$

$$P_2 = \frac{R_1.0,5(4,7-1,2) - R_2.0,5(4,7+1,2)}{1,2} = \frac{28,1.0,5(4,7-1,2) - 9,55.0,5(4,7+1,2)}{1,2} = 17,5 \text{ тс}.$$

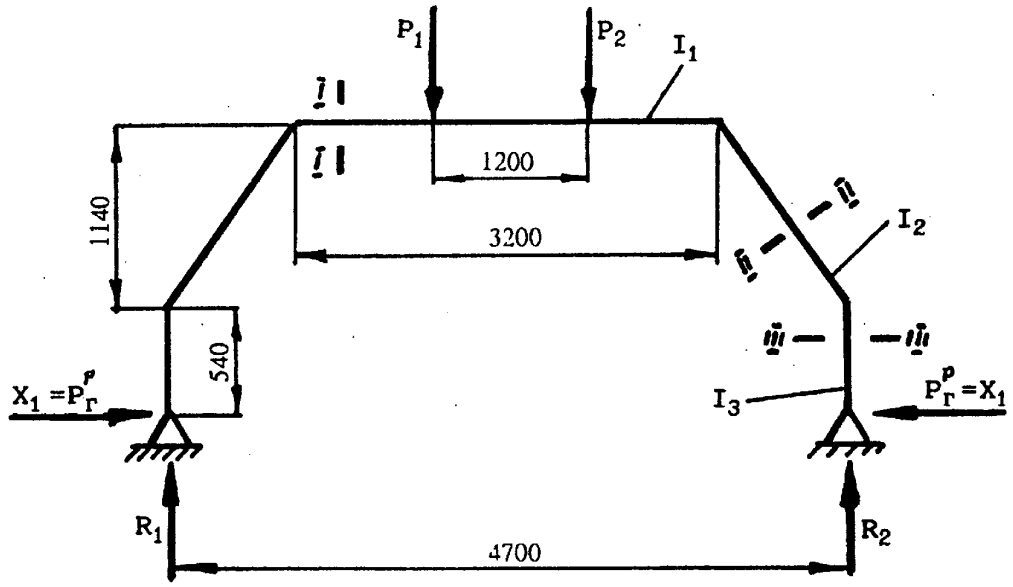


Рис. 3.
Расчетная схема

Реакции X_1 определим при помощи канонических уравнений метода сил.

Приравняем нулю перемещение в направлении неизвестной X_1

$$\delta_{11} \cdot X_1 \cdot \Delta_{1p} = 0 ,$$

где δ_{11} - перемещение от единичной силы;
Δ_{1p} - перемещение от заданной нагрузки.

$$\delta_{11} = \sum\left(\frac{1}{EI_i} \cdot S_{1i} \cdot h_{c1i}\right) ,$$

где I_i - момент инерции поперечного сечения i-го участка;
S_{1i} - площадь i-ой эпюры изгибающих моментов M_{x1} ;
h_{c1i} - ордината i-ой эпюры изгибающих моментов M_{x1} под центром тяжести этой эпюры.

$$\Delta_{1P} = \sum\left(\frac{1}{EI_i} \cdot S_{Pi} \cdot h_{CPi}\right) ,$$

где S_{pi} - площадь i-ой эпюры изгибающих моментов M_p ;
h_{cpi} - ордината i-ой эпюры изгибающих моментов M_{x1} , расположенная под центром тяжести соответствующей эпюры M_p.

Построим эпюры изгибающих моментов M_{x1} и M_p

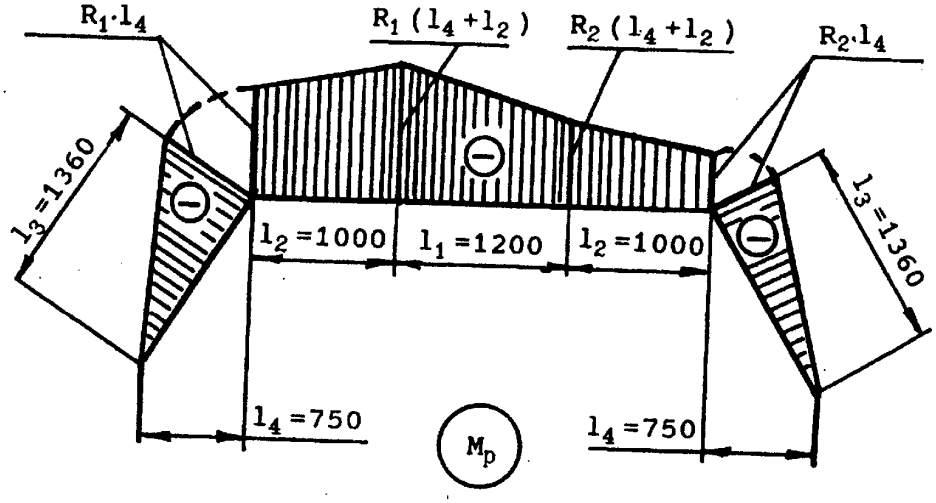


Рис. 4.
Эпюра изгибающих моментов M_p

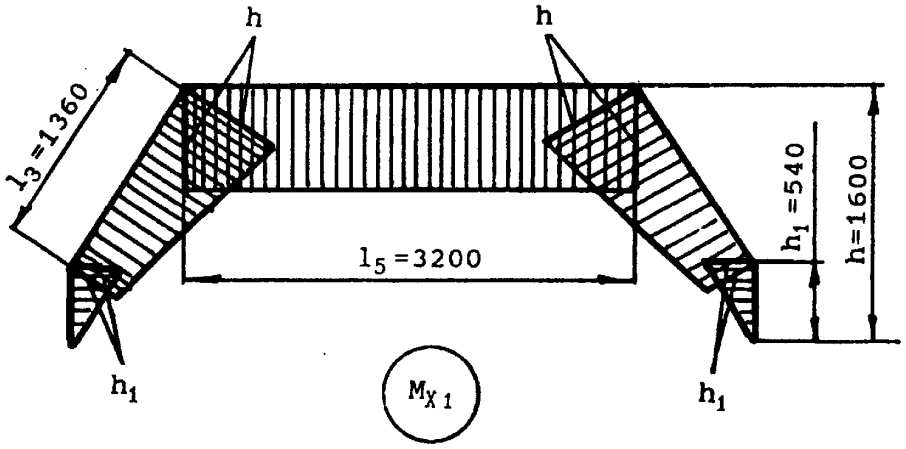


Рис. 5.
Эпюра изгибающих моментов M_{x1}

Определим моменты инерции поперечных сечений участков.

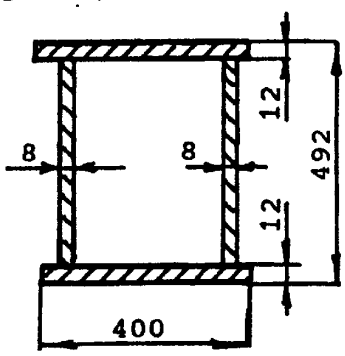


Рис. 6.
Сечение I-I

$$I_1 = \frac{40.49,2^3}{12} - \frac{38,4.46,8^3}{12} = 69000 \text{ см}^4 .$$

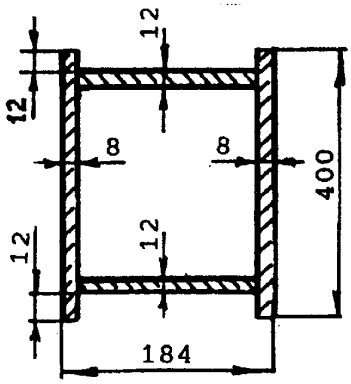


Рис. 7.
Сечение II-II

$$I_2 = \frac{2.0,8.40^3}{12} + 2.1,2.16,8.18,2^2 = 21900 \text{ см}^4.$$

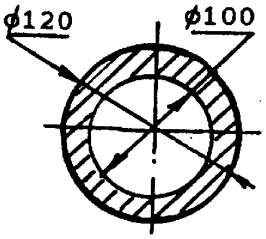


Рис. 8.
Сечение III-III

$$I_3 = \frac{\pi.\left(D^4 - d^4\right)}{64} = \frac{\pi\left(12^4 - 10^4\right)}{64} = 530 \text{ см}^4.$$

$$\delta_{11} = \frac{1}{EI_1}.h^2.l_5 + \frac{1}{EI_2}.2.\frac{h_1 + h}{2}.l_3.y_1 + \frac{1}{EI_3}.2.\frac{h_1^2}{2}.\frac{2}{3}h_1 = \frac{1}{E}\left(\frac{h^2 l_5}{I_1} + \frac{(h_1 + h).l_3 y_1}{I_2} + \frac{2}{3}.\frac{h_1^3}{I_3}\right) =$$

$$= \frac{1}{E}\left(\frac{160^2.320}{69000} + \frac{(54 + 160).136.116}{21900} + \frac{2}{3}.\frac{54^3}{530}\right) = \frac{470}{E}.$$

Определим y_1 (ординату, проходящую через центр тяжести эпюры M_{x1} второго участка).

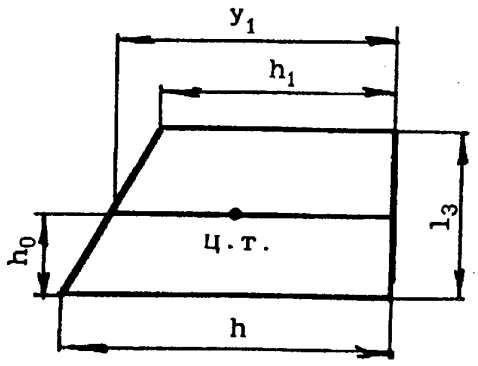


Рис. 9.
Расчетная схема

$$h_o = \frac{l_3}{3}.\frac{h + 2h_1}{h + h_1} = \frac{136}{3}.\frac{160 + 2.54}{160 + 54} = 56,8 \text{ см};$$

$$y_1 = h_1 + \frac{l_3 - h_o}{l_3}(h - h_1) = 54 + \frac{136 - 56,8}{136}(160 - 54) = 116 \text{ см}.$$

$$\Delta_{1P} = -\frac{1}{EI_1}\left[\frac{R_1.l_4 + R_1(l_4 + l_2)}{2}.l_2.h + \frac{R_1(l_4 + l_2) + R_2(l_4 + l_2)}{2}.l_1.h + \frac{R_2(l_4 + l_2) + R_2 l_4}{2}.l_2.h\right] -$$

$$-\frac{1}{EI_2}\left(R_1.l_4.\frac{l_3}{2}.y_2 + R_2.l_4.\frac{l_3}{2}.y_2\right) = -\frac{1}{E}\left\{\frac{(R_1 + R_2).h\left[2(l_4 + l_2).l_2 + (l_4 + l_2).l_1\right]}{2I_1} + \frac{(R_1 + R_2)l_4.l_3.y_2}{2I_2}\right\} =$$

$$= -\frac{10^3}{E}\left\{\frac{(28{,}1+9{,}55)\cdot 160\left[2(75+100)\cdot 100+(75+100)\cdot 120\right]}{2\cdot 69000}+\frac{(28{,}1+9{,}55)\cdot 75\cdot 136\cdot 125}{2\cdot 21900}\right\}=$$

$$= -\frac{3266000}{E}.$$

Определим y_2 (ординату эпюры M_{X1} второго участка, расположенную под центром тяжести соответствующей эпюры M_P).

$$y_2 = h_1 + \frac{2}{3}(h - h_1) = 54 + \frac{2}{3}(160 - 54) = 125 \text{ см}.$$

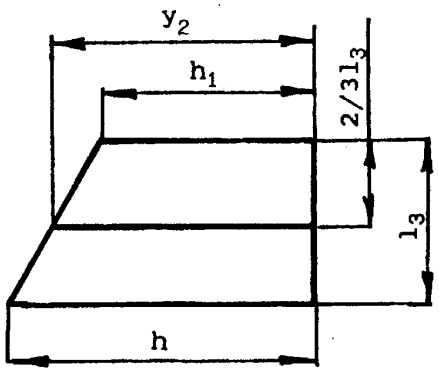


Рис. 10.
Расчетная схема

Подставив значения δ_{11} и Δ_{1P} в исходное уравнение

$$\frac{470}{E}\cdot X_1 - \frac{3266000}{E} = 0\ ;$$

$$P_r^P = X_1 = \frac{3266000}{470} = 6950 \text{ кгс}.$$

Центр сферы пяты штока перемещается по радиусу

$r_п = R - r = 50 - 38 = 12$ мм.

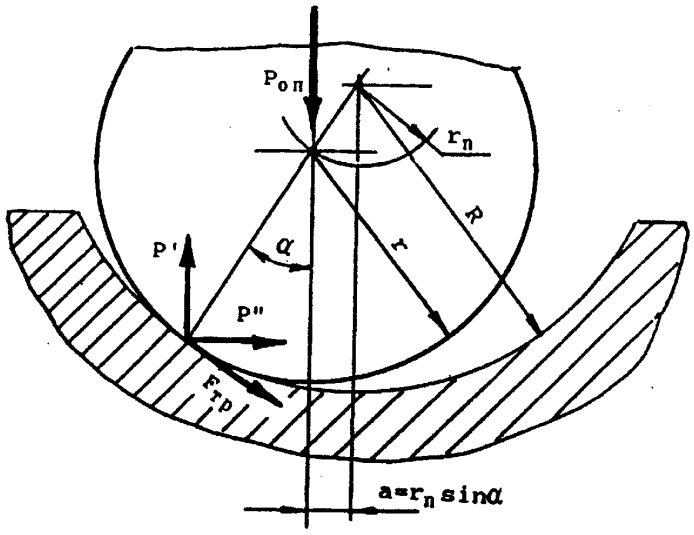


Рис. 11.
Расчетная схема пяты штока

Усилие $P_г$ уравновешивается усилиями P'' и $F_{тр}$. cos α

$$P_г = P'' + F_{тр} . \cos \alpha ,$$

где $P'' = P' . tg \alpha$;

$P' = P_{оп}$ - давление на рассматриваемую опору ;

α - угол смещения точки контакта ;

$$F = \frac{P'}{\cos \alpha} . \mu = \frac{P}{\cos \alpha} . \mu ;$$

μ = 0,15 - коэффициент трения скольжения в сопряжении (сталь по стали).

$$P_г = P_{оп} (tg \alpha + \mu).$$

Построим графики зависимости "$P_г$" от "а" для каждой опоры.

Вычисления сведены в табл. 1 ;

- задаемся величиной а;
- определяем угол смещения точки контакта

$$\alpha = arc \sin \frac{a}{r_n} ;$$

- определяем величину $P_г$

$$P_г = P_{оп} (tg \alpha + \mu).$$

Таблица 1.

$P_{оп}$	а	α	$P_г$	$P_{оп}$	а	α	$P_г$
кгс	см	град.	кгс	кгс	см	град.	кгс
28100	0	0	4215	9550	0	0	1432
28100	0,01	0,4775	4449	9550	0,10	4,7802	2231
28100	0,02	0,9550	4683	9550	0,20	9,5941	3047
28100	0,03	1,4325	4918	9550	0,30	14,4775	3898
28100	0,04	1,9102	5152	9550	0,40	19,4712	4809
28100	0,05	2,3880	5387	9550	0,45	22,0243	5296
28100	0,06	2,8660	5622	9550	0,50	24,6243	5810
28100	0,08	3,8226	6092	9550	0,55	27,2796	6357
28100	0,10	4,7802	6565	9550	0,60	30,0000	6946
28100	0,11	5,2595	6802	9550	0,65	32,7972	7586

Характеристика жесткости задних опор.

Полученное ранее горизонтальное усилие X_1=6950 кгс при шарнирном закреплении опор (см. рис.3) должно вызвать перемещение "в" одной из опор при освобождении этой опоры.

$$в = \delta_{11} . X_1 = \frac{470}{E} . X_1 = \frac{470.6950}{2{,}1.10^6} = 1{,}555 \text{ см.}$$

По полученному перемещению "в" и нагрузке "X_1" строим характеристику жесткости задних опор, накладываем на нее график зависимости $P_г$ от а.

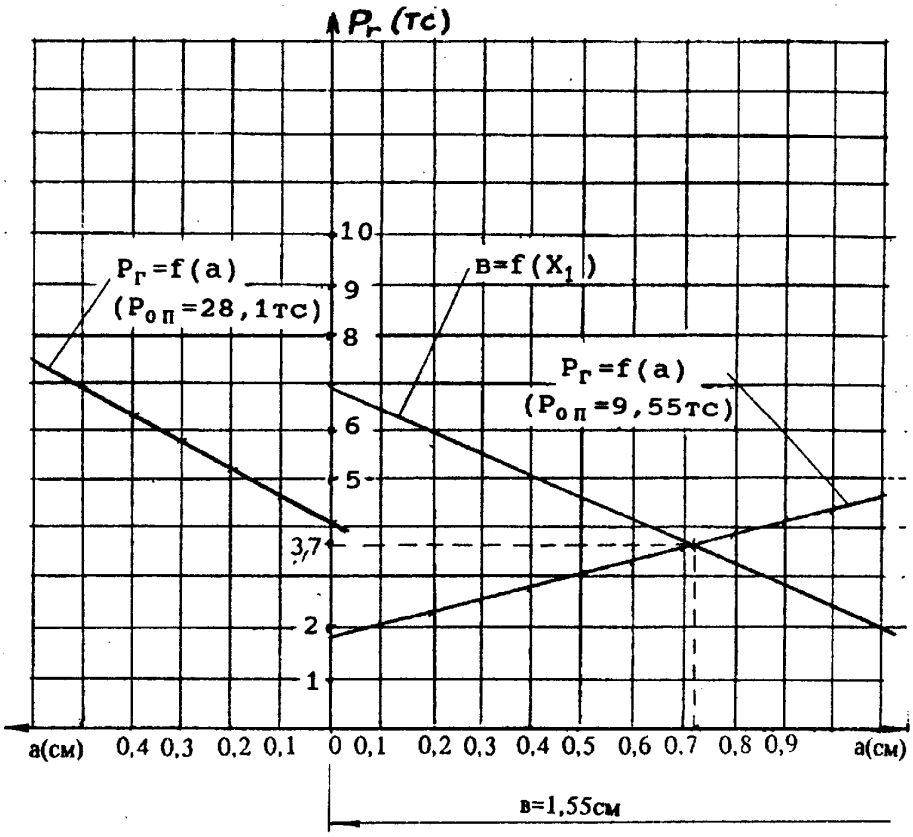


Рис. 12. График характеристики жесткости задних опор

Начиная со значения горизонтальной силы $P_г$=4215 кгс, смещаются обе опоры. Строим график зависимости суммарного смещения опор в функции от горизонтальной силы $P_г$:

$$a = a_1 + a_2;$$

$$\frac{a_1}{r_n} = tg\ \alpha_1; \qquad \frac{a_2}{r_n} = tg\ \alpha_2;$$

$$P_г = 28100\left(\frac{a_1}{r_n} + \mu\right); \qquad P_г = 9550\left(\frac{a_2}{r_n} + \mu\right);$$

$$a_1 = \left(\frac{P_г}{28100} - \mu\right).r_n; \qquad a_2 = \left(\frac{P_г}{9550} - \mu\right).r_n.$$

Таблица 2

$P_г$, кгс	a_1, см	a_2, см	a, см	Примечание
4215	0	0,3496	0,3496	
4500	0,01217	0,3854	0,3976	
5000	0,03352	0,4483	0,4818	
5500	0,05488	0,5111	0,5660	

Окончательно значение горизонтальной силы при распоре

$$P_г^р = 4{,}85 \text{ тс},$$

Полная горизонтальная нагрузка

$$P_г^{\Sigma} = P_г^т + P_г^в + P_г^{ук} + P_г^р = 0{,}64 + 0{,}27 + 0{,}42 + 4{,}85 = 6{,}18 \text{ тс}.$$

Расчетный случай 2

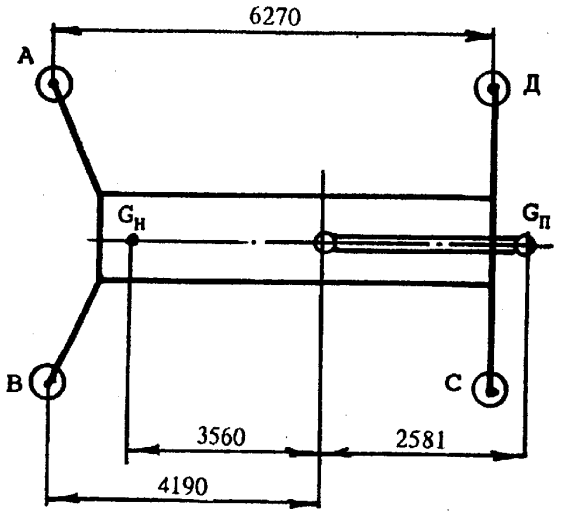


Рис. 13.
Установка выносных опор

Нагрузка на опоры (задние)

$$P_c = P_D = 22{,}2 \text{ тс.}$$

Определение горизонтального усилия распора задних опор производится так же, как и в расчетном случае 1.

$R_1 = R_2 = P_c = P_д = 22{,}2$ тс;

$P_1 = P_2 = R_1 = R_2 = 22{,}2$ тс.

$$\delta_{11} = \frac{470}{E};$$

$$\Delta_{1P} = -\frac{1}{E}\left\{\frac{2R_1.h\left[2(l_4+l_2).l_2+(l_4+l_2).l_1\right]}{2I_1}+\frac{2R_1.l_4.l_3.y_2}{2I_2}\right\} =$$

$$= -\frac{10^3}{E}\left\{\frac{2.22{,}2.2.160\left[2(75+100).100+(75+100)120\right]}{2.69000}+\frac{2.22{,}2.2.75.136.125}{2.21900}\right\} = -\frac{3616000}{E};$$

$$P_r^P = X_1 = \frac{3616000}{470} = 7690 \text{ кгс.}$$

Таблица 3

$P_{оп}$	a	α	$P_г$	$P_{оп}$	a	α	$P_г$
кгс	см	град.	кгс	кгс	см	град.	кгс
22200	0	0	3330	22200	0,16	7,662	6316
22200	0,02	0,955	3700	22200	0,18	8,627	6698
22200	0,04	1,910	4070	22200	0,20	9,594	7082
22200	0,06	2,866	4441	22200	0,22	10,56	7468
22200	0,08	3,822	4813	22200	0,24	11,54	7863
22200	0,10	4,780	5186	22200	0,26	12,51	8256
22200	0,12	5,739	5561	22200	0,28	13,49	8656
22200	0,14	6,700	5938	22200	0,30	14,48	9063

$[\ \alpha = arc\ \sin\frac{a}{r_n};$ $\quad r_n = 12$ мм; $\quad P_г=P_{on}(tg\ \alpha+\mu);$ $\quad \mu=0,15\ ]$

$$в = \frac{470}{E}.X_1 = \frac{470}{2{,}1.10^6}.7690 = 1{,}72 \text{ см}.$$

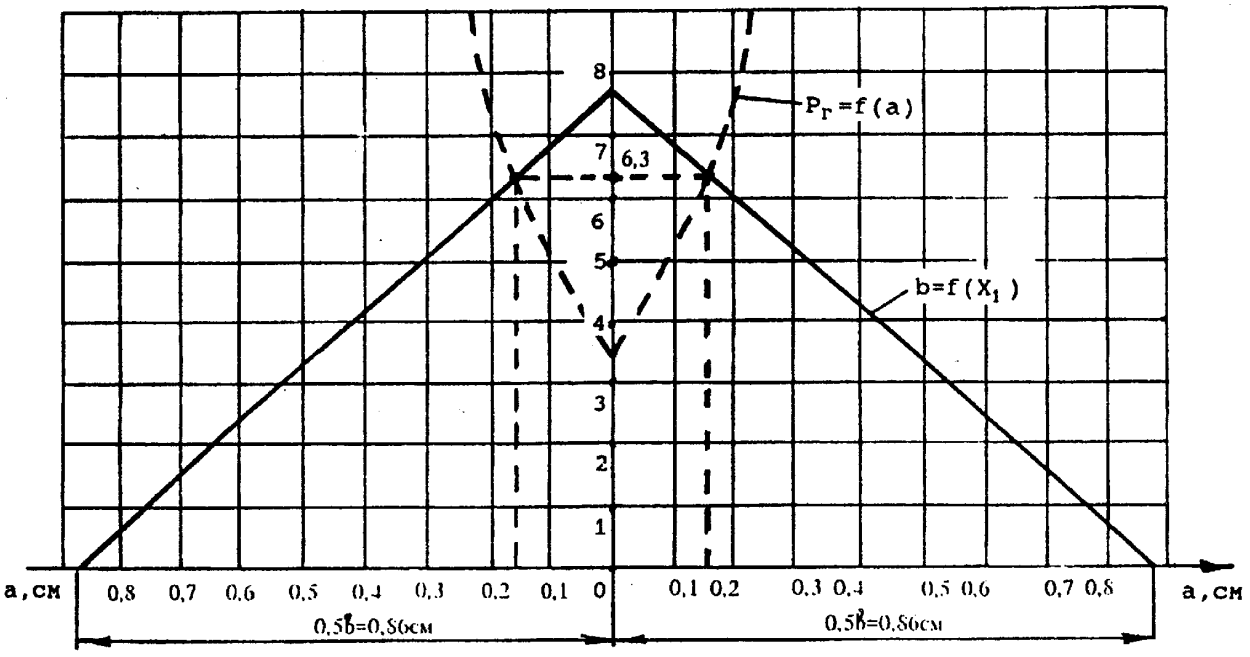


Рис. 14.
График характеристики жесткости задних опор

Фактическое усилие распора $P_г^р=6,3$ тс.

Полная горизонтальная нагрузка

$$P_г^{\Sigma}= P_г^т+P_г^в+P_г^{ук}+P_г^р= 0,64+0,27+0,42+6,3= 7,63 \text{ тс}.$$

Цилиндр (5571-219-07-001)

Считаем, что нагрузка от усилия $P_г=7,63$ тс распределяется равномерно по длине контакта, а от момента M по закону треугольника.

$$M = P_г^{\Sigma}.(h+y_o) = 7630\ .\ (54+11,75) = 501670 \text{ кгс.см}.$$

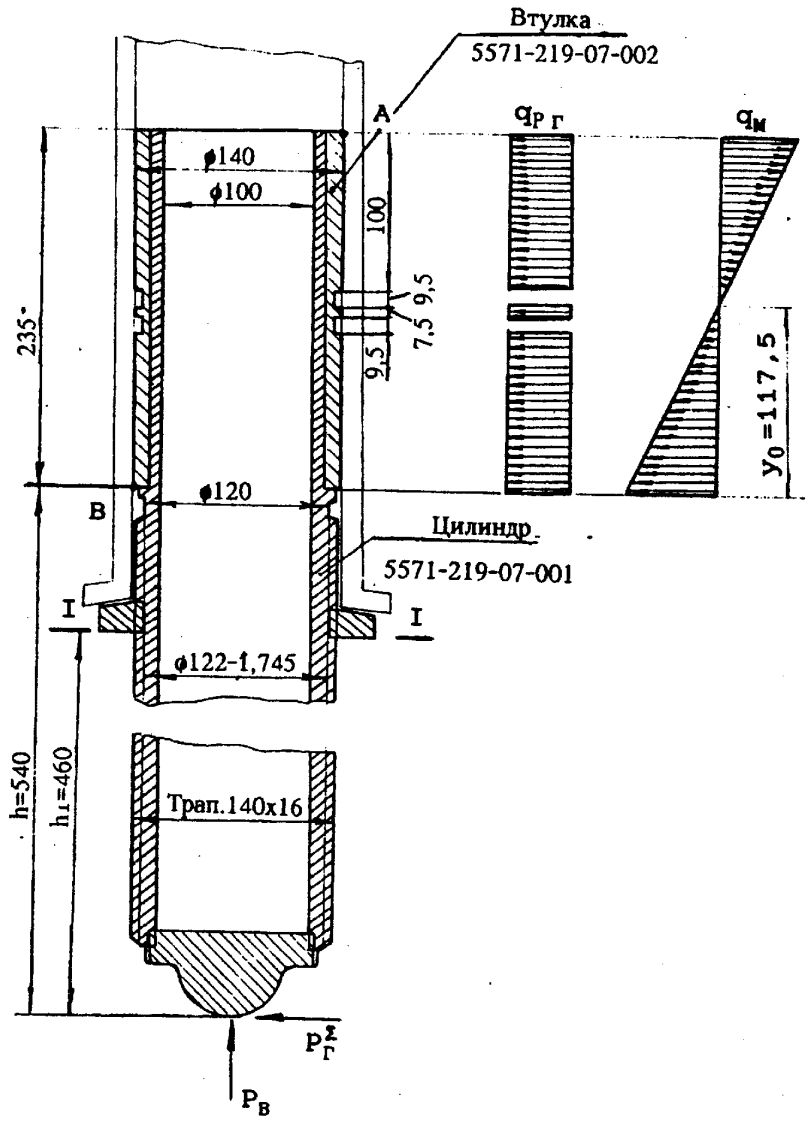


Рис. 15.
Гидроцилиндр

Интенсивность равномерно распределенной нагрузки равна

$$q_{рг} = \frac{P_г^{\Sigma}}{l_к} = \frac{7630}{21,6} = 350 \text{ кгс/см}^2;$$

где $l_к$=23,5-2.0,95=21,6 см - суммарная рабочая длина контакта.

Максимальная ордината эпюры нагрузки от действия момента M=501670 кгс.см.

$$q_M = \frac{3M}{2.y_o^2} = \frac{3.501670}{2.11,75^2} = 5450 \text{ кгс/см.}$$

Суммарная нагрузка, действующая на нижнюю кромку втулки (т. В)

$$q_{max} = q_{pr} + q_M = 350 + 5450 = 5800 \text{ кгс/см.}$$

Максимальные напряжения смятия

$$\sigma_{CM}^{max} = \frac{q_{max}}{d} = \frac{5800}{14} = 415 \text{ кгс/см}^2,$$

где d=14 см - наружный диаметр втулки.

$[\sigma_{см}]$=450 кгс/см^2 - материал Бр.ОЦС-5-5-5.

Упорная гайка (5571-219-01-021) плотно контактирует с торцом гильзы гидроцилиндра, что обеспечивается правилами эксплуатации крана.

Опасным сечением является сечение I-I.

$W_1 = \frac{\pi}{32.D}\left(D^4 - d^4\right) = \frac{\pi}{32.12,025}\left(12,025^4 - 10^4\right) = 89,02 \text{ см}^3$ - момент сопротивления изгибу;

$F_1 = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right) = \frac{\pi}{4}\left(12,025^2 - 10^2\right) = 35,01 \text{ см}^2$ - площадь сечения,

где D=12,025 - внутренний диаметр резьбы подвижного цилиндра;

d=10 см - внутренний диаметр подвижного цилиндра.

Эквивалентные напряжения (изгиб и сжатие)

$$\sigma_{экв} = \frac{P_r^{\Sigma}.h_1}{W_1} + \frac{P_B}{F_1} = \frac{7630.46}{89,02} + \frac{22000}{35,01} = 4570 \text{ кгс/см}^2$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{7500}{1,6} = 4685 \text{ кгс/см}^2.$$

Цилиндр (5571-219-01-052)

Материал цилиндра - сталь 45.

НВ 229...260, с пределом текучести $\sigma_т$=5200 кгс/см^2.

Расчетным для цилиндра является испытательный случай. Испытательное давление $p_и$=160 кгс/см^2.

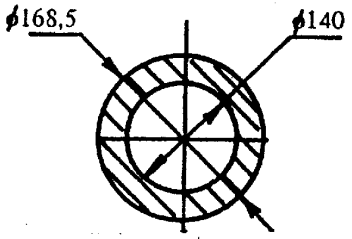


Рис. 16.
Расчетное сечение

D=16,85 см - наружный диаметр;

d = 14 см - внутренний диаметр цилиндра.

Согласно III теории прочности (критерий наибольших касательных напряжений) условие прочности можно выразить через главные напряжения

$$\sigma_{пр} = \sigma_1 - \sigma_3 \le [\sigma],$$

где

$$\sigma_1 = \sigma_t = P\frac{D^2+d^2}{D^2-d^2} = 160.\frac{16{,}85^2+14^2}{16{,}85^2-14^2} = 875 \text{ кгс/см}^2$$ - окружные напряжения на внутренней поверхности цилиндра;

$\sigma_3=\sigma_r=-p=-160$ кгс/см^2 - радиальные напряжения на внутренней поверхности цилиндра.

$\sigma_{пр}=875+160=1035$ кгс/см^2 < $[\sigma] = 3850$ кгс/см^2.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_u} = \frac{5200}{1{,}35} = 3850 \text{ кгс/см}^2.$$

Поршень (5571-219-01-003)

Материал поршня - Бронза Бр. ОЦС-5-5-5 с пределом прочности $\sigma_{п.ч.}=1500$ кгс/см^2.

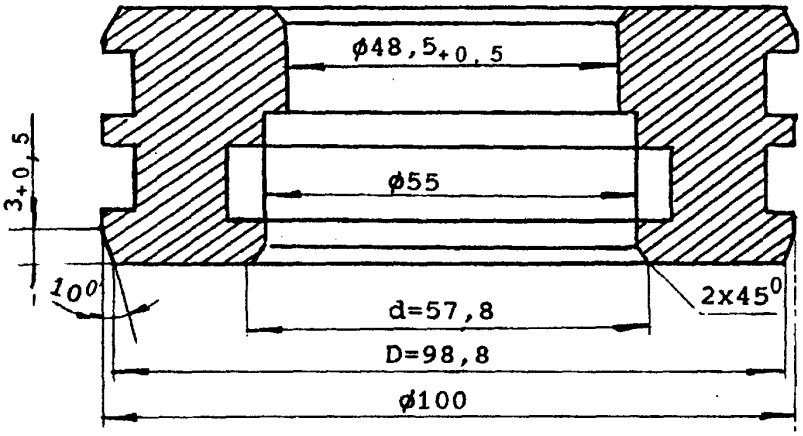


Рис. 17.
Поршень

При испытании гидроцилиндра в сборе давлением $p_и=160$ кгс/см^2 на торец поршня действует осевая сила

$$P_u = p_u.\frac{\pi}{4}\left(d_{нц}^2 - d_{шт}^2 + d_{пц}^2\right) = 160.\frac{\pi}{4}\left(14^2 - 5{,}5^2 + 10^2\right) = 33380 \text{ кгс},$$

где $d_{н.ц.}=14$ см - внутренний диаметр наружного цилиндра;
$d_{шт.}=5{,}5$ см - диаметр штока;
$d_{п.ц.}=10$ см - внутренний диаметр подвижного цилиндра.

Напряжения смятия по торцу поршня

$$\sigma_{см} = \frac{4.P_u}{\pi\left(D^2-d^2\right)} = \frac{4.33380.}{\pi\left(9{,}88^2-5{,}9^2\right)} = 680 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_{см}]_т = 750 \text{ кгс/см}^2,$$

где $[\sigma_{см}]_т=750$ кгс/см^2 - допускаемые напряжения при торцевом смятии.

Гайка (5571-219-01-018)

Материал гайки - сталь 45 с пределом текучести $\sigma_т$=3600 кгс/см^2.
Максимальная нагрузка, действующая на гайку

$$P_и = p_и \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = 160 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 14^2 = 24620 \text{ кгс.}$$

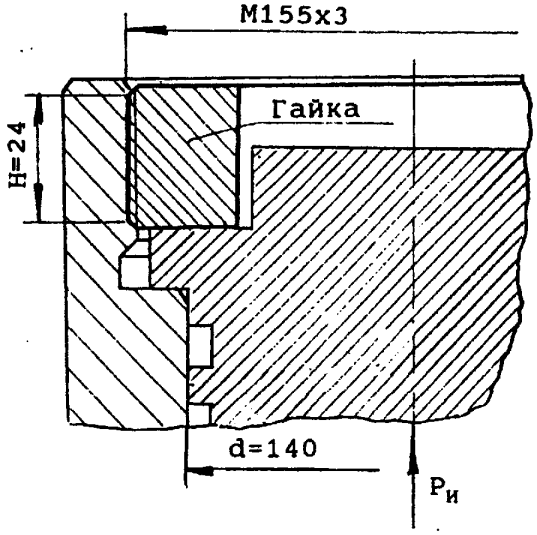


Рис. 18.
Гайка

Срез витков.

$$\tau_{СР} = \frac{k_{нг} \cdot P_и}{n_г \cdot \pi \cdot d_1 \cdot \xi \cdot S} = \frac{3 \cdot 24620}{8 \cdot \pi \cdot 15{,}175 \cdot 0{,}75 \cdot 0{,}3} = 860 \text{ кгс/см}^2 < [\tau_{ср}]_и = 1880 \text{ кгс/см}^2,$$

где $к_{н.г.}$=3 - коэффициент неравномерности распределения нагрузки;

$n_г = \frac{H}{S} = \frac{24}{3} = 8$ - число витков гайки;

d_1=15,175 см - внутренний диаметр резьбы;

ξ = 0,75 - коэффициент для треугольных резьб;

S = 0,3 см - шаг резьбы.

$$[\tau_{СР}]_и = 0{,}6\frac{\sigma_т}{n_и} = 0{,}6\frac{3600}{1{,}15} = 1880 \text{ кгс/см}^2.$$

Смятие витков.

$$\sigma_{СМ} = \frac{k_{нг} \cdot P_и}{n_г \cdot 1{,}1 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot \xi \cdot S} = \frac{3 \cdot 24620}{8 \cdot 1{,}1 \cdot \pi \cdot 15{,}175 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}3} = 1170 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_{см}]=3000 \text{ кгс/см}^2,$$

где ξ=0,5 - коэффициент высоты профиля.

$$[\sigma_{СМ}] = \frac{\sigma_т}{n} = \frac{3600}{1{,}2} = 3000 \text{ кгс/см}^2.$$

Гайка (5571-219-01-021)

Материал гайки - сталь 40Х, $\sigma_т$=5600 кгс/см².

Максимальная вертикальная нагрузка на опору в рабочем случае $P_{оп.max}$=31,33 тс.

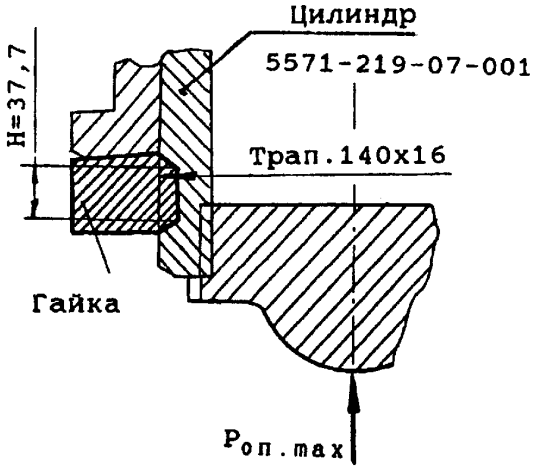


Рис. 19. Гайка

Проверка резьбы на смятие.

$$\sigma_{CM} = \frac{4.k_{Hr}.P_{on.max}}{\pi\left(d^2 - d_1^2\right).n_r} = \frac{4.2.31330}{\pi\left(13{,}58^2 - 12{,}4^2\right).2{,}4} = 1080 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_{см}]=2100 \text{ кгс/см}^2,$$

где $к_{н.г.}$=2 - коэффициент неравномерности для крупных резьб;
d=13,58 см - наружный диаметр винта;
d_1=12,4 см - внутренний диаметр гайки;
$n_г$=2,4 - число витков.

Допускаемые напряжения (часто подтягиваемое соединение)

$$[\sigma_{CM}] = 0{,}6\frac{\sigma_T}{n} = 0{,}6\frac{5600}{1{,}6} = 2100 \text{ кгс/см}^2 .$$

Проверка резьбы на срез.

$$\tau_{CP} = \frac{k_{Hr}.P_{on.max}}{\pi.d_1.S_o.n_r} = \frac{2.31330}{\pi.12{,}4.1{,}04.2{,}4} = 645 \text{ кгс/см}^2 < [\tau]_{ср}=2100 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где $S_o=\xi$. S=0,65.16=10,4 мм - высота срезаемого сечения витка;
S=16 мм - шаг резьбы;
ξ=0,65 - коэффициент для трапецеидальной резьбы.

$$\tau_{CP} = 0{,}6\frac{\sigma_T}{n} = 0{,}6\frac{5600}{1{,}6} = 2100 \text{ кгс/см}^2 .$$

Пята (5571-219-01-012).

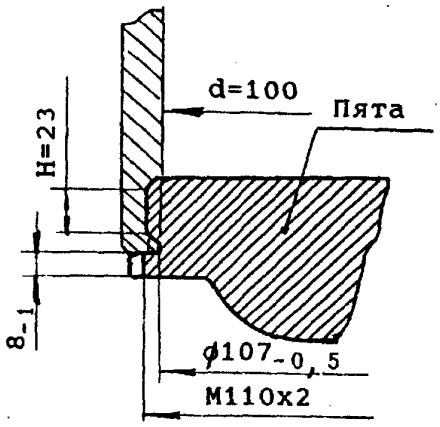


Рис. 20.
Пята

Материал пяты - сталь 35, НВ 190...230, $\sigma_т$=3600 кгс/см^2.

Максимальная выталкивающая сила, действующая на пяту при испытании гидроцилиндра в сборе

$$P_в = p_в.\frac{\pi d^2}{4} = 160.\frac{\pi.10^2}{4} = 12560 \text{ кгс.}$$

Напряжения среза витков резьбы

$$\tau_{CP} = \frac{K_{нг}.P_в}{\pi.d_1.\xi.S.n_p} = \frac{3.12560}{\pi.10,7835.0,75.0,2.8} = 930 \text{ кгс/см}^2 < [\tau_{ср}] = 1600 \text{ кгс/см}^2,$$

где n_p=8 - расчетное число витков;

$n = \frac{H}{S} = \frac{23}{2} = 11,5$ - фактическое число витков.

$$[\tau_{ср}] = 0,6\frac{\sigma_т}{n} = 0,6\frac{3600}{1,35} = 1600 \text{ кгс/см}^2.$$

Проверка заплечика пяты на срез

Напряжения среза

$$\tau_{ср} = \frac{P_{ви.max}}{\pi.D.t} = \frac{31330}{\pi.10,65.0,7} = 1340 \text{ кгс/см}^2 < [\tau_{ср}] = 1350 \text{ кгс/см}^2,$$

где D=10,65 см - диаметр срезаемого слоя;

t = 7 мм - толщина заплечика.

$$[\tau_{ср}] = 0{,}6.\frac{\sigma_т}{n} = 0{,}6.\frac{3600}{1{,}6} = 1350 \text{ кгс/см}^2 .$$

Расчет резьбы крепления поршня к штоку гидроцилиндра (М48х1,5). Испытание гидроцилиндра давлением $p_и$=160 кгс/см².

Нагрузка на резьбу

$$P_и = p_и . F' = 160 . 154 = 24640 \text{ кгс} ,$$

где $F' = \frac{\pi}{4}.d^2_{НЦ} = \frac{\pi}{4}.14^2 = 154 \text{ см}^2$.

Напряжения среза в витках резьбы болта

$$\tau_{СР} = \frac{P_и}{\pi.d_1.K_o.H.K_m} = \frac{24640}{\pi.4{,}6376.0{,}75.1{,}0.0{,}65} = 3470 \text{ кгс/см}^2 < [\tau_{пч}] = 4080 \text{ кгс/см}^2,$$

где d_1=46,376 мм - внутренний диаметр резьбы болта;
K_o=0,75 - коэффициент полноты резьбы болта;
H = 10 мм - рабочая высота гайки;
K_m=0,65 - коэффициент, учитывающий характер изменения деформаций витков по высоте гайки при наличии в резьбе пластических деформаций;

$$[\tau_{пч}] = \frac{0{,}7.\sigma_{вч}}{n} = \frac{0{,}7.7000}{1{,}2} = 4080 \text{ кгс/см}^2 .$$

Напряжения среза в витках гайки

$$\tau_{СР} = \frac{P_и}{\pi.d.k_1.H.K_m} = \frac{24640}{\pi.4{,}8.0{,}88.1{,}0.0{,}65} = 2860 \text{ кгс/см}^2 < [\tau_{пч}] = 3150 \text{ кгс/см}^2.$$

$$[\tau_{пч}] = \frac{0{,}7.5400}{1{,}2} = 3150 \text{ кгс/см}^2. \qquad (\sigma_m = 5400 \text{ кгс/см}^2 \text{ - сталь 35}).$$

Глава VIII. РАСЧЕТ ГИДРОЦИЛИНДРА ТЕЛЕСКОПИРОВАНИЯ СТРЕЛЫ

В расчете проверена несущая способность гидроцилиндра телескопирования механизма изменения длины стрелы.

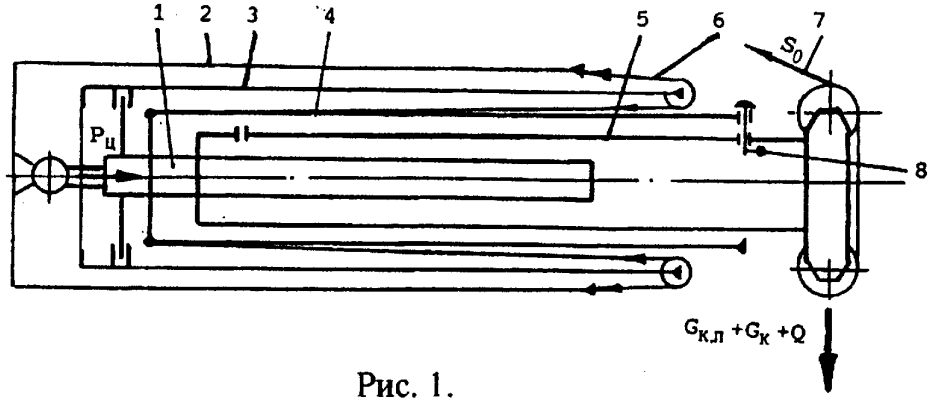


Рис. 1.
Стрела телескопическая

1 - гидроцилиндр телескопирования; 2 - секция 1 (основание);
3 - секция 2 (телескопируемая); 4 - секция 3 (телескопируемая);
5 - секция 4 (выдвижная головка); 6 - канат телескопирования;
7 - канат грузовой; 8 - фиксатор головки.

Стрела четырехсекционная с выдвижной головкой, фиксируемой относительно секции 3. Секция 2 телескопируется гидроцилиндром, секция 3 - полиспастом телескопирования.

Исходные данные.

1. Вес поднимаемого груза - $Q = 31$ тс.
2. Веса элементов стрелы:
   - секция 2 - $G_{II} = 1{,}78$ тс;
   - секция 3 - $G_{III} = 1{,}44$ тс;
   - головка - $G_г = 1{,}455$ тс.
3. Вес крюковой подвески - $G_{к.п.} = 0{,}6$ тс.
4. Вес грузового каната - $G_к = 0{,}31$ тс.
5. Усилие в грузовом канате - $S_o = 3{,}561$ тс.
6. Рабочее давление в поршневой полости - $P = 320$ кгс/см^2.
7. Испытательное давление в поршневой полости - $P_и = 480$ кгс/см^2.
8. Рабочее давление в штоковой полости - $P_ш = 200$ кгс/см^2.
9. Испытательное давление в штоковой полости - $P_и^ш = 260$ кгс/см^2.

10. Геометрические параметры гидроцилиндра:
- наружный диаметр гильзы - D_1=203,4 мм;
- внутренний диаметр гильзы - D= 180 мм;
- наружный диаметр штока - d = 160 мм;
- внутренний диаметр штока - d_1= 126 мм;
- наружный диаметр питающего трубопровода - d_2= 27 мм;
- внутренний диаметр питающего трубопровода - d_3= 20 мм;
- ход штока - h = 8000 мм.

11. Кратность полиспаста телескопирования - $m_т = 2$.

Рабочая нагрузка на гидроцилиндр

$$P_ц = G_{II} + m_т (G_{III} + G_г + G_{к.п.} + G_к + Q + S_o) =$$
$$= 1780+2 (1440+1455+600+310+31000+3561) = 78512 \text{ кгс.}$$

Усилия, развиваемые гидроцилиндром:

- выдвижение

$$P_I = P\frac{\pi.D^2}{4} = 320.\frac{\pi.18^2}{4} = 81430 \text{ кгс;}$$

- втягивание секций

$$P_{II} = P\frac{\pi\left(D^2 - d^2\right)}{4} = 200\frac{\pi\left(18^2 - 16^2\right)}{4} = 10680 \text{ кгс.}$$

Рабочее давление в поршневой полости гидроцилиндра при действии рабочей нагрузки $P_ц$

$$P_p = \frac{P_ц}{F_п} = \frac{78152}{254,5} = 310 \text{ кгс/см}^2,$$

где $F_п = \frac{\pi.D^2}{4} = \frac{\pi.18^2}{4} = 254,5 \text{ см}^2$ - площадь поршня.

Проверка прочности гильзы при испытании на герметичность.

Окружные напряжения

$$\sigma_t = P_и.\frac{D_1^2 + D^2}{D_1^2 - D^2} = 480.\frac{20,34^2 + 18^2}{20,34^2 - 18^2} = 3945 \text{ кгс/см}^2.$$

Осевые напряжения

$$\sigma_o = P_и.\frac{D^2}{D_1^2 - D^2} = 480.\frac{18^2}{20,34^2 - 18^2} = 1735 \text{ кгс/см}^2.$$

Радиальные напряжения

$$\sigma_г = -P_и = -480 \text{ кгс/см}^2.$$

Приведенные напряжения

$$\sigma_{пр} = 0,707\sqrt{(\sigma_т - \sigma_o)^2 + (\sigma_o - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_t)^2} =$$
$$= 0,707\sqrt{(3945 - 1735)^2 + (1735 + 480)^2 + (-480 - 3945)^2} =$$
$$= 3830 \text{ кгс/см}^2 \approx [\sigma] = 3850 \text{ кгс/см}^2.$$

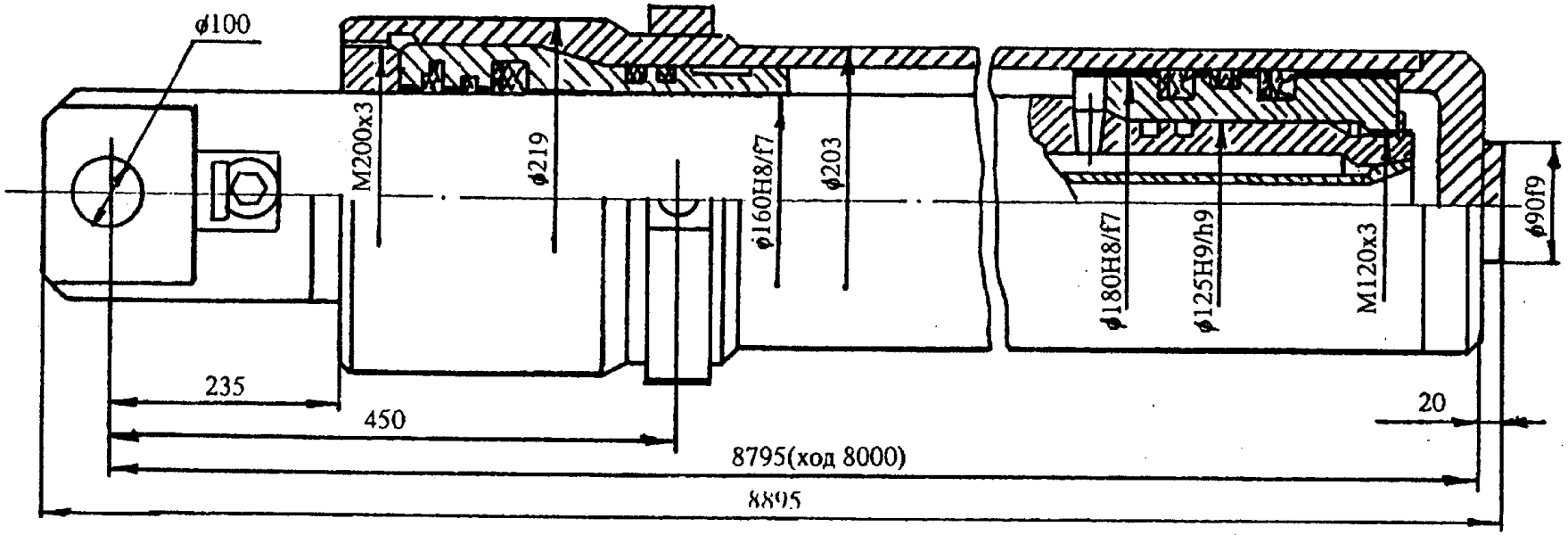


Рис. 2.
Гидроцилиндр телескопирования

Допускаемые напряжения

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_и} = \frac{5200}{1,35} = 3850 \text{ кгс/см}^2,$$

где $\sigma_т = 5200$ кгс/см² - предел текучести материала гильзы (сталь 30ХГСА);

$n_и$ - 1,35 - коэффициент запаса прочности для гидроцилиндров в испытательном случае.

Проверка прочности штока в рабочем случае.

$$\sigma_1 = p^{ш}\cdot\frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} = 200\cdot\frac{16^2 + 12,6^2}{16^2 - 12,6^2} = 855 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_o = p^{ш}\cdot\frac{d_1^2}{d^2 - d_1^2} = 200\cdot\frac{12,6^2}{16^2 - 12,6^2} = 325 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_z = -p^{ш} = -200 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_{пр} = 0,707\sqrt{(855-325)^2 + (325+200)^2 + (-200-855)^2} =$$

$$= 915 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma] = 2625 \text{ кгс/см}^2.$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{4200}{1,6} = 2625 \text{ кгс/см}^2,$$

где $\sigma_т = 4200$ - предел текучести материала штока (сталь 45);

$n = 1,6$ - коэффициент запаса прочности.

Проверка прочности питающего трубопровода при испытании гидроцилиндра на герметичность.

$$\sigma_T = P_и\cdot\frac{d_2^2 + d_3^2}{d_2^2 - d_3^2} = 480\cdot\frac{2,7^2 + 2^2}{2,7^2 - 2^2} = 1650 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_o = P_и\cdot\frac{d_3^2}{d_2^2 - d_3^2} = 480\cdot\frac{2^2}{2,7^2 - 2^2} = 585 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_r = -P_и = -480 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_{пр} = 0,707\sqrt{(1650-585)^2 + (585+480)^2 + (-480-1650)^2} =$$

$$= 1845 \text{ кгс/см}^2 \approx [\sigma] = 1850 \text{ кгс/см}^2.$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{2500}{1,35} = 1850 \text{ кгс/см}^2.$$

Материал - сталь 20.

Расчет штока.

Напряжение растяжения в шве приварки наконечника к рубашке

$$\sigma = \frac{4.P_2^1}{\pi\left(d^2 - d_1^2\right)} = \frac{4.26350}{\pi\left(16^2 - 12{,}6^2\right)} = 345 \text{ кгс/см}^2,$$

где $$P_2^1 = P^{\text{ш}}.\frac{\pi\left(D^2 - d_n^2\right)}{4} = 200.\frac{\pi\left(18^2 - 12{,}5^2\right)}{4} = 26350 \text{ кгс};$$

d_n = 125 мм - посадочный диаметр поршня на наконечник.

Допускаемые напряжения

$$[\sigma] = \varphi'.\frac{\sigma_T}{n} = 0{,}8.\frac{2800}{1{,}5} = 1490 \text{ кгс/см}^2,$$

где σ_T = 2800 кгс/см² - предел текучести материала наконечника;
φ' = 0,8 - коэффициент прочности сварного шва.

Расчет штока (гидроцилиндра) из условия устойчивости.

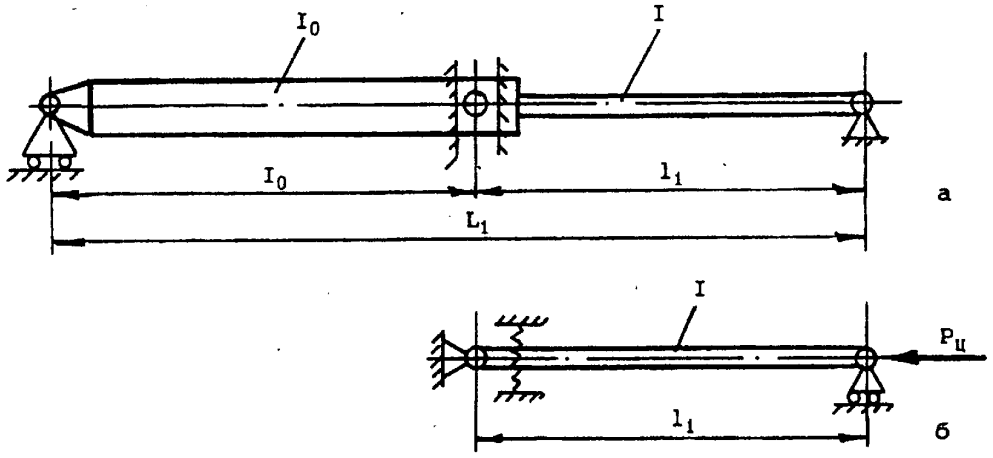


Рис. 3.
Гидроцилиндр телескопирования
а) схема установки; б) расчетная схема

Критическая сила

$$P_{KP} = U_i^2.\frac{EI}{l_i^2},$$

где U_i - наименьший корень уравнения

$$tg\ U = \frac{U}{1 + \frac{2U.E.I}{l_i}.U^2}$$

$I = \frac{\pi\left(d^4 - d_1^4\right)}{64} = \frac{\pi\left(16^4 - 12{,}6^4\right)}{64} = 1980$ см⁴ - момент инерции сечения штока;

E = 2,1 . 10^6 кгс/см² - модуль продольной упругости;

$U = \frac{l_o}{3E.I_o} = \frac{885{,}6}{3.2{,}1.10^6.3248{,}8} = 4{,}33.10^{-4}$ 1/кгс.см - коэффициент податливости заделки;

l_o = 885,6 см - см. рис. 2.

$I_0 = \frac{\pi\left(D_1^4 - D^4\right)}{64} = \frac{\pi\left(20{,}34^4 - 18^4\right)}{64} = 3248{,}8$ см⁴ - момент инерции сечения гильзы;

l_i - см. таблицу.

Таблица

Значения критической силы для расчетных случаев

Расчетный случай	Длина стрелы L_c, м	Груз Q, тс	Вылет l, м	l_i, м	U -	Критическая сила $P_{кр}$, тс
1	16	31	4	3,155	3,378	476,6
2	21	26	5	5,655	3,518	160,9
3	26,58	17	6	8,445	3,642	77,3
4	34,55	11	7	8,445	3,642	77,3

Рабочая нагрузка на гидроцилиндр P_i :

случай 1 - P_1 = 78512 кгс;
случай 2 - P_2 = 1780+2 (1440+1455+600+310+26000+4803) = 70996 кгс;
случай 3 - P_3 = 1780+2 (1440+1455+600+310+17000+3178) = 49725 кгс;
случай 4 - P_4 = 1780+2 (1440+1455+600+310+11000+3080) = 37530 кгс.

Коэффициенты запаса устойчивости :

случай 1 $n_y = \frac{P_{KP1}}{P_1} = \frac{476600}{78512} = 6{,}07;$

случай 2 $n_y = \frac{P_{KP2}}{P_2} = \frac{160900}{70996} = 2{,}27;$

случай 3 $n_y = \frac{P_{KP3}}{P_3} = \frac{77300}{49725} = 1{,}55;$

случай 4 $n_y = \frac{P_{KP4}}{P_4} = \frac{77300}{37530} = 2{,}06.$

Допускаемый минимальный коэффициент запаса устойчивости

$[n_y] = 1{,}5$.

Расчет крышки.

(Расчет произведен в соответствии с ГОСТ 14249).

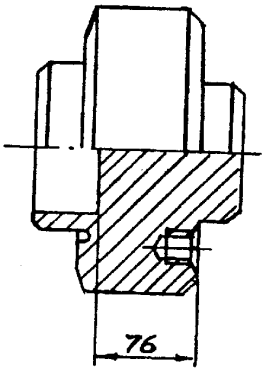


Рис. 4.
Крышка

Минимальная (допустимая) толщина крышки

$$[S_1] \geq K.K_o D\sqrt{\frac{P}{[\sigma].\varphi'.K_p}} = 0{,}35.1.18\sqrt{\frac{320}{1865.0{,}8.0{,}6}} = 3{,}8 \text{ см},$$

где $K = \max\left\{0{,}11.\left(1 - 0{,}23.\frac{S}{S_\phi}\right);\right\}$ - коэффициент, зависящий от конструкции крышки К= 0,35;

$S = \frac{D_K - D}{2} = \frac{205-180}{2} = 12{,}5_{мм}$ - толщина стенки гильзы в месте приварки крышки;

S_ϕ = 76 мм - фактическая толщина крышки;

K_o = 1 - коэффициент ослабления;

$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_T} = \frac{2800}{1{,}5} = 1865$ кгс/см² - допускаемые напряжения (материал - сталь 35, σ_T = 2800 кгс/см²).

n_T = 1,5 - коэффициент запаса прочности;

φ' = 0,8 - коэффициент прочности сварного шва;

$$K_P = \frac{2{,}2}{1+\sqrt{1+\left(6.\frac{S_\phi}{D}\right)^2}} = \frac{2{,}2}{1+\sqrt{1+\left(6.\frac{76}{180}\right)^2}} = 0{,}6$$ -

- поправочный коэффициент, вводимый при выполнении условия:

$$\frac{S_\phi}{D} = \frac{76}{180} = 0{,}42 > 0{,}11$$

S_ϕ = 76 мм > S_1 = 38 мм ;

P = 320 кгс/см² - рабочее давление в поршневой полости цилиндра.

Допускаемое рабочее давление на крышку

$$[P] = \left(\frac{S_\phi}{K.K_o.D}\right)^2.[\sigma].\varphi'.K_p = \left(\frac{7{,}6}{0{,}35.1.18}\right)^2.1865.0{,}8.0{,}6 = 1300 \text{ кгс/см}^2.$$

Напряжение в шве приварки крышки к гильзе

$$\sigma = 1735 \text{ кгс/см}^2.$$

Допускаемое напряжение

$$[\sigma] = \varphi' \cdot \frac{\sigma_T}{n} = 0{,}8 \cdot \frac{2800}{1{,}35} = 1660 \text{ кгс/см}^2$$

$$\sigma \approx [\sigma].$$

Глава IX. РАСЧЕТ ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИЙ

Тягово-динамический расчет выполнен для транспортного положения крана.

Трансмиссия шасси - гидромеханическая. Шасси крана - многоосное с колесной формулой "14x18". Мосты - "разрезные".

Приводные мосты - 2; 3; 4; 5.

Управляемые мосты - 1; 2; 3.

Левые и правые колеса мостов 1÷3 и 4÷7 объединены в гидробалансирные тележки А и С (см. рис. 1).

Тяговые и динамические параметры машины определены для "внешней" скоростной характеристики привода (максимальный отбор мощности) с учетом возможности "блокировки" гидродинамического трансформатора.

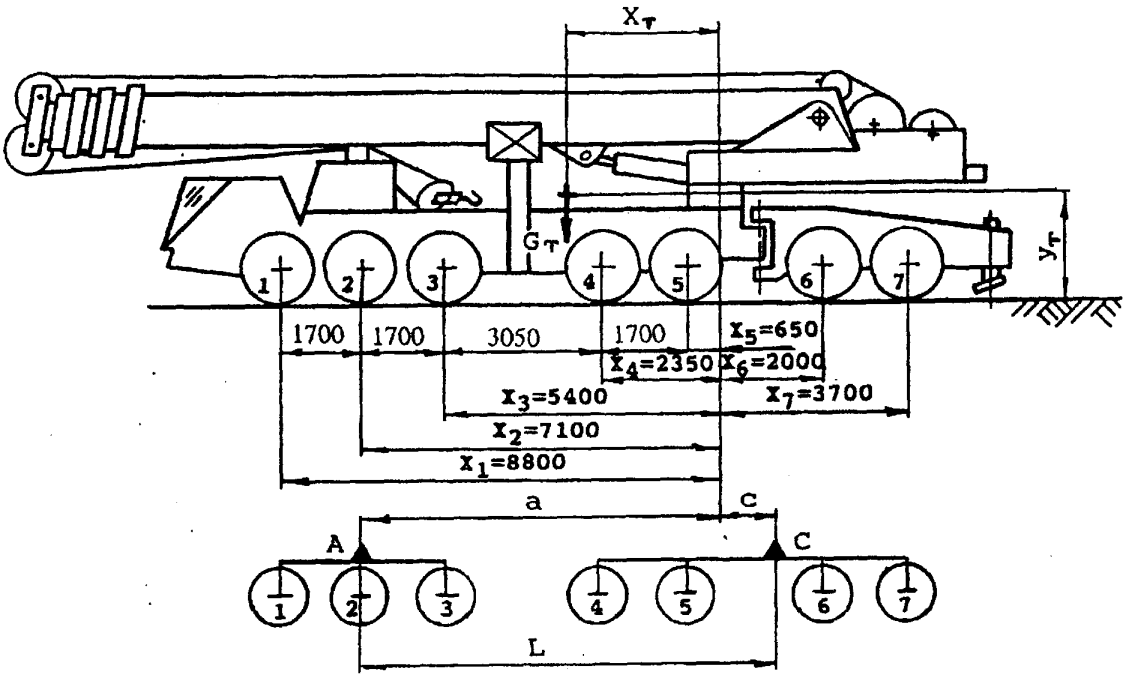


Рис. 1.
Расчетная схема

Исходные данные:

1) G_T=85000 кгс - транспортный вес крана;
X_T=2,7 м - абсцисса центра тяжести;

$Y_т$=2,15 м - ордината центра тяжести;
L=7,775 м - продольная база шасси крана (расстояние между гидробалансирными тележками);
a=-7,1 м, c= 0,675 - абсциссы условных шарниров гидробалансирных тележек передних и задних;
$P_A=P_п$=36900 кгс - статическая нагрузка на передние тележки;
$P_c=P_з$=48100 кгс - статическая нагрузка на задние тележки;
$R_ш$=0,672 м - статический радиус шины (шина 16.00-24. ГОСТ 8430).

2) Двигатель Д12А-525А (Д)
$N_{дв}^{max}$= 525 л.с. - номинальная мощность двигателя (n_N=2000 об/мин.).

3) Повышающая передача (ПП)
$i_{пп}$=0,831; (МАЗ-543)
$\eta_{пп}$=0,96.

4) Гидродинамический трансформатор (ГДТР), блокируемый
K_o=3,2 (МАЗ-543).

5) Коробка перемены передач (КПП)
i_I = 3,2;
i_{II}= 1,8;
i_{III}= 1;
$i_{з.х.}$= 1,6.
(МАЗ-543)

6) Раздаточная коробка (РК), двухдиапазонная
$i_{рк}^{в}$ = 1;
$i_{рк}^{н}$ = 1,88.

7)Главная передача (ГП)
$i_{гп}$= 1,92 (МАЗ-543).

8) Колесная передача (КП)
$i_{кп}$= 6,214.

9) Коэффициент полезного действия механической части трансмиссии между ГДТР и КП
$\eta_м$ = 0,8 (Таблица 1).

Скорость передвижения крана (кинематическая)

Кинематическая скорость передвижения крана определяется из уравнения

$$V_к = 0{,}377 . R_ш \frac{n_т}{i_м}, \text{ (км/ч)}$$

где $n_т$ - скорость вращения выходного (турбинного) колеса ГДТР;
$i_м$ - передаточное число механической части трансмиссии, расположенной между ГДТР и ведущими колесами.

$$i_м = i_{клл} . i_{рк} . i_{гп} . i_{кп} .$$

Выходная характеристика совместной работы ГДТР, ПП и Д

Таблица 1

$n_д$,об/мин	1785	1775	1770	1765	1760	1770	1785	1810	1840	1460	1660	1830	2000
$n_т$, об/мин	0	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1760	2000	2200	2405
$i_т$ *)	0	0,095	0,19	0,28	0,38	0,47	0,56	0,64	0,72	-	-	-	-
$\eta_т$	0	0,25	0,46	0,60	0,70	0,75	0,78	0,795	0,785	-	-	-	-
$K_т$	3,2	2,63	2,42	2,14	1,84	1,6	1,39	1,24	1,09	-	-	-	-
$M_т$, кгс.м	447,5	396	349	305	265	231	205	178	153	153	145,5	137	127,5
$N_т$, л.с.	0	110,6	194,9	255,5	296	322,5	343,5	347,9	341,8	376	406,3	420,8	428

ГДТР заблокирован

*) $i_т = \frac{n_т \cdot i_{Кп}}{n_д}$

$n_д$	1885	1900	1950	2000
$n_т$	1760	1800	1900	2045
$i_т$	0,776	0,787	0,81	0,85
$\eta_т$	0,775	0,771	0,774	0,8
$K_т$	1	0,98	0,955	0,94
$M_т$	135	131	124	120
$N_т$	331,8	329,2	329	342,6

ГДТР не заблокирован

$\underline{i^{M}_{PK} = 1{,}88}$

$i_{MI} = 3{,}2 \cdot 1{,}88 \cdot 1{,}92 \cdot 6{,}214 = 71{,}776$;
$i_{MII} = 1{,}8 \cdot 1{,}88 \cdot 1{,}92 \cdot 6{,}214 = 40{,}374$;
$i_{MIII} = 1 \cdot 1{,}88 \cdot 1{,}92 \cdot 6{,}214 = 22{,}430$;
$i_{M3..x} = 1{,}6 \cdot 1{,}88 \cdot 1{,}92 \cdot 6{,}214 = 35{,}888$.

$\underline{i_{PK} = 1}$

$i_{MI} = 3{,}2 \cdot 1 \cdot 1{,}92 \cdot 6{,}214 = 38{,}179$;
$i_{MII} = 1{,}8 \cdot 1 \cdot 1{,}92 \cdot 6{,}214 = 21{,}475$;
$i_{MIII} = 1 \cdot 1 \cdot 1{,}92 \cdot 6{,}214 = 11{,}931$;
$i_{M3.x} = 1{,}6 \cdot 1{,}92 \cdot 6{,}214 = 19{,}089$ (Таблица 2).

Сила тяги при передвижении крана

Тяговое усилие на ведущих колесах (гидромеханическая трансмиссия) определяется выражением

$$P_T = \frac{M_T}{P_{ш}} . i_{MI} . \eta_M \ , \ (\text{кгс})$$

где M_T - выходной момент ГДТР, кгс.м ;
η_M=0,8 - механический КПД трансмиссии ;
i_{Mi} - передаточное число механической части трансмиссии, расположенной между ГДТР и ведущими колесами (Таблица 3).

Динамический фактор (D).

Динамический фактор определяется выражением

$$D = \frac{P_T - P_W}{G_T} \ ,$$

где G_T=85000 кгс - транспортный вес крана ;
P_w - сила сопротивления воздуха передвижению крана, кгс *)

$$P_W = K_B . F_B . \frac{V_K^2}{13} \ ,$$

где K_B=0,06 - коэффициент сопротивления воздуха (коэффициент обтекаемости);
$F_B \approx 12$ м^2 - "лобовая" площадь крана.

*) Влияние сопротивления воздуха учитывается при передвижении на высшей передаче КПП (прямой) в верхнем диапазоне РК.

Результаты вычислений приведены в табл. 4 и 5.

Определение ускорений крана

При незначительных углах подъема ускорения при разгоне машины определяются выражением

$$j = (D - f) . \frac{g}{\delta_{BP}} \ , \ (\text{м/сек}^2)$$

где D - динамический фактор;

Кинематические скорости крана ($V_к$)

Таблица 2

$V_к$, км/ч													
$n_т$, об/мин	0	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1760	1800	1900	2045
										1760	2000	2200	2405

Нижний диапазон раздаточной коробки, $i''_{рк} = 1,88$

$i_{мI}$=71,776	0	0,70	1,41	2,12	2,82	3,53	4,24	4,94	5,65	6,21	6,35	6,71	7,22
$i_{мII}$=40,374	0	1,25	2,51	3,76	5,02	6,27	7,53	8,78	10,04	11,04	11,29	11,92	12,83
$i_{мIII}$=22,43	0	2,26	4,52	6,78	9,04	11,29	13,55	15,81	18,07	19,88	20,33	21,46	23,10
$i_{мзх}$=35,888	0	1,41	2,82	4,24	5,65	7,06	8,47	9,88	11,29	12,42	12,71	13,41	14,44

Верхний диапазон раздаточной коробки, $i'_{рк} = 1$

$i_{мI}$=38,179	0	1,33	2,65	3,98	5,31	6,44	7,96	9,29	10,62	11,68	11,94	12,61	13,57
$i_{мII}$=21,475	0	2,36	4,72	7,08	9,44	11,80	14,16	16,52	18,88	20,76	21,23	22,41	24,12
$i_{мIII}$=11,931	0	4,25	8,49	12,74	16,99	21,23	25,48	29,73	33,97	37,37	42,47	46,72	51,07
$i_{мзх}$=19,089	0	2,65	5,31	7,96	10,62	13,27	15,93	18,58	21,23	23,36	23,89	25,22	27,14

Тяговые усилия на колесах

Таблица 3

$P_т$, кгс													
$n_т$, об/мин	0	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1760 --- 1760	1800 --- 2000	1900 --- 2200	2045 --- 2405
$M_т$, кгс.м	447,5	396	349	305	265	231	205	178	153	135 --- 153	131 --- 145,5	124 --- 137	120 --- 127,5

Нижний диапазон раздаточной коробки, $i^{н}_{рк} = 1,88$

$i_{мI}$=71,776	38240	33840	29820	26060	22640	19740	17520	15210	13070	11530	11190	10600	10250
$i_{мII}$=40,374	21510	19030	16770	14660	12740	11100	9850	8550	7350	6490	6300	5960	5770
$i_{мIII}$=22,43	11950	10570	9320	8140	7080	6170	5470	4750	4080	3600	3500	3310	3200
$i_{мзх}$=35,888	19120	16920	14910	13030	11320	9870	8760	7600	6540	5770	5600	5300	5130

Верхний диапазон раздаточной коробки, $i^{в}_{рк} = 1$

$i_{мI}$=38,179	20340	18000	15860	13860	12040	10500	9320	8090	6950	6140	5950	5690	5450
$i_{мII}$=21,475	11440	10120	8920	7800	6770	5900	5240	4550	3910	3450	3350	3170	3070
$i_{мIII}$=11,931	6360	5620	4960	4330	3760	3280	2910	2530	2170	2170	2070	1950	1810
$i_{мзх}$=19,089	10170	9000	7930	6930	6020	5250	4660	4040	3480	3070	2980	2820	2730

Таблица 4

$n_т$, об/мин	0	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1760	1800	1900	2045

Нижний диапазон раздаточной коробки, $i^{н}_{рк} = 1,88$

i_{II}=3,2	$V_к$	0	0,70	1,41	2,12	2,82	3,53	4,24	4,94	5,65	6,21	6,35	6,71	7,22
	D	0,450	0,397	0,350	0,307	0,266	0,232	0,206	0,179	0,154	0,135	0,132	0,124	0,12
i_{III}=1,8	$V_к$	0	1,25	2,51	3,76	5,02	6,27	7,53	8,78	10,04	11,04	11,29	11,92	12,83
	D	0,253	0,224	0,197	0,173	0,15	0,13	0,115	0,101	0,087	0,076	0,074	0,070	0,068
i_{III}=1	$V_к$	0	2,26	4,52	6,78	9,04	11,29	13,55	15,81	18,07	19,88	20,33	21,46	23,10
	D	0,140	0,124	0,109	0,096	0,083	0,072	0,064	0,056	0,048	0,042	0,041	0,038	0,037
$i_{зх}$=1,6	$V_к$	0	1,41	2,82	4,24	5,65	7,06	8,47	9,88	11,29	12,42	12,71	13,41	14,44
	D	0,225	0,199	0,175	0,153	0,133	0,115	0,103	0,089	0,077	0,068	0,066	0,062	0,060

Таблица 5

$n_т$, об/мин	0	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1760	1800	1900	2045
										1760	2000	2200	2405

Верхний диапазон раздаточной коробки, $i_{рк}^{в} = 1$

i_I=3,2	$V_к$	0	1,33	2,65	3,98	5,31	6,64	7,96	9,29	10,62	11,68	11,94	12,61	13,57
	D	0,240	0,211	0,186	0,163	0,142	0,123	0,109	0,096	0,082	0,072	0,070	0,066	0,064
i_{II}=1,8	$V_к$	0	2,36	4,72	7,08	9,44	11,08	14,16	16,52	18,88	20,76	21,23	22,41	24,12
	D	0,134	0,119	0,104	0,092	0,079	0,070	0,062	0,053	0,046	0,041	0,040	0,037	0,036
i_{III}=1	$V_к$	0	4,25	8,49	12,74	16,99	21,23	25,48	29,73	33,97	37,37	42,47	46,72	51,07
	D	0,074	0,066	0,058	0,051	0,045	0,038	0,034	0,028	0,025	0,025	0,022	0,021	0,020
$i_{зх}$=1,6	$V_к$	0	2,65	5,31	7,96	10,62	13,27	15,93	18,58	21,23	23,36	23,89	25,22	27,14
	D	0,119	0,105	0,093	0,082	0,071	0,062	0,055	0,047	0,041	0,036	0,035	0,034	0,032

f - коэффициент сопротивления качению;

g=9,81 м/сек² - ускорение свободного падения;

$\delta_{вр}$ - коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс.

$$\delta_{ВР} = 1 + \frac{g}{G_T . R_ш^2}\left(I_Н . K_{ТР} . i_М^2 . \eta_М . \frac{dn_Н}{dn_T} + I_T . i_М^2 . \eta_м + I_К . Z_К \right) ,$$

где $I_н \approx 0{,}5$ кгс.м.сек² - момент инерции насосного колеса ГДТР и вращающихся масс двигателя;

$I_т \approx 0{,}5$ кгс.м.сек² - момент инерции турбинного колеса ГДТР;

$Z_к$ - число приводных колес;

$I_к$ - момент инерции приводного колеса.

$$I_К \approx \frac{1}{g} . G_К . R_ш^2 = \frac{1}{9{,}81} . 230 . 0{,}672^2 \approx 11 \text{ кгс.м.сек}^2 ;$$

$G_к$=230 кгс - вес колеса;

$K_т$ - коэффициент трансформации ГДТР;

$i_м$ - передаточное число механической части трансмиссии, расположенной между ГДТР и ведущими колесами;

$\frac{dn_Н}{dn_T}$ - кинематическая характеристика ГДТР *) .

Ускорение крана определяем для верхнего диапазона раздаточной коробки ($i_{рк}^{б}$ =1, скоростой режим).

При заблокированном ГДТР

$$\frac{dn_Н}{dn_T} = 1 .$$

$$\delta_{ВР} = 1 + \frac{9{,}81}{85000 . 0{,}672^2} . \left(0{,}5 . 1 . i_М^2 . 0{,}8 . 1 + 0{,}5 . i_М^2 . 0{,}8 + 11{,}8 \right) = 1 + 0{,}00025 \left(0{,}8 . i_М^2 + 88 \right) .$$

$i_I = 3{,}2$; $\delta_{вр}$=1+0,00025(0,8.38,179²+88)= 1,31 ;

$i_{II} = 1{,}8$; $\delta_{вр}$=1+0,00025(0,8.21,475²+88)= 1,11 ;

$i_{III} = 1$; $\delta_{вр}$=1+0,00025(0,8.11,931²+88)= 1,05 .

Полученные значения коэффициентов "$\delta_{вр}$" для передач КПП I÷III скоростного режима РК считаем действующими на всем пути ускоренного движения на вышеуказанных передачах КПП.

Определяем ускорения крана для горизонтальных участков дорог с асфальтовым покрытием, улучшенным (f=0,016) и обычного состояния (f=0,018).

Результаты вычислений приведены в табл. 6 и 7.

*) Так как ГДТР непрозрачный, влияние первой ступени привода ($I_н$) на "разгон" крана незначительна в режиме работы ГДТР (к=3,2÷1).

Таблица 6

(f=0,016)

$n_т$, об/мин	0	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1760	1800	1900	2045
										1760	2000	2200	2405

Верхний диапазон раздаточной коробки, $i_{рк}^{в}=1$

$i_I=3,2$	$V_к$	0	1,33	2,65	3,98	5,31	6,64	7,96	9,29	10,62	11,68	11,94	12,61	13,57
$\delta_{вр}$=	D	0,240	0,211	0,186	0,163	0,142	0,123	0,109	0,096	0,082	0,072	0,07	0,066	0,064
=1,31	j	1,68	1,46	1,27	1,10	0,94	0,80	0,70	0,60	0,49	0,42	0,4	0,37	0,36
$i_{II}=1,8$	$V_к$	0	2,36	4,72	7,08	9,44	11,08	14,16	16,52	18,88	20,76	21,23	22,41	24,12
$\delta_{вр}$=	D	0,134	0,119	0,104	0,092	0,079	0,070	0,062	0,053	0,046	0,041	0,040	0,037	0,036
=1,11	j	1,04	0,91	0,78	0,67	0,56	0,48	0,41	0,33	0,26	0,22	0,21	0,18	0,18
$i_{III}=1$	$V_к$	0	4,25	8,49	12,74	16,99	21,23	25,48	29,73	33,97	37,37	42,47	46,72	51,07
$\delta_{вр}$=	D	0,074	0,066	0,058	0,051	0,045	0,038	0,034	0,028	0,025	0,025	0,022	0,021	0,020
=1,05	j	0,54	0,47	0,39	0,33	0,27	0,20	0,17	0,112	0,084	0,084	0,056	0,047	0,037

Таблица 7

(f=0,018)

$n_т$, об/мин	0	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1760	1800	1900	2045
										1760	2000	2200	2405

Верхний диапазон раздаточной коробки, $i_{рк}^{в}=1$

$i_I=3,2$	$V_к$	0	1,33	2,65	3,98	5,31	6,64	7,96	9,29	10,62	11,68	11,94	12,61	13,57
$\delta_{вр}=$	D	0,240	0,211	0,186	0,163	0,142	0,123	0,109	0,096	0,082	0,072	0,07	0,066	0,064
=1,31	j	1,66	1,44	1,26	1,08	0,93	0,78	0,68	0,58	0,48	0,40	0,39	0,36	0,34
$i_{II}=1,8$	$V_к$	0	2,36	4,72	7,08	9,44	11,08	14,16	16,52	18,88	20,76	21,23	22,41	24,12
$\delta_{вр}=$	D	0,134	0,119	0,104	0,092	0,079	0,070	0,062	0,053	0,046	0,041	0,040	0,037	0,036
=1,11	j	1,02	0,89	0,76	0,65	0,54	0,46	0,39	0,31	0,25	0,20	0,19	0,17	0,16
$i_{III}=1$	$V_к$	0	4,25	8,49	12,74	16,99	21,23	25,48	29,73	33,97	37,37	42,47	46,72	51,07
$\delta_{вр}=$	D	0,074	0,066	0,058	0,051	0,045	0,038	0,034	0,028	0,025	0,025	0,022	0,021	0,020
=1,05	j	0,52	0,45	0,37	0,31	0,25	0,19	0,15	0,09	0,065	0,065	0,037	0,028	0,019

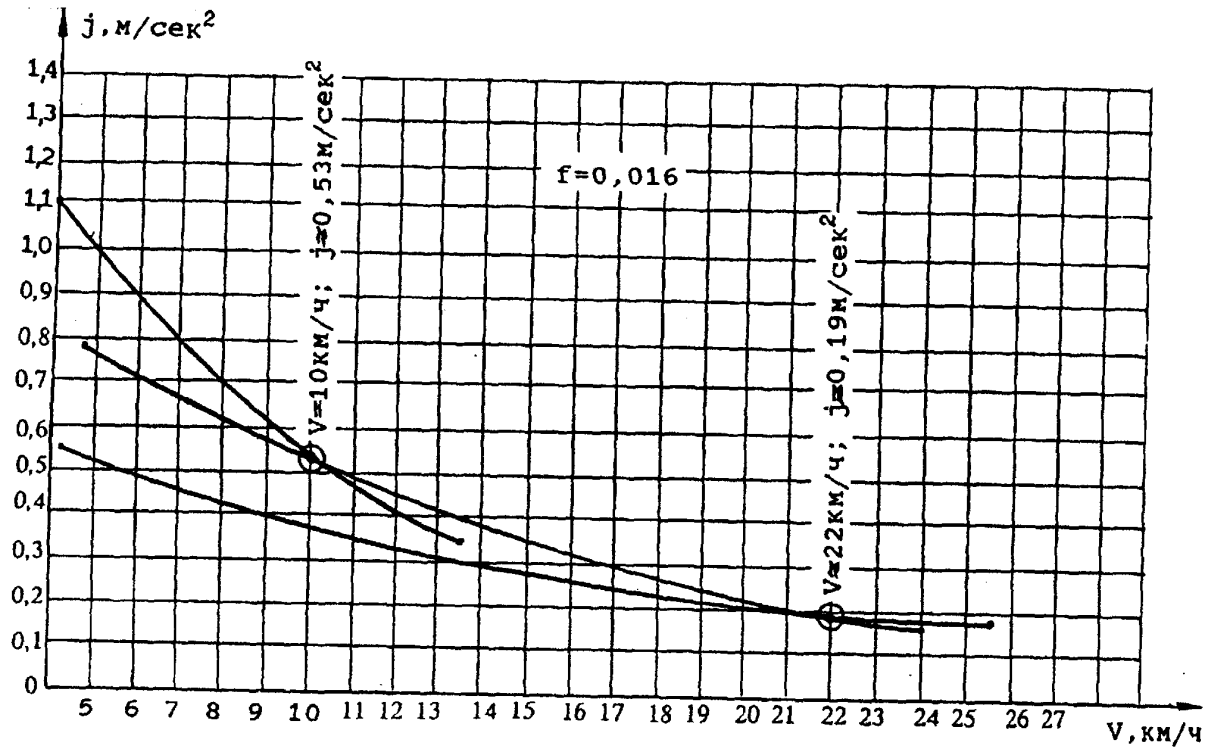


Рис. 2.
График ускорений (скоростной режим $i_{рк}$=1)

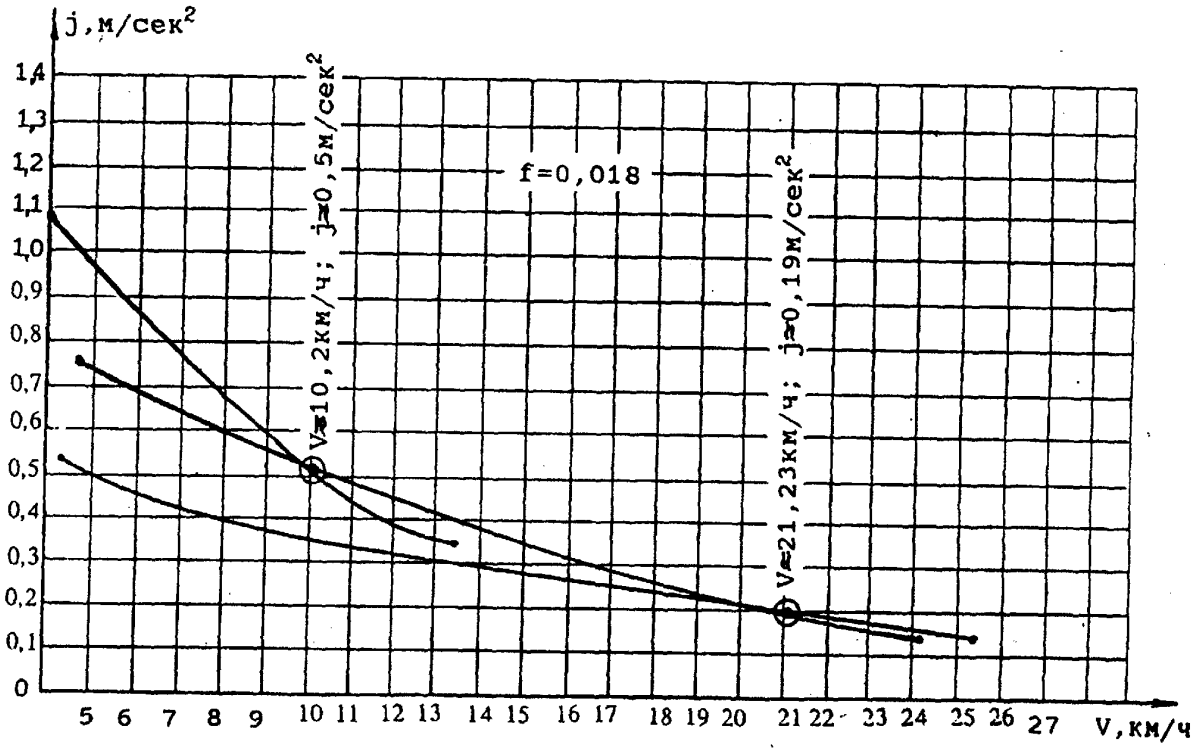


Рис. 3.
График ускорений (скоростной режим $i_{рк}$=1)

Время и путь разгона крана

Расчет времени разгона производится при следующих допущениях:

1. Двигатель работает на внешней характеристике.

2. Кран передвигается по горизонтальному участку дороги (φ=f).

3. Движение с переключением передач начинается с первой передачи КПП скоростного режима ($i_{рк}$=1).

4. Переключение передач с низшей на высшую производится при скоростях движения, соответствующих точкам пересечения кривых ускорений (см. рис. 2 и рис. 3).

5. Время переключения передач не учитывается.

Кривую ускорений разбиваем на ряд интервалов, считая, что на каждом участке кран разгоняется с постоянным ускорением "$j_{ср.к.}$".

$$j_{ср.к.} = 0{,}5\,(j_i + j_{i+1}),\ м/сек^2 .$$

Время разгона на определенном интервале

$$\Delta t_K = \frac{V_{i+1} - V_i}{3{,}6 . j_{CP.K}},\ сек.$$

Общее время разгона до определенной скорости (без учета времени переключения передач)

$$t_p = \Sigma\Delta\, t_к .$$

Путь разгона на определенном интервале

$$\Delta S_K = \frac{V_{CP.K} . \Delta t_K}{3{,}6},\ м ,$$

где $V_{ср.к.}=0{,}5(V_i+V_{i+1})$, км/ч.

Общий путь разгона до определенной скорости (без учета участков переключения передач)

$$S_p = \Sigma\Delta S_к .$$

Результаты вычислений приведены в табл. 8, 9.

(f=0,016) Таблица 8

Передача КПП	V	j	$j_{ср.к.}$	$V_{ср.к.}$	$\Delta t_к$	$\Delta \delta_к$	$t_р$	$\delta_р$
-	км/ч	м/сек^2	м/сек^2	км/ч	сек	м	сек	м
I	0	1,68						
	1,33	1,46	1,57	0,66	0,24	0,04	0,24	0,04
	2,65	1,27	1,36	1,99	0,27	0,15	0,51	0,19
	3,98	1,10	1,18	3,32	0,31	0,28	0,82	0,47
	5,31	0,94	1,02	4,64	0,36	0,46	1,18	0,93
	6,64	0,80	0,87	5,98	0,42	0,7	1,60	1,6
	7,96	0,70	0,75	7,30	0,49	1,0	2,09	2,6
	9,29	0,60	0,65	8,62	0,57	1,4	2,66	4,0
	10	0,53	0,56	9,64	0,35	0,9	3,01	4,9
II	11,8	0,48	0,50	10,90	0,65	2,0	3,66	6,9
	14,16	0,41	0,44	12,98	1,4	5,0	5,1	11,9
	16,52	0,33	0,37	15,34	1,8	7,7	6,9	19,6
	18,88	0,26	0,30	17,70	2,2	10,8	9,1	30,4
	20,76	0,22	0,24	19,82	2,2	12,1	11,3	42,5
	21,23	0,21	0,22	21,00	0,6	3,5	11,9	46,0
	22	0,19	0,20	21,62	1,1	6,6	13	52,6
III	25,48	0,17	0,18	23,74	5,4	35,6	18,4	88,2
	29,73	0,112	0,14	27,60	8,4	64,4	26,8	152,6
	33,97	0,084	0,10	31,85	11,8	104,4	38,6	257
	37,37	0,084	0,084	35,67	11,2	111,0	49,8	368
	42,47	0,056	0,070	39,92	20,2	224,0	70	592
	46,72	0,047	0,052	44,60	49,9	618,0	120	1210
	51,07	0,037	0,042	48,90	28,9	392,0	149	1600

(f=0,018)

Таблица 9

Передача КПП	V	j	$j_{ср.к.}$	$V_{ср.к.}$	$\Delta t_к$	$\Delta\delta_к$	$t_р$	$\delta_р$
-	км/ч	м/сек^2	м/сек^2	км/ч	сек	м	сек	м
I	0	1,66						
	1,33	1,44	1,55	0,66	0,24	0,04	0,24	0,04
	2,65	1,26	1,35	1,99	0,27	0,15	0,51	0,19
	3,98	1,08	1,17	3,32	0,32	0,30	0,83	0,49
	5,31	0,93	1,01	4,64	0,36	0,46	1,19	0,95
	6,64	0,78	0,85	5,98	0,43	0,71	1,62	1,66
	7,96	0,68	0,73	7,30	0,50	1,01	2,12	2,67
	9,29	0,58	0,63	8,62	0,59	1,41	2,71	4,08
	10,2	0,5	0,54	9,74	0,47	1,27	3,18	5,35
II	11,80	0,46	0,48	11,00	0,92	2,81	4,10	8,16
	14,16	0,39	0,42	12,98	1,56	5,62	5,66	13,78
	16,52	0,31	0,35	15,34	1,87	7,97	7,53	21,75
	18,88	0,25	0,56	17,70	1,17	5,75	8,70	27,50
	20,76	0,20	0,22	19,82	2,37	13,05	11,07	40,50
	21,23	0,19	0,20	21,00	0,65	3,79	11,72	44,34
III	25,48	0,15	0,17	23,35	6,94	45,01	18,66	89,35
	29,73	0,09	0,12	27,60	9,84	75,44	28,50	164,79
	33,97	0,065	0,078	31,85	15,10	133,6	43,60	298,39
	37,37	0,065	0,065	35,67	14,50	143,7	58,10	442,09
	42,47	0,037	0,051	39,92	27,80	308,3	85,90	750,39
	46,72	0,028	0,032	44,60	36,89	457,0	122,79	1207,39
	51,07	0,019	0,024	48,90	50,35	683,9	173,14	1891,29

Реализация скорости крана по мощности привода

Максимальная скорость, реализуемая приводом при данном сопротивлении дороги, определяется из уравнения мощностного баланса

$$N_{T(\max)} = \left(G_T \cdot \psi + P_{xx}\right)\frac{V_{\max}}{270.\eta_M} + \frac{K_B \cdot F_B}{3500.\eta_M} V_{\max}^3 ,$$

где ψ - коэффициент сопротивления дороги;

P_{xx} - гидравлические потери (усилие, которое необходимо приложить к окружности ведущих колес, чтобы преодолеть сопротивление трансмиссии на холостом ходу);

$P_{xx} \approx (2 + 0{,}025 \cdot V) \cdot G_T \cdot 10^{-3}$, кгс;

$\eta_M = 0{,}8$ - см. исходные данные;

$K_B = 0{,}06$ - см. раздел "Динамический фактор";

$F_B = 12$ м^2 - см. раздел "Динамический фактор";

$G_T = 85000$ кгс - см. исходные данные;

$N_{T(max)} = 428$ л.с., см. табл. 1.

При определении максимальных скоростей, обеспечиваемых приводом, рассматриваются следующие дороги (покрытия):

1. $\psi = 0{,}016$ - улучшенное асфальтобетонное покрытие, горизонтальные участки;
2. $\psi = 0{,}018$ - обычное состояние асфальтобетонного покрытия, горизонтальные участки;
3. $\psi = 0{,}035$ - булыжное покрытие, укатанная сухая грунтовая дорога, укатанное покрытие из жерствы - участки близкие к горизонтальным; асфальтобетон с уклонами до 1°;
4. $\psi = 0{,}1$ - дороги 5-й категории (дороги местного значения) с учетом максимальных подъемов.

1. <u>$\psi = 0{,}016$</u>

$P_{xx} \approx (2 + 0{,}025 \cdot 50^*) \cdot 85 \approx 280$ кгс;

$$428 = \left(85000.0{,}016 + 280\right)\frac{V_{\max}}{270.0{,}8} + \frac{0{,}06.12}{3500.0{,}8} V_{\max}^3 ;$$

$$428 = 7{,}593 \cdot V_{\max} + 0{,}000257 \cdot V_{\max}^3 ;$$

$$V_{\max} = 51{,}7 \text{ км/ч}.$$

2. $\psi = 0{,}018$

$P_{xx} \approx 280$ кгс;

$$428 = (85000.0{,}018 + 280)\frac{V_{max}}{270.0{,}8} + \frac{0{,}06.12}{3500.0{,}8}.V_{max}^3$$

$$428 = 8{,}38 \;.\; V_{max} + 0{,}000257 \;.\; V_{max}^3;$$

$$V_{max} = 47{,}7 \text{ км/ч.}$$

3. $\psi = 0{,}035$

$P_{xx} \approx (2 + 0{,}025 \;.\; 30^*) \;.\; 85 \approx 230$ кгс;

$$428 = (85000.0{,}035 + 230)\frac{V_{max}}{270.0{,}8} + \frac{0{,}06.12}{3500.0{,}8}.V_{max}^3,$$

$$428 = 14{,}838 \;.\; V_{max} + 0{,}000257 \;.\; V_{max}^3;$$

$$V_{max} = 28{,}5 \text{ км/ч.}$$

4. . $\psi = 0{,}1$

$P_{xx} \approx (2 + 0{,}025 \;.\; 10^*) \;.\; 85 \approx 190$ кгс;

$$428 = (85000.0{,}1 + 190)\frac{V_{max}}{270.0{,}8} + \frac{0{,}06.12}{3500.0{,}8}.V_{max}^3,$$

$$428 = 40{,}231 \;.\; V_{max} + 0{,}000257 \;.\; V_{max}^3;$$

$$V_{max} = 10{,}6 \text{ км/ч.}$$

*) - предполагаемая скорость передвижения.

Проверка возможности реализации тягового усилия по сцеплению

Тяговое усилие, а, следовательно, и динамический фактор, могут реализоваться без проскальзывания приводных колес (без "пробуксовки") при условиях

$$P_T \le G_{сц} \;.\; \varphi;$$

$$D \le \frac{G_{сц} \cdot \varphi}{G_T},$$

где φ - коэффициент сцепления шин с дорогой;

G_T=85000 кгс - см. исходные данные;

$G_{сц}$ - сцепной вес, т.с. вес, приходящийся на ведущие колеса (приводные).

$$G_{сц} = \frac{2}{3}.P_A + 0{,}5.P_C = \frac{2}{3}.36900 + 0{,}5.48100 = 48650 \text{ кгс;}$$

P_A и P_C - см. исходные данные.

Из вышеприведенных формул определим минимальные расчетные коэффициенты сцепления ($\varphi_{p\,min}$), при которых полностью реализуются максимальные тяговые усилия (максимальные динамические факторы) на передачах КПП для двух диапазонов раздаточной коробки.

Нижний диапазон раздаточной коробки ($i_{рк}^н$=1,88)

$i_I = 3{,}2;$ $\qquad \varphi_{p\,min} = \frac{38240}{48650} = 0{,}79;$

$i_{II} = 1{,}8;$ $\varphi_{p\min} = \frac{21510}{48650} = 0{,}45;$

$i_{III} = 1;$ $\varphi_{p\min} = \frac{11950}{48650} = 0{,}25;$

$i_{з.х.} = 1{,}6;$ $\varphi_{p\min} = \frac{19120}{48650} = 0{,}40.$

2. Верхний диапазон раздаточной коробки ($i^{в}_{рк}=1$).

$i_I = 3{,}2;$ $\varphi_{p\min} = \frac{20340}{48650} = 0{,}42;$

$i_{II} = 1{,}8;$ $\varphi_{p\min} = \frac{11440}{48650} = 0{,}24;$

$i_{III} = 1;$ $\varphi_{p\min} = \frac{6360}{48650} = 0{,}13;$

$i_{з.х.} = 1{,}6;$ $\varphi_{p\min} = \frac{10170}{48650} = 0{,}21.$

Определим максимальные динамические факторы ($D\varphi_{max}$), реализуемые на ряде дорог (дорожных покрытий)

$$D\varphi_{max} = \frac{G_{сц}\cdot\varphi}{G_T} = \frac{48650.\varphi}{85000} = 0{,}57.\varphi.$$

Таблица 10

N	Дорога	f	φ	$D\varphi_{max}$
1	Улучшенное асфальтобетонное покрытие	0,016	0,8	0,456
2	Асфальтобетонное покрытие в обычном состоянии	0,018	0,7	0,399
3	Булыжное покрытие; укатанная сухая грунтовая дорога; укатанное покрытие из жерствы	0,035	0,6	0,342
4	Сухая целина; увлажненный песок (неглубокий)	0,150	0,45	0,256

Согласно табл. 10 реализация D_{max} (P_T) по сцеплению для обозначенной номерации дорог имеет место на передачах КПП:

$\underline{i_{рк} = 1{,}88;}$ $i_I = 3{,}2 \rightarrow 1;$
$i_{II} = 1{,}8 \rightarrow 1 \div 4;$
$i_{III} = 1 \rightarrow 1 \div 4;$
$i_{з.х.} = 1{,}6 \rightarrow 1 \div 4.$

$\underline{i_{рк} = 1};$ $i_I = 3{,}2 \rightarrow 1 \div 4;$
$i_{II} = 1{,}8 \rightarrow 1 \div 4;$
$i_{III} = 1 \rightarrow 1 \div 4;$
$i_{з.х.} = 1{,}6 \rightarrow 1 \div 4.$

Подъемы, преодолеваемые краном

Подъемы, которые могут быть преодолены краном на различных передачах КПП при заданных сопротивлениях качению (f) и установившемся движении, определяются из выражений:

$$D = f \cdot \cos\alpha + \sin\alpha \quad \text{- в градусах;}$$

$$n = \operatorname{tg}\alpha \cdot 100\% \quad \text{- в процентах.}$$

Значения преодолеваемых подъемов (уклонов) на различных передачах КПП, для различных дорожных условий, с учетом реализации "D" по сцеплению (см. табл. 10) приведены в табл. 11÷18. Номерация дорог согласно табл. 10.

Асфальтобетон φ=0,8; f=0,016 (N 1) Таблица 11

$i^{N}_{рк}$=1,88	$V_к$	0	0,70	1,41	2,12	2,82	3,53	4,24	4,94	5,65	6,21	6,35	6,71	7,22
	D	0,450	0,397	0,350	0,307	0,266	0,232	0,206	0,179	0,154	0,135	0,132	0,124	0,12
i_{I}=3,2	α(°)	25,8	22,4	19,5	17,1	14,5	12,5	11	9,4	7,9	6,8	6,7	6,2	6
	h(%)	48,3	41,2	35,4	30,8	25,9	22,2	19,4	16,5	13,9	12	11,7	10,9	10,5
	$V_к$	0	1,25	2,51	3,76	5,02	6,27	7,53	8,78	10,04	11,04	11,29	11,92	12,83
$i^{N}_{рк}$=1,88	D	0,253	0,224	0,197	0,173	0,15	0,13	0,115	0,101	0,087	0,076	0,074	0,070	0,068
	α(°)	13,8	12,1	10,4	9	7,7	6,5	5,7	4,9	4,1	3,4	3,3	3,1	3
i_{II}=1,8	h(%)	24,5	21,4	18,3	15,9	13,5	11,5	10	8,5	7,1	6	5,8	5,4	5,2
	$V_к$	0	2,26	4,52	6,78	9,04	11,29	13,55	15,81	18,07	19,88	20,33	21,46	23,1
$i^{N}_{рк}$=1,88	D	0,140	0,124	0,109	0,096	0,083	0,072	0,064	0,056	0,048	0,042	0,041	0,038	0,037
	α(°)	7,1	6,2	5,3	4,6	3,8	3,2	2,7	2,3	1,8	1,5	1,4	1,25	1,2
i_{III}=1	h(%)	12,5	10,9	9,3	8	6,7	5,6	4,8	4	3,2	2,6	2,5	2,2	2,1
	$V_к$	0	1,41	2,82	4,24	5,65	7,06	8,47	9,88	11,29	12,42	12,71	13,41	14,44
$i^{N}_{рк}$=1,88	D	0,225	0,199	0,175	0,153	0,133	0,115	0,103	0,089	0,077	0,068	0,066	0,062	0,06
	α(°)	12,1	10,5	9,1	7,9	6,7	5,7	5	4,2	3,5	3	2,9	2,6	2,5
$i_{3к}$=1,6	h(%)	21,5	18,6	16,1	13,8	11,8	10	8,7	7,3	6,1	5,2	5	4,5	4,4

Асфальтобетон φ=0,8; f=0,016 (N 1)

Таблица 12

	$V_к$	0	1,33	2,65	3,98	5,31	6,64	7,96	9,29	10,62	11,68	11,94	12,61	13,57
$i^{в}_{рк}$=1	D	0,240	0,211	0,186	0,163	0,142	0,123	0,109	0,096	0,082	0,072	0,070	0,066	0,064
	α(°)	13	11,3	9,8	8,4	7,2	6,1	5,3	4,6	3,8	3,2	3,1	2,9	2,8
i_{I}=1,8	h(%)	23,1	20	17,2	14,9	9,9	10,8	9,3	8	6,6	5,6	5,4	5	4,8
	$V_к$	0	2,36	4,72	7,08	9,44	11,8	14,16	16,52	18,88	20,76	21,23	22,41	24,12
$i^{в}_{рк}$=1	D	0,134	0,119	0,104	0,092	0,079	0,07	0,062	0,053	0,046	0,041	0,040	0,037	0,036
	α(°)	6,8	5,9	5	4,4	3,6	3,1	2,6	2,1	1,7	1,4	1,35	1,2	1,15
i_{II}=1,8	h(%)	11,9	10,4	8,8	7,6	6,3	5,4	4,6	3,7	3	2,5	2,4	2,1	2
	$V_к$	0	4,25	8,49	12,74	16,99	21,23	25,48	29,73	33,97	37,37	42,47	46,72	51,07
$i^{в}_{рк}$=1	D	0,074	0,066	0,058	0,051	0,045	0,038	0,034	0,028	0,025	0,025	0,022	0,021	0,020
	α(°)	3,3	2,9	2,4	2	1,7	1,25	1	0,7	0,5	0,5	0,35	0,3	0,2
i_{III}=1	h(%)	5,8	5	4,2	3,5	3	2,2	1,8	1,2	0,9	0,9	0,6	0,5	0,4
	$V_к$	0	2,65	5,31	7,96	10,62	13,27	15,93	18,58	21,23	23,36	23,89	25,22	27,14
$i^{в}_{рк}$=1	D	0,119	0,105	0,093	0,082	0,071	0,062	0,055	0,047	0,041	0,036	0,035	0,034	0,032
	α(°)	5,9	5,1	4,4	3,8	3,2	2,6	2,2	1,8	1,4	1,15	1,1	1	0,9
i_{3x}=1,6	h(%)	10,4	7,7	7,7	6,6	5,5	4,5	3,8	3,1	2,5	2	1,9	1,8	1,6

Асфальтобетон φ=0,7; f=0,018 (N 2) Таблица 13

	$V_к$	0	0,7	1,41	2,12	2,82	3,53	4,24	4,94	5,65	6,21	6,35	6,71	7,22
$i^{н}_{рк}$=1,88	D	0,45	0,397	0,35	0,307	0,266	0,232	0,206	0,179	0,154	0,135	0,132	0,124	0,12
	α(°)	25,7	22,4	19,5	16,9	14,4	12,4	10,9	9,3	7,8	6,7	6,5	6,1	5,9
i_{I}=3,2	h(%)	48,1	41,2	35,3	30,3	25,7	22	19,2	16,3	13,7	11,8	11,5	10,7	10,2
	$V_к$	0	1,25	2,51	3,76	5,02	6,27	7,53	8,78	10,04	11,04	11,29	11,92	12,83
$i^{н}_{рк}$=1,88	D	0,253	0,224	0,197	0,173	0,15	0,13	0,115	0,101	0,087	0,076	0,074	0,070	0,068
	α(°)	13,7	12	10,4	8,9	7,6	6,4	5,6	4,8	4	3,3	3,2	3	2,9
i_{II}=1,8	h(%)	24,3	21,2	18,3	15,7	13,3	11,3	9,8	8,3	6,9	5,8	5,6	5,2	5
	$V_к$	0	2,26	4,52	6,78	9,04	11,29	13,55	15,81	18,07	19,88	20,33	21,46	23,1
$i^{н}_{рк}$=1,88	D	0,140	0,124	0,109	0,096	0,083	0,072	0,064	0,056	0,048	0,042	0,041	0,038	0,037
	α(°)	7	6,1	5,2	4,5	3,7	3,1	2,6	2,2	1,7	1,4	1,3	1,15	1,1
i_{III}=1	h(%)	12,3	10,7	9,1	7,8	6,5	5,4	4,6	3,8	3	2,4	2,3	2	1,9
	$V_к$	0	1,41	2,82	4,24	5,65	7,06	8,47	9,88	11,29	12,42	12,71	13,41	14,44
$i^{н}_{рк}$=1,88	D	0,225	0,199	0,175	0,153	0,133	0,115	0,103	0,089	0,077	0,068	0,066	0,062	0,060
	α(°)	12	10,5	9	7,8	6,6	5,6	4,9	4,1	3,4	2,9	2,7	2,5	2,4
i_{3x}=1,6	h(%)	21,2	18,5	15,9	13,6	11,6	9,8	8,5	7,1	5,9	5	4,8	4,4	4,2

Асфальтобетон φ=0,7; f=0,018 (N 2) Таблица 14

	$V_к$	0	1,33	2,65	3,98	5,31	6,64	7,96	9,29	10,62	11,68	11,94	12,61	13,57
$i^{в}_{рк}$=1	D	0,240	0,211	0,186	0,163	0,142	0,123	0,109	0,096	0,082	0,072	0,070	0,066	0,064
	α(°)	12,9	11,2	9,7	8,4	7,1	6	5,2	4,5	3,7	3,1	3	2,7	2,6
i_{I}=3,2	h(%)	22,9	19,8	17	14,7	12,5	10,6	9,12	7,8	6,4	5,4	5,2	4,8	4,6
	$V_к$	0	2,36	4,72	7,08	9,44	11,8	14,16	16,52	18,88	20,76	21,23	22,41	24,12
$i^{в}_{рк}$=1	D	0,134	0,119	0,104	0,092	0,079	0,070	0,062	0,053	0,046	0,041	0,040	0,037	0,036
	α(°)	6,6	5,8	4,9	4,2	3,5	3	2,5	2	1,6	1,3	1,25	1,1	1
i_{II}=1,8	h(%)	11,7	10,1	8,6	7,4	6,1	5,2	4,4	3,5	2,8	2,3	2,2	1,9	1,8
	$V_к$	0	4,25	8,49	12,74	16,99	21,23	25,48	29,73	33,97	37,37	42,47	46,72	51,07
$i^{в}_{рк}$=1	D	0,074	0,066	0,058	0,051	0,045	0,038	0,034	0,028	0,025	0,025	0,022	0,021	0,020
	α(°)	3,2	2,8	2,3	1,9	1,5	1,15	0,9	0,6	0,4	0,4	0,2	0,15	0,1
i_{III}=1	h(%)	5,6	4,8	4	3,3	2,7	2	1,6	1	0,7	0,7	0,4	0,3	0,2
	$V_к$	0	2,65	5,31	7,96	10,62	13,27	15,93	18,58	21,23	23,36	23,89	25,22	27,14
$i^{в}_{рк}$=1	D	0,119	0,105	0,093	0,082	0,071	0,062	0,055	0,047	0,041	0,036	0,035	0,034	0,032
	α(°)	5,8	5	4,3	3,7	3	2,5	2,1	1,7	1,3	1	1	0,9	0,8
i_{3x}=1,6	h(%)	10,2	8,7	7,5	6,4	5,3	4,4	3,7	2,9	2,3	1,7	1,7	1,6	1,4

Булыжное покрытие, ... (N 3) φ=0,6; f=0,035 Таблица 15

	$V_к$	0	0,70	1,41	2,12	2,82	3,53	4,24	4,94	5,65	6,21	6,35	6,71	7,22
$i^{и}_{рк}$=1,88	D	0,45	0,397	0,350	0,307	0,266	0,232	0,206	0,179	0,154	0,135	0,132	0,124	0,12
	$\alpha(^0)$	24,8	21,5	18,6	16	13,5	11,5	10	8,4	6,8	5,7	5,6	5,1	4,9
i_I=3,2	h(%)	46,2	39,4	33,6	28,7	24	20,4	17,6	14,8	1,2	10	9,8	8,9	8,5
	$V_к$	0	1,25	2,51	3,76	5,02	6,27	7,53	8,78	10,04	11,04	11,29	11,92	12,83
$i^{и}_{рк}$=1,88	D	0,253	0,224	0,197	0,173	0,150	0,13	0,115	0,101	0,087	0,076	0,074	0,070	0,068
	$\alpha(^0)$	12,7	10,9	9,5	8	6,6	5,4	4,6	3,8	3	2,3	2,2	2	1,9
i_{II}=1,8	h(%)	22,5	19,2	16,7	14	11,6	9,5	8	6,6	5,2	4,1	5,9	3,5	3,3
	$V_к$	0	2,26	4,52	6,78	9,04	11,29	13,55	15,81	18,07	19,88	20,33	21,46	23,10
$i^{и}_{рк}$=1,88	D	0,140	0,124	0,109	0,096	0,083	0,072	0,064	0,056	0,048	0,042	0,041	0,038	0,037
	$\alpha(^0)$	6,1	5,1	4,2	3,5	2,8	2,1	1,7	1,2	0,75	0,4	0,35	0,2	0,1
i_{III}=1	h(%)	10,8	8,9	7,4	6,1	4,8	3,7	2,9	2,1	1,3	0,7	0,6	0,3	0,2
	$V_к$	0	1,41	2,82	4,24	5,65	7,06	8,47	9,88	11,29	12,42	12,71	13,41	14,44
$i^{и}_{рк}$=1,88	D	0,225	0,199	0,175	0,153	0,133	0,115	0,103	0,089	0,077	0,068	0,066	0,062	0,060
	$\alpha(^0)$	11,1	9,5	8,1	6,8	5,7	4,6	3,9	3,1	2,4	1,9	1,8	1,5	1,4
i_{3x}=1,6	h(%)	19,7	16,8	14,2	12	10	8	6,8	5,4	4,2	3,3	3,1	2,7	2,5

Булыжное покрытие, ... (N 3) φ=0,6; f=0,035 Таблица 16

	$V_к$	0	1,33	2,65	3,98	5,31	6,64	7,96	9,29	10,62	11,68	11,94	12,61	13,57
$i^{в}_{рк}$=1	D	0,240	0,211	0,186	0,163	0,142	0,123	0,109	0,096	0,082	0,072	0,070	0,066	0,064
	$\alpha(^0)$	12	10,2	8,7	7,4	6,2	5	4,2	3,5	2,7	2,1	2	1,8	1,7
i_I=3,2	h(%)	21,3	18,1	15,4	13	10,9	8,8	7,4	6,1	4,7	3,7	3,5	3,1	2,9
	$V_к$	0	2,36	4,72	7,08	9,44	11,8	14,16	16,52	18,88	20,76	21,23	22,41	24,12
$i^{в}_{рк}$=1	D	0,134	0,119	0,104	0,092	0,079	0,07	0,062	0,053	0,046	0,041	0,040	0,037	0,036
	$\alpha(^0)$	5,7	4,8	4	3,3	2,5	2	1,55	1,05	0,65	0,35	0,3	0,1	~0
i_{II}=1,8	h(%)	10	8,4	6,9	5,7	4,4	3,5	2,7	1,8	1,1	0,6	0,5	0,2	~0
	$V_к$	0	4,25	8,49	12,74	16,99	21,23	25,48	29,73	33,97	37,37	42,47	46,72	51,07
$i^{в}_{рк}$=1	D	0,074	0,066	0,058	0,051	0,045	0,038	0,034	0,028	0,025	0,025	0,022	0,021	0,020
	$\alpha(^0)$	2,2	1,8	1,3	0,9	0,6	0,2	-	-	-	-	-	-	-
i_{III}=1	h(%)	3,9	3,1	2,3	1,6	1	0,3	-	-	-	-	-	-	-
	$V_к$	0	2,65	5,31	7,96	10,62	13,27	15,93	18,58	21,23	23,36	23,89	25,22	27,14
$i^{в}_{рк}$=1	D	0,119	0,105	0,093	0,082	0,071	0,062	0,055	0,047	0,041	0,036	0,035	0,034	0,032
	$\alpha(^0)$	4,9	4	3,3	2,7	2,1	1,55	1,15	0,7	0,35	~0	0	-	-
i_{3x}=1,6	h(%)	8,5	7	5,8	4,7	3,6	2,7	2	1,2	0,6	~0	0	-	-

Сухая целина, ... (N 4) φ=0,45; f=0,15 Таблица 17

	$V_к$	0	0,70	1,41	2,12	2,82	3,53	4,24	4,94	5,65	6,21	6,35	6,71	7,22
$i^{M}_{рк}$=1,88	D	0,45	0,397	0,35	0,307	0,266	0,232	0,206	0,179	0,154	0,135	0,132	0,124	0,12
	$\alpha(^0)$	18	14,6	11,6	9,1	6,7	4,7	3,2	1,7	0,2	-	-	-	-
i_I=3,2	h(%)	32,5	26	20,5	16	11,8	8,2	5,6	2,9	0,4	-	-	-	-
	$V_к$	0	1,25	2,51	3,76	5,02	6,27	7,53	8,78	10,04	11,29	11,92	12,83	-
$i^{M}_{рк}$=1,88	D	0,253	0,224	0,197	0,173	0,15	0,13	0,115	0,101	0,087	0,076	0,074	0,07	0,068
	$\alpha(^0)$	6	4,3	2,7	1,3	0	-	-	-	-	-	-	-	-
i_{II}=1,8	h(%)	10,5	7,4	4,7	2,3	0	-	-	-	-	-	-	-	-
	$V_к$	0	2,26	4,52	6,78	9,04	11,29	13,55	15,81	18,07	19,88	20,33	21,46	23,10
$i^{M}_{рк}$=1,88	D	0,140	0,124	0,109	0,096	0,083	0,072	0,064	0,056	0,048	0,042	0,041	0,038	0,037
	$\alpha(^0)$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
i_{III}=1	h(%)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	$V_к$	0	1,41	2,82	4,24	5,65	7,06	8,47	9,88	11,29	12,42	12,71	13,41	14,44
$i^{M}_{рк}$=1,88	D	0,225	0,199	0,175	0,153	0,133	0,115	0,103	0,089	0,077	0,068	0,066	0,062	0,060
	$\alpha(^0)$	4,3	2,8	1,45	0,15	-	-	-	-	-	-	-	-	-
i_{3x}=1,6	h(%)	7,5	4,9	2,5	3	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Сухая целина, ... (N 4) Таблица 18

φ=0,45; f=0,15

	$V_к$	0	1,33	2,65	3,98	5,31	6,64	7,96	9,29	10,62	11,68	11,94	12,61	13,57
$i^{в}_{рк}$=1	D	0,24	0,211	0,186	0,163	0,142	0,123	0,109	0,096	0,082	0,072	0,07	0,066	0,064
	$\alpha(^0)$	5,5	3,5	2,1	0,75	-	-	-	-	-	-	-	-	-
i_I=3,2	h(%)	9,6	6,1	3,6	1,3	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	$V_к$	0	2,36	4,72	7,08	9,44	11,08	14,16	16,52	18,88	20,76	21,23	22,41	24,12
$i^{в}_{рк}$=1	D	0,134	0,119	0,104	0,092	0,079	0,07	0,062	0,053	0,046	0,041	0,040	0,037	0,036
	$\alpha(^0)$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
i_{II}=1,8	h(%)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	$V_к$	0	4,25	8,49	12,74	16,99	21,23	25,48	29,73	33,97	37,37	42,47	46,72	51,07
$i^{в}_{рк}$=1	D	0,074	0,066	0,058	0,051	0,045	0,038	0,034	0,028	0,025	0,025	0,022	0,021	0,020
	$\alpha(^0)$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
i_{III}=1	h(%)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	$V_к$	0	2,65	5,31	7,96	10,62	13,27	15,93	18,58	21,23	23,36	23,89	25,22	27,14
$i^{в}_{рк}$=1	D	0,119	0,105	0,093	0,082	0,071	0,062	0,055	0,047	0,041	0,036	0,035	0,034	0,032
	$\alpha(^0)$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
i_{3x}=1,6	h(%)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Глава X. РАСЧЕТ РАБОЧЕЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ХОДА ССК

Расчет включает в себя:

- выбор необходимых параметров рабочих (колесных) тормозов;
- выбор параметров привода тормозов.

Оценка прочности элементов рабочих тормозов не производится, так как выбраны тормоза рабочие (комплектующие) с сохранением параметров их привода.

На рис.1 показан кран в транспортном положении. Левые и правые колеса мостов 1-3 и 4-7 объединены в гидробалансирные тележки А и С.

$G_T = 85$ т - транспортный вес крана;
$X_T = 2,7$ м - абсцисса центра тяжести крана;
$Y_T = 2,15$ м - ордината центра тяжести крана;
$L = 7,775$ м - продольная база шасси крана (расстояние между гидробалансирными тележками);
$a = 7,1$ м - абсцисса передней балансирной тележки;
$c = 0,675$ м - абсцисса задней балансирной тележки.

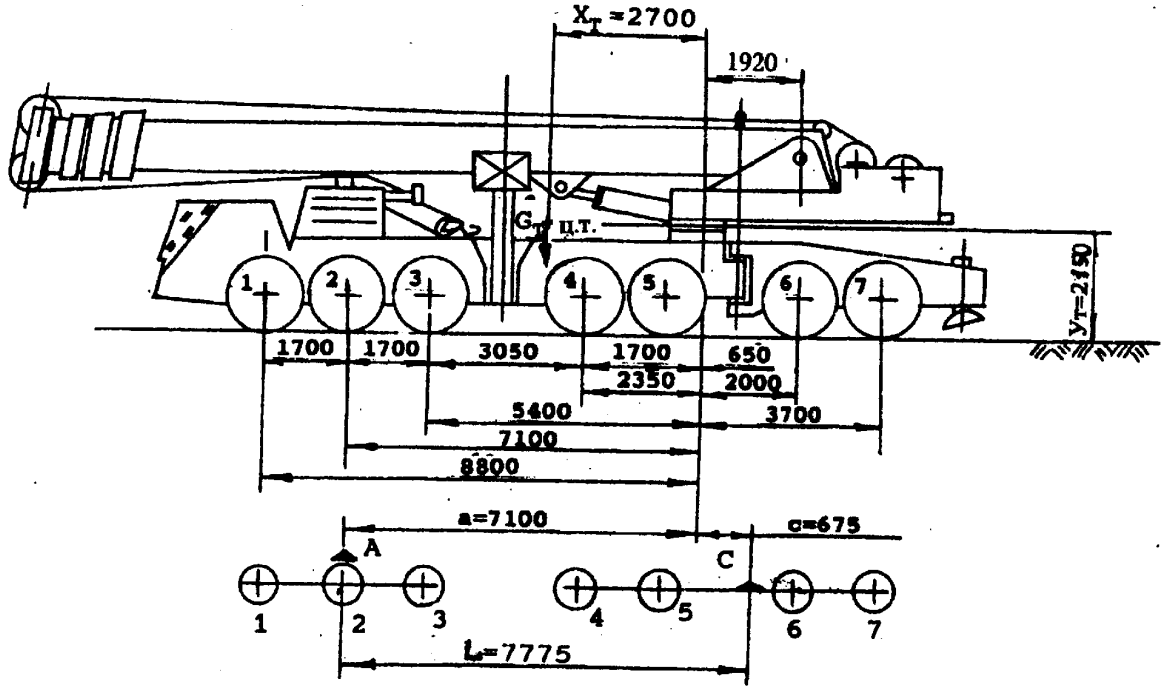


Рис. 1.
Кран модели КС-9471

Статические нагрузки на гидробалансирные тележки:

- передняя

$$P_n = G_T \frac{c + X_T}{L} = 85 \cdot \frac{0,675 + 2,7}{7,775} = 36,9 \text{ тс};$$

- задняя

$$P_з = G_T \frac{a - X_T}{L} = 85 \cdot \frac{7,1 - 2,7}{7,775} = 48,1 \text{ тс}.$$

Максимальная транспортная скорость крана $V_{max}=50$ км/ч.

Рабочую тормозную систему крана составляют 14 колесных тормозов.

Согласно И37.001.024 (Инструкция. Тормозные свойства автотранспортных средств внедорожных и тяжеловозов) настоящая модель относится к категории N_4^T (полная масса свыше 52 т до 100 т).

Согласно таблице 5 "Инструкции..." при скорости начала торможения

$$V_o = 0{,}8 \cdot V_{max} \le 40 \text{ км/ч},$$

допустимое нормативное значение установившегося замедления (испытания "ноль")

$$[j_{уст}] = 4{,}4 \text{ м/с}^2.$$

Нормативно максимальная величина тормозного пути для автотранспортного средства категории N_T определяется по формуле

$$[S_T] = \frac{\tau_{ср} \cdot V_o}{3{,}6} + \frac{V_o^2}{26 \cdot [j_{уст}]},$$

где $\tau_{ср} = 0{,}7$ с - нормативная величина времени срабатывания привода.

$$[S_T] \le \frac{0{,}7 \cdot 40}{3{,}6} + \frac{40^2}{26 \cdot 4{,}4} = 21{,}8 \text{ м}.$$

В дальнейшем расчет ведем в следующей последовательности:

1. Определение максимально возможных суммарных тормозных моментов колесных тормозов по сцеплению шин с дорожными покрытиями (φ_i) с учетом перераспределения нагрузок на гидробалансирные тележки.
2. Определение необходимого тормозного момента колесного тормоза.
3. Определение потребного давления в гидроцилиндре "разжима" колодок (параметры привода тормоза).
4. Определение тормозных моментов принятого колесного тормоза.
5. Определение реального пути торможения.
6. Определение перераспределения нагрузок на гидробалансирные тележки при торможении.

Определение возможного суммарного тормозного момента из условия сцепления шин с дорогой.

Максимально возможные тормозные моменты колесных тормозов для различных дорожных покрытий определяются следующими зависимостями:

- колесные тормоза передних тележек (мосты 1÷3)

$$M_{TП(\varphi_i)}^{max} = \varphi_i \cdot R_{ш} \cdot \frac{G_T}{L}(C + X_T + \varphi_i \cdot Y_T);$$

- колесные тормоза задних тележек (мосты 4÷7)

$$M_{TЗ}^{max}(\varphi_i) = \varphi_i \cdot R_{ш} \frac{G_T}{L}(a - X_T - \varphi_i \cdot Y_T);$$

- всех колесных тормозов

$$M_{TΣ(\varphi_i)}^{max} = M_{TП}^{max}(\varphi_i) + M_{TЗ}^{max}(\varphi_i),$$

где φ_I - коэффициент сцепления шины с i-м дорожным покрытием;
$R_ш = 672$ мм - статический радиус колеса (шина 16.00-24 ГОСТ 8430).

Результаты вичислений сведены в табл. 1.

Таблица 1.

φ_i	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
$\sum M^{max}_{тп(\varphi_i)}$	12440	16350	20560	25090	29940
$\sum M^{max}_{тз(\varphi_i)}$	10400	12210	13700	14880	15750
$\sum M^{max}_{\Sigma(\varphi_i)}$	22840	28560	34260	39970	45690

Следовательно, принимая φ=0,6-0,7 (испытания тормозов на горизонтальном участке дороги с асфальтобетонным покрытием), предполагаем реализацию по сцеплению тормозами задних тележек тормозного момента

$$\sum M^{max}_{тз} = M^{max}_{тз}(\varphi = 0{,}6 \div 0{,}7) \approx 14000 \text{ тс.м.}$$

Необходимый тормозной момент колесного тормоза.

Необходимый суммарный момент рабочей тормозной системы крана для достижения нормативного значения установившегося замедления $j_{уст} \geq 4{,}4$ м/с^2 определяется выражением

$$\left[\sum M_т\right] \geq \frac{G_т}{g} \cdot j_{уст} \cdot R_ш = \frac{85000}{9{,}81} 4{,}4 \cdot 0{,}672 = 25650 \quad \text{кгс.м.}$$

Необходимый тормозной момент /суммарный/ тормозов передних тележек

$$\left[\sum M\right]_п \geq \left[\sum M_т\right] - M^{max}_{тз} = 25650 - 1400 = 11650 \quad \text{кгс.м.}$$

Предполагая установку одинаковых колесных тормозов передних и задних тележек, необходимый тормозной момент одного колесного тормоза (11650 : 6 ≈ 2000 > 1750 = 14000 :8)

$$\left[M_т\right] \geq \frac{\left[\sum M_т\right]_п}{n_{тп}} = \frac{11650}{6} \approx 2000 \text{ кгс.см,}$$

где $n_{тп}$=6 - количество тормозов передних тележек.

Определение потребного давления в приводе тормоза.

Принят тормоз колодочный с разжимным устройством "плавающего" типа (гидроцилиндр). Расчетная схема и основные конструктивные параметры указаны на рис. 2.

Считая жесткость тормозного барабана и колодок достаточной, принимаем распределение давлений по длине обшивки по синусоидальному закону.

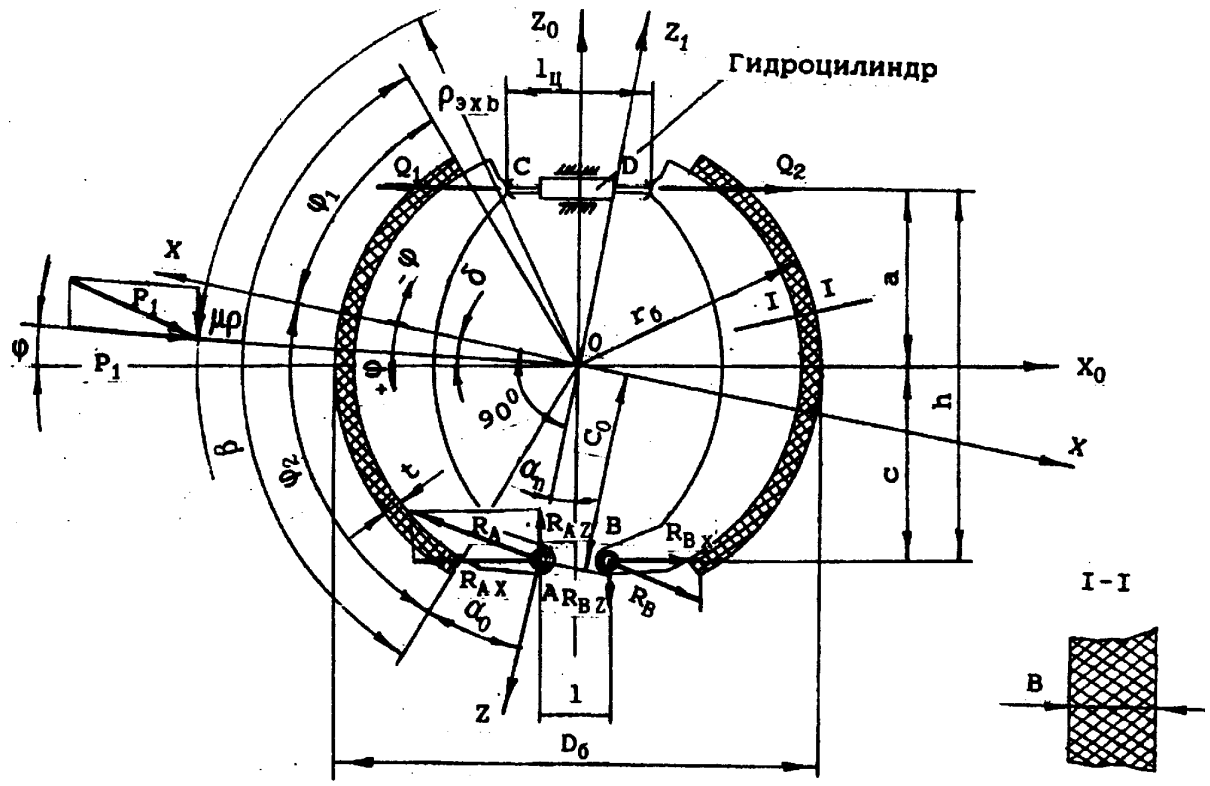


Рис. 2.
Расчетная схема

На рис. 2:

$D_б$ = 500 мм - диаметр тормозного шкива;

b = 140 мм - ширина обшивки колодок;

t = 16 мм - толщина обшивки колодок;

$\beta = 120^0 = 2{,}09$ рад - угол обхвата колодки обшивкой;

$\alpha_0 = 20^0 = 0{,}35$ рад - угол "свободной" длины колодки в зоне пальца крепления;

a = 180 мм - координата линии действия разжимного гидроцилиндра относительно центра шкива тормозного;

c = 200 мм - координата линии установки;

h = a + c = 380 мм;

C_0 = 203 мм - радиус установки пальцев крепления колодок;

l = 68 мм - расстояние между пальцами крепления колодок;

$l_ц$ - длина развернутого цилиндра разжима колодок ($l_{ц.нач.}$ = 210 мм - соответствует новой обшивке; $l_{ц.кон.}$ = 245 мм - соответствует 50% выработке обшивок);

$d_ц$ = 65 мм - рабочий диаметр приводного цилиндра;

μ - коэффициент трения фрикционной обшивки колодки.

($\mu_{max} = 0{,}4$; $\mu_р = 0{,}3$).

Так как тормоз имеет разжимное устройство "плавающего" типа, то усилия разжатия колодок равны

$$Q_1 = Q_2 = Q .$$

$$Q = 0{,}785 \cdot d^2_{ц} \cdot q = 0{,}785 \cdot 6{,}5^2 \cdot q = 33{,}17\, q ,$$

где q - давление в рабочей полости приводного гидроцилиндра.

Суммарный тормозной момент двух колодок тормоза

$$M_T = M_{T1} + M_{T2} ,$$

где M_{T1} - момент передней (самоприжимаемой) колодки;

M_{T2} - момент задней (отжимаемой) колодки.

$$M_{T1} = \frac{\mu . h . Q}{\frac{C_o}{r_\delta} . f_{(\gamma 1,2)} - \mu \left[1 - \frac{C_o}{2 r_\delta} \left(\sin\gamma_1 + \sin\gamma_2 \right) \right]} ;$$

$$M_{T2} = \frac{\mu . h . Q}{\frac{C_o}{r_\delta} . f_{(\gamma 1,2)} + \mu \left[1 - \frac{C_o}{2 r_\delta} \left(\sin\gamma_1 + \sin\gamma_2 \right) \right]} ;$$

$$-\gamma_1 = \alpha_o + \beta - \frac{\pi}{2} = 20^0 + 120^0 - \frac{\pi}{2} = 50^0 = 0{,}873 \text{ рад.}$$

$$\gamma_2 = \beta + \gamma_1 = 120^0 - 50^0 = 70^0 = 1{,}222 \text{ рад.}$$

$$f_{(\gamma 1,2)} = \frac{\sin 2\gamma_2 - \sin 2\gamma_1 + 2(\gamma_2 - \gamma_1)}{4(\sin\gamma_2 - \sin\gamma_1)} =$$

$$= \frac{\sin 2.70^0 - \sin 2.(-50) + 2(1{,}222 + 0{,}873)}{4\left[\sin 70^0 - \sin(-50^0)\right]} = 0{,}853;$$

$r_\delta = 0{,}5 \cdot D_\delta = 250$ мм ;

$$M^{max}_{T1} = \frac{0{,}4.0{,}38.Q_{max}}{\frac{0{,}203}{0{,}25}.0{,}853 - 0{,}4\left[1 - \frac{0{,}203}{2.0{,}25} \left(\sin(-50^0) + \sin 70^0 \right) \right]} = 0{,}474.Q_{max};$$

$$M^{max}_{T2} = \frac{0{,}4.0{,}38.Q_{max}}{\frac{0{,}203}{0{,}25}.0{,}853 + 0{,}4\left[1 - \frac{0{,}203}{2.0{,}25} \left(\sin(-50^0) + \sin 70^0 \right) \right]} = 0{,}143.Q_{max};$$

$$M^{max}_T = 0{,}474.Q_{max} + 0{,}143.Q_{max} = 0{,}617.Q_{max} = 0{,}617.33{,}17.q_{max} = 20{,}46.q_{max},$$

$$M^{P}_{T1} = \frac{0{,}3.0{,}38.Q_p}{\frac{0{,}203}{0{,}25}.0{,}853 - 0{,}3\left[1 - \frac{0{,}203}{2.0{,}25} \left(\sin(-50^0) + \sin 70^0 \right) \right]} = 0{,}275.Q_p;$$

$$M^{P}_{T2} = \frac{0{,}3.0{,}38.Q_p}{\frac{0{,}203}{0{,}25}.0{,}853 + 0{,}3\left[1 - \frac{0{,}203}{2.0{,}25} \left(\sin(-50^0) + \sin 70^0 \right) \right]} = 0{,}116.Q_p;$$

$$M^{P}_T = 0{,}275.Q_p + 0{,}116.Q_p = 0{,}391.Q_p = 0{,}391.33{,}17.q_p = 12{,}97.q_p.$$

Потребное давление в приводном цилиндре:

$\mu_{max} = 0{,}4$ - $\quad [q] \geq \frac{M_T}{20{,}46} = \frac{2000}{20{,}46} \approx 100$ кгс/см^2;

$\mu_p = 0{,}3$ - $\quad [q_{max}] \geq \frac{M_T}{12{,}97} = \frac{2000}{12{,}97} \approx 150$ кгс/см^2.

В выбранном тормозе настройка управляющей системы (пневматической) произведена на давление:

- рабочее $P_p = 6,2$ кгс/см^2;
- максимальное $P_{max} = 7,35$ кгс/см^2,

что соответствует давлениям в приводном гидроцилиндре:

- рабочему $q_p = 150$ кгс/см^2;
- максимальному $q_{max} = 175$ кгс/см^2.

Определение тормозных моментов принятого тормоза.

При обеспечении максимального трения ($\mu = 0,4$) и реализации максимального давления ($q_{max} = 175$ кгс/см^2) максимальное усилие "разжима" колодок

$$Q_{max} = 33,17 \cdot 175 = 5800 \text{ кгс},$$

что соответствует тормозному моменту

$$M_{т\ max} = 0,617 . Q_{max} = 0,617 \cdot 5800 = 3580 \text{ кгс.м}.$$

Реальный путь торможения крана.

Путь торможения и замедление определяем при рабочих параметрах тормозной системы ($V_0 = 40$ км/ч).

$$P_p = 6,2 \text{ кгс/см}^2;$$

$$q_p = 150 \text{ кгс/см}^2.$$

$$M_{тр} = 12,97 \cdot q_p = 12,97 \cdot 150 = 1950 \text{ кгс.м}.$$

Согласно табл. 1 тормозной момент тормозов задней тележки, реализуемый по сцеплению ($\varphi = 0,6 \div 0,7$) составляет

$$\sum M_{т.з.}^{max} = 14000 \text{ кгс.м}.$$

Следовательно, суммарный тормозной момент тормозов задней тележки (8 тормозов)

$$M_{т.з.} = 8 \cdot 1950 = 15600 \text{ кгс.м}$$

полностью не реализуется.

Суммарный тормозной момент рабочей тормозной системы составляет

$$\sum M_т^p = 6 \cdot 1950 + 14000 = 25700 \text{ кгс.м}.$$

Замедление крана при этом составляет

$$j_p = \frac{\sum M_т}{G_т . R_ш} . g = \frac{25700}{85000 . 0,672} 9,81 = 4,4 \text{ м/с}^2.$$

Путь торможения

$$S_т = \frac{0,7 . 40}{3,6} + \frac{40^2}{26 . 4,4} = 21,8 \text{ м} = [S_т].$$

Выводы. Выбранная тормозная система удовлетворяет требованиям инструкции 37.001.024 по замедлению и пути торможения, так как $\mu = 0,3$ можно считать гарантированным.

Глава XI. РАСЧЕТ ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОЙ СТРЕЛЫ

Настоящий расчет выполнен в соответствии с указаниями, изложенными в справочнике по кранам, под редакцией А.И. Дукельского, т.I, М-Л., Машгиз, 1971.

Изгибающие моменты в плоскости подвеса груза и в основной плоскости определены с учетом действия продольных и поперечных сил. Угол наклона крана на рабочей площадке при работе на выносных опорах принят равным $\alpha' = 1^0 30'$.

Ветровая нагрузка определена при скоростном напоре $q_o = 15$ кгс/м^2.

Ускорение поворотной части крана при торможении механизма поворота определено из расчета полной остановки поворотной части в течение трех с.

Ускорение равно $\varepsilon = -0{,}0523$ рад/с^2.

Для башенного оборудования $\alpha' = 1^0$, $\varepsilon = -0{,}0174$ рад/с^2.

Исходные данные:

$G_c = 7{,}8$ тс - вес стрелы;

$G_{кр} = 0{,}215$ тс - вес крюковой обоймы вспомогательного подъема;

$G_{кр.1} = 0{,}34$ тс - вес крюковой обоймы основного подъема.

Коэффициенты приведения веса стрелы к оголовку - K_c

Длина стрелы,м	15	16,5	20	21,5	25
K_c	0,53	0,52	0,50	0,49	0,48

Вес гуськов

Длина гуська, м	6	10,5 и 15
Вес гуська, $G_г$, тс	0,46	1,5

$K_г = 0{,}55$ - коэффициент приведения веса гуська к его оголовку;

$G_{ук} = 0{,}3$ тс - вес укосины.

$G'_{кр.1} = G_{кр.1} + G_{ук} = 0{,}34 + 0{,}3 = 0{,}64$ тс - приведенный вес крюковой обоймы;

$n = 1{,}5$ об/мин - скорость вращения поворотной части крана при работе стрелой и неуправляемым гуськом 6 м;

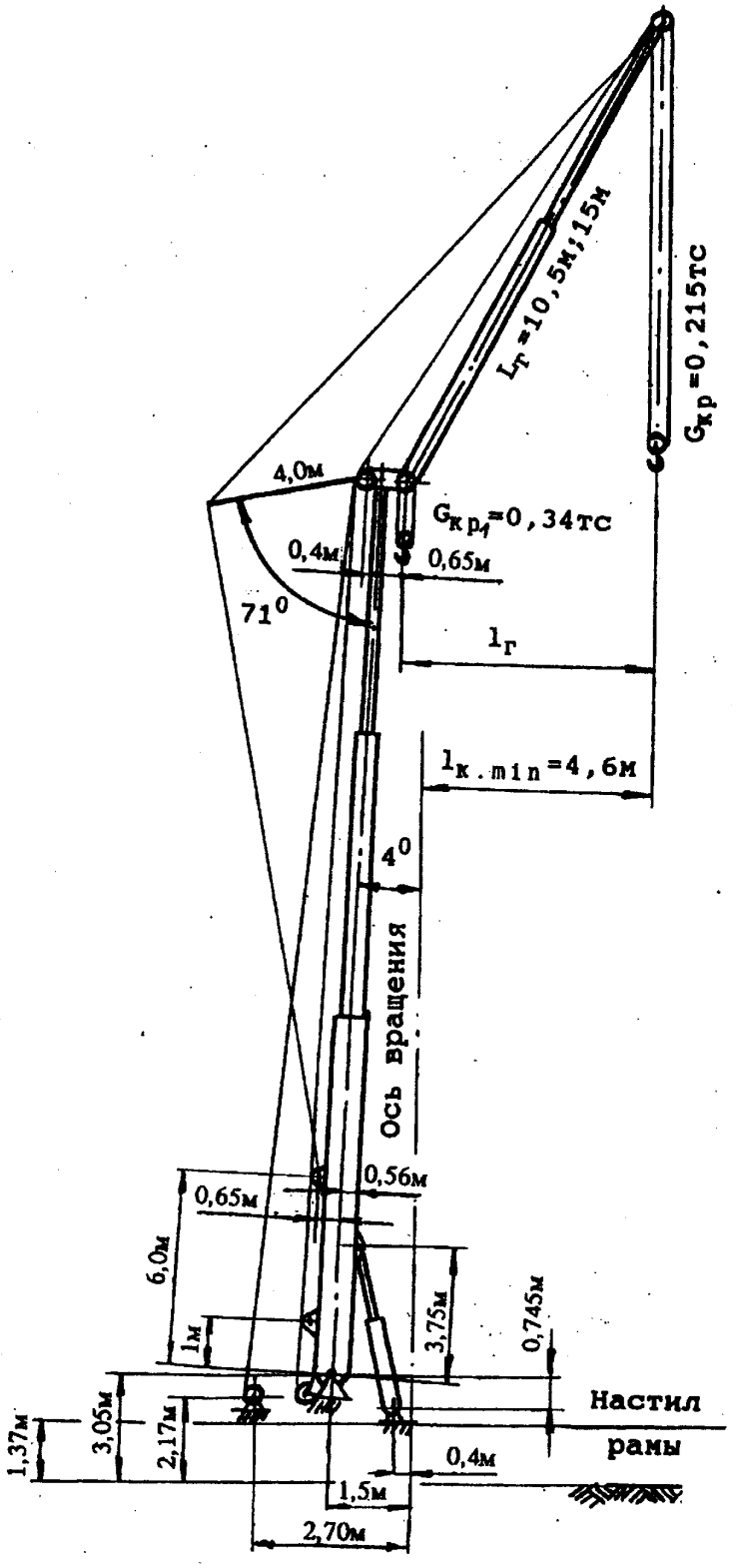


Рис. 1.
Стрела с управляемыми и неуправляемыми гуськами 10,5 и 15 м

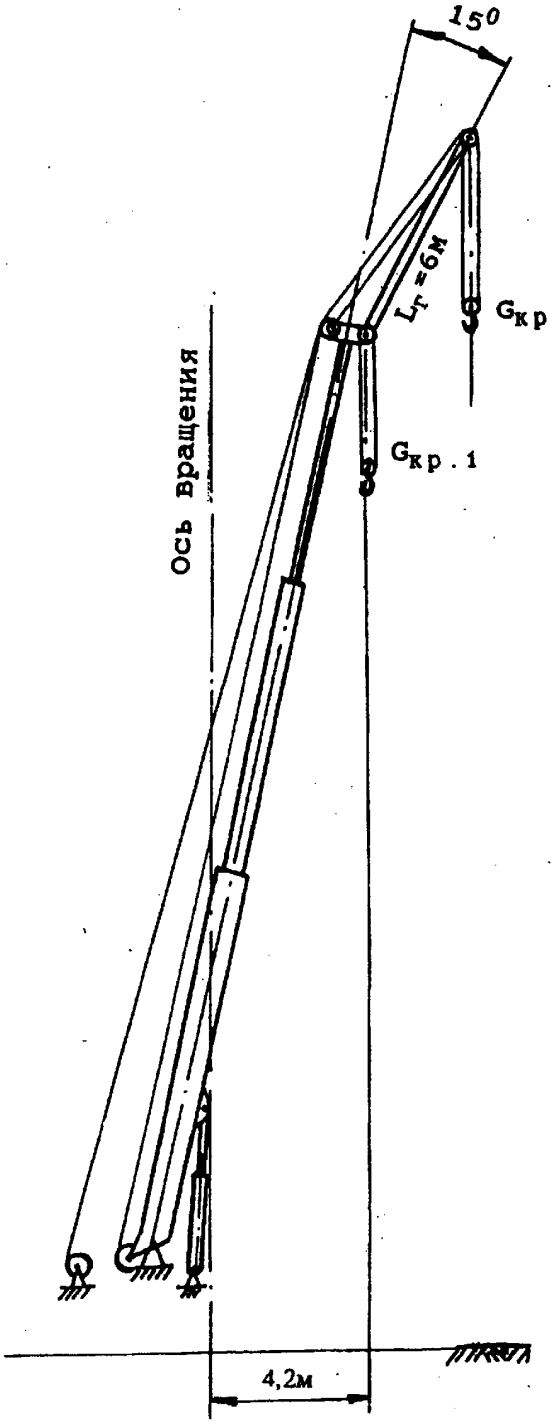


Рис. 2.
Стрела с неуправляемым гуськом 6 м

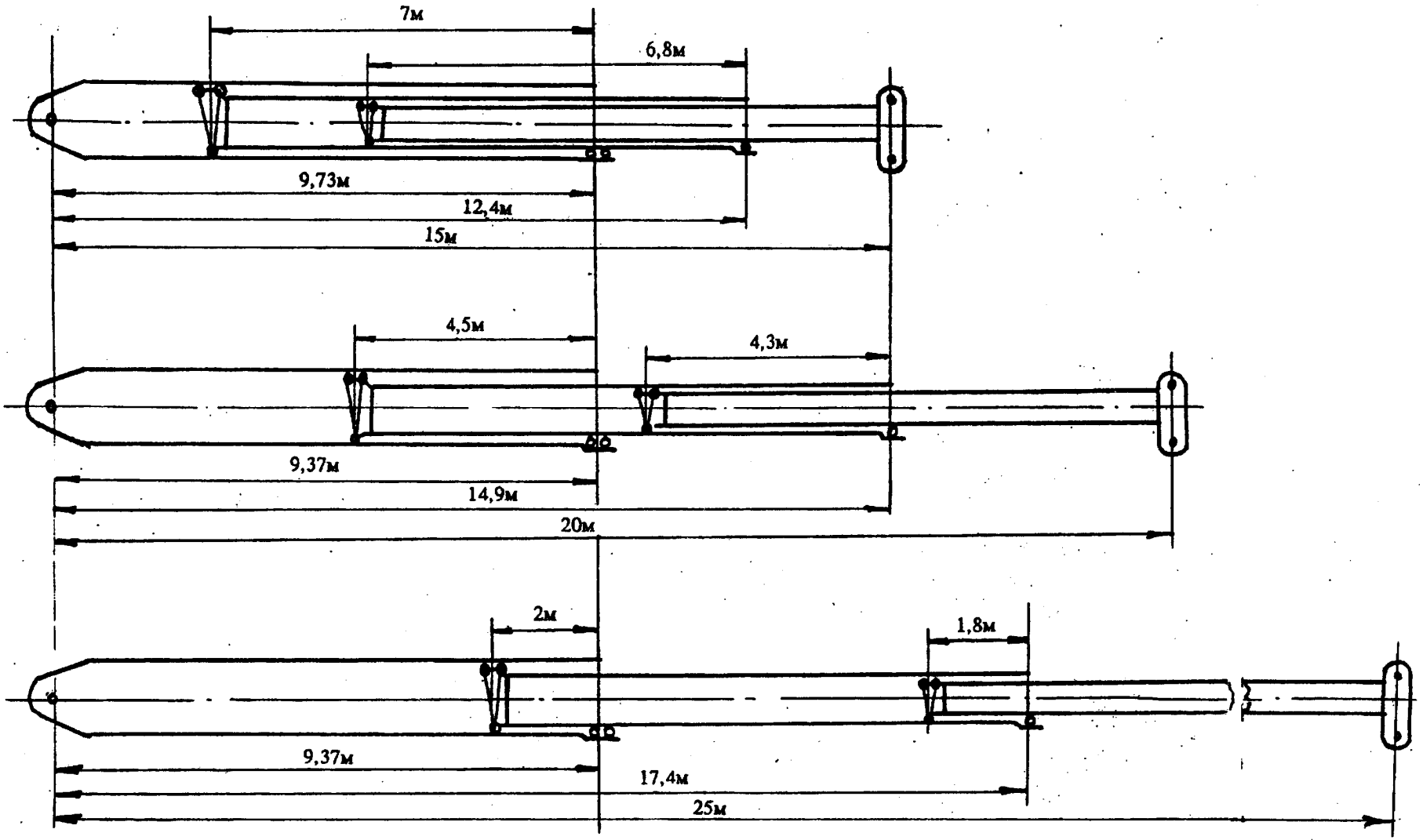


Рис. 3.
Компоновочные схемы стрелы

n = 0,5 об/мин - скорость вращения поворотной части крана при работе с управляемыми и неуправляемыми гуськами 10,5 и 15 м.

Таблица 1

Расчетные случаи

Расчетный случай	Груз, Q	Вылет			Длина		Кратность грузового полиспаста, m	Вид стрелового оборудования
		крюка, $l_к$	стрелы, l_c	гуська, $l_г$	стрелы, L_c	гуська, $L_г$		
-	тс	м	м	м	м	м	-	-
1	25	4,2	5,7	-	15	-	8	Стрелы без гуськов
2	18	4,2	5,7	-	20	-	8	
3	14	4,2	5,7	-	25	-	8	
4	10	4,6	2,05	4,05	20	10,5	4	Башни
5	7	4,6	2,05	4,05	20	15	4	
6	6	4,6	2,40	3,70	25	10,5	4	
7	5	4,6	2,40	3,70	25	15	2	
8	5	6,88	5,7	2,68	25	6	2	Неуправляемый гусек

Примечание. В таблице l_c и $l_г$ - "чистые" вылеты соответственно стрелы и гуська (рис. 18).

Определение углов наклона стрел и гуськов

Стрелы без гуськов (рис. 4)

$$\alpha = arc\ \sin\frac{l_K + C}{\sqrt{L_c^2 + C_1^2}} - arc\ tg\frac{C_1}{L_c}$$

Башни (рис.5)

$\alpha = 4^0$;

$$\beta = arc\ \sin\frac{C + l_K - L_c.\sin\alpha - C_1}{L_г};$$

$\gamma = \beta - \alpha$.

Стрелы с неуправляемым гуськом (рис. 6)

$\gamma = 15^0$; $l_c = 5,7$ м ;

$\beta = \alpha + \gamma$; $l_г = L_г . \sin\beta$;

$l_к = l_c + l_г - C$; $C = 1,5$ м.

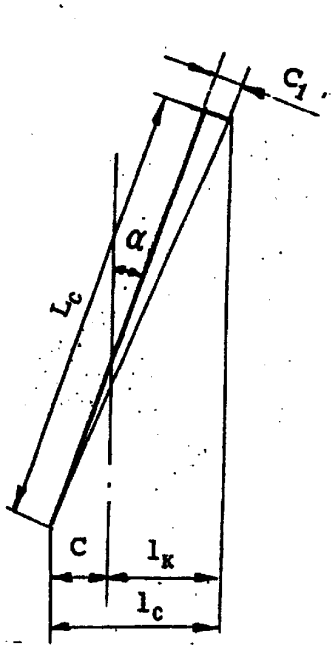


Рис. 4.
Расчетная схема

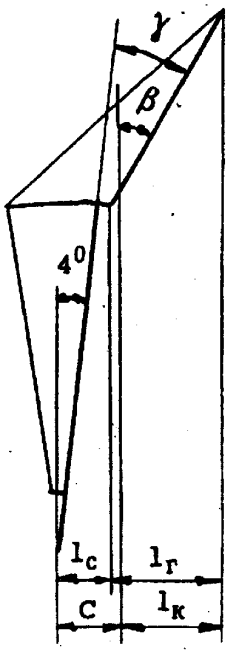


Рис. 5.
Расчетная схема

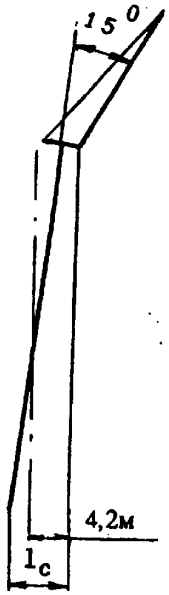


Рис. 6.
Расчетная схема

Результаты расчета сведены в табл. 2.

Характеристики поперечных сечений

Сечение а - а

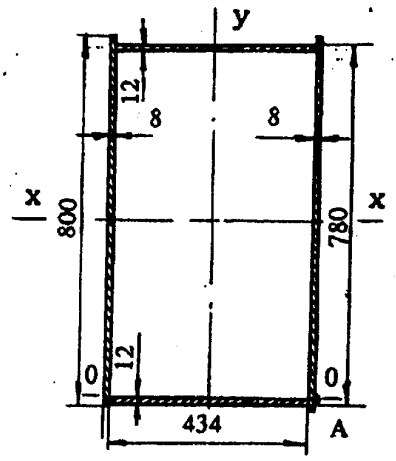


Рис. 7.
Сечение а - а

$$I_x = 2.\frac{0,8.80^3}{12} + 2.43,4.1,2.38,4^2 + 2\frac{43,4.1,2^3}{12} = 221900 \text{ см}^4;$$

$$I_y = 2.\frac{80.0,8^3}{12} + 2\frac{1,2.43,4^3}{12} + 2.80.0,8.22,1^2 = 78870 \text{ см}^4;$$

$$W_{x_A} = \frac{221900}{37,8} = 5870 \text{ см}^3;$$

$$W_{y_A} = \frac{78870}{22,5} = 3505 \text{ см}^3;$$

$S_{cm}^{o-o} = 43,4 \cdot 1,2 \cdot 38,4 + 2 \cdot 2,2 \cdot 0,8 \cdot 38,9 =$
$= 2137 \text{ см}^3$;

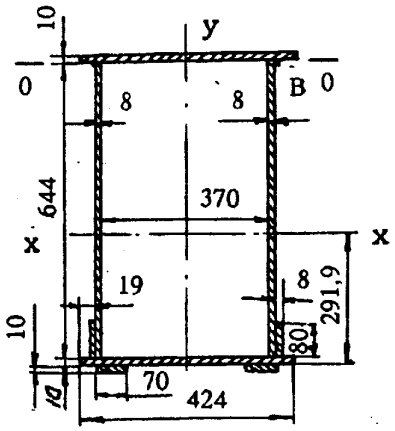
$W_{кр} = 2 \cdot 44,2 \cdot 76,8 \cdot 0,8 = 5431 \text{ см}^3$.

C = 1,5 м; C_1 = 0,65 м.

Таблица 2

Расчетный случай	$l_к$	L_c	$L_г$	α	sin α	cos α	β	sin β	cos β	γ	sin γ	cos γ
-	м	м	м	град.	-	-	град.	-	-	град.	-	-
1	4,2	15	-	20^0	0,3420	0,9397	-	-	-	-	-	-
2	4,2	20	-	$14^030'$	0,2504	0,9681	-	-	-	-	-	-
3	4,2	25	-	$11^030'$	0,1994	0,9799	-	-	-	-	-	-
4	4,6	20	10,5	4^0	0,0698	0,9976	$22^030'$	0,3827	0,9239	$18^030'$	0,3173	0,9483
5	4,6	20	15	4^0	0,0698	0,9976	$15^030'$	0,2672	0,9636	$11^030'$	0,1994	0,9799
6	4,6	25	10,5	4^0	0,0698	0,9976	$20^030'$	0,3502	0,9367	$16^030'$	0,2840	0,9588
7	4,6	25	15	4^0	0,0698	0,9976	$14^030'$	0,2504	0,9681	$10^030'$	0,1822	0,9833
8	6,88	25	6	$11^030'$	0,1994	0,9799	$26^030'$	0,4462	0,8949	15^0	0,2588	0,9659

Сечение б - б



$$F = 2\,(64{,}4\,.\,0{,}8 + 42{,}4\,.\,1 + 8\,.\,0{,}8 + 7\,.\,1) = 214{,}6\ \text{см}^2;$$

$$y_0 = \frac{2.64{,}4.0{,}8.33{,}2 + 42{,}4.1.65{,}9}{214{,}6} + \frac{42{,}4.1.0{,}5 + 8.0{,}8.5 - 7.1.0{,}5}{214{,}6} = 29{,}19\ \text{см};$$

$$I_x = 2.\frac{0{,}8.64{,}4^3}{12} + 2.64{,}4.0{,}8.4{,}01^2 + 42{,}4.1.36{,}71^2 + 42{,}4.1.28{,}69^2 + 2.8.0{,}8.24{,}19^2 + 2\frac{0{,}8.8^3}{12} + 2.7.1.29{,}69^2 = 149200\ \text{см}^4;$$

Рис. 8.
Сечение б - б

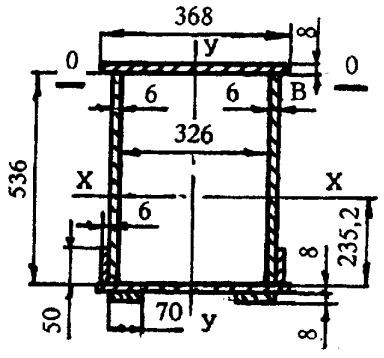
$$I_y = 2\left(\frac{1.42{,}4^3}{12} + 64{,}4.0{,}8.18{,}9^2 + 8.0{,}8.19{,}7^2 + \frac{1.7^3}{12} + 2.7.15{,}8^2\right) = 61530\ \text{см}^4;$$

$$W_{x_в} = \frac{149200}{36{,}21} = 4120\ \text{см}^3; \qquad W_{y_в} = \frac{61530}{19{,}3} = 3188\ \text{см}^3;$$

$S_{cm}^{o-o} = 42{,}4\,.\,1\,.\,36{,}71 = 1557\ \text{см}^3;$

$W_{кр} = 2\,.\,65{,}4\,.\,37{,}8\,.\,0{,}8 = 3955\ \text{см}^3.$

Сечение в - в



$$F = 2\,(36{,}8\,.\,0{,}8 + 53{,}6\,.\,0{,}6 + 7\,.\,0{,}8 + 5\,.\,0{,}6) = 140{,}4\ \text{см}^2;$$

$$y_0 = \frac{2.53{,}6.0{,}6.26{,}8 + 36{,}8.0{,}8.54}{140{,}4} + \frac{5.0{,}6.2{,}5 - 36{,}8.0{,}8.0{,}4 - 7.0{,}8.1{,}2}{140{,}4} = 23{,}52\ \text{см};$$

$$I_x = 2.\frac{0{,}6.53{,}6^3}{12} + 2.53{,}6.0{,}6.3{,}28^2 + 36{,}8.0{,}8.30{,}48^2 + 36{,}8.0{,}8.23{,}92^2 + \frac{2.0{,}6.5^3}{12} + 2.5.0{,}6.21{,}02^2 + 2.7.0{,}8.24{,}72^2 = 69790\ \text{см}^4;$$

Рис. 9.
Сечение в - в

$$I_y = 2\left(\frac{0{,}8.36{,}8^3}{12} + 53{,}6.0{,}6.16{,}6^2 + 5.0{,}6.17{,}2^2 + \frac{0{,}8.7^3}{12} + 7.0{,}8.13{,}4^2\right) = 28200\ \text{см}^4;$$

$$W_{x_в} = \frac{69790}{30{,}08} = 2318\ \text{см}^3; \qquad W_{y_в} = \frac{28200}{16{,}9} = 1669\ \text{см}^3;$$

$S_{cm}^{o-o} = 36{,}8\,.\,0{,}8\,.\,30{,}48 = 897{,}3\ \text{см}^3;$

$W_{кр} = 2\,.\,33{,}2\,.\,54{,}4\,.\,0{,}6 = 2167\ \text{см}^3.$

Стрелы 15, 20, 25 м

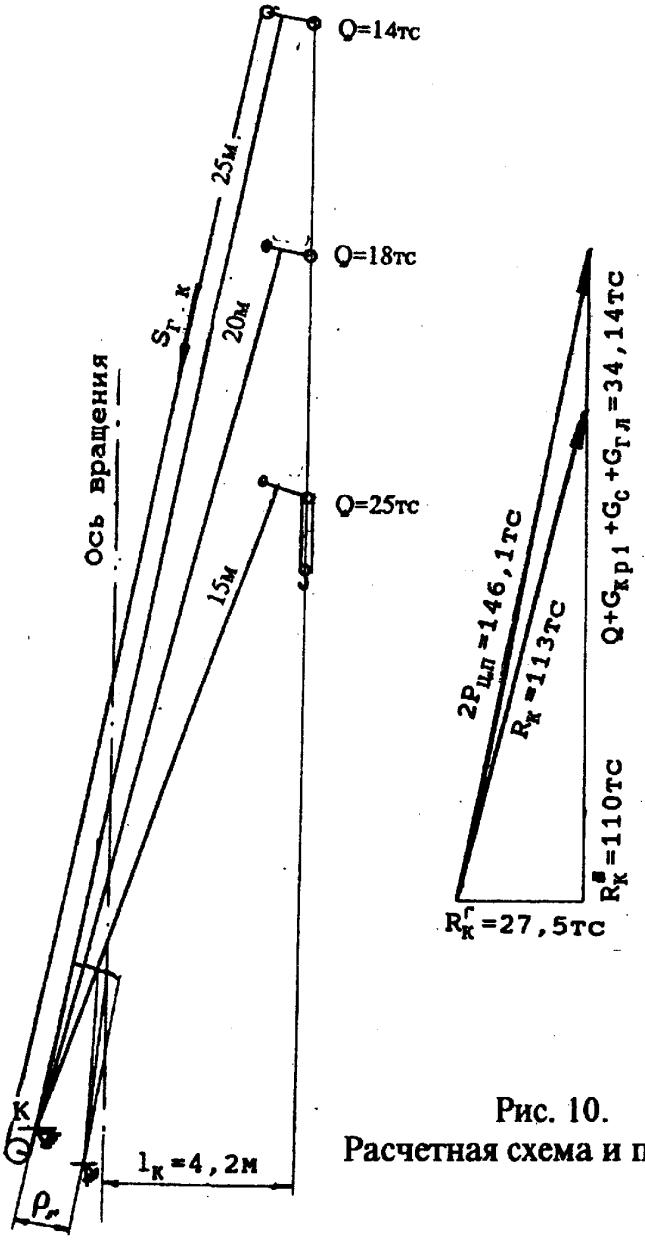
Усилие в грузовом канате

$$S_{гк} = \frac{Q + G_{кр1}}{m.\eta_m.\eta^n}$$

Стрела 15 м Стрела 20 м Стрела 25 м

$S_{гк} = \frac{25+0,34}{8.0,933.0,98^2} = 3,54$ тс; $S_{гк} = \frac{18+0,34}{8.0,933.0,98^2} = 2,56$ тс; $S_{гк} = \frac{14+0,34}{8.0,933.0,98^2} = 2$ тс.

Здесь η_m - к.п.д. грузового полиспаста;
η - к.п.д. блока;
n - число направляющих блоков.



L_c	$l_к$	$\rho_г$
м	м	м
15	4,2	1,15
20	4,2	1,15
25	4,2	1,15

$P_{ц.п.}$=73,03 тс - см. ниже

G_c= 7,8 тс;

$G_{г.л.}$= 1 тс - вес главной лебедки с канатом.

Рис. 10.
Расчетная схема и план сил

Башня 20 м с гуськами 10,5 м и 15 м

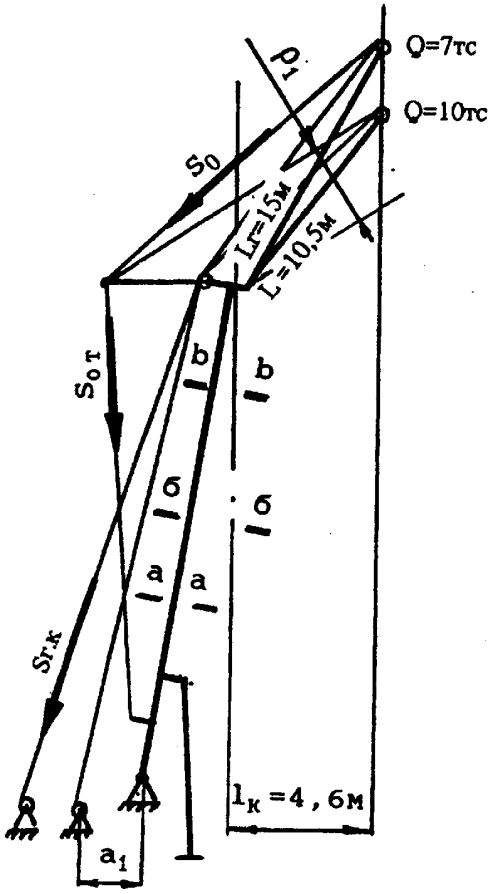


Рис. 11.
Расчетная схема

Усилие в грузовом канате.

Гусек 10,5 м; груз Q = 10 тс.

$$S_{гк} = \frac{10 + 0{,}215}{4.0{,}97.0{,}98^2} = 2{,}75 \text{ тс.}$$

Гусек 15 м; груз Q = 7 тс.

$$S_{гк} = \frac{7 + 0{,}215}{4.0{,}97.0{,}98^2} = 1{,}94 \text{ тс.}$$

Усилие в оттяжке гуська.

Гусек 10,5 м; груз Q = 10 тс.

$$S_0 = \frac{\left(Q + G_{кр} + K_г.G_г\right).l_г - S_{гк}.a_1}{\rho_1} =$$

$$= \frac{\left(10 + 0{,}215 + 0{,}55.1{,}5\right).4{,}05 - 2{,}75.1{,}05}{3{,}25} = 12{,}87 \text{ тс.}$$

Гусек 15 м; груз Q = 7 тс.

$$S_0 = \frac{\left(7 + 0{,}215 + 0{,}55.1{,}5\right).4{,}05 - 1{,}94.1{,}15}{3{,}85} = 7{,}88 \text{ тс.}$$

Башня 25 м с гуськами 10,5 м и 15 м

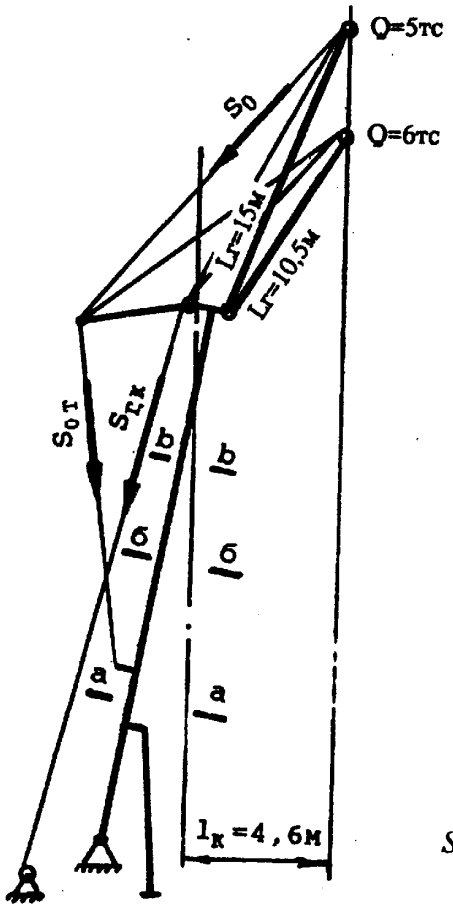


Рис. 12.
Расчетная схема

Усилие в грузовом канате.

Гусек 10,5 м; груз Q = 6 тс.

$$S_{гк} = \frac{6+0{,}215}{4.0{,}97.0{,}98^2} = 1{,}67\,\text{тс}.$$

Гусек 15 м; груз Q = 5 тс.

$$S_{гк} = \frac{5+0{,}215}{4.0{,}97.0{,}98^2} = 2{,}74\ \text{тс}.$$

Усилие в оттяжке гуська.

Гусек 10,5 м; груз Q = 6 тс.

$$S_0 = \frac{\left(Q + G_{кр} + K_г.G_г\right)l_г - S_{гк}.a_1}{\rho_1} =$$

$$= \frac{\left(6+0{,}215+0{,}55.1{,}5\right).3{,}70 - 1{,}67.1{,}15}{3{,}25} = 7{,}42\ \text{тс}.$$

Гусек 15 м; груз Q = 5 тс.

$$S_0 = \frac{\left(5+0{,}215+0{,}55.1{,}5\right).3{,}70 - 2{,}74.1{,}15}{3{,}85} = 4{,}99\ \text{тс}.$$

Стрела 25 м с неуправляемым гуськом 6 м

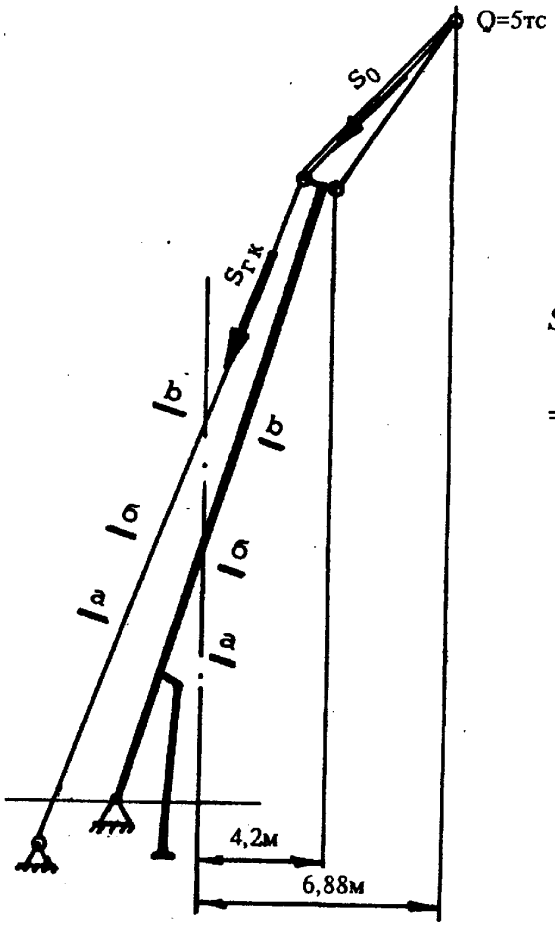


Рис. 13.
Расчетная схема

Усилие в грузовом канате

$$S_{гк} = \frac{5 + 0{,}215}{2.0{,}99.0{,}98^2} = 2{,}74 \text{ тс.}$$

Усилие в оттяжке гуська

$$S_0 = \frac{\left(Q + G_{КР} + K_г.G_г\right).l_г - S_{гк}a_1}{\rho_1} =$$

$$= \frac{\left(5 + 0{,}215 + 0{,}55.0{,}46\right).2{,}68 - 2{,}74.1{,}2}{1{,}0} = 11{,}37 \text{ тс.}$$

Усилие в гидроцилиндре подъема стрелы

Стрела без гуська

$$P_{цп} = \frac{\left(K_c.G_c + Q + G_{КР.1}\right).l_c}{2.\rho_2}.$$

Стрела с гуськом

$$P_{цп} = \frac{\left[K_cG_c. + G'_{КР.1} + \left(1 - K_г\right).G_г\right].l_c}{2\rho_2} + \frac{\left(K_г.G_г + Q + G_{КР}\right)\left(l_c + l_г\right) - S_{гк}.\rho}{2\rho_2}$$

Результаты расчета сведены в табл. 3.

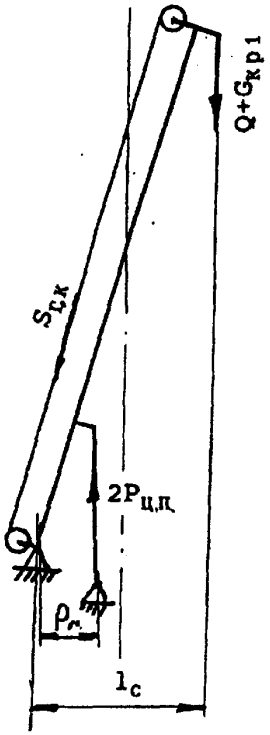


Рис. 14.
Расчетная схема для стрелы без гуська

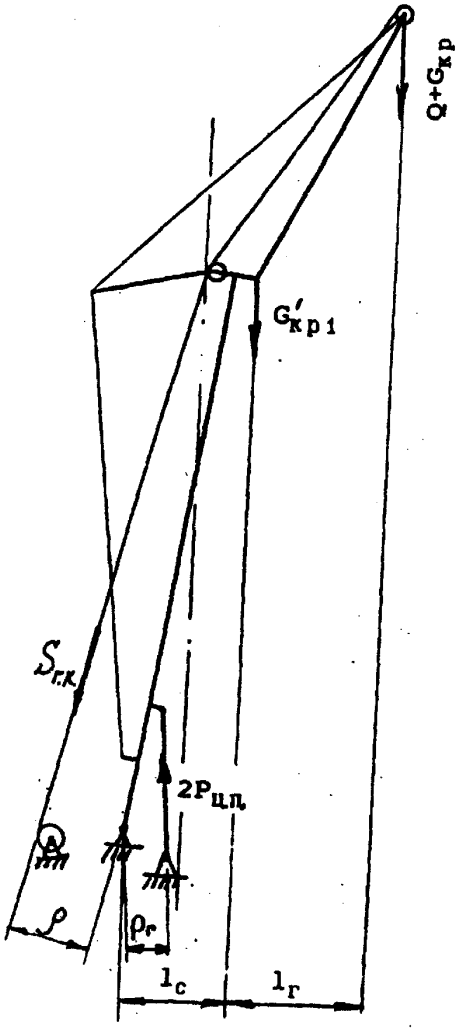


Рис. 15.
Расчетная схема для стрелы с гуськом

Таблица 3

Расчет-ный случай	l_c	$l_г$	Q	$K_c \cdot G_c$	$K_г$	$G_г$	$G'_{кр1}$	$G_{кр}$	$S_{г.к.}$	ρ	ρ_2	$P_{ц.п.}$
-	м	м	тс	тс	-	тс	тс	тс	тс	м	м	тс
1	5,7	-	25	4,13	-	-	0,34	0,215	3,54	-	1,15	73,03
2	5,7	-	18	3,90	-	-	0,34	0,215	2,56	-	1,15	55,12
3	5,7	-	14	3,74	-	-	0,34	0,215	2,00	-	1,15	44,81
4	2,05	4,05	10	3,90	0,55	1,5	0,64	0,215	2,75	1,35	1,05	35,10
5	2,05	4,05	7	3,90	0,55	1,5	0,64	0,215	1,94	1,35	1,05	26,91
6	2,40	3,70	6	3,74	0,55	1,5	0,64	0,215	1,67	1,45	1,05	24,81
7	2,40	3,70	5	3,74	0,55	1,5	0,64	0,215	2,74	1,45	1,05	21,17
8	5,70	2,68	5	3,74	0,55	0,46	0,34	0,215	2,74	1,15	1,15	29,79

Усилие в гидроцилиндре выдвижения стрелы

Стрела без гуська

$$P_{цв}=\left[(Q+G_{КР.1}).1{,}1+G_c'\right].\cos\alpha+S_{гк}',$$

где α - угол наклона стрелы к вертикали;

1,1 - динамический коэффициент, учитывающий рывки при подрыве груза с земли или при торможении механизма подъема груза;

G_c' = 5,8 тс - вес стрелы за вычетом веса нижней секции стрелы и штока гидроцилиндра;

$S_{гк}'$ = $S_{гк}$. 1,1 ;

S - усилие в грузовом канате (см. выше).

Стрела с гуськом.

$$P_{цв}=\left[(Q+G_{КР}).1{,}1+G_c'+G_г+G_{КР.1}'\right].\cos\alpha+S_{от}.\cos\psi+S_{гк}',$$

где $S_{от}=\dfrac{\left[(Q+G_{КР}).1{,}1+K_г.G_г\right].l_г.\rho_3-S_{гк}'a_1.\rho_3}{\rho_1.a}$;

ψ - угол между оттяжкой и стрелой.

Результаты расчета сведены в табл. 4, где рассмотрены восемь дополнительных случаев:

1/. Башня 16,5 м, гусек 10,5 м, вылет $l_к$=10 м, груз Q=3,7 тс;
2/. Башня 16,5 м, гусек 15 м, вылет $l_к$=13,2 м, груз Q=3 тс;
3/. Башня 18 м, гусек 10,5 м, вылет $l_к$=7,35 м, груз Q=7,0 тс;
4/. Башня 18 м, гусек 15 м, вылет $l_к$=8,95 м, груз Q=6,1 тс;
5/. Башня 21,5 м, гусек 10,5 м, вылет $l_к$=10,2 м, груз Q=3,9 тс;
6/. Башня 21,5 м, гусек 15 м, вылет $l_к$=13,3 м, груз Q=3,1 тс;
7/. Башня 23 м, гусек 10,5 м, вылет $l_к$=7,9 м, груз Q=6,8 тс;
8/. Башня 23 м, гусек 15 м, вылет $l_к$=9,6 м, груз Q=5,5 тс.

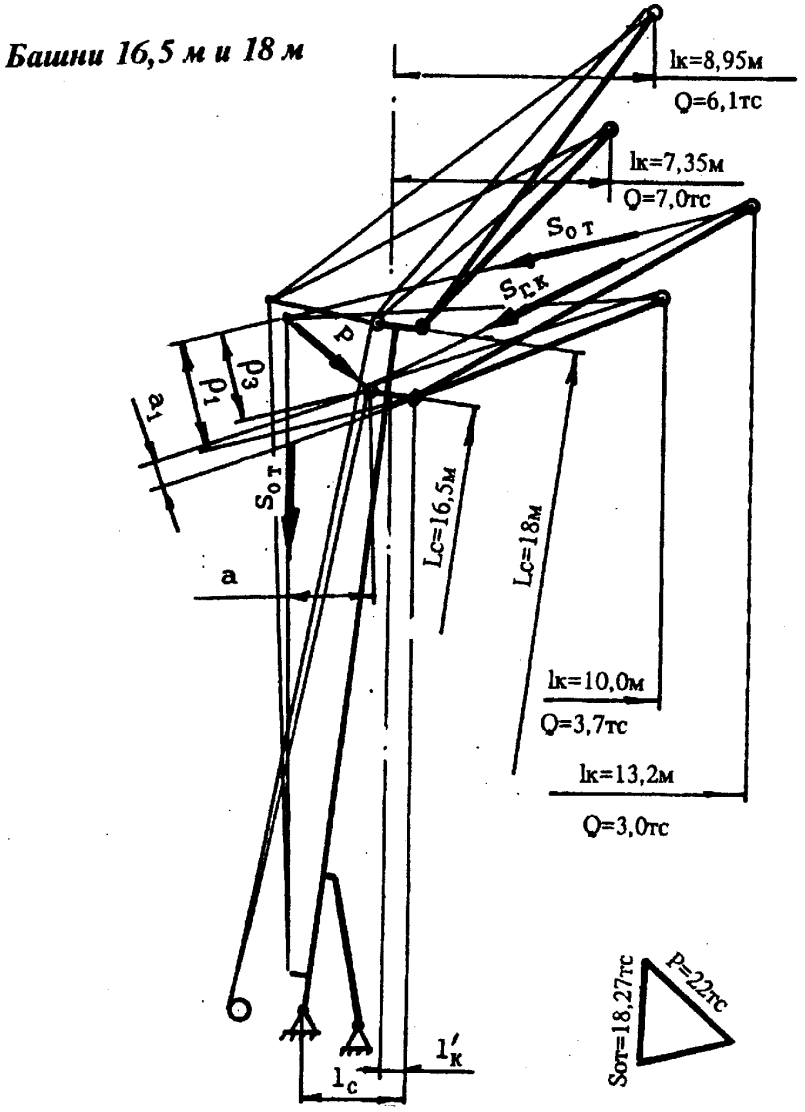


Рис. 16.
Расчетная схема башни 16,5 м и 18 м

Длина гуська, м	ρ_1, м	ρ_3, м	l_c, м	$l_к$, м	$l'_к$, м	$l_г$, м	a, м	a_1, м	$S_{г.к.}$, тс
Башня 18 м									
10,5	3,4	2,7	1,85	7,35	0,35	7,0	3,85	0,9	1,94
15,0	3,9	3,2		8,95		8,6		1,0	1,69
Башня 16,5 м									
10,5	3,05	2,9	1,75	10,0	0,25	9,75	2,8	0,5	1,05
15,0	3,06	3,3		13,2		12,95		0,7	0,86

Усилие в грузовом канате $S_{г.к} = \frac{Q + G_{кр}}{m.\eta_м.\eta^n} = \frac{Q + 0{,}215}{4.0{,}97.0{,}98^2} = \frac{Q + 0{,}215}{3{,}726}$.

Башни 21,5 м и 23 м

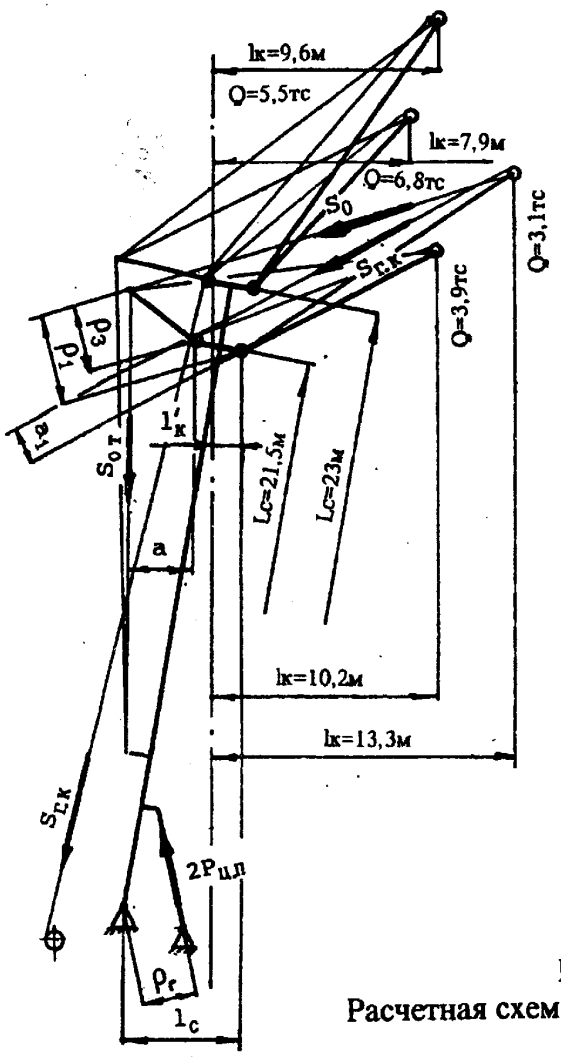


Рис. 17.
Расчетная схема башни 21,5 и 23 м.

Длина гуська, м	ρ_1, м	ρ_3, м	l_c, м	$l_к$, м	$l'_к$, м	$l_г$, м	a, м	a_1, м	$S_{г.к.}$, тс
Башня 23 м									
10,5	3,3	2,7	2,25	7,9	0,75	7,15	3,8	0,95	2,15
15,0	3,9	3,2		9,6		8,85		1,05	3,00
Башня 21,5 м									
10,5	3,1	2,9	2,1	10,2	0,6	9,6	2,85	0,6	1,10
15,0	3,7	3,3		13,3		12,7		0,8	1,74

Усилие в грузовом канате. Гусек 10,5 м. $S_{гк} = \frac{Q + 0{,}215}{3{,}726}$;

Гусек 15 м. $S_{гк} = \frac{Q + G_{кр}}{2.0{,}99.0{,}98^2} = \frac{Q + 0{,}215}{1{,}902}$.

G'_c = 5,8 тс; $G_{кр}$ = 0,215 тс; $K_г$ = 0,55

Таблица 4

Расчетный случай	Q	$G'_{кр}$	cos α	$G_г$	$l_г$	$\rho_з$	$\frac{a}{a_1}$	$\rho_ч$	$S_{от}$	cos ψ	$S'_{г.к.}$	$P_{ц.в.}$
-	тс	тс	-	тс	м	м	м	м	тс	-	тс	тс
1	25	0,34	0,9397	-	-	-	-	-	-	-	3,89	35,53
2	18	0,34	0,9681	-	-	-	-	-	-	-	2,82	27,96
3	14	0,34	0,9799	-	-	-	-	-	-	-	2,20	23,34
4	10	0,64	0,9976	1,5	4,05	2,4	4,00 1,05	3,25	8,43	0,9816	3,03	30,44
5	7	0,64	0,9976	1,5	4,05	2,9	4,00 1,15	3,85	6,22	0,9816	2,13	23,35
6	6	0,64	0,9976	1,5	3,70	2,4	4,00 1,15	3,25	4,84	0,9781	1,84	21,32
7	5	0,64	0,9976	1,5	3,70	2,9	4,00 1,15	3,85	3,92	0,9781	3,01	20,49
8	5	0,34	0,9799	0,46	2,68	-		-	-	-	3,01	13,92
1′	3,7	0,64	0,9976	1,5	9,75	2,9	2,8 0,5	3,05	16,79	0,9816	1,16	29,86
2′	3,0	0,64	0,9976	1,5	12,95	3,3	2,8 0,7	3,6	18,27	0,9816	0,95	30,33
3′	7,0	0,64	0,9976	1,5	7,0	2,7	3,85 0,9	3,4	12,25	0,9781	2,13	29,95
4′	6,1	0,64	0,9976	1,5	8,60	3,2	3,85 1,0	3,9	13,85	0,9781	1,86	30,26
5′	3,9	0,64	0,9976	1,5	9,6	2,9	2,85 0,6	3,1	16,62	0,9816	1,21	29,96
6′	3,1	0,64	0,9976	1,5	12,7	3,3	2,85 0,8	3,7	17,29	0,9816	1,91	30,44
7′	6,8	0,64	0,9976	1,5	7,15	2,7	3,80 0,95	3,7	12,66	0,9781	2,37	30,37
8′	5,5	0,64	0,9976	1,5	8,85	3,2	3,80 1,05	3,9	12,84	0,9781	3,30	30,05

Определение изгибающего момента в плоскости подвеса стрелы

Изгибающий момент в любом сечении определяется

$$M_x = \left(Q + G_{KP} + K_г . G_г\right).\left(l_г + l_c - Z.\sin\alpha\right) + \left[G_г\left(1 - K_г\right) + G'_{KP.1}\right].\left(l_c - Z.\sin\alpha\right) +$$
$$+ \frac{G_c}{L_c}.\left(L_c - Z\right)^2.K_c \sin\alpha - S_{гк}.\rho - S_{от}.\rho_4 \ ,$$

где $S_{гк} \cong \frac{Q + G_{KP}}{m}$;

$$S_0 = \frac{\left(Q + G_{KP} + K_г . G_г\right).l_г - S_{гк}.a_1}{\rho_1}, \qquad \text{см. рис. 18 ;}$$

$$S_{от} = S_0 . \frac{\rho_3}{a} = \frac{\left(Q + G_{KP} + K_г . G_г\right).l_г.\rho_3 - S_{гк}.a_1.\rho_3}{\rho_1.a}.$$

Подставив значения $S_{г.к.}$ и $S_{от.}$ в выражение для M_x и раскрыв скобки, получим

$$M_x = Q.l_г + Q.l_c - Q.Z.\sin\alpha + \left(G_{KP} + K_г.G_г\right).l_г + \left(G_{KP} + K_г.G_г\right)\left(l_c - Z.\sin\alpha\right) +$$
$$+ \left[G_г\left(1 - K_г\right) + G'_{KP.1}\right] . \left(l_c - Z.\sin\alpha\right) + \frac{G_c}{L_c}\left(L_c - Z\right)^2.K_c.\sin\alpha - Q.\frac{\rho}{m} - G_{KP}\frac{\rho}{m} -$$
$$- Q\frac{l_г\rho_3.\rho_4}{\rho_1.a} - \left(G_{KP} + K_г.G_г\right).\frac{l_г.\rho_3\rho_4}{\rho_1.a} + Q\frac{a_1.\rho_3\rho_4}{m.\rho_1.a} + G_{KP}.\frac{a_1\rho_3.\rho_4}{m.\rho_1 a}.$$

После преобразований получим

$$M_x = M_{XQ} + M_{XG},$$

где $M_{XQ} = K_Q . Q$;

$$K_Q = l_c - Z.\sin\alpha + l_г\left(1 - \frac{\rho_3.\rho_4}{\rho_1.a}\right) - \frac{\rho}{m} + \frac{a_1.\rho_3.\rho_4}{m\rho_1.a};$$

$$M_{XG} = \left(G_г + G_{KP} + G'_{KP.1}\right).\left(l_c - Z.\sin\alpha\right) + \left(G_{KP} + K_г.G_г\right).l_г.\left(1 - \frac{\rho_3.\rho_4}{\rho_1.a}\right) -$$
$$- \frac{G_{KP}}{m}\left(\rho - \frac{a_1.\rho_3.\rho_4}{\rho_1.a}\right) + \frac{G_c}{L_c}\left(L_c - Z\right)^2.K_c.\sin\alpha.$$

Для стрел без гуськов выражение изгибающего момента упрощается и имеет вид

$$M_X = M_{XQ} + M_{XG},$$

где $M_{XQ} = K_Q \cdot Q$;

$$K_Q = l_c - Z.\sin\alpha - \frac{\rho}{m};$$

$$M_{XG} = G_{KP.1}\left(l_c - Z.\sin\alpha - \frac{\rho}{m}\right) + \frac{G_c}{L_c}\left(l_c - Z\right)^2.K_c.\sin\alpha.$$

Результаты расчета сведены в табл. 6.

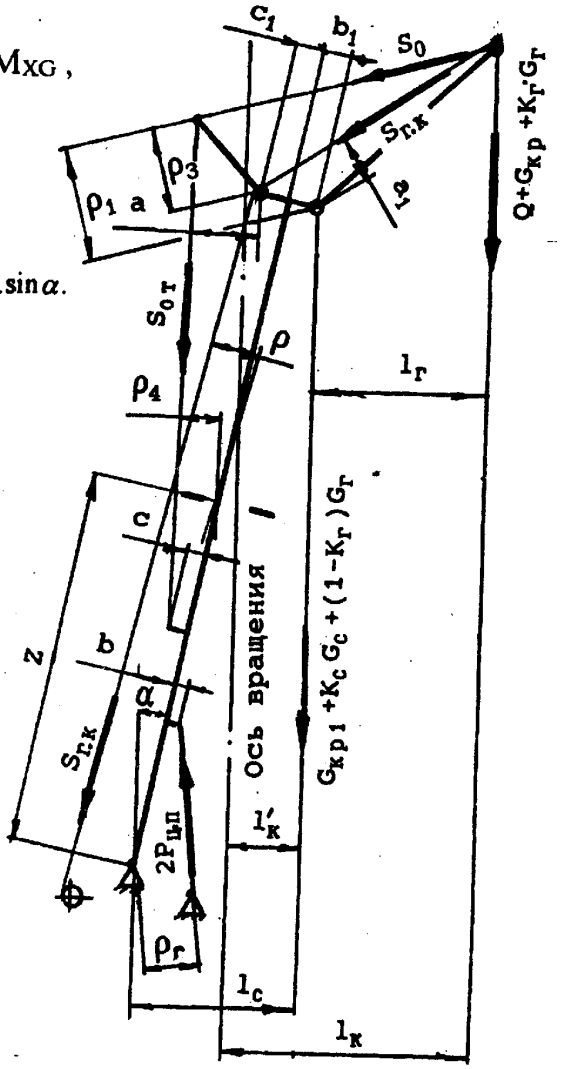


Рис. 18.
Расчетная схема

Определение ветровой нагрузки на стрелу (W_c) и гусек ($W_г$) не приводится.

Исходные параметры:скоростной напор ветра q_0=15 кгс/м², коэффициент динамичности ветрового напора β=1,35. Расчет ведется согласно ГОСТ 1451. Результаты сведены в табл. 5.

Таблица 5

Расчетный случай	W_c	$W_г$
-	тс	тс
1	0,33	-
2	0,44	-
3	0,56	-
4	0,45	0,11
5	0,45	0,16
6	0,56	0,11
7	0,56	0,17
8	0,56	0,08

Таблица 6

Расчетный случай	Q	l_c	sin α	$L_г$	$l_г$	ρ_1	ρ_3	a	m	a_1	L_c	G_c	K_c	$G_г$	$K_г$	$G'_{кр.п}$	$G_{кр}$	Z	ρ_4	ρ	K_Q	M_{XQ}	M_{XG}	M_x
-	тс	м	-	м	м	м	м	м	-	м	м	тс	-	тс	-	тс	тс	м	м	м	м	тс.м	тс.м	тс.м
1	25	5,7	0,342	-	-	-	-	-	8	-	15	7,8	0,53	-	-	0,34	-	4,75	-	0,5	4,013	100,32	11,39	111,71
																		9,73	-	0,5	2,310	57,75	3,47	61,22
																		12,4	-	0,5	1,397	34,92	1,15	36,07
2	18	5,7	0,2504	-	-	-	-	-	8	-	20	7,8	0,50	-	-	0,34	-	4,75	-	0,5	4,448	80,06	13,00	93,06
																		9,73	-	0,5	3,201	57,62	6,33	63,95
																		14,9	-	0,5	1,906	34,31	1,98	36,29
3	14	5,7	0,1994	-	-	-	-	-	8	-	25	7,8	0,48	-	-	0,34	-	4,75	-	0,5	4,690	65,66	13,98	79,64
																		9,73	-	0,5	3,697	51,76	8,33	60,09
																		17,4	-	0,5	2,168	30,35	2,53	32,88
4	10	2,05	0,0698	10	4,05	3,25	2,4	4,0	4	1,05	20	7,8	0,50	1,5	0,55	0,64	0,215	4,75	1,35	1,15	4,537	45,37	10,31	55,68
																		9,73	2,35	0,95	3,540	35,40	7,01	42,41
																		14,9	3,35	0,75	2,530	25,30	4,33	29,63
5	7	2,05	0,0698	15	4,5	3,85	2,9	4,0	4	1,15	20	7,8	0,50	1,5	0,55	0,64	0,215	4,75	1,35	1,15	4,524	31,67	10,29	41,96
																		9,73	2,35	0,95	3,518	24,63	6,98	31,62
																		14,9	3,35	0,75	2,499	17,49	4,28	21,78
6	6	2,40	0,0698	10	3,70	3,25	2,4	4,0	4	1,15	25	7,8	0,48	1,5	0,55	0,64	0,215	4,75	-	1,25	5,46	32,76	12,92	45,68
																		9,73	1,35	1,10	4,296	25,77	9,32	35,09
																		17,4	2,85	0,85	2,878	17,27	5,20	22,47
7	5	2,40	0,0698	15	3,70	3,85	2,9	4,0	2	1,15	25	7,8	0,48	1,5	0,55	0,64	0,215	4,75	-	1,25	5,15	25,75	12,92	38,67
																		9,73	1,35	1,10	4,076	20,38	9,30	29,68
																		17,4	2,85	0,85	2,783	13,92	5,16	19,08
8	5	5,7	0,1994	6	2,68	-	-	-	2	-	25	7,8	0,48	0,46	0,55	0,34	0,215	4,75	-	1,05	7,17	35,85	18,30	54,15
																		9,73	-	0,90	6,215	31,08	12,00	43,08
																		17,4	-	0,70	4,735	23,68	5,20	28,88

Определение изгибающих моментов в основной плоскости от действия ветровой нагрузки на стрелу, гусек и груз

Для стрел без гуськов изгибающий момент определяется выражением

$$M_в = \frac{W_c}{2.L_c}.(L_c - Z)^2 + W_{гр}(L_c - Z).$$

Для стрел с гуськами -

$$M_в = \frac{W_c}{2.L_c}(L_c - Z)^2 + W_г(l_1 - Z) + W_{гр}.(l_2 - Z).$$

Представим выражение для изгибающих моментов в следующем виде

$$M_в = M_{вQ} + M_{вG},$$

где $M_{вQ} = K_в . F_{гр}$.

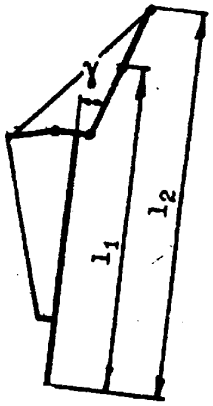


Рис. 19.
Расчетная схема

Для стрел без гуськов

$$K_в = q_0 . n . C . (L_c - Z);$$

$$M_{вG} = \frac{W_c}{2L_c}.(L_c - Z)^2,$$

n - коэффициент возрастания скоростного напора;
C - аэродинамический коэффициент.

Для стрел с гуськами

$$K_в = q_0 . n . C (l_2 - Z);$$

$$M_{вG} = \frac{W_c}{2.L_c}.(L_c - Z)^2 + W_г(l_1 - Z);$$

$$l_1 = L_c + K_г . L_г . \cos\gamma;$$

$$l_2 = L_c + L_г . \cos\gamma .$$

Результаты расчета сведены в табл. 7.

$q_0 = 0{,}015$ тс/м^2; $C = 1{,}2$; $K_г = 0{,}55$. Таблица 7

Расчетный случай	L_c	W_c	n	$L_г$	cos γ	l_1	l_2	$W_г$	$F_{гр}$	Z	$K_в$	$M_{вG}$	$M_в$
-	м	тс	-	м	-	м	м	тс	м^2	м	тс/м	тс.м	тс.м
1	15	0,33	1,32	-	-	-	-	-	1,8	4,75 9,73 12,4	0,243 0,125 0,062	1,16 0,30 0,07	5,53 2,55 1,19
2	20	0,44	1,5	-	-	-	-	-	15	4,75 9,73 14,9	0,412 0,277 0,138	2,56 1,16 0,29	8,74 5,32 2,36
3	25	0,56	1,5	-	-	-	-	-	12,9	4,75 9,73 17,4	0,547 0,412 0,205	4,59 2,61 0,65	11,65 7,92 3,29
4	20	0,45	1,5	10,5	0,9483	25,48	29,96	0,11	10	4,75 9,73 14,9	0,681 0,546 0,407	4,90 2,92 1,46	11,71 8,38 5,53
5	20	0,45	1,7	15	0,9799	28,08	34,70	0,16	8,4	4,75 9,73 14,9	0,916 0,764 0,606	6,35 4,12 2,40	14,04 10,54 7,49
6	25	0,56	1,7	10,5	0,9588	30,54	35,07	0,11	7,8	4,75 9,73 17,4	0,928 0,775 0,541	7,43 4,90 2,09	14,67 10,95 6,31
7	25	0,56	1,8	15	0,9833	33,11	39,75	0,17	7,1	4,75 9,73 17,4	1,134 0,973 0,724	9,41 6,59 3,32	17,46 13,50 8,46
8	25	0,56	1,5	6	0,9659	28,19	30,80	0,08	7,1	4,75 9,73 17,4	0,703 0,569 0,362	6,47 4,09 1,51	11,46 8,13 4,08

Определение изгибающих моментов в основной плоскости от действия уклона

$$M_{ук} = M_{укQ} + M_{укG},$$

где $M_{ук\,Q} = K_{ук} \cdot Q$.

Для стрел без гуськов

$$K_{ук} = (L_c - Z) \cdot \sin\alpha';$$

$$M_{укб} = \left[G_c \cdot \frac{(L_c - Z)^2}{L_c} \cdot K_c + G_{КР.1} \cdot (L_c - Z) \right] \cdot \sin\alpha'.$$

Для стрел с гуськами

$$K_{ук} = (L_c + L_г \cdot \cos\gamma - Z) \cdot \sin\alpha';$$

$$M_{укб} = \left[G_c \cdot \frac{(L_c - Z)^2}{L_c} \cdot K_c + (G_г + G_{КР} + G_{КР.1}) \cdot (L_c - Z) + (K_г \cdot G_г + G_{КР}) \cdot L_г \cdot \cos\gamma \right] \cdot \sin\alpha',$$

α' - угол наклона крана на рабочей площадке.

Результаты расчета сведены в табл. 8.

Определение изгибающих моментов в основной плоскости от действия сил инерции

$$M_{ин.} = M_{ин.Q} + M_{ин.G},$$

где $M_{ин.Q} = K_{ин} \cdot Q$.

Для стрел без гуськов

$$K_{ин} = \frac{\varepsilon}{g} \cdot l_к \cdot (L_c - Z);$$

$$M_{инб} = G_{КР} \cdot \frac{\varepsilon}{g} \cdot l_к (L_c - Z).$$

Здесь и в случае стрел с гуськами не учитываются силы инерции, действующие на стрелу, так как центр тяжести стрелы находится приблизительно на оси вращения крана.

Для стрел с гуськами $K_{ин} = \frac{\varepsilon}{g} \cdot l_к \cdot (l_2 - Z);$

$$M_{инб} = G_г \cdot \frac{\varepsilon}{g} \cdot \left[l_к - l_г (1 - K_г) \right] \cdot (l_1 - Z) + G_{КР} \cdot \frac{\varepsilon}{g} \cdot l_к (l_2 - Z) + G_{КР.1} \cdot \frac{\varepsilon}{g} \cdot (l_к - l_г)(L_c - Z).$$

Результаты расчета сведены в табл. 9.

$G_{кр1}$ = 0,34 тс

Таблица 8

Расчетный случай	Q	L_c	K_c	$L_г$	$K_г$	$G_г$	G_c	sin α/	cos γ	$G_{кр}$	Z	$K_{ук}$	$M_{ук.G}$	$M_{ук}$
-	тс	м	-	м	-	тс	тс	-	-	тс	м	м	тс.м	тс.м
1	25	15	0,53	-	-	-	7,8	0,0262	-	-	4,75 9,73 12,4	0,268 0,138 0,068	0,858 0,252 0,074	7,56 3,70 1,77
2	18	20	0,50	-	-	-	7,8	0,0262	-	-	4,75 9,73 14,9	0,400 0,269 0,134	1,336 0,638 0,182	8,54 5,48 2,59
3	14	25	0,48	-	-	-	7,8	0,0262	-	-	4,75 9,73 17,4	0,530 0,400 0,199	1,805 1,063 0,300	9,22 6,66 3,09
4	10	20	0,50	10,5	0,55	1,5	7,8	0,0175	0,9483	0,215	4,75 9,73 14,9	0,441 0,354 0,263	1,531 0,916 0,456	5,94 4,46 3,09
5	7	20	0,50	15	0,55	1,5	7,8	0,0175	0,9799	0,215	4,75 9,73 14,9	0,524 0,437 0,347	1,618 1,002 0,542	5,81 4,50 3,32
6	6	25	0,48	10,5	0,55	1,5	7,8	0,0175	0,9588	0,215	4,75 9,73 17,4	0,530 0,444 0,309	1,996 1,351 0,612	5,18 4,02 2,47
7	5	25	0,48	15	0,55	1,5	7,8	0,0175	0,9833	0,215	4,75 9,73 17,4	0,612 0,525 0,391	2,082 1,437 0,697	5,14 4,06 2,65
8	5	25	0,48	6	0,55	0,64	7,8	0,0262	0,9659	0,215	4,75 9,73 17,4	0,682 0,552 0,351	2,345 1,491 0,557	5,76 4,25 2,31

$K_г = 0,55$

Таблица 9

Расчетный случай	Q	L_c	$l_к$	$l_г$	$G_г$	l_1	l_2	ε	$G'_{кр1}$	$G_{кр}$	Z	$K_{ин}$	$M_{ин.G}$	$M_{ин}$
-	тс	м	м	м	тс	м	м	м/сек^2	тс	тс	м	м	тс.м	тс.м
1	25	15	4,2	-	-	-	-	0,0523	0,34	0,215	4,75 9,73 12,4	0,230 0,118 0,058	0,049 0,025 0,012	5,80 2,98 1,46
2	18	20	4,2	-	-	-	-	0,0523	0,34	0,215	4,75 9,73 14,9	0,341 0,230 0,114	0,073 0,049 0,024	6,21 4,19 2,08
3	14	25	4,2	-	-	-	-	0,0523	0,34	0,215	4,75 9,73 17,4	0,453 0,342 0,170	0,097 0,074 0,036	6,44 4,86 2,42
4	10	20	4,6	4,05	1,5	25,48	29,96	0,0174	0,64	0,215	4,75 9,73 14,9	0,206 0,165 0,123	0,207 0,159 0,108	2,27 1,81 1,34
5	7	20	4,6	4,05	1,5	28,08	34,70	0,0174	0,64	0,215	4,75 9,73 14,9	0,245 0,204 0,162	0,235 0,186 0,135	1,95 1,61 1,27
6	6	25	4,6	3,70	1,5	30,54	35,07	0,0174	0,64	0,215	4,75 9,73 17,4	0,248 0,207 0,144	0,276 0,223 0,141	1,76 1,47 1,01
7	5	25	4,6	3,70	1,5	33,11	39,75	0,0174	0,64	0,215	4,75 9,73 17,4	0,286 0,245 0,182	0,304 0,251 0,17	1,73 1,48 1,08
8	5	25	6,88	2,68	0,46	28,19	30,80	0,0523	0,34	0,215	4,75 9,73 17,4	0,955 0,772 0,492	0,686 0,539 0,314	5,46 4,40 2,77

Определение суммарных изгибающих моментов в основной плоскости

$$M_y = M_в + M_{ук} + M_{нн} .$$

Таблица 10

Расчетный случай	Z	$M_в$	$M_{ук}$	$M_{нн}$	M_y
-	м	тс.м	тс.м	тс.м	тс.м
1	4,75	5,53	7,56	5,80	18,89
	9,73	2,55	3,70	2,98	9,23
	12,4	1,19	1,77	1,46	4,42
2	4,75	8,74	8,54	6,21	23,49
	9,73	5,32	5,48	4,19	14,99
	14,9	2,36	2,59	2,08	7,03
3	4,75	11,65	9,22	6,44	27,31
	9,73	7,92	6,66	4,86	19,44
	17,4	3,29	3,09	2,42	8,80
4	4,75	11,71	5,94	2,27	19,92
	9,73	8,38	4,46	1,81	14,65
	14,9	5,53	3,09	1,34	9,96
5	4,75	14,04	5,81	1,95	21,80
	9,73	10,54	4,50	1,61	16,65
	14,9	7,49	3,32	1,27	12,08
6	4,75	14,67	5,18	1,76	21,61
	9,73	10,95	4,02	1,47	16,44
	17,4	6,31	2,47	1,01	9,79
7	4,75	17,46	5,14	1,73	24,33
	9,73	13,50	4,06	1,48	19,04
	17,4	8,46	2,65	1,08	12,19
8	4,75	11,46	5,76	5,46	22,68
	9,73	8,13	4,25	4,40	16,78
	17,4	4,08	2,31	2,77	9,16

Определение крутящего момента, действующего на стрелу

$$M_{кр} = M_{кр.G} + M_{кр.Q} ,$$

где

$$M_{КР.G} = K_г\left(W_г + P^г_{УК} + P^г_{ИН}\right).l_3 + \left(W_г + P^г_{УК} + P^г_{ИН}\right).\left(1 - K_г\right).C_1 + \left(G_{КР}.\sin\alpha' + \frac{G_{КР}}{g}.\varepsilon.l_К\right).l_3;$$

$l_3 = C_1 + L_г \cdot \sin\gamma$;

$C_1 = 0{,}65$ м ;

$$P^г_{ИН} = G_г.\frac{\varepsilon}{g}\left[l_К - l_г\left(1 - K_г\right)\right];$$

$$P^г_{УК} = G_г.\sin\alpha';$$

$$M_{КР.Q} = K_{КР.В}.F_{гр} + \left(K_{КР.ИН} + K_{КР.УК}\right).Q;$$

$$K_{КР.В} = q_0.n.C.l_3;$$

$$K_{КР.ИН} = \frac{\varepsilon}{g}.l_К.l_3;$$

$$K_{КР.УК} = l_3.\sin\alpha'.$$

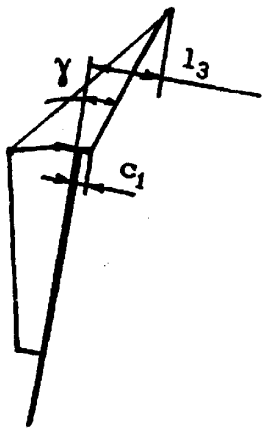


Рис. 20.
Расчетная схема

n - коэффициент возрастания скоростного напора;
C - аэродинамический коэффициент.

Результаты расчета сведены в табл. 11.

Таблица 11

$K_г = 0,55$; $C_1 = 0,65$ м; $\sin\alpha' = 0,0262$; $\varepsilon = 0,052$ 1/сек^2; $G_{кр} = 0,215$ тс; $q_0 = 0,015$ тс/м^2; $C = 1,2$.

Расчетный случай	$l_к$	Q	$F_{гр}$	$l_г$	$L_г$	$\sin\gamma$	$W_г$	$G_г$	$P^г_{ук}$	$P^г_{ин}$	n	$M_{кр.G}$	$K_{кр.в}$	$K_{кр.ин.}$	$K_{кр.ук.}$	$M_{кр.Q}$	$M_{кр}$
-	м	тс	м^2	м	м	-	тс	тс	тс	тс	-	тс.м	тс/м	м	м	тс.м	тс.м
1	4,2	25	18	-	-	-	-	-	-	-	1,32	-	-	-	-	-	-
2	4,2	18	15	-	-	-	-	-	-	-	1,5	-	-	-	-	-	-
3	4,2	14	12,9	-	-	-	-	-	-	-	1,5	-	-	-	-	-	-
4	4,6	10	10	4,05	10,5	0,3173	0,11	1,5	0,04	0,02	1,5	0,46	0,108	0,033	0,069	2,10	2,56
5	4,6	7	8,4	4,05	15	0,1994	0,16	1,5	0,04	0,02	1,7	0,54	0,111	0,030	0,063	1,58	2,12
6	4,6	6	7,8	3,70	10,5	0,2840	0,11	1,5	0,04	0,02	1,7	0,41	0,111	0,030	0,063	1,42	1,83
7	4,6	5	7,1	3,70	15	0,1822	0,17	1,5	0,04	0,02	1,8	0,51	0,110	0,028	0,059	1,22	1,73
8	6,88	5	7,1	2,68	6	0,2588	0,08	0,46	0,01	0,01	1,5	0,16	0,059	0,027	0,039	0,75	0,91

Деформационный расчет стрелы

Стрела 25 м, грузоподъемность 14 тс, вылет 4,2 м.

$S_{г.к.} = 2{,}0$ тс.

Деформация в плоскости XZ

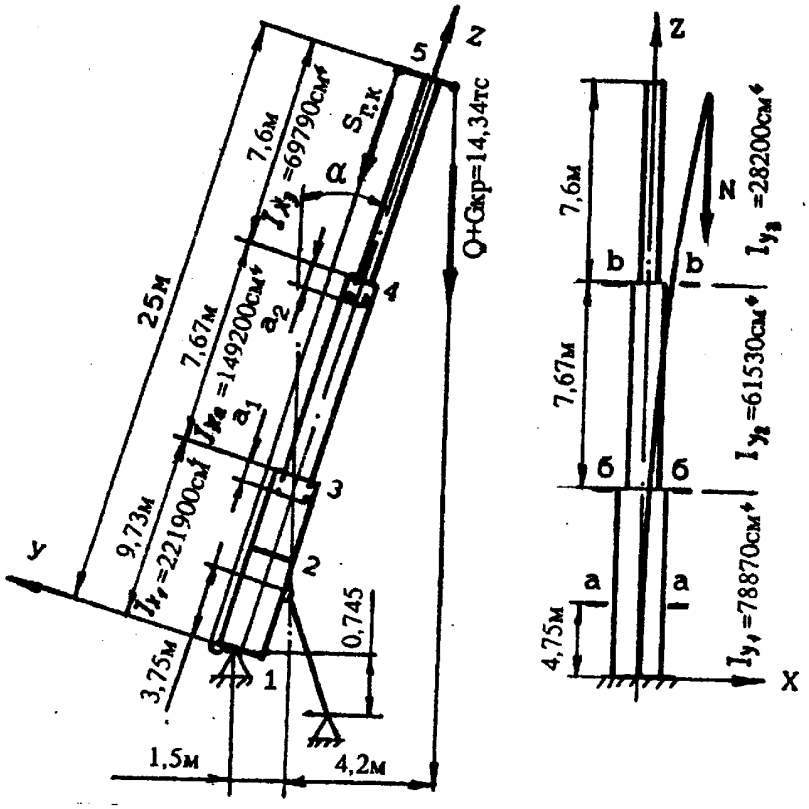


Рис. 21.
Расчетная схема

I_x и I_y взяты из раздела “Характеристики поперечных сечений”.

Изгибающие моменты в плоскости yZ

$M_x^{а-а} = 79{,}64$ тс.м;
$M_x^{б-б} = 60{,}09$ тс.м;
$M_x^{в-в} = 32{,}88$ тс.м.

Изгибающие моменты в плоскости xZ

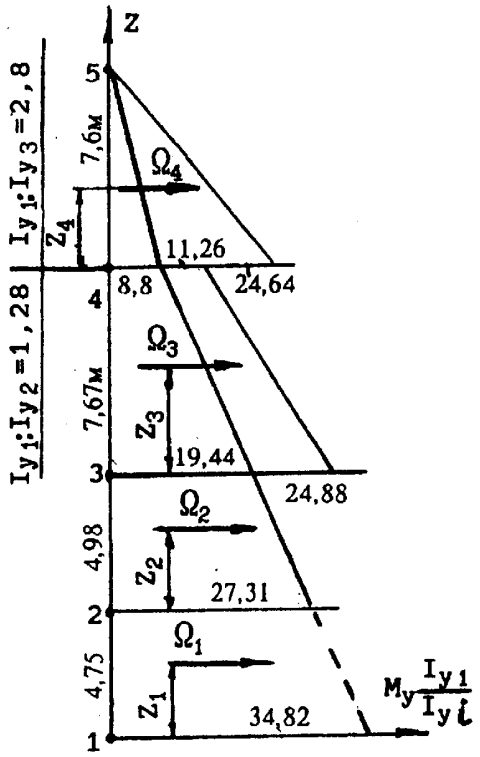
$M_y^{а-а}$= 27,31 тс.м;
$M_y^{б-б}$= 19,44 тс.м;
$M_y^{в-в}$ = 8,80 тс.м.

$\alpha = 11^0 30'$ - угол наклона стрелы к вертикали;
$S_{г.к.} = 2,0$ тс - усилие в грузовом канате;
$G_{кр.1} = 0,34$ тс - вес крюковой обоймы;
$m = 8$ - кратность грузового полиспаста;
$\eta = 0,98$ - к.п.д. блока;

$$N = 1,1.S_{гк}+\left[\frac{1}{3}.G_c + 1,1(Q+G_{KP.1})\right].\cos\alpha = 1,1.2+\left[\frac{1}{3}.7,8+1,1(14+0,34)\right].0,9799 = 20,20\text{тс};$$

$\Delta = 5$ мм - зазор между стенками смежных секций;
$a_1 = 2$ м - защемление 2-ой секции;
$a_2 = 1,8$ м - защемление 3-ей секции.

Определение фиктивных моментов



$$\Omega_4 = \frac{24,64.7,6}{2} = 93,6 \text{ тс.м}^2;$$

$$Z_4 = \frac{1}{3}.7,6 = 2,53 \text{ м};$$

$$\Omega_3 = \frac{11,26+24,88}{2}.7,67 = 138,6 \text{ тс.м}^2;$$

$$Z_3 = \frac{11,26+12,44}{11,26+24,88}.\frac{2}{3}7,67 = 3,35 \text{ м};$$

$$\Omega_2 = \frac{19,44+27,31}{2}4,98 = 116,4 \text{ тс.м}^2;$$

$$Z_2 = \frac{19,44+13,65}{19,44+27,31}.\frac{2}{3}.4,98 = 2,35 \text{ м};$$

$$\Omega_1 = \frac{27,31+34,82}{2}.4,75 = 147,5 \text{ тс.м}^2;$$

$$Z_1 = \frac{27,31+17,4}{27,31+34,82}.\frac{2}{3}.4,75 = 2,28 \text{ м};$$

$$M_y = 27,31+\frac{27,31-19,44}{4,98}.4,75 = 34,82 \text{ тс.м}.$$

Рис. 21 а.

Определение прогибов в плоскости xZ методом последовательных приближений

$M_2 = \Omega_1 \cdot (4{,}75 - Z_1) = 147{,}5\ (4{,}75 - 2{,}28) = 364{,}4$ тс.м^3;

$R_2 = \Omega_1 = 147{,}5$ тс.м^2;

$M_3 = M_2 + R_2 \cdot 4{,}98 + \Omega_2\ (4{,}98 - Z_2) = 364{,}4 + 147{,}5 \cdot 4{,}98 + 116{,}4\ (4{,}98 - 2{,}35) =$
$= 1406$ тс.м^3;

$R_3 = \Omega_1 + \Omega_2 = 147{,}5 + 116{,}4 = 263{,}9$ тс.м^2;

$M_4 = M_3 + R_3 \cdot 7{,}67 + \Omega_3\ (7{,}67 - Z_3) = 1406 + 263{,}9 \cdot 7{,}67 + 138{,}6\ (7{,}67 - 3{,}35) =$
$= 4029$ тс.м^3;

$R_4 = \Omega_1 + \Omega_2 + \Omega_3 = 147{,}5 + 116{,}4 + 138{,}6 = 402{,}4$ тс.м^2;

$M_5 = M_4 + R_4 \cdot 7{,}6 + \Omega_4(7{,}6 - Z_4) = 4029 + 402{,}4 \cdot 7{,}6 + 93{,}6\ (7{,}6 - 2{,}53) = 7562$ тс.м^3;

$R_5 = \Omega_1 + \Omega_2 + \Omega_3 + \Omega_4 = 147{,}5 + 116{,}4 + 138{,}6 + 93{,}6 = 496{,}1$ тс.м^2 .

Стрелки прогиба стрелы в отдельных точках

$$f_i = \frac{M_{zi}}{E.I_{y1}};$$

$$f_2 = \frac{M_{z2}}{E.I_{y1}} = \frac{364{,}4.10^9}{2{,}1.10^6.78870} = 2{,}2 \text{ см};$$

$$f_3 = \frac{1406.10^9}{2{,}1.10^6.78870} = 8{,}49 \text{ см};$$

$$f_4 = \frac{4029.10^9}{2{,}1.10^6.78870} = 24{,}32 \text{ см};$$

$$f_5 = \frac{7562.10^9}{2{,}1.10^6.78870} = 45{,}66 \text{ см}.$$

Углы поворота

$$\theta_i = \frac{R_i}{E.I_1};$$

$$\theta_2 = \frac{147{,}5.10^7}{2{,}1.10^6.78870} = 0{,}008 \text{ рад};$$

$$\theta_3 = \frac{263,9.10^7}{2,1.10^6.78870} = 0,015 \text{ рад};$$

$$\theta_4 = \frac{402,4.10^7}{2,1.10^6.78870} = 0,024 \text{ рад};$$

$$\theta_5 = \frac{496,1.10^7}{2,1.10^6.78870} = 0,029 \text{ рад}.$$

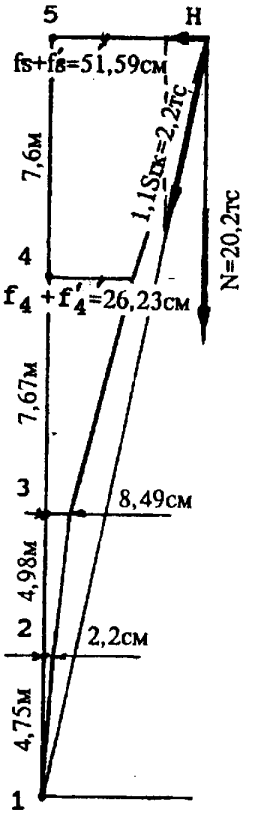


Рис. 21 б.
Схема прогибов и определение вторичных моментов

Конструктивный прогиб

$$f_4' = \frac{\Delta}{a_1}.767 = \frac{0,5}{200}.767 = 1,91 \text{ см};$$

$$f_5' = \frac{\Delta}{a_1}.(767+760) + \frac{\Delta}{a_2}.760 =$$

$$= \frac{0,5}{200}(767+760) + \frac{0,5}{180}.760 = 5,93 \text{ см};$$

$$H = 2,2.\frac{0,516}{25} = 0,045 \text{ тс}.$$

Вторичные моменты

$m_4' = 20,2\ (0,516-0,262)-0,045\ .\ 7,6 = 4,789$ тс.м ;

$m_3' = 20,2\ (0,516-0,085)-0,045\ .\ 15,27 = 8,019$ тс.м ;

$m_2' = 20,2\ (0,516-0,022)-0,045\ .\ 20,25 = 9,068$ тс.м ;

$m_1' = 20,2\ .\ 0,516 - 0,045\ .\ 25 = 9,298$ тс.м .

Определение фиктивных моментов от вторичных моментов

$$\Omega_4 = \frac{13,41.7,6}{2} = 50,96 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$Z_4 = \frac{1}{3}.7,6 = 2,53 \text{ м} ;$$

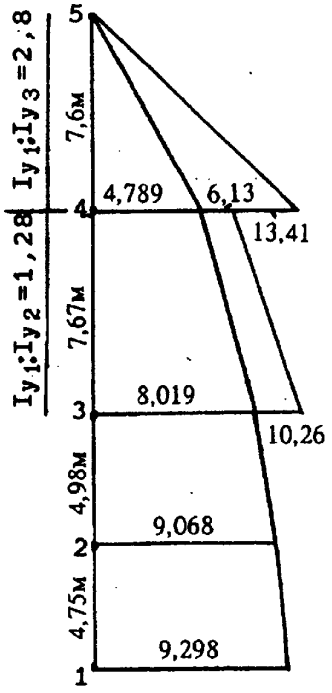


Рис. 21 в.

$$\Omega_3 = \frac{6,13+10,26}{2}.7,67 = 62,86 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$Z_3 = \frac{6,13+5,13}{6,13+10,26}.\frac{2}{3}.7,67 = 3,51 \text{ м} ;$$

$$\Omega_2 = \frac{8,019+9,068}{2}.4,98 = 42,72 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$Z_2 = \frac{8,019+4,53}{8,019+9,068}.\frac{2}{3}.4,98 = 2,43 \text{ м} ;$$

$$\Omega_1 = \frac{9,068+9,298}{2}.4,75 = 43,62 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$Z_1 = \frac{9,068+4,65}{9,068+9,298}.\frac{2}{3}.4,75 = 2,36 \text{ м} .$$

Фиктивные моменты

$M_2 = \Omega_1 . (4,75-Z_1) = 43,62\ (4,75-2,36) = 104,3 \text{ тс.м}^3 ;$

$R_2 = \Omega_1 = 43,62 \text{ тс.м}^2 ;$

$M_3 = M_2 + R_2 . 4,98 + \Omega_2\ (4,98-Z_2) =$

$= 104,3+43,62 . 4,98+42,72\ (4,98-2,43) = 430,5 \text{ тс.м}^3 ;$

$R_3 = \Omega_1 + \Omega_2 = 43,62 + 42,72 = 86,34 \text{ тс.м}^2 ;$

$M_4 = M_3 + R_3 . 7,67 + \Omega_3\ (7,67-Z_3) =$

$= 430,5+86,34 . 7,67+62,86\ (7,67-3,51) = 1354 \text{ тс.м}^3 ;$

$R_4 = \Omega_1 + \Omega_2 + \Omega_3 = 43,62 + 42,72 + 62,86 = 149,2 \text{ тс.м}^2 ;$

$M_5 = M_4 + R_4 . 7,6 + \Omega_4 . (7,6-Z_4) =$

$= 1354 + 149,2 . 7,6 + 50,96\ (7,6-2,53) = 2746 \text{ тс.м}^3 ;$

$R_5 = R_4 + \Omega_4 = 149,2 + 50,96 = 200,2$ тс.м^2 .

Стрелки прогибов от вторичных моментов

$$f_2 = \frac{104,3.10^9}{2,1.10^6.78870} = 0,63 \text{ см};$$

$$f_3 = \frac{430,5.10^9}{2,1.10^6.78870} = 2,60 \text{ см};$$

$$f_4 = \frac{1354.10^9}{2,1.10^6.78870} = 8,17 \text{ см};$$

$$f_5 = \frac{2746.10^9}{2,1.10^6.78870} = 16,58 \text{ см}.$$

Угол поворота сечения при изгибе

$$\theta_5 = \frac{200,2.10^7}{2,1.10^6.78870} = 0,012 \text{ рад}.$$

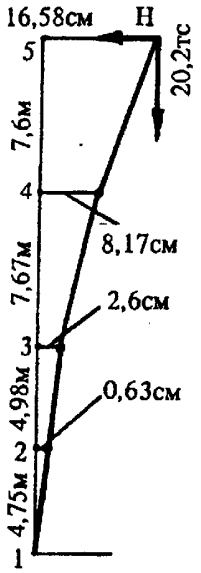


Рис. 21 г.

Определение второго слагаемого вторичных моментов

$$H = 2,2.\frac{0,1658}{25} = 0,015 \text{ тс};$$

$m_4'' = 20,2 .(0,1658-0,0817)-0,015 . 7,6 = 1,585$ тс.м ;

$m_3'' = 20,2 (0,1658-0,026)-0,015 . 15,27 = 2,595$ тс.м ;

$m_2'' = 20,2 (0,1658-0,0063)-0,015 . 20,25 = 2,918$ тс.м ;

$m_1'' = 20,2 . 0,1658 - 0,015 . 25 = 2,974$ тс.м.

Принято, что изгибающие моменты от действия продольных сил при последовательных приближениях изменяются по закону геометрической прогрессии, поэтому дополнительный изгибающий момент в сечении стрелы будет

$$\Delta M = m' + \frac{m''}{1 - \frac{m''}{m'}}.$$

Подставим числовые значения

Сечение а-а

$$\Delta M = 9{,}068 + \frac{2{,}918}{1 - \frac{2{,}918}{9{,}068}} = 13{,}37 \text{ тс.м.}$$

Сечение б-б

$$\Delta M = 8{,}019 + \frac{2{,}595}{1 - \frac{2{,}595}{8{,}019}} = 11{,}86 \text{ тс.м.}$$

Сечение в-в

$$\Delta M = 4{,}789 + \frac{1{,}585}{1 - \frac{1{,}585}{4{,}789}} = 7{,}16 \text{ тс.м.}$$

Определим коэффициенты K_2

$$K_2 = \frac{M + \Delta M}{M}.$$

Сечение а-а $K_2 = \frac{27{,}31 + 13{,}37}{27{,}31} = 1{,}49.$

Сечение б-б $K_2 = \frac{19{,}44 + 11{,}86}{19{,}44} = 1{,}61.$

Сечение в-в $K_2 = \frac{8{,}8 + 7{,}16}{8{,}8} = 1{,}81.$

Деформация в плоскости YZ

Рассмотрим 3-й расчетный случай: стрела 25 м, вылет 4,2 м, груз Q=14 тс.

Исходные данные:

G_c=7,8 тс - вес стрелы;

$\alpha = 11^0 30'$ - угол наклона стрелы к вертикали;

$S_{г.к.}$=2,0 тс - усилие в грузовом канате.

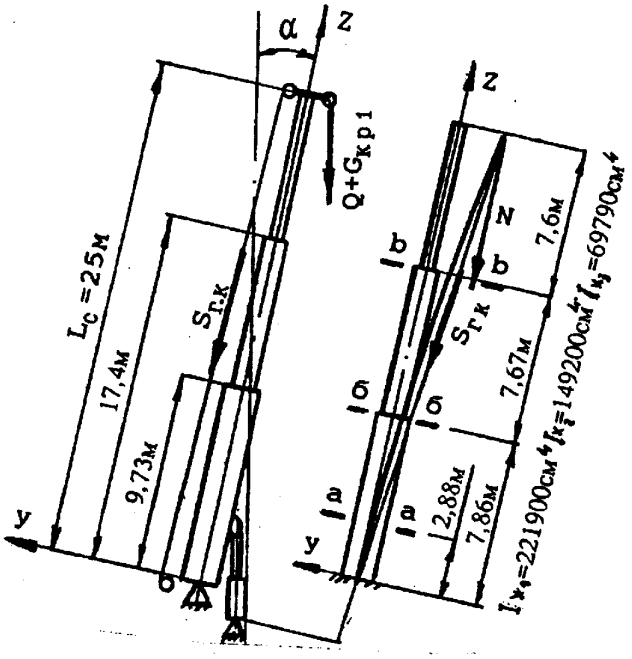


Рис. 22.
Расчетная схема

$$N = 1{,}1.S_{г.к} + \left[1{,}1\left(Q + G_{кр.1}\right) + \frac{1}{3}.G_c\right].\cos\alpha = 1{,}1.2 + \left[1{,}1\left(14 + 0{,}34\right) + \frac{1}{3}.7{,}8\right].0{,}9799 = 20{,}2 \text{ тс.}$$

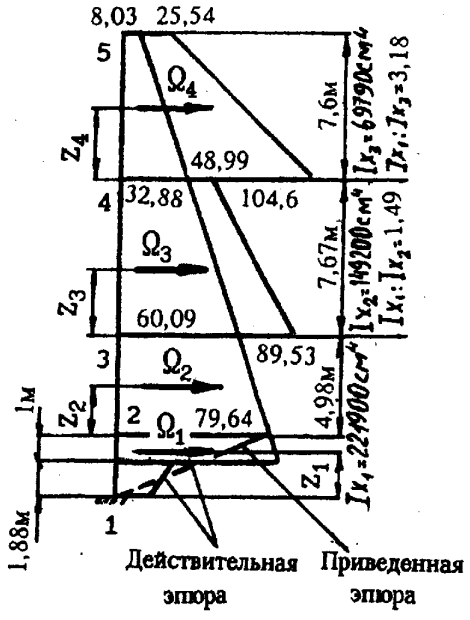


Рис. 22а.

$$\Omega_4 = \frac{25{,}54 + 104{,}6}{2}.7{,}6 = 494{,}5 \text{ тс.м}^2;$$

$$Z_4 = \frac{25{,}54 + 52{,}3}{25{,}54 + 104{,}6}.\frac{2}{3}.7{,}6 = 3{,}03 \text{ м};$$

$$\Omega_3 = \frac{48{,}99 + 89{,}53}{2}.7{,}67 = 531{,}2 \text{ тс.м}^2;$$

$$Z_3 = \frac{48{,}99 + 44{,}77}{48{,}99 + 89{,}53}.\frac{2}{3}.7{,}67 = 3{,}46 \text{ м};$$

$$\Omega_2 = \frac{60{,}09 + 79{,}64}{2}.4{,}98 = 347{,}9 \text{ тс.м}^2;$$

$$Z_2 = \frac{60{,}09 + 39{,}82}{60{,}09 + 79{,}64}.\frac{2}{3}.4{,}98 = 2{,}37 \text{ м};$$

$$\Omega_1 = \frac{79{,}64.2{,}88}{2} = 114{,}7 \text{ тс.м}^2;$$

$$Z_1 = \frac{2}{3}.2{,}88 = 1{,}92 \text{ м}.$$

$M_o = (Q + G_{кр.1}).\cos\alpha.0{,}65 - S_{г.к.}.0{,}55 =$
$= 14{,}34 . 0{,}9799 . 0{,}65 - 2 . 0{,}55 = 8{,}03$ тс.м.

Моменты фиктивных нагрузок

$M_2 = \Omega_1(2{,}88-Z_1) = 114{,}7\ (2{,}88-1{,}92) = 106{,}7$ тс.м^3 ;

$R_2 = \Omega_1 = 114{,}7$ тс.м^2;

$M_3 = M_2 + R_2 \cdot 4{,}98 + \Omega_2\ (4{,}98-Z_2) =$

$= 106{,}7+114{,}7 \cdot 4{,}98+347{,}9\ (4{,}98-2{,}37) = 1586$ тс.м^3;

$R_3 = R_2 + \Omega_2 = 114{,}7 + 347{,}9 = 462{,}6$ тс.м^2;

$M_4 = M_3+R_3 \cdot 7{,}67+\Omega_3\ (7{,}67-Z_3) =$

$= 1586+462{,}6 \cdot 7{,}67+531{,}2\ (7{,}67-3{,}46) = 7370$ тс.м^3;

$R_4 = R_3 + \Omega_3 = 462{,}6 + 531{,}2 = 993{,}8$ тс.м^2;

$M_5 = M_4 +R_4 \cdot 7{,}6+\Omega_4\ (7{,}6-Z_4) =$

$= 7370+993{,}8 \cdot 7{,}6+494{,}5\ (7{,}6-3{,}03) = 17180$ тс.м^3;

$R_5 = R_4 + \Omega_4 = 993{,}8 + 494{,}5 = 1488$ тс.м^2.

Прогибы от поперечных нагрузок

$$f_2 = \frac{106{,}7.10^9}{2{,}1.10^6.221900} = 0{,}2 \text{ см};$$

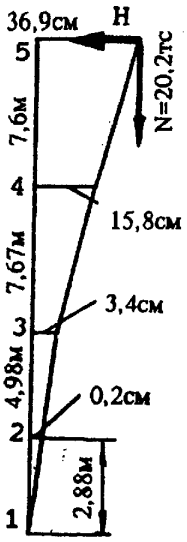
$$f_3 = \frac{1586.10^9}{2{,}1.10^6.221900} = 3{,}4 \text{ см};$$

$$f_4 = \frac{7370.10^9}{2{,}1.10^6 221900} = 15{,}8 \text{ см};$$

$$f_5 = \frac{17180.10^9}{2{,}1.10^6.221900} = 36{,}9 \text{ см}.$$

$$\theta_5 = \frac{1488.10^7}{2{,}1.10^6.221900} = 0{,}032 \text{ рад}.$$

Схема прогибов и определение вторичных моментов.



$H = 1{,}1 \cdot S_{г.к.} \cdot \theta_5 =$

$= 1{,}1 \cdot 2 \cdot 0{,}032 = 0{,}07$ тс.

Вторичные моменты

$m'_4 = 20{,}2 \cdot (0{,}369-0{,}158)-0{,}07 \cdot 7{,}6 = 3{,}730$ тс.м ;

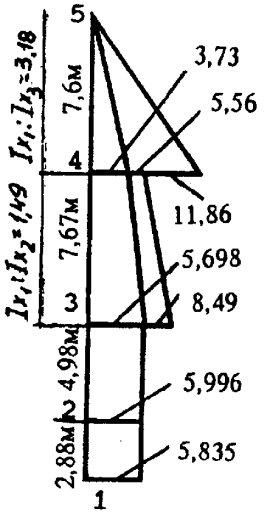
$m'_3 = 20{,}2 \cdot (0{,}369-0{,}034)-0{,}07 \cdot 15{,}27 = 5{,}698$ тс.м ;

$m'_2 = 20{,}2 \cdot (0{,}369-0{,}002)-0{,}07 \cdot 20{,}25 = 5{,}996$ тс.м ;

$m'_1 = 20{,}2 \cdot 0{,}369 - 0{,}07 \cdot 23{,}13 = 5{,}835$ тс.м .

Рис. 22б.

Определение прогибов от вторичных моментов.



$$\Omega_4 = \frac{11,86.7,6}{2} = 45,07 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$Z_4 = \frac{1}{3}.7,6 = 2,53 \text{ м} ;$$

$$\Omega_3 = \frac{5,56+8,49}{2}.7,67 = 53,88 \text{ тс.м}^2;$$

$$Z_3 = \frac{5,56+4,25}{5,56+8,49}.\frac{2}{3}.7,67 = 3,57 \text{ м} ;$$

$$\Omega_2 = \frac{5,698+5,996}{2}.4,98 = 29,12 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$Z_2 = \frac{5,698+3}{5,698+5,996}.\frac{2}{3}.4,98 = 2,47 \text{ м} ;$$

$$\Omega_1 = \frac{5,996+5,835}{2}.2,88 = 17,04 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$Z_1 = \frac{5,996+2,92}{5,996+5,835}.\frac{2}{3}.2,88 = 1,45 \text{ м}.$$

Рис. 22в.

Моменты фиктивных нагрузок

$M_2 = \Omega_1 (2,88-Z_1) = 17,04 (2,88-1,45) = 24,37 \text{ тс.м}^3$;
$R_2 = 17,04 \text{ тс.м}^2$;
$M_3 = M_2 + R_2 . 4,98 + \Omega_2 (4,98-Z_2) =$
$= 24,37+17,04 . 4,98+29,12 (4,98-2,47) = 182,3 \text{ тс.м}^3$;
$R_3 = 17,04 + 29,12 = 46,16 \text{ тс.м}^2$;
$M_4 = M_3 + R_3 . 7,67 + \Omega_3 . (7,67-Z_3) =$
$= 182,3+46,16 . 7,67+53,88 (7,67-3,57) = 757,3 \text{ тс.м}^3$;
$R_4 = 46,16 + 53,88 = 100,0 \text{ тс.м}^2$;
$M_5 = M_4 + R_4 . 7,6 + \Omega_4 . (7,6-Z_4) =$
$= 757,3+100 . 7,6+45,07 (7,6-2,53) = 1746 \text{ тс.м}^3$;
$R_5 = 100 + 45,07 = 145,1 \text{ тс.м}^2$.

Прогибы от вторичных моментов

$$f_2 = \frac{24,37.10^9}{2,1.10^6.221900} \approx 0 ;$$

$$f_3 = \frac{182,3.10^9}{2,1.10^6.221900} = 0,39 \text{ см} ;$$

$$f_4 = \frac{757,3.10^9}{2,1.10^6.221900} = 1,63 \text{ см} ;$$

$$f_5 = \frac{1746.10^9}{2,1.10^6.221900} = 3,75 \text{ см} ;$$

$$\theta_5 = \frac{145{,}1.10^7}{2{,}1.10^6.221900} = 0{,}0031 \text{ рад.}$$

Определение второго слагаемого вторичных моментов

$$H = 1{,}1 \cdot 2 \cdot 0{,}0031 = 0{,}007 \text{ тс.}$$

$m_4'' = 20{,}2 \cdot (0{,}0375\text{-}0{,}0163) - 0{,}007 \cdot 7{,}6 = 0{,}375$ тс.м ;
$m_3'' = 20{,}2 \cdot (0{,}0375\text{-}0{,}0039) - 0{,}007 \cdot 15{,}27 = 0{,}572$ тс.м ;
$m_2'' = 20{,}2 \cdot 0{,}0375\text{-}0{,}007 \cdot 20{,}25 = 0{,}616$ тс.м ;
$m_1'' = 20{,}2 \cdot 0{,}0375\text{-}0{,}007 \cdot 23{,}13 = 0{,}596$ тс.м ;

Дополнительный момент определяется по формуле

$$\Delta M = m' + \frac{m''}{1 - \frac{m''}{m'}};$$

$$\Delta M_1 = 5{,}835 + \frac{0{,}596}{1 - \frac{0{,}596}{5{,}835}} = 6{,}50 \text{ тс.м ;}$$

$$\Delta M_2 = 5{,}996 + \frac{0{,}616}{1 - \frac{0{,}616}{5{,}996}} = 6{,}68 \text{ тс.м ;}$$

$$\Delta M_3 = 5{,}698 + \frac{0{,}572}{1 - \frac{0{,}572}{5{,}698}} = 6{,}33 \text{ тс.м ;}$$

$$\Delta M_4 = 3{,}73 + \frac{0{,}375}{1 - \frac{0{,}375}{3{,}73}} = 4{,}15 \text{ тс.м .}$$

Коэффициент возрастания изгибающего момента в плоскости подвеса груза от действия продольных сжимающих сил

$$K_1 = \frac{M + \Delta M}{M}.$$

Сечение а-а $K_1 = \frac{79{,}64 + 6{,}68}{79{,}64} = 1{,}08$;

Сечение б-б $K_1 = \frac{60{,}09 + 6{,}33}{60{,}09} = 1{,}10$;

Сечение в-в $K_1 = \frac{32{,}88 + 4{,}15}{32{,}88} = 1{,}13.$

Полученные коэффициенты K_1 использованы для всех случаев стрел без гуськов (расчетные случаи 1, 2, 3).

Рассмотрим 4-ый расчетный случай (башня 20 м, гусек 10,5 м, вылет 4,6 м, груз Q = 10 тс).

Деформация в плоскости XZ .

$S_{г.к.}$ = 2,75 тс ;
$S_{от}$ = 8,43 тс.

Изгибающие моменты

$M_y^{а-а}$ = 19,92 тс.м ;
$M_y^{б-б}$ = 14,65 тс.м ;
$M_y^{в-в}$ = 9,96 тс.м .
$M_{кр}$ = 2,56 тс.м - крутящий момент.
N_1 = 15,16 тс, N_2 = 11,71 тс, S = 11,30 тс. } значения из раздела "Деформация в плоскости YZ"

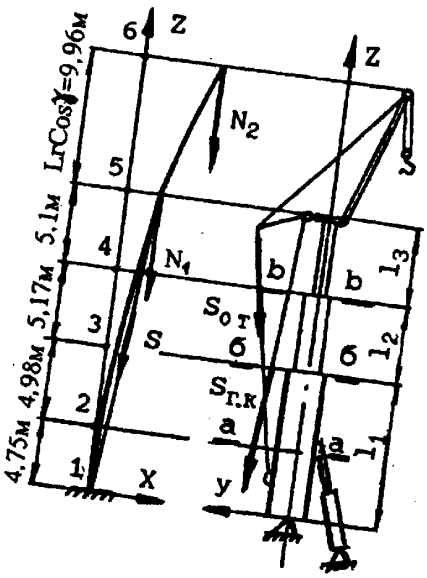


Рис. 23.
Расчетная схема

$$M_0 = \frac{M_{KP}}{tg\gamma} = \frac{2,56}{0,3346} = 7,65 \text{ тс.м} ;$$

$\gamma = 18^0 30' ;$ $\quad tg\,\gamma = 0,3346 .$

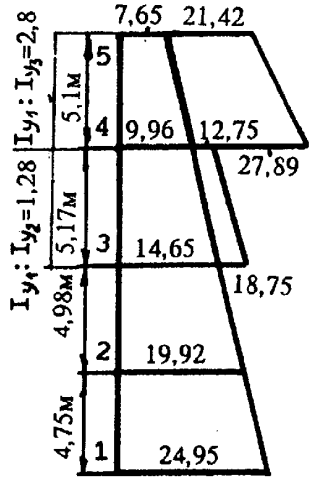


Рис. 23а.

$$\Omega_4 = \frac{21,42 + 27,89}{2} \cdot 5,1 = 125,7 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$Z_4 = \frac{21,42 + 13,95}{21,42 + 27,89} \cdot \frac{2}{3} \cdot 5,1 = 2,44 \text{ м} ;$$

$$\Omega_3 = \frac{12,75 + 18,75}{2} \cdot 5,17 = 81,43 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$Z_3 = \frac{12,75 + 9,38}{12,75 + 18,75} \cdot \frac{2}{3} \cdot 5,17 = 2,42 \text{ м} ;$$

$$\Omega_2 = \frac{14,65 + 19,92}{2} \cdot 4,98 = 86,08 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$Z_2 = \frac{14,65 + 9,96}{14,65 + 19,92} \cdot \frac{2}{3} \cdot 4,98 = 2,36 \text{ м} ;$$

$$\Omega_1 = \frac{19,92 + 24,95}{2} \cdot 4,75 = 106,6 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$Z_1 = \frac{19,92 + 12,48}{19,92 + 24,95} \cdot \frac{2}{3} \cdot 4,75 = 2,29 \text{ м}.$$

$$19,92 + \frac{19,92 - 14,65}{4,98} \cdot 4,75 = 24,95 \text{ тс.м}.$$

Моменты фиктивных нагрузок

$M_2 = \Omega_1 (4{,}75-Z_1) = 106{,}6 \cdot (4{,}75-2{,}29) = 262{,}2$ тс.м^3 ;

$R_2 = \Omega_1 = 106{,}6$ тс.м^2 ;

$M_3 = M_2 + R_2 \cdot 4{,}98 + \Omega_2 (4{,}98-Z_2) =$

$= 262{,}2+106{,}6 \cdot 4{,}98+86{,}08 (4{,}98-2{,}36) = 1019$ тс.м^3 ;

$R_3 = 106{,}6 + 86{,}08 = 192{,}7$ тс.м^2 ;

$M_4 = M_3 + R_3 \cdot 5{,}17 + \Omega_3 (5{,}17-Z_3) =$

$= 1019+192{,}7 \cdot 5{,}17+81{,}43 (5{,}17-2{,}42) = 2239$ тс.м^3 ;

$R_4 = 192{,}7 + 81{,}43 = 274{,}1$ тс.м^2 ;

$M_5 = M_4 + R_4 \cdot 5{,}1 + \Omega_4 (5{,}1-Z_4) =$

$= 2239+274{,}1 \cdot 5{,}1+125{,}7 (5{,}1-2{,}44) = 3971$ тс.м^3 ;

$R_5 = 274{,}1 + 125{,}7 = 399{,}8$ тс.м^2 .

Прогибы от поперечных нагрузок

$$f_2 = \frac{m_2}{E.I_{y1}} = \frac{262{,}2.10^9}{2{,}1.10^6.78870} = 1{,}6 \text{ см} ;$$

$$f_3 = \frac{m_3}{E.Y_{y1}} = \frac{1019.10^9}{2{,}1.10^6.78870} = 6{,}2 \text{ см} ;$$

$$f_4 = \frac{m_4}{E.I_{y1}} = \frac{2239.10^9}{2{,}1.10^6.78870} = 13{,}5 \text{ см} ;$$

$$f_5 = \frac{m_5}{E.I_{y1}} = \frac{3971.10^9}{2{,}1.10^6.78870} = 24{,}0 \text{ см.}$$

Угол поворота головки стрелы

$$\theta_5 = \frac{R_5}{E.I_{y1}} = \frac{399{,}8.10^7}{2{,}1.10^6.78870} = 0{,}0241 \text{ рад.}$$

Смещение головки гуська при изгибе стрелы

$y_r^н = L_г \cdot \cos\gamma \cdot \theta_5 = 1050 \cdot 0{,}9483 \cdot 0{,}0241 = 24{,}0$ см.

Учет начальных несовершенств металлоконструкций башен

Максимальное отклонение от прямолинейности принято

$$a' = \frac{1}{800}.L_c = \frac{1}{800}.2000 = 2{,}5 \text{ см.}$$

Для начальных отклонений принимаем косинусоидальный закон изменения

$$a = a'\left(1 - \cos\frac{\pi.Z}{2L_c}\right) ;$$

Z = 4,75 м ; $\quad a_2 = 2{,}5.\left(1 - \cos\frac{3{,}14.4{,}75}{2.20}\right) = 0{,}17$ см ;

Z = 9,73 м ; $\quad a_3 = 2{,}5\left(1 - \cos\frac{3{,}14.9{,}73}{2.20}\right) = 0{,}69$ см ;

Z = 17,4 м ; $a_4 = 2,5.\left(1-\cos\frac{3,14.17,4}{2.20}\right) = 1,99$ см ;

Z = 20 м ; $a_5 = 2,5$ см.

Смещение головки гуська от кручения стрелы

$$y_r^{KP} = \frac{M_{KP}\left(C_1 + L_r.\sin\gamma\right)}{G}.\left(\frac{l_1}{I_{p1}} + \frac{l_2}{I_{p2}} + \frac{l_3}{I_{p3}}\right) =$$

$$= \frac{2,56.10^5\left(65+1050.0,3173\right)}{0,8.10^6}.\left(\frac{973}{173500} + \frac{517}{102200} + \frac{510}{49360}\right) = 2,68 \text{ см.}$$

Прогиб гуська

$$y_r^M = \frac{Pl_1^3}{E.I_y^{a-a}}.\left[\frac{l_2'}{l_1'}\left(\frac{l_2'}{l_1'}+0,5\right) + \left(\frac{l_2'}{l_1'}+\frac{2}{3}\right).0,5 + \frac{I_y^{a-a}}{I_y^{б-б}}.\left(\frac{l_2'}{l_1'}\right)^3.\frac{1}{3}\right] =$$

$$= \frac{0,77.10^3.535^3}{2,1.10^6.48390}.\left[0,96\left(0,96+0,5\right) + \left(0,96+\frac{2}{3}\right).0,5 + 1,3.0,96^3.\frac{1}{3}\right] = 3,02 \text{ см.}$$

$l_1' = 535$ см ; $P = \frac{M_{KP}}{L_r.\sin\gamma} = \frac{2,56}{10,5.0,3173} = 0,77$ тс ;

$I_y^{a-a} = 48390$ см^4 ;

$\frac{I_y^{a-a}}{I_y^{б-б}} = \frac{48390}{39810} = 1,3;$

$\frac{l_2'}{l_1'} = \frac{5,15}{5,35} = 0,96.$

Определение моментов инерции сечений секций стрел

$$I_{pn} = \frac{4S^2}{\sum\frac{l_n}{t_n}} = \frac{4S^2}{2\left(\frac{b}{t_{CT}} + \frac{a}{t_n}\right)};$$

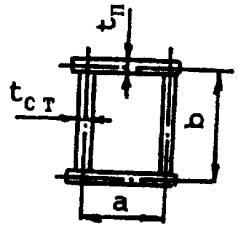


Рис. 24.
Сечение секции

	a (см)	b (см)	$t_{ст}$ (см)	$t_п$ (см)
I секция	44,2	76,8	0,8	1,2
II секция	37,8	65,4	0,8	1,0
III секция	33,2	54,4	0,6	0,8

$$I_{p1} = \frac{4(44,2.76,8)^2}{2.\left(\frac{76,8}{0,8} + \frac{44,2}{1,2}\right)} = 173500 \text{ см}^4 ;$$

$$I_{p2} = \frac{4.(37,8.65,4)^2}{2.\left(\frac{65,4}{0,8} + \frac{37,8}{1,0}\right)} = 102200 \text{ см}^4 ;$$

$$I_{p3} = \frac{4.(33,2.54,4)^2}{2.\left(\frac{54,4}{0,6} + \frac{33,2}{0,8}\right)} = 49360 \text{ см}^4.$$

Учет начальных несовершенств металлоконструкции гуська

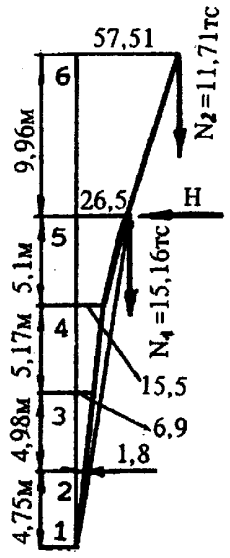
$$b = \frac{1}{800}.L_г = \frac{1}{800}.1050 = 1,31 \text{ см}.$$

Суммарное смещение головки гуська

$$y_г^c = f_5 + a_5 + y_г^и + y_г^{кр} + y_г + в = 24,0+2,5+24,0+2,68+3,02+1,31=57,51 \text{ см}.$$

Схема прогибов и определение вторичных моментов

$$H = S.\frac{26,5}{2000} = 11,3.0,0133 = 0,15 \text{ тс}.$$



Вторичные моменты

$m_5' = 11,71\ (0,5751-0,265) = 3,63$ тс.м ;

$m_4' = 11,71\ (0,5751-0,155)+15,16\ (0,265-0,155)-0,15\ .\ 5,1 = 5,82$ тс.м ;

$m_3' = 11,71\ (0,5751-0,069)+15,16\ (0,265-0,069)-0,15\ .\ 10,27 = 7,36$ тс.м ;

$m_2' = 11,71\ (0,5751-0,018)+15,16\ (0,265-0,018)-0,15\ .\ 15,25 = 7,98$ тс.м ;

$m_1' = 11,71\ .\ 0,5751+15,16\ .\ 0,265-0,15\ .\ 20 = 7,75$ тс.м .

$$f_i' = f_i + a_i.$$

Рис. 25.

Определение прогибов от вторичных моментов

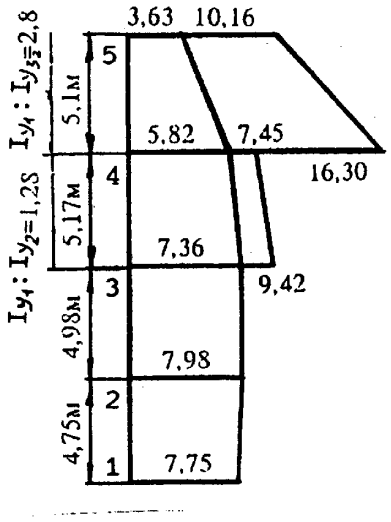


Рис. 26.

$$\Omega_4 = \frac{10,16+16,3}{2}.5,1 = 67,47 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$Z_4 = \frac{10,16+8,15}{10,16+16,3}.\frac{2}{3}.5,1 = 2,35 \text{ м} ;$$

$$\Omega = \frac{7,45+9,42}{2}.5,17 = 43,61 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$Z_3 = \frac{7,45+4,71}{7,45+9,42}.\frac{2}{3}.5,17 = 2,48 \text{ м} ;$$

$$\Omega_2 = \frac{7,36+7,98}{2}.4,98 = 38,20 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$Z_2 = \frac{7,36+3,99}{7,36+7,98}.\frac{2}{3}.4,98 = 2,46 \text{ м} ;$$

$$\Omega_1 = \frac{7,98+7,75}{2}.4,75 = 37,36 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$Z_1 = \frac{7,98+3,88}{7,98+7,75}.\frac{2}{3}.4,75 = 2,39 \text{ м} .$$

Моменты фиктивных нагрузок

$$M_2 = \Omega_1 (4,75-Z_1) = 37,36 (4,75-2,39) = 88,17 \text{ тс.м}^3 ;$$

$$R_2 = \Omega_1 = 37,36 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$M_3 = M_2 + R_2 . 4,98 + \Omega_2 (4,98-Z_2) =$$
$$= 88,17+37,36 . 4.98+38,2 (4,98-2,46) = 370,5 \text{ тс.м}^3 ;$$

$$R_3 = 37,36 + 38,2 = 75,56 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$M_4 = M_3 + R_3 . 5,17 + \Omega_3 (5,17-Z_3) =$$
$$= 370,5+75,56 . 5,17+43,61 (5,17-2,48) = 878,5 \text{ тс.м}^3 ;$$

$$R_4 = 75,56 + 43,61 = 119,2 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$M_5 = M_4 + R_4 . 5,1 + \Omega_4 (5,1-Z_4) =$$
$$= 878,5+119,2 . 5,1+67,47 (5,1-2,35) = 1672 \text{ тс.м}^3 ;$$

$$R_5 = 119,2 + 67,47 = 186,7 \text{ тс.м}^2 .$$

$$f_2' = \frac{\omega_2}{EI_{y1}} = \frac{88{,}17.10^9}{2{,}1.10^6.78870} = 0{,}53 \text{ см};$$

$$f_3' = \frac{\omega_3}{EI_{y1}} = \frac{370{,}5.10^9}{2{,}1.10^6.78870} = 2{,}24 \text{ см};$$

$$f_4' = \frac{\omega_4}{EI_{y1}} = \frac{878{,}5.10^9}{2{,}1.10^6.78870} = 5{,}30 \text{ см};$$

$$f_5' = \frac{\omega_5}{EI_{y1}} = \frac{1672.10^9}{2{,}1.10^6.78870} = 10{,}09 \text{ см};$$

$$\theta_5' = \frac{R_5}{E.I_{y1}} = \frac{186{,}7.10^7}{2{,}1.10^6.78870} = 0{,}0112 \text{ рад.}$$

Смещение головки гуська при изгибе стрелы

$$y_г'' = 1050 \,.\, 0{,}9483 \,.\, 0{,}0112 = 11{,}15 \text{ см.}$$

Смещение головки гуська от изгиба гуська

$$y_г^г = \frac{N^2\left(y_г'' + y_г + b\right).L_г^2}{3EI_г} = \frac{11{,}71.10^3\left(24{,}0 + 3{,}02 + 1{,}31\right).1050^2}{3.2{,}1.10^6.44100} = 1{,}36 \text{ см},$$

где

$$I_г = \frac{I_y^{а-а} + I_y^{б-б}}{2} = \frac{48390 + 39810}{2} = 44100 \text{ см}^2.$$

Схема прогибов и определение вторичного слагаемого вторичных моментов

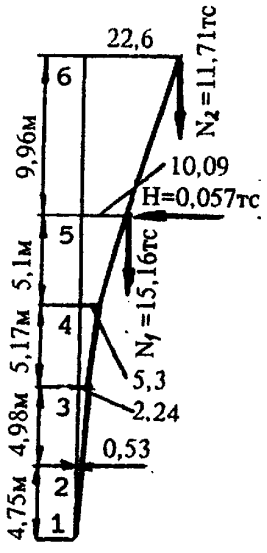


Рис. 27.

$$H = 11{,}3.\frac{10{,}09}{2000} = 0{,}057 \text{ тс.}$$

$$m_4'' = 11{,}71\ (0{,}226\text{-}0{,}053) + 15{,}16\ (0{,}1009\text{-} - 0{,}053)\text{-}0{,}057 \,.\, 5{,}1 = 2{,}461 \text{ тс.м};$$

$$m_3'' = 11{,}71\ (0{,}226\text{-}0{,}0224) + 15{,}16\ (0{,}1009\text{-} - 0{,}0224)\text{-}0{,}057 \,.\, 10{,}27 = 2{,}989 \text{ тс.м};$$

$$m_2'' = 11{,}71\ (0{,}226\text{-}0{,}0053) + 15{,}16\ (0{,}1009\text{-} - 0{,}0053)\text{-}0{,}057 \,.\, 15{,}25 = 3{,}164 \text{ тс.м};$$

$$\Delta M = m' + \frac{m''}{1 - \frac{m''}{m'}}$$

$$\Delta M_2 = 7{,}98 + \frac{3{,}164}{1 - \frac{3{,}164}{7{,}98}} = 13{,}22 \text{ тс.м};$$

$$\Delta M_3 = 7{,}36 + \frac{2{,}989}{1 - \frac{2{,}989}{7{,}36}} = 12{,}39 \text{ тс.м};$$

$$\Delta M_4 = 5{,}82 + \frac{2{,}461}{1 - \frac{2{,}461}{5{,}82}} = 10{,}08 \text{ тс.м};$$

$$K_2 = \frac{M + \Delta M}{M} = \frac{19{,}92 + 13{,}22}{19{,}92} = 1{,}66 \text{ - сечение а-а};$$

$$K_2 = \frac{14{,}65 + 12{,}39}{14{,}65} = 1{,}85 \text{ - сечение б-б};$$

$$K_2 = \frac{9{,}96 + 10{,}08}{9{,}96} = 2{,}01 \text{ - сечение в-в}.$$

Деформация в плоскости yZ

$S_{г.к.} = 2{,}75$ тс ;

$S_{от} = 8{,}43$ тс.

Изгибающие моменты

$M_x^{а-а} = 55{,}68$ тс.м ;

$M_x^{б-б} = 42{,}41$ тс.м ;

$M_x^{в-в} = 29{,}63$ тс.м.

$M_{кр} = 2{,}56$ тс.м - крутящий момент.

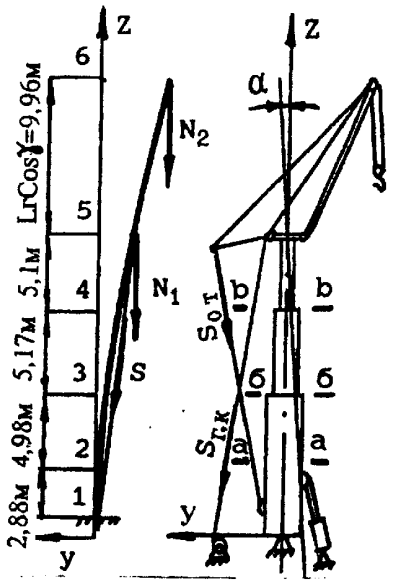


Рис. 28.
Расчетная схема

$$N_1 = \left(\frac{1}{3}G_c + G_{уК} + \frac{2}{3}G_г + S_{от}.\cos\psi + 1{,}1.S_{гк}\right).\cos\alpha =$$

$$= \left(\frac{1}{3}.7{,}8 + 0{,}3 + \frac{2}{3}.1{,}5 + 8{,}43.0{,}9816 + 1{,}1.2{,}75\right)x$$

$$x0{,}9976 = 15{,}16 \text{ тс};$$

$$N_2 = \left[\frac{1}{3}G_г + (G_{КР} + Q).1{,}1\right]\cos\alpha =$$

$$= \left[\frac{1}{3}.1{,}5 + (0{,}215 + 10).1{,}1\right].0{,}9976 = 11{,}71 \text{ тс};$$

$S = 1{,}1 \cdot S_{г.к.} + S_{от} \cdot \cos\psi =$

$= 1{,}1 \cdot 2{,}75 + 8{,}43 \cdot 0{,}9816 = 11{,}30$ тс.

Изгибающий момент у головки стрелы

$$M_0 = \left(G_г + G_{КР} + G'_{кр.1}\right)\left(l_c - Z.\sin\alpha\right) + \left(G_{КР} + K_г.G_г\right).l_г\left(1 - \frac{\rho_3\rho_4}{\rho.a}\right) - \frac{G_{КР}}{m}\left(\rho - \frac{a_1.\rho_3.\rho_4}{\rho_1 a}\right) +$$

$$+ \frac{G_c}{L_c}\left(L_c - Z\right)^2.K_c.\sin\alpha + \left[l_c - Z.\sin\alpha + l_г\left(1 - \frac{\rho_3\rho_4}{\rho_1.a}\right) - \frac{\rho}{m} + \frac{a_1\rho_3\rho_4}{m.\rho_1.a}\right].Q =$$

$$= (1,5+0,215+0,64)(2,05-20.0,0698)+(0,215+0,55.1,5).4,05.\left(1-\frac{2,4.4,4}{3,25.4}\right)-\frac{0,215}{4}x$$

$$x\left(0,55-\frac{1,05.2,4.4,4}{3,25.4}\right)+\frac{7,8}{20}(20-20)^2.0,5.0,0698+$$

$$\left[2,05-20.0,0698+4,05\left(1-\frac{2,4.4,4}{3,25.4}\right)-\frac{0,55}{4}+\frac{1,05.2,4.4,4}{4.3,25.4}\right].10 = 23,32 \text{ тс·м},$$

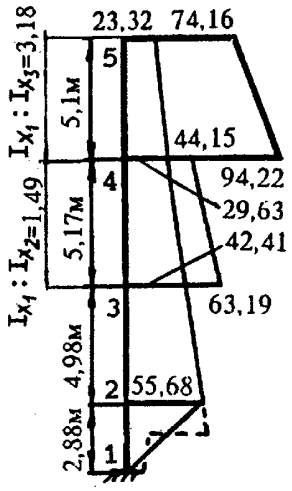


Рис. 28а.

$$\Omega_4 = \frac{74,16+94,22}{2}.5,1 = 429,4 \text{ тс.м}^2;$$

$$Z_4 = \frac{74,16+47,11}{74,16+94,22}.\frac{2}{3}.5,1 = 2,45 \text{ м};$$

$$\Omega_3 = \frac{44,15+63,19}{2}.5,17 = 277,5 \text{ тс.м}^2;$$

$$Z_3 = \frac{44,15+31,60}{44,15+63,19}.\frac{2}{3}.5,17 = 2,43 \text{ м};$$

$$\Omega_2 = \frac{42,41+55,68}{2}.4,98 = 244,2 \text{ тс.м}^2;$$

$$Z_2 = \frac{42,41+27,84}{42,41+55,68}.\frac{2}{3}.4,98 = 2,38 \text{ м};$$

$$\Omega_1 = \frac{55,68.2,88}{2} = 80,18 \text{ тс.м}^2;$$

$$Z_1 = \frac{2}{3}.2,88 = 1,92 \text{ м}.$$

Моменты фиктивных нагрузок

$M_2 = \Omega_1 (2,88-Z_1) = 80,18 \,.\, (2,88-1,92) = 76,97$ тс.м^3;

$R_2 = \Omega_1 = 80,18$ тс.м^2;

$M_3 = M_2 + R_2 \,.\, 4,98 + \Omega_2 (4,98-Z_2) =$

$= 76,97+80,18 \,.\, 4,98+244,2 (4,98-2,38) = 1111$ тс.м^3;

$R_3 = 80,18 + 244,2 = 324,4$ тс.м^2;

$M_4 = M_3 + R_3 \,.\, 5,17 + \Omega_3 (5,17-Z_3) =$

$= 1111+324,4 \,.\, 5,17+277,5 (5,17-2,43) = 3548$ тс.м^3;

$R_4 = 324,4 + 277,5 = 601,9$ тс.м^2;

$M_5 = M_4 + R_4 \,.\, 5,1 + \Omega_4 (5,1-Z_4) =$

$= 3548+601,9 \,.\, 5,1+429,4 (5,1-2,45) = 7756$ тс.м^3;

$R_5 = 601,9 + 429,4 = 1031$ тс.м^2.

Прогибы от поперечных нагрузок

$$f_2 = \frac{M_2}{EI_{x1}} = \frac{76,97.10^9}{2,1.10^6.221900} = 0,2 \text{ см};$$

$$f_3 = \frac{\omega_3}{EI_{x1}} = \frac{1111.10^9}{2{,}1.10^6.221900} = 2{,}4 \text{ см};$$

$$f_4 = \frac{\omega_4}{EI_{x1}} = \frac{3548.10^9}{2{,}1.10^6.221900} = 7{,}6 \text{ см};$$

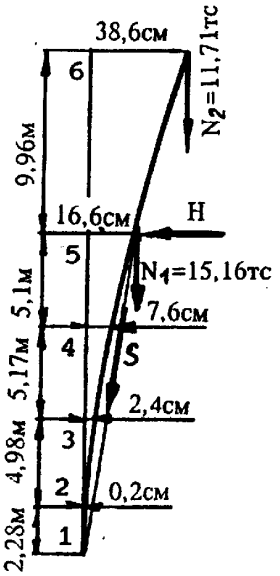
$$f_5 = \frac{\omega_5}{EI_{x1}} = \frac{7756.10^9}{2{,}1.10^6.221900} = 16{,}6 \text{ см}.$$

$$\theta_5 = \frac{R_5}{EI_{x1}} = \frac{1031.10^7}{2{,}1.10^6.221900} = 0{,}0221 \text{ рад.}$$

$f_г = f_5 + L_г \cdot \cos\gamma \cdot \theta_5 = 16{,}6 + 1050 \cdot 0{,}9483 \cdot 0{,}0221 = 38{,}6$ см.

Схема прогибов и определение вторичных моментов

$H = S \cdot \theta_5 = 11{,}3 \cdot 0{,}0221 = 0{,}25$ тс.



Вторичные моменты

$m'_5 = 11{,}71 \cdot (0{,}386-0{,}166) = 2{,}576$ тс.м;

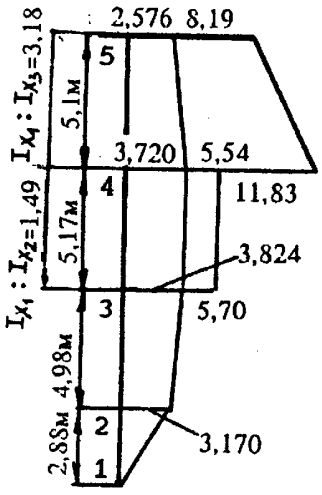
$m'_4 = 11{,}71 \cdot (0{,}386-0{,}076)+15{,}16 \cdot (0{,}166-0{,}076)-$
$-0{,}25 \cdot 5{,}1 = 3{,}720$ тс.м;

$m'_3 = 11{,}71 \cdot (0{,}386-0{,}024)+15{,}16\ (0{,}166-0{,}024)-$
$-0{,}25 \cdot 10{,}27 = 3{,}824$ тс.м;

$m'_2 = 11{,}71 \cdot (0{,}386-0{,}002)+15{,}16\ (0{,}166-0{,}002)-$
$-0{,}25 \cdot 15{,}25 = 3{,}170$ тс.м.

Рис. 28б.

Определение прогибов от вторичных моментов



$$\Omega_4 = \frac{8,19+11,83}{2}.5,1 = 51,05 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$Z_4 = \frac{8,19+5,92}{8,19+11,83}.\frac{2}{3}.5,1 = 2,40 \text{ м} ;$$

$$\Omega_3 = \frac{5,54+5,70}{2}.5,17 = 26,06 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$Z_3 = \frac{5,54+2,85}{5,54+5,7}.\frac{2}{3}.5,17 = 2,57 \text{ м} ;$$

$$\Omega_2 = \frac{3,824+3,17}{2}.4,98 = 17,42 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$Z_2 = \frac{3,824+1,59}{3,824+3,17}.\frac{2}{3}.4,98 = 2,57 \text{ м} ;$$

$$\Omega_1 = \frac{3,17+2,88}{2} = 4,56 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$Z_1 = \frac{2}{3}.2,88 = 1,92 \text{ м}.$$

Рис. 28в.

Моменты фиктивных нагрузок

$$M_2 = \Omega_1 (2,88-Z_1) = 4,56 (2,88-1,92) = 4,4 \text{ тс.м}^3 ;$$

$$R_2 = \Omega_1 = 4,56 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$M_3 = M_2 + R_2 . 4,98 + \Omega_2 (4,98-Z_2) =$$
$$= 4,4+4,56 . 4,98+17,42 (4,98-2,57) = 68,69 \text{ тс.м}^3 ;$$

$$R_3 = 4,56 + 17,42 = 21,98 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$M_4 = M_3 + R_3 . 5,17 + \Omega_3 . (5,17-Z_3) =$$
$$= 68,69+21,98 . 5,17+26,06 (5,17-2,57) = 250,1 \text{ тс.м}^3 ;$$

$$R_4 = 21,98 + 26,06 = 48,04 \text{ тс.м}^2 ;$$

$$M_5 = M_4 + R_4 . 5,1 + \Omega_4 (5,1-Z_4) =$$
$$= 250,1+48,04 . 5,1+51,05 (5,1-2,4) = 632,9 \text{ тс.м}^3 ;$$

$$R_5 = 48,04 + 51,05 = 99,09 \text{ тс.м}^2 .$$

Прогибы от попречных нагрузок

$$f_2 = \frac{mz_2}{EI_{x1}} = \frac{4{,}4.10^9}{2{,}1.10^6.221900} \approx 0;$$

$$f_3 = \frac{68{,}69.10^9}{2{,}1.10^6.221900} = 0{,}15 \text{ см};$$

$$f_4 = \frac{250{,}1.10^9}{2{,}1.10^6.221900} = 0{,}54 \text{ см};$$

$$f_5 = \frac{632{,}9.10^9}{2{,}1.10^6.221900} = 1{,}36 \text{ см}.$$

$$\theta_5 = \frac{R_5}{EI_{x1}} = \frac{99{,}09.10^7}{2{,}1.10^6.221900} = 0{,}0021 \text{ рад.}$$

$f_Г = 1{,}36 + 1050 \cdot 0{,}9483 \cdot 0{,}0021 = 3{,}45$ см.

Определение второго слагаемого вторичных моментов

$H = S \cdot \theta_5 = 11{,}3 \cdot 0{,}0021 = 0{,}024$ тс.

$m''_5 = 11{,}71\ (0{,}0345-0{,}0136) = 0{,}245$ тс.м ;

$m''_4 = 11{,}71\ (0{,}0345-0{,}0054)+15{,}16\ (0{,}0136-0{,}0054)-0{,}024 \cdot 5{,}1 = 0{,}343$ тс.м ;

$m''_3 = 11{,}71\ (0{,}0345-0{,}0015)+15{,}16(0{,}0136-0{,}0015)-0{,}024 \cdot 10{,}27 = 0{,}323$ тс.м ;

$m''_2 = 11{,}71 \cdot 0{,}0345+15{,}16 \cdot 0{,}0136-0{,}024 \cdot 15{,}25 = 0{,}244$ тс.м.

Дополнительный момент

$$\Delta M = m' + \frac{m''}{1 - \frac{m''}{m'}}$$

Сечение а-а $$\Delta M = 3{,}17 + \frac{0{,}244}{1 - \frac{0{,}244}{3{,}17}} = 3{,}43 \text{ тс.м};$$

Сечение б-б $$\Delta M = 3{,}824 + \frac{0{,}323}{1 - \frac{0{,}323}{3{,}824}} = 4{,}18 \text{ тс.м};$$

Сечение в-в $$\Delta M = 3{,}72 + \frac{0{,}343}{1 - \frac{0{,}343}{3{,}72}} = 4{,}10 \text{ тс.м.}$$

Коэффициенты возрастания изгибающего момента

$$K_1 = \frac{M + \Delta M}{M};$$

Сечение а-а $$K_1 = \frac{55{,}68 + 3{,}43}{55{,}68} = 1{,}06;$$

Сечение б-б $$K_1 = \frac{42{,}41 + 4{,}18}{42{,}41} = 1{,}10;$$

Сечение в-в $$K_1 = \frac{29{,}63 + 4{,}1}{29{,}63} = 1{,}14.$$

Определение приведенных напряжений в наиболее нагруженной точке поперечного сечения стрелы

Проверка прочности секций стрелы производится по формуле

$$\sigma_{пр} = \sqrt{(\sigma_x + \sigma_y)^2 + 3(\tau_{сд} + \tau_K)^2} \le [\sigma],$$

где $\sigma_x = K_1 . \frac{M_x . y_B}{I_x}$ - нормальные напряжения ;

M_x - изгибающий момент в плоскости подвеса груза;

I_x - момент инерции сечения относительно оси X ;

K_1 - коэффициент, учитывающий возрастание изгибающего момента при совместном действии продольных и поперечных сил;

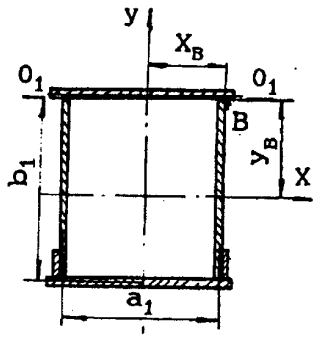


Рис. 29.
Сечение стрелы

$\sigma_y = K_2 . K_3 . \frac{M_y . X_B}{I_y}$ - нормальные напряжения;

M_y - изгибающий момент в основной плоскости;

I_y - момент инерции сечения относительно оси y;

K_2 - коэффициент, учитывающий возрастание изгибающего момента M_y при совместном действии продольных и поперечных сил;

K_3 - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нормальных напряжений по высоте стенки коробчатого сечения при

$h_{ст} / t_{ст} > 60$ (h_{cm} - высота стенки; t_{cm} - толщина стенки), [2];

X_B, y_B - см. рис.29.

$\tau_{сд} = \frac{P_{сд}}{I_x . 2 . t_{cm}} . S_{cm}^{o-o}$ - касательные напряжения сдвига;

$P_{сд} = K_1 \frac{M_x}{a}$ - сдвигающая сила;

a - величина защемления секции;

S_{cm}^{o-o} - статический момент полки относительно оси X;

$\tau_K = \frac{M_{KP}}{2 . F . t_{cm}}$ - касательные напряжения кручения;

$M_{кр}$ - крутящий момент;

$F = a_1 . b_1$ - см. рис. 29.

Результаты расчета сведены в табл. 12.

Таблица 12

Расчетный случай	K_1	M_x	$\frac{I_x}{y_в}$	σ_x	K_2	K_3	M_y	$\frac{I_y}{x_в}$	σ_y	в	$P_{сд}$*	$\frac{2J_к t_{ст}}{S^{о-о}_{ст}}$	$\tau_{сд}$	$M_{кр}$	$2St_{ст}$	$\tau_к$	$\sigma_{пр}$
-	м	тс.м	$см^3$	кгс/$см^2$	-	-	тс.м	$см^3$	кгс/$см^2$	м	тс	$см^2$	кгс/$см^2$	тс.м	$см^3$	кгс/$см^2$	кгс/$см^2$
1	1,08	111,7	5870	2060	1,49	-	18,89	3505	800	-	11,33	166,1	70		-	-	2860
	1,10	61,22	4120	1630	1,61	1,15	9,23	3188	530	7,0	9,62	153,3	60	-	-	-	2160
	1,13	36,07	2318	1760	1,81	1,15	4,42	1669	550	6,8	5,99	93,3	60		-	-	2310
2	1,08	93,06	5870	1710	1,49	-	23,49	3505	1000	-	6,54	166,1	40		-	-	2710
	1,10	63,95	4120	1710	1,61	1,15	14,99	3188	870	4,5	15,63	153,3	100	-	-	-	2590
	1,13	36,29	2318	1770	1,81	1,15	7,03	1669	880	4,3	9,54	93,3	100		-	-	2660
3	1,08	79,64	5870	1470	1,49	-	27,31	3505	1160	-	4,41	166,1	30		-	-	2630
	1,10	60,09	4120	1600	1,61	1,15	19,44	3188	1130	2,0	33,05	153,3	220	-	-	-	2760
	1,13	32,88	2318	1600	1,81	1,15	8,80	1669	1100	1,8	20,64	93,3	220		-	-	2730
4	1,06	55,68	5870	1010	1,66	-	19,92	3505	950	-	1,55	166,1	10		5431	50	1960
	1,10	42,41	4120	1130	1,85	1,15	14,65	3188	980	4,5	10,37	153,3	70	2,56	3955	60	2120
	1,14	29,63	2318	1460	2,01	1,15	9,96	1669	1380	4,3	7,86	93,3	80		2167	120	2860
5	1,06	41,96	5870	760	1,66	-	21,80	3505	1040	-	1,27	166,1	10		5431	40	1800
	1,10	31,62	4120	840	1,85	1,15	16,65	3188	1100	4,5	7,73	153,3	50	2,12	3955	50	1950
	1,14	21,78	2318	1070	2,01	1,15	12,08	1669	1670	4,3	5,77	93,3	60		2167	100	2750
6	1,06	45,68	5870	820	1,66	-	21,61	3505	1040	-	1,27	166,1	10		5431	30	1860
	1,10	35,09	4120	940	1,85	1,15	16,44	3188	1100	2,0	19,30	153,3	130	1,83	3955	50	2060
	1,14	22,47	2318	1110	2,01	1,15	9,79	1669	1360	1,8	14,23	93,3	150		2167	80	2500
7	1,06	38,67	5870	700	1,66	-	24,33	3505	1170	-	1,16	166,1	10		5431	30	1870
	1,10	29,68	4120	790	1,85	1,15	19,04	3188	1270	2,0	16,32	153,3	110	1,73	3955	40	2080
	1,14	19,08	2318	940	2,01	1,15	12,19	1669	1690	1,8	12,08	93,3	130		2167	80	2660
8	1,06	54,15	5870	980	1,66	-	22,68	3505	1090	-	1,13	166,1	10		5431	20	2070
	1,10	43,08	4120	1150	1,85	1,15	16,78	3188	1120	2,0	23,69	153,3	150	0,91	3955	20	2290
	1,14	28,88	2318	1420	2,01	1,15	9,16	1669	1270	1,8	18,29	93,3	200		2167	40	2720

*) Примечание. Сдвигающая сила в сечении а-а определяется выражением $P_{сд}=(Q+G_{кр}+G'_{кр.1}+G_c+G_г).\sin\alpha$.

Проверка устойчивости стенок коробчатых балок

Проверка производится по методике, приведенной в справочнике по кранам, под ред. А.И.Дукельского, т.I, М.-Л.,Машгиз, 1971, стр.273.

При расчете по методике допускаемых напряжений должно выполняться условие

$$n_0 = \left[\left(\frac{\sigma}{\sigma_{KP}} + \frac{\sigma_M}{\sigma_{M.KP}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{KP}}\right)^2\right]^{-\frac{1}{2}} \geq n \ ,$$

где

$\sigma = \sigma_x + \sigma_y$ - нормальные напряжения;

$\sigma_M = \frac{P_K}{2Z(t_{cm} + t_H)}$ - местные напряжения;

$P_к$ - усилие на каток;

$\tau = \frac{P_{сд}}{2t_{cm}.h_{cm}} + \tau_K$ - касательные напряжения;

$\sigma_{KP} = 7460\left(\frac{t_{cm}}{h_{cm}}\right)^2 .10^4$ - критические нормальные напряжения;

$\tau_{KP} = \left[1250 + 950\left(\frac{h_{cm}}{a}\right)^2\right].\left(\frac{t_{cm}}{h_{cm}}\right)^2 .10^4$ - критические касательные напряжения;

$\sigma_{M.KP.} = K_1\left(\frac{t_{cm}}{a'}\right)^2 .10^4$ - критические местные напряжения;

n = 1,4 - запас местной устойчивости.

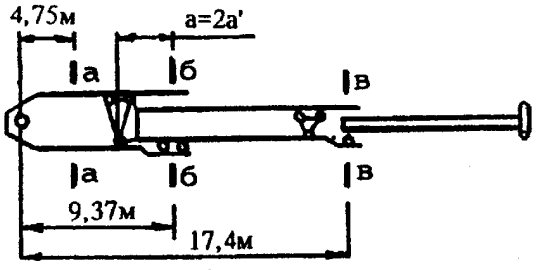


Рис. 30.
Расчетная схема

Сечение б-б

Рассмотим 3-ий расчетный случай: стрела 25 м, вылет 4,2 м, груз Q = 14 тс.

$P_{сд}^{б-б}$ = 33,05 тс; $\tau_к$ = 0; a = 2 м;

$M_x^{а-а}$ = 1,08 . 79,64 = 86,01 тс.м ;

$M_x^{б-в}$ = 1,1 . 60,09 = 66,10 тс.м.

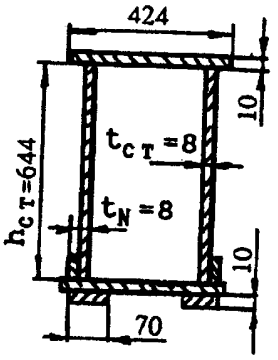


Рис. 31.
Сечение б-б

Нормальные напряжения

$\sigma = \sigma_x + \sigma_y = 1600 + 1130 = 2730$ кгс/см².

Местные напряжения

$$\sigma_M = \frac{P_K}{2.Z(t_{ст} + t_H)} = \frac{18,52.10^3}{2.5,46(0,8+0,8)} = 1060 \text{ кгс/см}^2,$$

где

$$P_K = \left(P_{сд} + \frac{M_x^{а-а} - M_x^{б-в}}{9,73-4,75}\right).\frac{1}{2} = \left(33,05 + \frac{86,01-66,1}{4,98}\right).\frac{1}{2} = 18,52 \text{ тс - усилие на каток;}$$

$$Z = 3,25\sqrt{\frac{I_n}{2(t_{ст} + t_H)}} = 3,25\sqrt{\frac{15,22}{2(0,8+0,8)}} = 5,46 \text{ см;}$$

$$y_0 = \frac{42,4.1.0,5 + 2.7.1.1,5}{(42,4+27).1} = 0,75 \text{ см;}$$

$$I_n = \frac{42,4.1^3}{12} + 2\frac{7.1^3}{12} + 42,4.1.0,25^2 + 2.7.1.0,75^2 = 15,22 \text{ см}^4.$$

Касательные напряжения

$$\tau = \frac{P_{сд}}{2.t_{ст}.h_{ст}} = \frac{33,05.10^3}{2.0,8.64,4} = 320 \text{ кгс/см}^2.$$

Определение критических напряжений

$\frac{a}{h_{ст}} = \frac{2}{0,644} = 3,1 > 0,8$ см. табл. 3.22 Справочника по кранам

$\frac{\sigma_M}{\sigma} = \frac{1060}{2730} = 0,39 < 0,94$

$$\sigma_{КР} = 7460\left(\frac{t_{ст}}{h_{ст}}\right)^2.10^4 = 7460\left(\frac{0,8}{64,4}\right)^2.10^4 = 11490 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_{М.КР} = K_1\left(\frac{t_{ст}}{a'}\right)^2.10^4 = 9100\left(\frac{0,8}{100}\right)^2.10^4 = 5820 \text{ кгс/см}^2.$$

$$a' = \frac{a}{.2} = \frac{2}{2} = 1 \text{ м};$$

$$\frac{a'}{h_{cm}} = \frac{1}{0{,}644} = 1{,}55 \rightarrow K_1 = 9100.$$

$$\tau_{KP} = \left[1250 + 950.\left(\frac{h_{cm}}{a}\right)^2\right].\left(\frac{t_{cm}}{h_{cm}}\right)^2.10^4 = \left[1250 + 950\left(\frac{64{,}4}{200}\right)^2\right].\left(\frac{0{,}8}{64{,}4}\right)^2.10^4 = 2080 \text{ кгс/см}^2.$$

Запас устойчивости

$$n_0 = \left[\left(\frac{\sigma}{\sigma_{KP}} + \frac{\sigma_M}{\sigma_{M.KP}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{KP}}\right)^2\right]^{-\frac{1}{2}} = \left[\left(\frac{2730}{11490} + \frac{1060}{5820}\right)^2 + \left(\frac{320}{2080}\right)^2\right]^{-\frac{1}{2}} = 2{,}2 > n = 1{,}4.$$

Сечение в-в

Рассмотрим 8-ой расчетный случай: стрела 25 м, неуправляемый гусек 6 м, вылет 6,88 м, груз Q = 5 тс.

$P_{сд}^{в\text{-}в} = 18{,}29$ тс; а = 1,8 м.
$M_x^{б\text{-}б} = 1{,}1 \cdot 43{,}08 = 47{,}39$ тс.м;
$M_x^{в\text{-}в} = 1{,}14 \cdot 28{,}88 = 32{,}92$ тс.м.

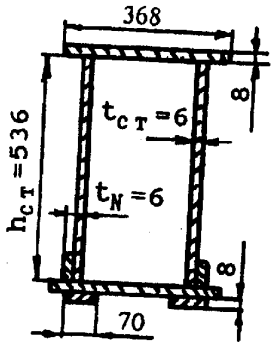


Рис. 32.
Сечение в-в

Нормальные напряжения

$\sigma = \sigma_x + \sigma_y = 1420 + 1270 = 2690$ кгс/см^2.

Местные напряжения

$$\sigma_M = \frac{P_K}{2.Z\left(t_{cm} + t_H\right)} = \frac{20{,}18.10^3}{2.4{,}71.\left(0{,}6 + 0{,}6\right)} = 1790 \text{ кгс/см}^2,$$

где

$$P_K = P_{сд}^{в\text{-}в} + \frac{M_x^{б\text{-}б} - M_x^{в\text{-}в}}{17{,}4 - 9{,}73} = 18{,}29 + \frac{47{,}39 - 32{,}92}{7{,}67} = 20{,}18 \text{ тс};$$

$$Z = 3{,}25_3\sqrt{\frac{I_n}{2\left(t_{cm} + t_H\right)}} = 3{,}25_3\sqrt{\frac{7{,}36}{2\left(0{,}6 + 0{,}6\right)}} = 4{,}71 \text{ см};$$

$$y_0 = \frac{36{,}8.0{,}8.0{,}4 + 2.7.0{,}8.1{,}2}{\left(36{,}8 + 2.7\right).0{,}8} = 0{,}62 \text{ см};$$

$$I_n = \frac{36{,}8 + 2.7}{12}.0{,}8^3 + 36{,}8.0{,}8.0{,}22^2 + 2.7.0{,}8.0{,}58^2 = 7{,}36 \text{ см}^4,$$

Касательные напряжения

$$\tau = \frac{P_{сд}}{2t_{cm}.h_{cm}} + \tau_K = \frac{18{,}29.10^3}{2.0{,}6.53{,}6} + 40 = 325 \text{ кгс/см}^2.$$

Определение критических напряжений

$$\frac{a}{h_{cm}} = \frac{1,8}{0,536} = 3,4 > 0,8;$$

$$\frac{\sigma_M}{\sigma} = \frac{1790}{2690} = 0,66 < 0,94.$$

$$\sigma_{KP} = 7460.\left(\frac{t_{cm}}{h_{cm}}\right)^2.10^4 = 7460\left(\frac{0,6}{53,6}\right)^2.10^4 = 9330 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_{M.KP} = K_1.\left(\frac{t_{cm}}{a'}\right)^2.10^4 = 10370\left(\frac{0,6}{90}\right)^2.10^4 = 4560 \text{ кгс/см}^2.$$

$$a' = \frac{a}{2} = \frac{1,8}{2} = 0,9 \text{ м};$$

$$\frac{a'}{h_{cm}} = \frac{0,9}{0,536} = 1,68 \rightarrow K_1 = 10370.$$

$$\tau_{KP} = \left[1250 + 950\left(\frac{h_{cm}}{a}\right)^2\right].\left(\frac{t_{cm}}{h_{cm}}\right)^2.10^4 = 1670 \text{ кгс/см}^2.$$

Запас устойчивости

$$n_0 = \left[\left(\frac{\sigma}{\sigma_{KP}} + \frac{\sigma_M}{\sigma_{M.KP}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{KP}}\right)^2\right]^{-\frac{1}{2}} = \left[\left(\frac{2690}{9330} + \frac{1790}{4560}\right)^2 + \left(\frac{325}{1670}\right)^2\right]^{-\frac{1}{2}} = 1,41 > n.$$

Проверка грузового каната

Принят канат 18 ГОСТ 2688.

Разрывное усилие каната - P_p = 18550 кгс.

Максимальное действующее усилие $S_{гр.max}$=3,54 тс,

что соответствует случаю работы стрелой 15 м на вылете 4,2 м с грузом Q=25 тс.

Допускаемое усилие в канате

$$[P] = \frac{P_p}{n} = \frac{18,55}{5} = 3,71 \text{ тс} > S_{гр.max},$$

где n = 5 - коэффициент запаса прочности каната на разрыв.

Ось грузового полиспаста

1, Рассмотрен случай подъема груза Q = 35 тс (перегруз 40 %) стрелой 15 м на вылете 4,2 м. Определим усилия в ветвях грузового полиспаста

$$S_1 = \frac{Q + G_{KP.1}}{m.\eta_m.\eta} = \frac{35 + 0{,}34}{8.0{,}93 3.0{,}98} = 4{,}83 \text{ тс},$$

где $G_{кр.1}$ - вес крюковой обоймы;
m - кратность грузового полиспаста;
η_m - к.п.д. грузового полиспаста;
η - к.п.д. блока.

$S_2 = S_1 . \eta = 4{,}83 . 0{,}98 = 4{,}73$ тс;
$S_3 = 4{,}73 . 0{,}98 = 4{,}64$ тс;
$S_4 = 4{,}64 . 0{,}98 = 4{,}55$ тс;
$S_5 = 4{,}55 . 0{,}98 = 4{,}46$ тс;
$S_6 = 4{,}46 . 0{,}98 = 4{,}37$ тс;
$S_7 = 4{,}37 . 0{,}98 = 4{,}28$ тс;
$S_8 = 4{,}28 . 0{,}98 = 4{,}19$ тс;
$S_9 = 4{,}19 . 0{,}98 = 4{,}11$тс;

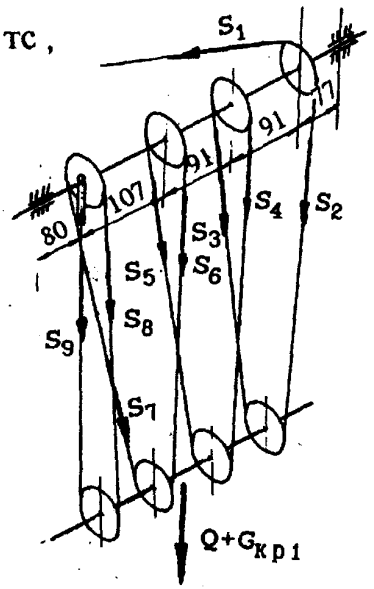


Рис. 33.
Схема усилий

Вертикальная плоскость

Определим реакции опор

$$R_A^{\text{в}} = \frac{1}{44{,}6}.\left[S_2.7{,}7 + (S_3 + S_4).16{,}8 + (S_5 + S_6).25{,}9 + (S_7 + S_8 + S_9).36{,}6\right] =$$

$$= \frac{1}{44{,}6}.\left[4{,}73.7{,}7 + (4{,}64 + 4{,}55).16{,}8 + (4{,}46 + 4{,}37).25{,}9 + (4{,}28 + 4{,}19 + 4{,}11).36{,}6\right] = 19{,}73 \text{тс};$$

$$R_B^{\text{в}} = Q + G_{KP.1} - R_A^{\text{в}} = 35 + 0{,}34 - 19{,}73 = 15{,}61 \text{ тс}.$$

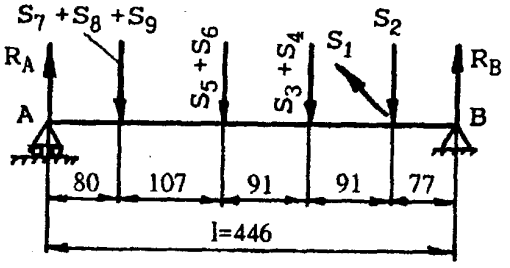


Рис. 34.
Расчетная схема

Изгибающий момент определим в сечении, отстоящем на 232 мм от опоры А. В этом сечении имеется проточка ∅ 99 мм.

$M_в$ = 19,73.23,2-(4,28+4,19+4,11).15,2-(4,46+4,37).4,5=226,9 тс.см.

Горизонтальная плоскость

$$R_A^г = S_1 \cdot \frac{7,7}{44,6} = 4,83 \cdot \frac{7,7}{44,6} = 0,83 \text{ тс};$$

$M_г$ = 0,83 . 23,2 = 19,6 тс.см.

Результирующий изгибающий момент

$$M_{рез} = \sqrt{M_в^2 + M_г^2} = \sqrt{226,9^2 + 19,6^2} = 227,7 \text{ тс.см.}$$

Нормальные напряжения

$$\sigma = \frac{M_{рез}}{Wn} = \frac{227,7 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 9,9^3} = 2350 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma].$$

Материал оси - сталь 40Х, улучшенная до НВ 220-260. Предел текучести $\sigma_т$ = 5600 кгс/см².

Допускаемые напряжения

$$[\sigma_u] = \frac{\sigma_т}{n_u} = \frac{5600}{1,2} = 4670 \text{ кгс/см}^2,$$

где n_u - запас прочности при испытании.

2. Рассмотрен случай подъема груза Q = 14 тс (перегруз 40%) башней 20 м с гуськом 10,5 м на вылете 4,6 м.

Сжимающее усилие в гуське при подъеме номинального груза $S_г$ = 26,24 тс.

При испытании с перегрузом 40% сжимающее усилие возрастает также на 40%, т.е.

$$S_г^u = 1,4 \cdot S_г = 1,4 \cdot 26,24 = 36,74 \text{ тс.}$$

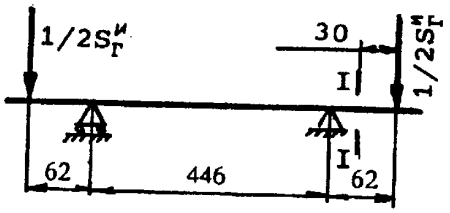


Рис. 35.
Расчетная схема

Максимальный изгибающий момент

$$M_{max} = \frac{1}{2} \cdot S_г^u \cdot 6,2 = \frac{1}{2} \cdot 36,74 \cdot 6,2 = 113,9 \text{ тс.см.}$$

Нормальные напряжения

$$\sigma = \frac{M_{max}}{0{,}1.d_1^3} = \frac{113{,}9.10^3}{0{,}1.10^3} = 1140 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_u],$$

где $d_1 = 100$ мм - диаметр оси на опоре.

Сечение I - I (∅ 80)

$$M_{I-I} = \frac{1}{2}.S_r^u.3 = \frac{1}{2}.36{,}74.3 = 55{,}11 \text{ тс.см};$$

$$\sigma_{I-I} = \frac{M_{I-I}}{0{,}1.d_2^3} = \frac{55{,}11.10^3}{0{,}1.8^3} = 1080 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_u].$$

3. Рассмотрен случай подъема груза Q = 10 тс башней 20 м с гуськом 10,5 м на вылете 4,6 м (рабочий случай).
$S_г = 26{,}24$ тс - сжимающее усилие в гуське.

$M_y = \frac{M_{KP}}{\sin\gamma} = \frac{2{,}56}{0{,}3173} = 8{,}07$ тс.м - изгибающий момент в основной плоскости гуська, действующий в корне гуська;

$M_{кр}$ - крутящий момент;

γ - угол между стрелой и гуськом.

Нагрузка на одну цапфу оси

$$P = \frac{S_r}{2} + \frac{M_y}{b} = \frac{26{,}24}{2} + \frac{8{,}07}{0{,}57} = 27{,}28 \text{ тс.}$$

Максимальный изгибающий момент

$$M_{max} = P \cdot 6{,}2 = 27{,}28 \cdot 6{,}2 = 169{,}1 \text{ тс.см.}$$

Нормальные напряжения

$$\sigma = \frac{M_{max}}{0{,}1.d_1^3} = \frac{169{,}1.10^3}{0{,}1.10^3} = 1690 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_p],$$

Сечение I - I (∅ 80)

$$M_{I-I} = P \cdot 3 = 27{,}28 \cdot 3 = 81{,}84 \text{ тс.см};$$

$$\sigma_{I-I} = \frac{M_{I-I}}{0{,}1.d_2^3} = \frac{81{,}84.10^3}{0{,}1.8^3} = 1600 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_p],$$

где $[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{n_p} = \frac{5600}{1{,}4} = 4000 \text{ кгс/см}^2$,

n - запас прочности в рабочем случае.

Ось установки стрелы

Прочность оси проверена в I-ом расчетном случае (стрела 15 м, вылет 4,2 м, груз Q=25 тс).

Исходные данные:

$R_к$ = 110 тс - см. рис. 10.

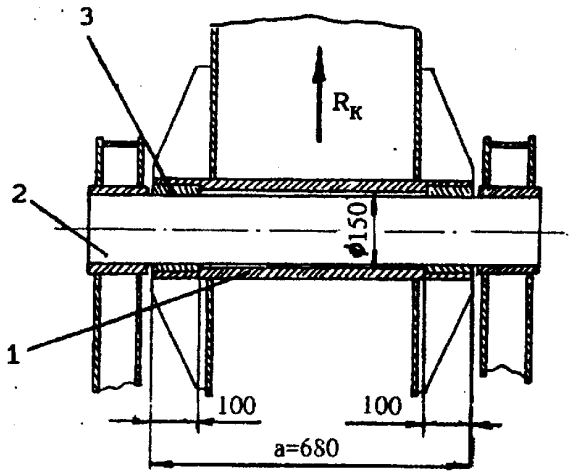


Рис. 36.
Ось установки стрелы
1 и 3 - втулки; 2 - ось

Напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{R_к}{2.d.b} = \frac{110.10^3}{2.15.9} = 410 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_{см}]_р ,$$

где

d = 150 мм - внутренний диаметр втулки ;

b = 100-10=90 мм - рабочая ширина втулки;

$[\sigma_{см}]_р$ = 450 кгс/см² - допускаемые напряжения на смятие для бронзы в рабочем случае.

Кронштейн

Рассмотрен случай подъема испытательного груза Q = 35 тс (перегруз 40%) стрелой 15 м на вылете 4,2 м.

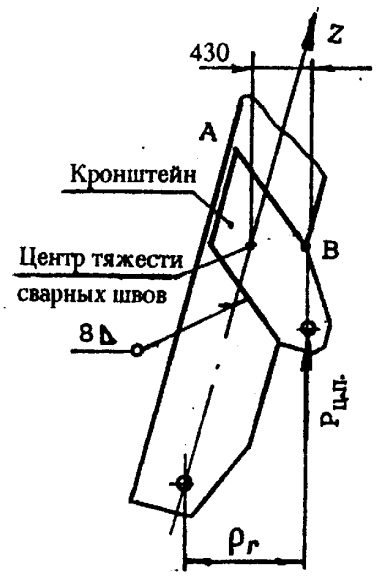


Рис. 37. Установка кронштейна

Усилие в гидроцилиндре подъема стрелы

$$P_{цп} = \frac{Q + G_{КР1} + K_c . G_c}{2 . \rho_2} . l_c = \frac{35 + 0{,}34 + 0{,}53 . 7{,}8}{2 . 1{,}15} . 5{,}7 = 97{,}83 \text{ тс.}$$

На сварные швы, крепящие кронштейн к стреле, действуют момент М и сила $P_{ц.п.}$

$$M = P_{ц.п.} . 43 = 97{,}83 . 43 = 4207 \text{ тс.см.}$$

Определим площадь и момент инерции сварных швов (см. рис. 38).

Площадь среза сварных швов

$F = 2 . 0{,}7 . 0{,}8 (100+110) = 235{,}2 \text{ см}^2$.

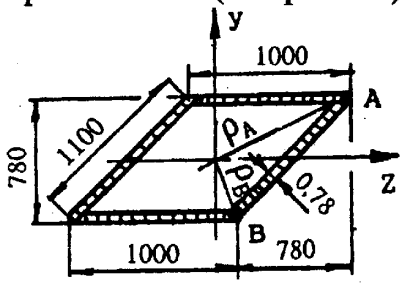


Рис. 38.
Схема сварных швов кронштейна

Полярный момент инерции

$I_p = I_Z + I_y = 232800 + 634100 = 866900 \text{ см}^4$,

где

$$I_z = 2\left(100.0{,}7.0{,}8.3{,}9^2 + 0{,}7.0{,}8.\frac{110.78^2}{12}\right) = 232800 \text{ см}^4;$$

$$I_y = 2.0{,}7.0{,}8.\left(\frac{100^3}{12} + 100.39^2 + \frac{110.78^2}{12} + 110.50^2\right) = 634100 \text{ см}^4.$$

Касательные напряжения в т.А

$$\tau_A = \sqrt{\left(\frac{M.\rho_A}{I_p}\right)^2 + \left(\frac{P_{цп}}{F}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4207.10^3.97{,}2}{866900}\right)^2 + \left(\frac{97{,}83.10^3}{235{,}2}\right)^2} =$$

$$= \sqrt{470^2 + 420^2} = 630 \text{ кгс/см}^2 < [\tau_u].$$

Касательные напряжения в т. В

$$\tau_в = \frac{M.\rho_в}{I_р} + \frac{P_{цп}}{F} = \frac{4207.10^3.40,5}{866900} + \frac{97,83.10^3}{235,2} = 610 \text{ кгс/см}^2 ;$$

Материал кронштейна - сталь 09Г2С с пределом текучести $\sigma_т$ = 3500 кгс/см^2.

Допускаемые напряжения для сварных швов

$$[\tau_и] = 0,6.\frac{\sigma_т}{n_и} = 0,6.\frac{3500}{1,2} = 1750 \text{ кгс/см}^2 ,$$

где n_u - запас прочности при испытании.

Синхроканаты

Синхроканаты воспринимают вес стрелы за вычетом нижней секции и штока гидроцилиндра (G_c') , а также разность усилий в гидроцилиндрах (ΔР), возникающую в связи с возможным неравенством к.п.д. цилиндров. Ориентировочно принято ΔР = 1 тс.

Усилие в одном канате

$$S_K = \frac{1}{4}\left(G_c' + \Delta P\right) = \frac{1}{4}\left(5,8 + 1\right) = 1,7 \text{ тс.}$$

Необходимое разрывное усилие каната в целом

$S_р = S_К$. n = 1,7 . 3,5 = 5,95 тс.

Выбран канат 13,0-180 ГОСТ 2688 с разрывным усилием каната в целом $S_р$ = 9,085 тс.

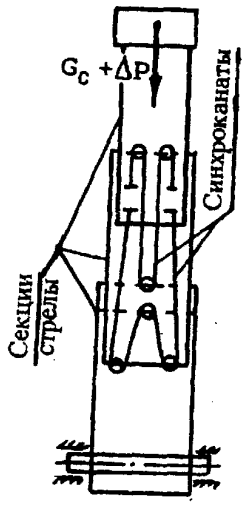


Рис. 39.
Схема установки синхроканатов

Расчет деталей стрелы на изгиб и смятие

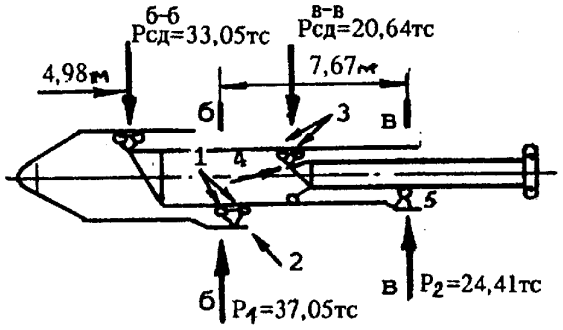


Рис. 40.
Расчетная схема

$$P_1 = P_{сд}^{б-б} + \frac{M_x^{а-а} - M_x^{б-б}}{4,98} = 33,05 + \frac{86,01 - 66,1}{4,98} = 37,05 \text{ тс};$$

$$P_2 = P_{сд}^{в-в} + \frac{M_x^{б-б} - M_x^{в-в}}{7,67} = 20,64 + \frac{66,1 - 37,15}{7,67} = 24,41 \text{ тс}.$$

Рассматриваем расчетный случай 3: (стрела 25 м; груз 14 тс; вылет 4,2 м), при котором на катки действуют максимальные усилия $P_{сд}^{б-б}$ =33,05 тс; P_1=37,05 тс; $P_{сд}^{в-в}$=20,64 тс и P_2=24,41 тс. При подъеме испытательного груза, равного Qx1,4 (перегруз 40%), считаем, что $P_{сд}^{б-б}$; P_1; $P_{сд}^{в-в}$; P_2 соответственно равны: $P_{сд}^{б-б}$. 1,4; P_1 . 1,4; $P_{сд}^{б-б}$. 1,4 и P_2 . 1,4.

$P_1 = 37,05 \cdot 1,4 = 51,87$ тс - сила, действующая на ось 2 ;

$\frac{P_1}{4} = \frac{51,87}{4} = 12,96$ тс - сила, действующая на ось I.

Ось I (∅ 50)

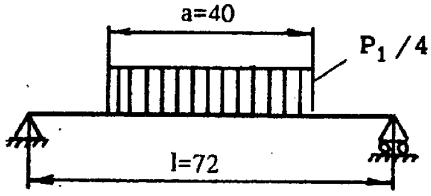


Рис. 41.
Расчетная схема

Максимальный изгибающий момент равен

$$M_{изг} = \frac{P_1}{4} \cdot \frac{(2l - a)}{8} = \frac{12960 \cdot (2.7,2 - 4,0)}{8} = 16860 \text{ кгс.см};$$

$W = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 5,0^3 = 12,5 \text{ см}^3$;

Напряжение изгиба

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{изг}}{W} = \frac{16860}{12,5} = 1350 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma].$$

Материал оси - сталь 40Х.

$\sigma_т = 6700$ кгс/см^2 - предел текучести при d=50 мм.

Допускаемые напряжения

$$[\sigma] = \frac{\sigma_т}{n} = \frac{6700}{1,2} = 5580 \text{ кгс/см}^2,$$

где

n = 1,2 - коэффициент запаса прочности при подъеме испытательного груза.

Напряжение смятия щеки

$$\sigma_{см} = \frac{P_1}{8.d.t} = \frac{51870}{8.5,0.1,2} = 1080 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_{см}].$$

Материал щеки - сталь 09Г2С.

$\sigma_т = 3300$ кгс/см^2 - предел текучести при толщине щеки t=12 мм.

$$[\sigma_{см}] = 0,75.\frac{\sigma_т}{n} = 0,75.\frac{3300}{1,2} = 2060 \text{ кгс/см}^2.$$

Ось 2 (∅ 80 мм)

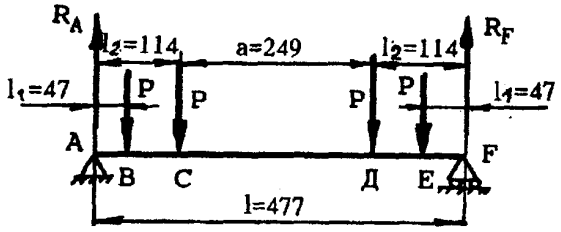


Рис. 42.
Расчетная схема

$$P = \frac{P_1}{4} = \frac{51870}{4} = 12967 \text{ кгс};$$

$R_F = R_A = 2P = 25935$ кгс.

Определим максимальный изгибающий момент

$M_B = M_E = 2P \cdot l_1 = 25935 \cdot 4,7 = 121900$ кгс.см;

$M_C = M_Д = P(l_2+l_1) = 12967\ (11,4+4,7) = 208800$ кгс.см;

$W = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 8,0^3 = 51,2$ см^3.

Напряжение изгиба

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{208800}{51,2} = 4080 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma].$$

Материал оси 2 - сталь 40Х.

$\sigma_т$ = 6000 кгс/см² - предел текучести при d=80 мм.

$[\sigma] = \frac{\sigma_т}{n} = \frac{6000}{1,2} = 5000$ кгс/см² - допускаемое напряжение.

Напряжение смятия щеки

$$\sigma_{см} = \frac{P_1}{4.d.t} = \frac{51870}{4.8,0.1,0} = 1620 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma].$$

Материал щеки - сталь 09Г2С.

$\sigma_т$ = 3500 кгс/см² - предел текучести при t=8 мм.

Допускаемые напряжения

$$[\sigma_{см}] = 0,75.\frac{\sigma_т}{n} = 0,75.\frac{3500}{1,2} = 2190 \text{ кгс/см}^2.$$

Сила, действующая на ось 3 -

$$\frac{P_{сд}^{б-б}}{4} = \frac{20,64.1,4}{4} = 7,225 \text{ тс}.$$

Сила, действующая на ось 4 -

$$P_{сд}^{б-б} = 20,64 \cdot 1,4 = 28,90 \text{ тс}.$$

Ось 3 (∅ 40)

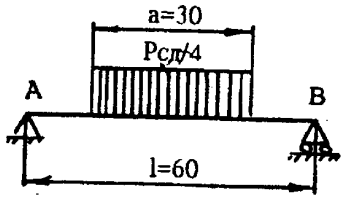


Рис. 43.
Расчетная схема

Максимальный изгибающий момент

$$M_{max} = \frac{P_{сд}^{б-б}}{4}.\frac{2l-a}{8} = \frac{7225(2.6,0-3,0)}{8} = 8128 \text{ кгс.см};$$

$W = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 4,0^3 = 6,4$ см³.

Напряжение изгиба

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{8128}{6,4} = 1270 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma].$$

Материал оси - сталь 35.

Предел текучести $\sigma_т$= 3200 кгс/см² при d=40 мм.

Допускаемые напряжения

$$[\sigma] = \frac{\sigma_т}{n} = \frac{3200}{1,2} = 2670 \text{ кгс/см}^2.$$

Напряжение смятия серьги

$$\sigma_{см} = \frac{P_{сд}^{в-в}}{8.d.t} = \frac{28900}{8.4,0.1,0} = 900 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_{см}].$$

Материал серьги - сталь 09Г2С.

$\sigma_т$ = 3500 кгс/см² - предел текучести при t=10 мм.

Допускаемое напряжение

$$[\sigma_{см}] = 0,75.\frac{3200}{1,2} = 2000 \text{ кгс/см}^2.$$

Ось 4 (∅ 50)

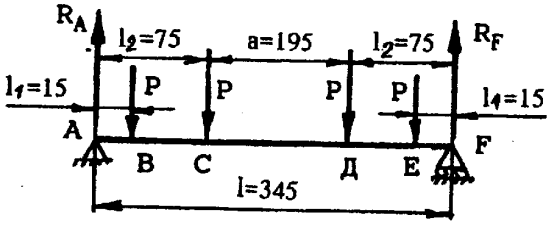


Рис. 44.
Расчетная схема

$$P = \frac{P_{сд}^{в-в}}{4} = \frac{28900}{4} = 7225 \text{ кгс};$$

$R_F = R_A = 2P = 14450$ кгс.

Максимальный изгибающий момент

$M_c = M_д = P(l_2+l_1) = 7225 .(7,5+1,5) = 65025$ кгс.см.

Напряжение изгиба

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{65025}{12,5} = 5200 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma].$$

Материал оси - сталь 40Х.

$\sigma_т$ = 6700 кгс/см² - предел текучести при d=50 мм.

Допускаемое напряжение

$$[\sigma] = \frac{6700}{1,2} = 5580 \text{ кгс/см}^2.$$

Напряжение смятия серьги

$$\sigma_{см} = \frac{P_{сд}^{в-в}}{4.d.t} = \frac{28900}{4.5,0.1,0} = 1450 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma].$$

Материал серьги - сталь 09Г2С.

$\sigma_т$ = 3500 кгс/см² - предел текучести при t=10 мм.

Допускаемое напряжение

$$[\sigma_{см}] = 0,75.\frac{\sigma_т}{n} = 0,75.\frac{3500}{1,2} = 2190 \text{ кгс/см}^2.$$

. Напряжение изгиба серьги

$$\sigma'_{изг} = \frac{M_{изг}}{W}.$$

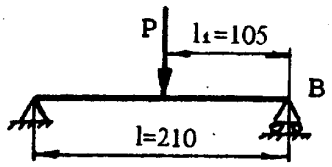


Рис. 45.
Расчетная схема

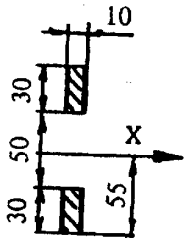


Рис. 46.
Сечение серьги

$$P = \frac{P_{сд}^{в\text{-}в}}{4} = \frac{28900}{4} = 7225 \text{ кгс};$$

$$M_{изг} = \frac{P.l}{4} = \frac{7225.21}{4} = 37930 \text{ кгс.см};$$

$$W = \frac{I_x}{y_{max}} = \frac{100,5}{5,5} = 18,3 \text{ см}^3;$$

$$I_x = \frac{1,0.11^3}{12} - \frac{1,0.5^3}{12} = 100,5 \text{ см}^4;$$

$$y = 5,5 \text{ см}.$$

$$\sigma'_{изг} = \frac{37930}{18,3} = 2070 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma].$$

Местные напряжения проушины

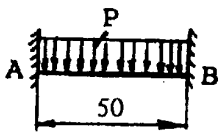


Рис. 47.
Расчетная схема

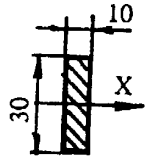


Рис. 48.
Сечение проушины

$$M_{изг} = \frac{P.l}{24} = \frac{7225.5}{24} = 1500 \text{ кгс.см};$$

$$\sigma''_{изг} = \frac{M_{изг}}{W} = \frac{1500}{1,5} = 1000 \text{ кгс/см}^2;$$

$$W = \frac{b.h^2}{6} = \frac{1,0.3,0^2}{6} = 1,5 \text{ см}^3.$$

Суммарные напряжения

$\sigma_{изг} = \sigma'_{изг} = \sigma''_{изг} = 2070 + 1000 = 3070$ кгс/см^2 $< [\sigma]$.

Материал серьги - сталь 10ХСНД.
$\sigma_т$ = 4000 кгс/см² - предел текучести при t=10 мм.

Допускаемое напряжение

$$[\sigma] = \frac{4000}{1,2} = 3330 \text{ кгс/см}^2.$$

Проверка прочности щеки

Напряжение изгиба щеки

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{изг}}{W}.$$

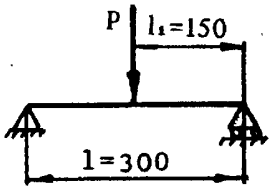


Рис. 49.
Расчетная схема

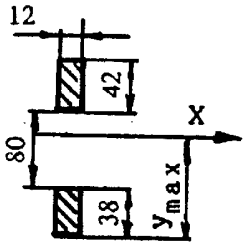


Рис. 50.
Сечение щеки

$$P = \frac{P_1}{4} = \frac{51870}{4} = 12967 \text{ кгс};$$

$$M_{изг} = \frac{P.l}{4} = \frac{12967.30}{4} = 97256 \text{ кгс.см};$$

$$W = \frac{I_x}{y_{max}} = \frac{357,6}{8,2} = 43,6 \text{ см}^3;$$

$$y_{max} = \frac{1,2.4,2.13,9 + 1,2.3,8.1,9}{1,2.4,2 + 1,2.3,8} = 8,2 \text{ см};$$

$$I_x = \frac{1,2.4,2^3}{12} + \frac{1,2.3,8^3}{12} + 1,2.4,2.5,7^2 + 1,2.3,8.6,3^2 = 357,6 \text{ см}^4;$$

$$\sigma_{изг} = \frac{97256}{43,6} = 2230 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma].$$

Материал щеки - сталь 09Г2С.
$\sigma_т$ = 3300 кгс/см² - предел текучести при t=12 мм.

Допускаемое напряжение

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{3300}{1,2} = 2750 \text{ кгс/см}^2.$$

Определение контактных напряжений в катках

$$\sigma_{max} = 0{,}42\sqrt{\frac{P.E}{B.r}} \le [\sigma],$$

где

P - наибольшая нагрузка на каток;

B - длина катка;

E=2,1 . 10^6 кгс/см^2 - модуль упругости;

r - радиус катка;

[σ] - допускаемые напряжения (см. табл. 37, стр. 238, "Справочник по кранам", т. I).

Каток

Сила, действующая на каток (сечение б-б)

$$P = \frac{P_1}{4} = \frac{51{,}87}{4} = 12{,}98 \text{ тс};$$

B = 5,0 см;

r = 7,5 см.

Величина контактного напряжения

$$\sigma_{max} = 0{,}42\sqrt{\frac{12980.2{,}1.10^6}{5.7{,}5}} = 11320 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma].$$

Материал катка - сталь 45.

$$[\sigma] = 12000 \text{ кгс/см}^2.$$

Каток

Сила, действующая на каток (сечение в-в)

$$P = \frac{28{,}90}{4} = 7{,}22 \text{ тс};$$

B = 4,3 см;

r = 6,5 см.

Величина контактного напряжения

$$\sigma_{max} = 0{,}42\sqrt{\frac{7220.2{,}1.10^6}{4{,}3.6{,}5}} = 9782 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma].$$

Материал катка - сталь 45.

$$[\sigma] = 12000 \text{ кгс/см}^2.$$

Каток

Сила, действующая на каток

$$P = \frac{34,17}{2} = 17,09 \text{ тс};$$

B = 4,6 см;
r = 9,0 см;

$$\sigma_{max} = 0,42\sqrt{\frac{17090.2,1.10^6}{4,6.9}} = 12370 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma].$$

Материал катка - сталь 45.
$[\sigma]$ = 13200кгс/см² (см. примечание табл. 3.7, стр. 238, "Справочник по кранам", т.I).

Расчет подшипников стрелы на долговечность

Долговечность h, условная радиальная нагрузка Q и число оборотов катка n связаны зависимостью

$$Q \cdot (n \cdot h)^{0,3} = C,$$

где C - постоянная, называемая коэффициентом работоспособности подшипника.

$$Q = K_{экв} \cdot K_к \cdot K_б \cdot K_т \cdot P,$$

где $K_{экв}$=0,55 - коэффициент эквивалентности;
$K_к$=1,35 - кинематический коэффициент, учитывающий влияние вращения внутреннего или наружного кольца подшипника качения на его долговечность;
$K_б$=1,3 - динамический коэффициент, учитывающий влияние динамических условий работы, характерных для различных машин;
$K_т$=1 - коэффициент, учитывающий влияние на долговечность подшипника температурного режима работы.

Подшипник 3608 ГОСТ 5721

C = 120000; $Q_{ст}$= 6700 кгс; P = 5160 кгс < $Q_{ст}$.

Q = 0,55 . 1,35 . 1,3 . 1 . 5160 = 4980 кгс.

$$n = \frac{30.V}{\pi.R} = \frac{30.0,0165.1000}{3,14.65} = 2,4 \text{ об/мин},$$

где V = 0,0165 м/сек - скорость выдвижения секции стрелы;
R = 65 мм - радиус катка.

Долговечность подшипника

$$4980 \cdot (2,4 \cdot h)^{0,3} = 120000.$$

$$\lg h = \frac{\lg 120000 - \lg 4980 - 0,3\lg 2,4}{0,3} = \frac{5,0792 - 36972 - 0,3.0,3802}{0,3} = 4,2265.$$

h= 16850 час.

Подшипник 3516 ГОСТ 5721

C = 188000; Q_{cm} = 11500 кгс; P = 12200 кгс.
P > Q_{cm} на 6,5 %, что допустимо.

$$n = \frac{30.V}{\pi.R} = \frac{30.0,0165.1000}{3,14.90} = 1,8 \text{ об/мин},$$

где V = 0,0165 м/сек;
R = 90 мм;
Q = 0,55 . 1,35 . 1,3 . 12200= 11780 кгс.

Долговечность подшипника

$$11780.(1,8.h)^{0,3}=188000.$$

$$\lg h = \frac{\lg 188000 - \lg 11780 - 0,3\lg 1,8}{0,3} = \frac{5,2742 - 4,0712 - 0,3.0,2553}{0,3} = 3,7547;$$

h = 5680 час.

Подшипник 3610 ГОСТ 5721

C = 182000; Q_{cm} = 10500 кгс; P = 9260 кгс < Q_{cm} ;
Q = 0,55 . 1,35 . 1,3 . 9260 = 8940 кгс;

$$n = \frac{30.V}{\pi.R} = \frac{30.0,0165.1000}{3,14.75} = 2,1 \text{ об/мин};$$

где V = 0,0165 м/сек;
R = 75 мм.

Долговечность подшипника

$$8940 \cdot (2,1 \cdot h)^{0,3} = 182000;$$

$$\lg h = \frac{\lg 182000 - \lg 8940 - 0,3.\lg 2,1}{0,3} = \frac{5,2601 - 3,9513 - 0,3.0,3222}{0,3} = 4,0405.$$

h = 11000 час.

Глава XII. СТРЕЛОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ НА ГИБКОМ ПОДВЕСЕ

Проектом предусмотрены следующие виды сменного рабочего оборудования.

1. Стреловое оборудование

Стрелы L_c=15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55 м работают без гуськов и (кроме L_c=15, 45, 50, 55 м) с неуправляемым гуськом $L_г$=20 м.

2. Башенное оборудование.

Стрелы-башни L_c=25*, 30, 35, 40 м работают с тяжелыми гуськами $L_г$ = 15, 20, 25, 30 м.

Наклон башни к вертикальной оси крана $\alpha=1{,}5^0$.

3. Мачтово-стреловое оборудование.

Стрелы L_c=45, 50, 55 м работают с легким гуськом $L_г$=30 м. Наклон стрелы к вертикальной оси крана $\alpha=6^0$.

Основные технические данные

Скорость вращения поворотной части

n = 0,45 об/мин.

Вес стрел G_c и коэффициенты приведения K_c

Таблица 1

L_c, м	15	20	25	30	35	40	45	50	55
G_c,тс	6,3	7,66	8,76	10,1	11,1	12,46	12,04	12,73	13,26
K_c	0,6	0,59	0,58	0,56	0,54	0,52	0,47	0,45	0,44

Вес гуськов $G_г$ и коэффициенты приведения $K_г$

Таблица 2

	Тяжелые				Легкий
$L_г$, м	15	20	25	30	30
$G_г$, тс	3,34	3,87	4,56	5,24	3,59
$K_г$	0,60	0,59	0,58	0,57	0,50

Вес укосин

$G_{ук}$ = 1,91 тс - для стрел 15, 20, 25, 30, 35 и 40 м;
$G_{ук}$ = 1,09 тс - для стрел 45, 50 и 55 м.

---

*) Гусек $L_г$=30 м на башне L_c=25 м не устанавливается.

Вес крюковых подвесок $G_{кр}$:

грузоподъемностью 100 тс - 1,54 тс;

- « - 63 тс - 1,42 тс;

- « - 25 тс - 0,88 тс.

Вес полиспаста управления гуськом $G_{пг}$

Таблица 3

$L_г$, м	15	20	25	30
$G_{пг}$, тс	1,1	1,2	1,35	1,5

Допустимый при работе крана со стреловым оборудованием скоростной напор ветра

$$q_0 = 15 \text{ кгс/м}^2 .$$

Для стрел 15 и 20 м допускаются порывы ветра до 20 м/сек при скоростном напоре ветра

$$q_0 = 25 \text{ кгс/м}^2 .$$

Допустимый при работе крана с башенным и мачтово-стреловым оборудованием скоростной напор ветра

$$q_0 = 11 \text{ кгс/м}^2 .$$

Допустимый при работе на выносных опорах наклон крана:

- со стреловым оборудованием $\alpha' = 1^0 30'$,
- с башенным оборудованием $\alpha' = 1^0$,
- с мачтово-стреловым оборудованием $\alpha' = 1^0$.

Канаты, используемые на кране.

Таблица 4

Назначение каната	Конструкция каната	Разрывное усилие каната в целом, кгс
Канат главного подъема	30-Г-I-Н-180 ГОСТ 7669	58400
Канат вспомогательного подъема		
Канат стрелоподъемного полиспаста	26,5-Г-I-Н-180 ГОСТ 7669	45250
Оттяжки для стрел	37-Г-I-Н-170 ГОСТ 7667	90050
Оттяжки полиспаста управления гуськом	37-Г-I-Н-170 ГОСТ 7667	90050

Назначение каната	Конструкция каната	Разрывное усилие каната в целом, кгс
Оттяжки крепления тяжелого управляемого гуська к стреле	37-Г-I-Н-170 ГОСТ 7667	90050
Оттяжки крепления легкого управляемого гуська к стреле	37-Г-I-Н-170 ГОСТ 7667	90050
Оттяжки крепления тяжелого неуправляемого гуська к стреле	37-Г-I-Н-170 ГОСТ 7667	90050
Упор стрелы	37-Г-I-Н-170 ГОСТ 7667	90050
Канат полиспаста управления гуськом	30-Г-I-Н-170 ГОСТ 7669	57300
Оттяжка тяжелого неуправляемого гуська	30-Н-180-I ГОСТ 7669	58400

Материал поясов стрел – сталь 10ХСНД с пределом текучести $G_т = 4000$ кгс/см^2.

Материал раскосов стрел – сталь 20 с пределом текучести $G_т = 2500$ кгс/см^2.

Кратность полиспаста управления гуськом

$$m_г = 8.$$

Кратность стрелоподъемного полиспаста

$$m_1 = 14 .$$

Вес стрелоподъемного полиспаста для стрел

$L_c = 20$ м	-	$G_п = 2{,}2$ тс;
$L_c = 30$ м	-	$G_п = 2{,}7$ тс;
$L_c = 40$ м	-	$G_п = 3{,}1$ тс;
$L_c = 55$ м	-	$G_п = 3{,}1$ тс.

Прочность поясов проверена для следующих расчетных случаев

Таблица 5

Расчетный случай	Длина		Груз	Вылеты		Угол	Кратность грузового полиспаста, m	Вид сменного рабочего оборудования
	стрелы L_c	гуська $L_г$	Q	гуська $l_г$	стрелы l_c	α'		
-	м	м	тс	м	м	град.	-	-
1.	20	-	100,0	-	6,0	$1^0 30'$	10	Стреловое оборудование
2	30	15	52,0	8,0	2,75	1^0	5	Башенное оборудование
3		20	42,0	8,5			4	
4		25	34,0	10,0			4	
5		30	25,0	12,5			3	
6	40	15	42,0	9,0	3,01		4	
7		20	32,5	11,5			3	
8		25	31,5	10,5			3	
9		30	25,0	12,5			3	
10	55	30	12,0	18,5	7,75	1^0	2	Мачтово-стреловое оборудование

Прочность раскосов проверена для следующих расчетных случаев

Таблица 6

	Длина		Груз	Вылеты		Угол	Кратность грузового полиспаста, m	Вид сменного рабочего оборудования
	стрелы L_c	гуська $L_г$	Q	гуська $l_г$	стрелы l_c	α'		
-	м	м	тс	м	м	град.	-	-
$1'$	30	15	13,5	16,5	2,75	1^0	5	Башенное оборудование
$2'$		20	10,0	21,5			4	
$3'$		25	5,5	26,5			4	
$4'$		30	3,5	31,0			3	
$5'$	40	15	11,2	16,5	3,01		4	
$6'$		20	10,0	22,0			3	
$7'$		25	6,0	27,0			3	
$8'$		30	3,0	31,5			3	
$9'$	55	30	0,8	32,0	7,75	1^0	2	Мачтово-стреловое оборудование

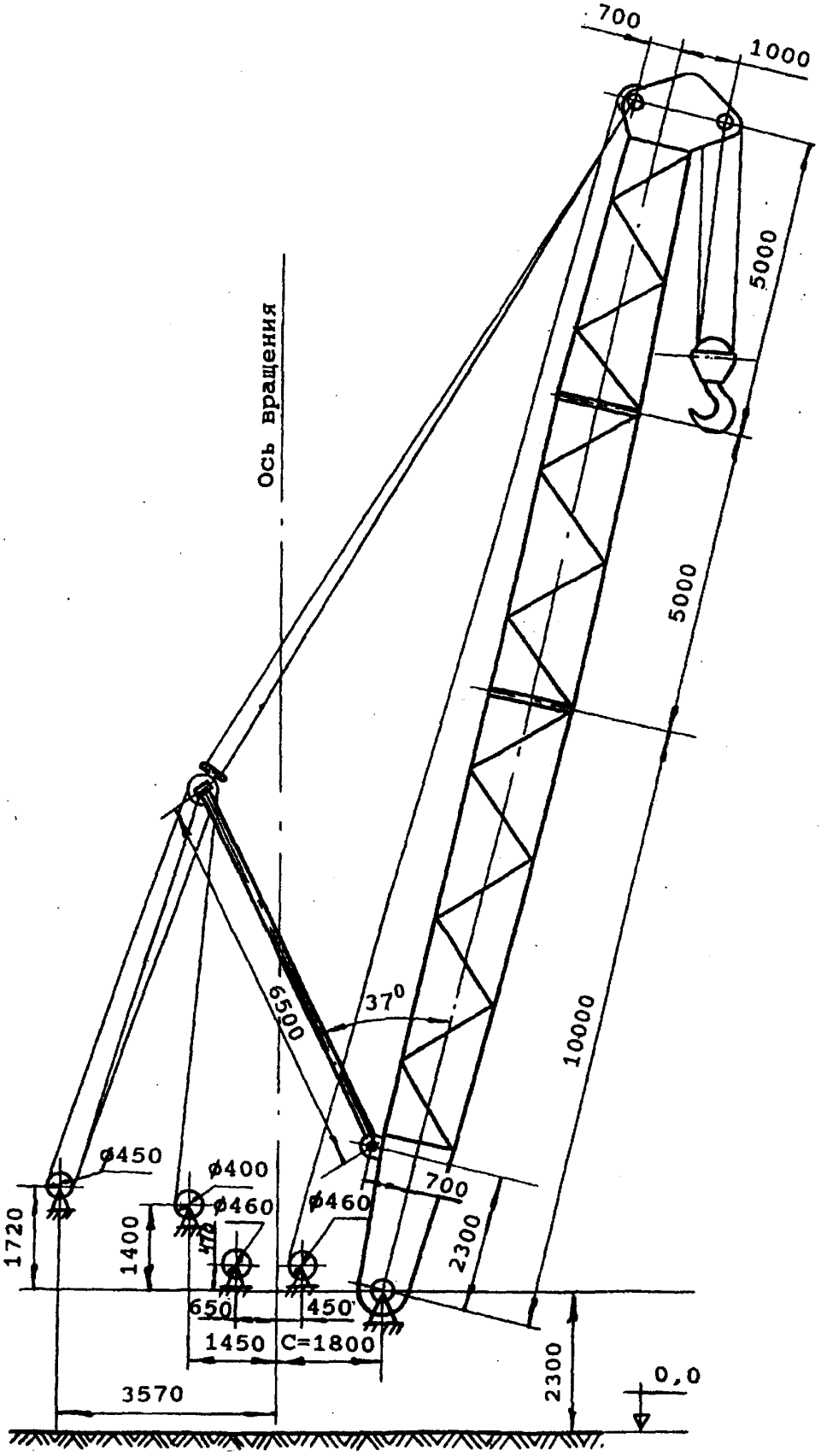


Рис. 1. Стрела 20 м

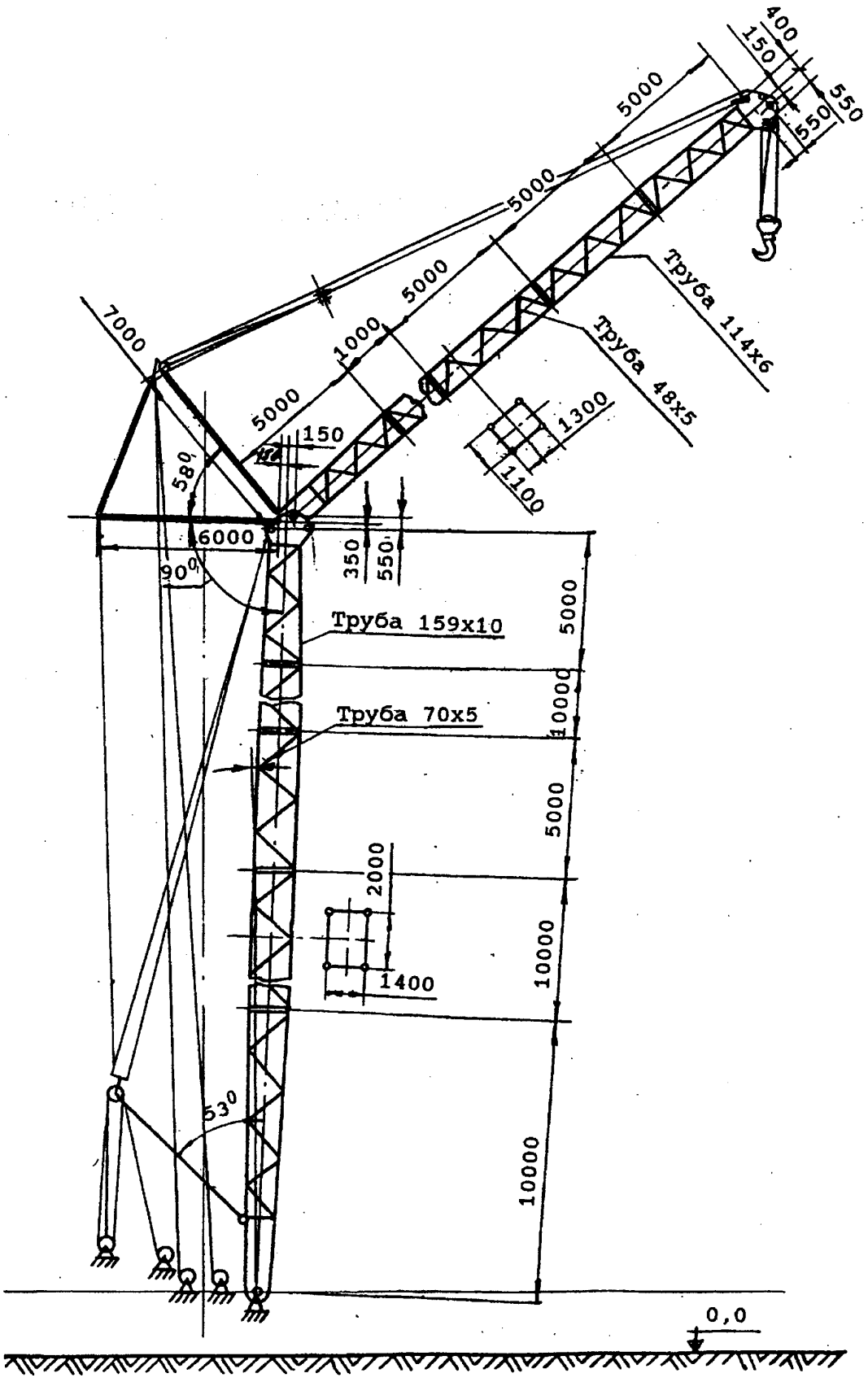


Рис. 2. Башня 40 м с гуськом 30 м

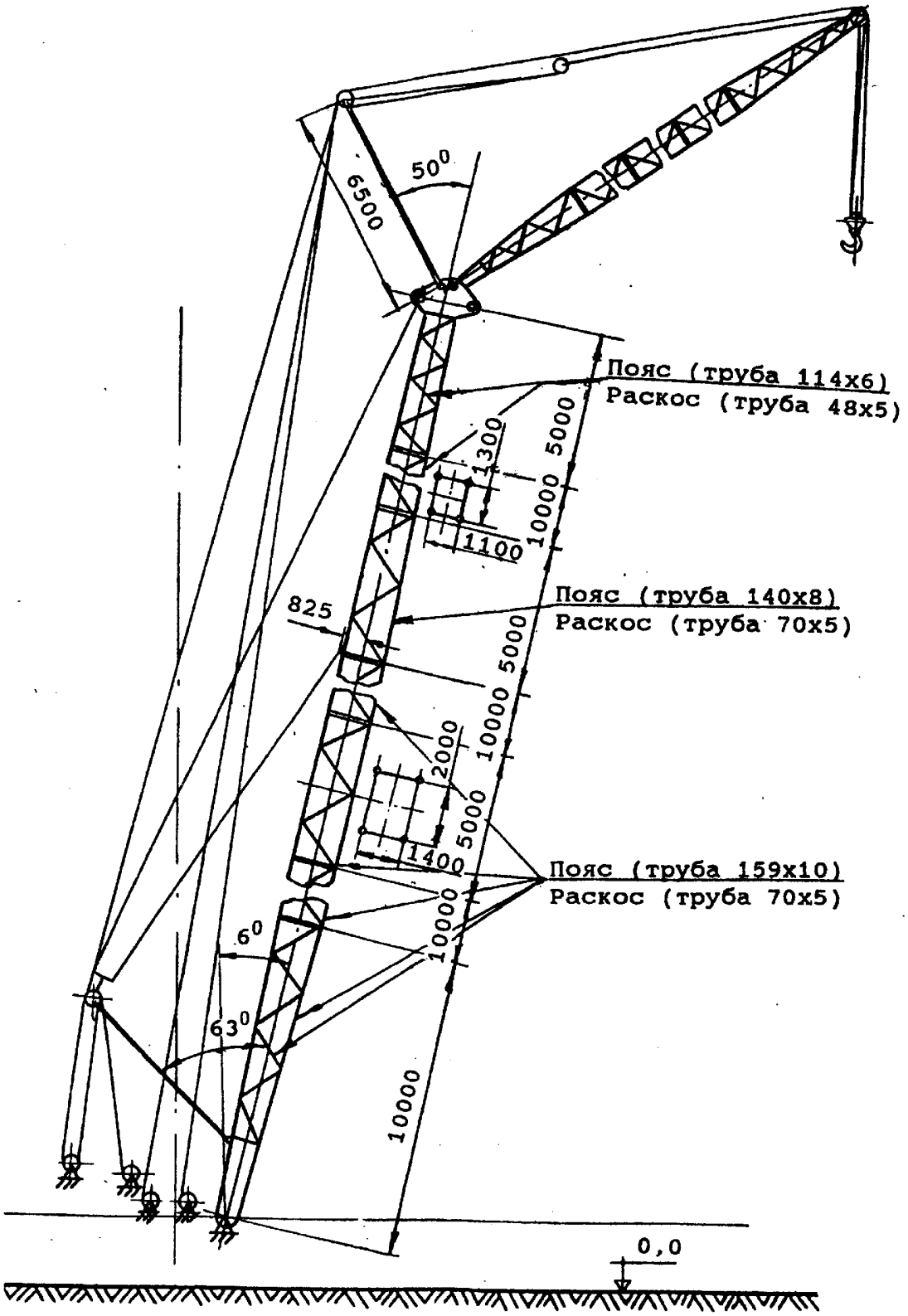


Рис. 3.
Стрела 55 м с гуськом 30 м

Углы наклона стрел и гуськов

1. Стреловое оборудование

$$\alpha = arc\ \sin\frac{l_c - C_0}{\sqrt{L_c^2 + C_1^2}} - arc\ tg\frac{C_1}{L_c},$$

где C_0=1,8 м;
C_1=1,0 м.

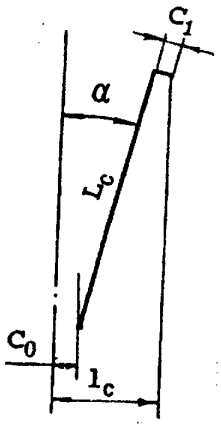


Рис. 4.
Схема углов наклона стрел стрелового оборудования

2. Башенное оборудование

$\alpha = 1^0 30'$;

$$\beta_0 = arc\ \sin\frac{l_г - l_c}{\sqrt{L_г^2 + C_3^2}} - arc\ tg\frac{C_3}{L_г},$$

где

$l_c = C_0 + (L_c + e)\sin 1^0 30' + C_2$;
C_2=0,15 м;
C_3=0,55 м;
e = 0,55 м;
$\gamma = \beta_0 - \alpha$.

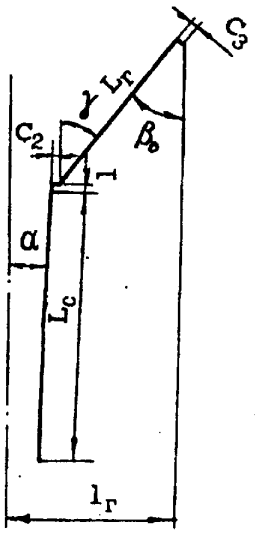


Рис. 5.
Схема углов наклона стрел и гуськов башенного и мачтово-стрелового оборудования

3. Мачтово-стреловое оборудование

$\alpha = 6^0$;

$$\beta_0 = arc\ \sin\frac{l_г - l_c}{L_c},$$

где

$$l_c = C_0 + (L_c + e).\sin 6^0 + C_2;$$

$C_3 = 0$; $C_2 = 0{,}15$ м; e = 0,55 м;
$\gamma = \beta_0 - \alpha$.

Углы α, β и γ определены в таблице 7.

Таблица 7

Расчетный случай	l_c	L_c	α	$l_т$	$L_т$	$\frac{l-l_c}{\sqrt{L^2+C_3^2}}$	$\frac{C_3}{L_т}$	β_0	$\sin\beta_0$	$\cos\beta_0$	γ	$\sin\gamma$	$\cos\gamma$
-	м	м	град.	м	м	-	-	град.	-	-	град.	-	-
1	6,0	20	$9^0 12'$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2				8,0	15	0,3498	0,0367	$18^0 24'$	0,3156	0,9489	$16^0 54'$	0,2907	0,9568
3				8,5	20	0,2874	0,0275	$15^0 06'$	0,2605	0,9655	$13^0 36'$	0,2351	0,9720
4	2,75	30		10,0	25	0,2899	0,0220	$15^0 36'$	0,2689	0,9632	$14^0 06'$	0,2436	0,9699
5				12,5	30	0,3249	0,0183	$17^0 54'$	0,3074	0,9516	$16^0 24'$	0,2823	0,9593
6			$1^0 30'$	9,0	15	0,3991	0,0367	$21^0 24'$	0,3649	0,9311	$19^0 54'$	0,3404	0,9403
7				11,5	20	0,4243	0,0275	$23^0 30'$	0,3987	0,9171	22^0	0,3746	0,9272
8	3,01	40		10,5	25	0,2995	0,0220	$16^0 06'$	0,2773	0,9608	$14^0 36'$	0,2521	0,9677
9				12,5	30	0,3163	0,0183	$17^0 24'$	0,2990	0,9542	$15^0 54'$	0,2740	0,9617
10	7,75	55	6^0	18,5	30	0,3583	0	21^0	0,3584	0,9336	15^0	0,2588	0,9659
1′				16,5	15	0,9161	0,0367	$64^0 18'$	0,9011	0,4337	$62^0 48'$	0,8894	0,4571
2′	2,75	30	$1^0 30'$	21,5	20	0,9371	0,0275	68^0	0,9272	0,3746	$66^0 30'$	0,9171	0,3987
3′				26,5	25	0,9498	0,0220	$70^0 24'$	0,9421	0,3355	$68^0 54'$	0,9330	0,3600
4′				31,0	30	0,9415	0,0183	$69^0 18'$	0,9354	0,3535	$67^0 48'$	0,9259	0,3778
5′				16,5	15	0,8987	0,0367	$61^0 54'$	0,8821	0,4710	$60^0 24'$	0,8695	0,4939
6′				22,0	20	0,9491	0,0275	$70^0 06'$	0,9403	0,3404	$68^0 36'$	0,9311	0,3649
7′	3,01	40	$1^0 30'$	27,0	25	0,9594	0,0220	$72^0 18'$	0,9527	0,3040	$70^0 48'$	0,9444	0,3289
8′				31,5	30	0,9495	0,0183	$70^0 42'$	0,9438	0,3305	$69^0 12'$	0,9348	0,3551
9′	7,75	55	6^0	32,0	30	0,8083	0	$53^0 54'$	0,8080	0,5892	$52^0 24'$	0,7923	0,6101

Определение усилия в канате стрело-подъемного полиспаста

Сумма моментов всех сил относительно корня стрелы равна нулю

$$S_n = \rho_3 + S_к \cdot \rho_4 + M = 0 ,$$

где S_n - усилие в стрелоподъемном полиспасте, действующее на неподвижную обойму;

$$S_к = \frac{S_п}{m_1 \cdot \eta_п \cdot \eta} = \frac{S_п}{13 \cdot 0{,}888 \cdot 0{,}98} = 0{,}0884 S_п$$

- максимальное усилие в канате стрелоподъемного полиспаста;

$m_1=13$ - количество ветвей стрелового полиспаста на неподвижной обойме.

$\eta_п = 0{,}888$ - к.п.д. 13-ти кратного полиспаста;

$\eta = 0{,}98$ - к.п.д. направляющего блока;

M - момент сил веса и усилия в грузовом канате.

Усилие в полиспасте

$$S_п = \frac{M}{\rho_3 + 0{,}0884 \cdot \rho_4}.$$

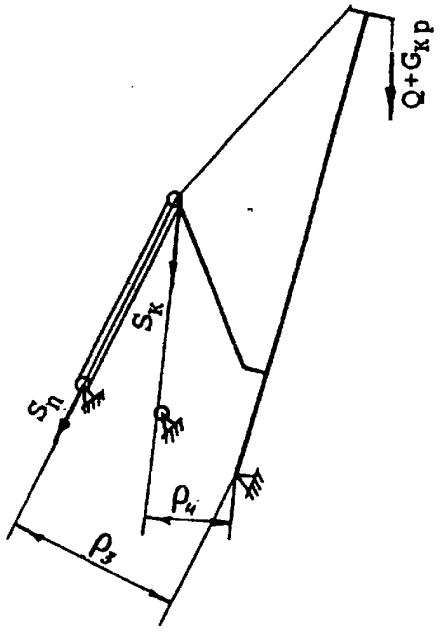


Рис. 6.
Схема усилий в канате стрело-подъемного полиспаста

Стрела 15 м

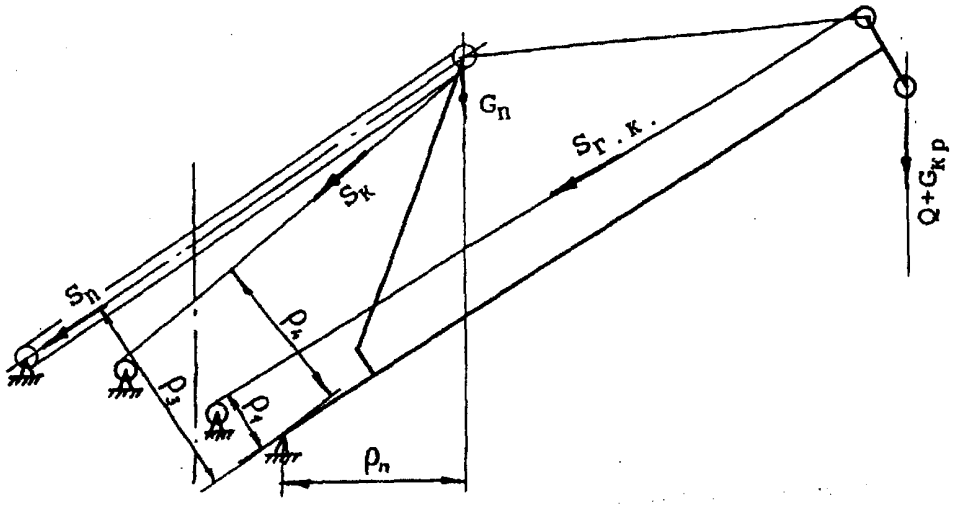


Рис. 7.
Стрела 15 м

Q = 20,5 тс - груз;
l_c = 15 м - вылет стрелы;
G_c = 6,3 тс - вес стрелы;
K_c = 0,6;
$G_п$ = 1,9 тс - вес стрелоподъемного полиспаста;
$G_{кр}$ - вес крюковой обоймы.

Усилие в грузовом канате при опускании груза

$$S_{г.к.} = \frac{Q+G_{кр}}{m \cdot \eta_п} \cdot \eta^{11} = \frac{20,5+1,54}{10 \cdot 0,915} \cdot 0,98^{11} = 1,93 \ тс$$

Усилие в стрелоподъемном полиспасте

$$S_п = \frac{(Q+G_{кр}+K_c \cdot G_c)(l_c - C)+G_п \cdot \rho_п - S_{г.к.} \cdot \rho_1}{\rho_3 + 0,0884 \cdot \rho_4} =$$

$$= \frac{(20,5+1,54+0,6 \cdot 6,3)(15-1,8)+1,9 \cdot 3,9 - 1,93 \cdot 1,35}{4,4+0,0884 \cdot 3,4} = 73,53 \ тс.$$

$$S_к = 0,0884 \cdot S_п = 0,0884 \cdot 73,53 = 6,5 \text{ тс.}$$

Стрела 20 м

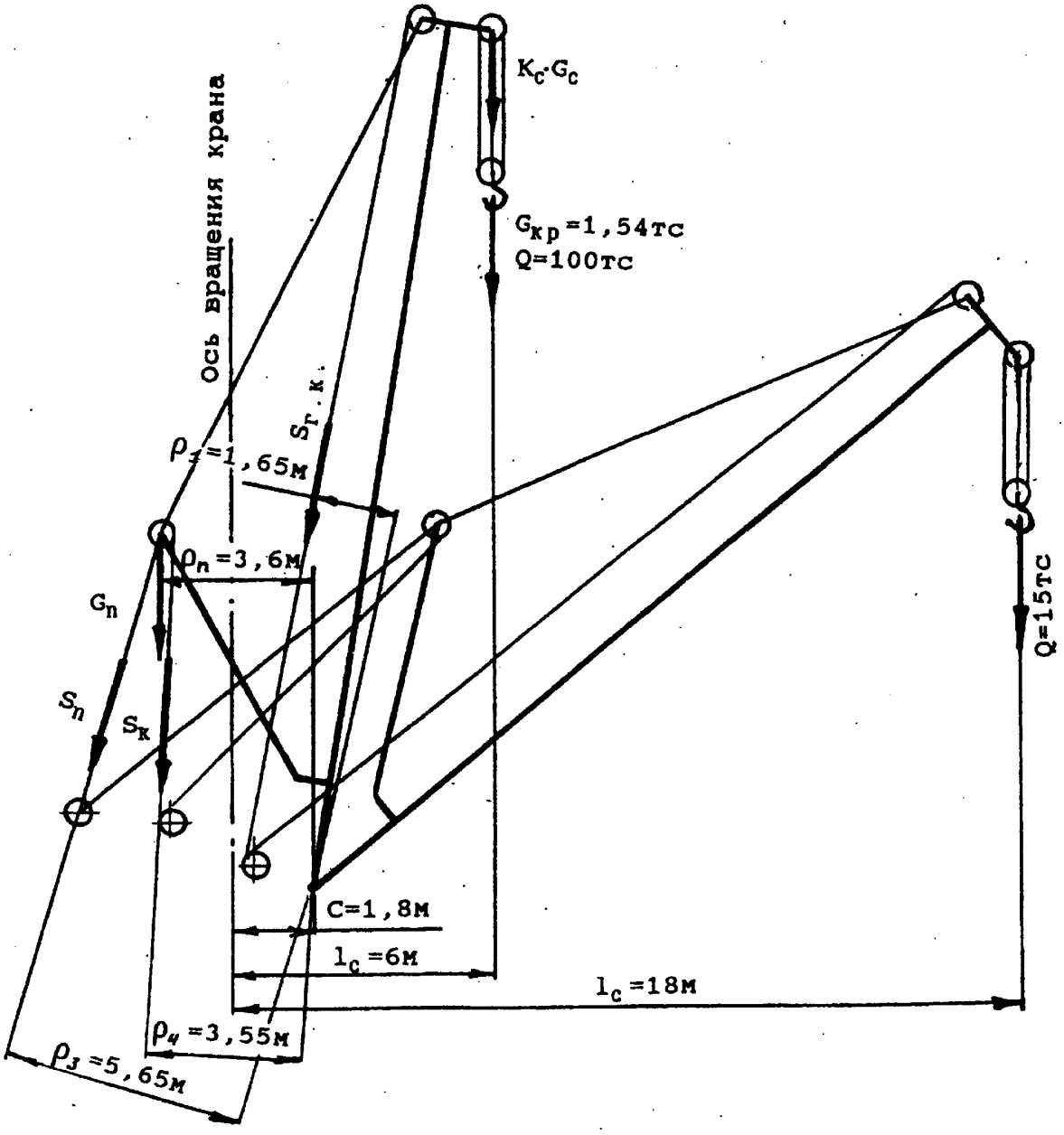


Рис. 8.
Стрела 20 м

Груз Q=100 тс, вылет l_c=6 м.

$$S_{г.к.} = \frac{Q + G_{кр}}{m \cdot \eta_n \cdot \eta^n} = \frac{100 + 1{,}54}{10 \cdot 0{,}915 \cdot 0{,}985^2} = 11{,}44 \ mc;$$

$$S_n = \frac{(Q + G_{кр} + K_C \cdot G_C)(l_C - C) - G_n \cdot \rho_n - S_{г.к.} \cdot \rho_1}{\rho_3 + 0{,}0884 \cdot \rho_4} =$$

$$= \frac{(100 + 1{,}54 + 0{,}59 \cdot 7{,}66)(6 - 1{,}8) - 2{,}2 \cdot 3{,}6 - 11{,}44 \cdot 1{,}65}{5{,}65 + 0{,}0884 \cdot 3{,}55} = 70{,}20 \ mc,$$

где $G_{кр}$ - вес крюковой обоймы;
G_c - вес стрелы;
$G_п$ - вес полиспаста;
m - кратность грузового полиспаста;
η - к.п.д. блока;
n - количество направляющих блоков;
K_c - коэффициент приведения веса стрелы;
$\eta_п$ - к.п.д. грузового полиспаста;

$$S_{т.к.} = 0{,}0884 \cdot S_п = 0{,}0884 \cdot 70{,}20 = 6{,}21 \text{ тс.}$$

Груз Q=15 тс, вылет l_c=18 м.

$$S_{г.к.} = \frac{15 + 1{,}54}{10 \cdot 0{,}915 \cdot 0{,}985^2} = 1{,}86 \ mc;$$

$$S_n = \frac{(15 + 1{,}54 + 7{,}66 \cdot 0{,}59)(18 - 1{,}8) + 2{,}2 \cdot 2{,}6 - 1{,}86 \cdot 1{,}4}{4{,}75 + 0{,}0884 \cdot 3{,}55} = 67{,}99 \ mc;$$

$$S_к = 0{,}0884 \cdot 67{,}99 = 6{,}01 \text{ тс.}$$

Башня 30 м с гуськами 15, 20, 25 и 30 м

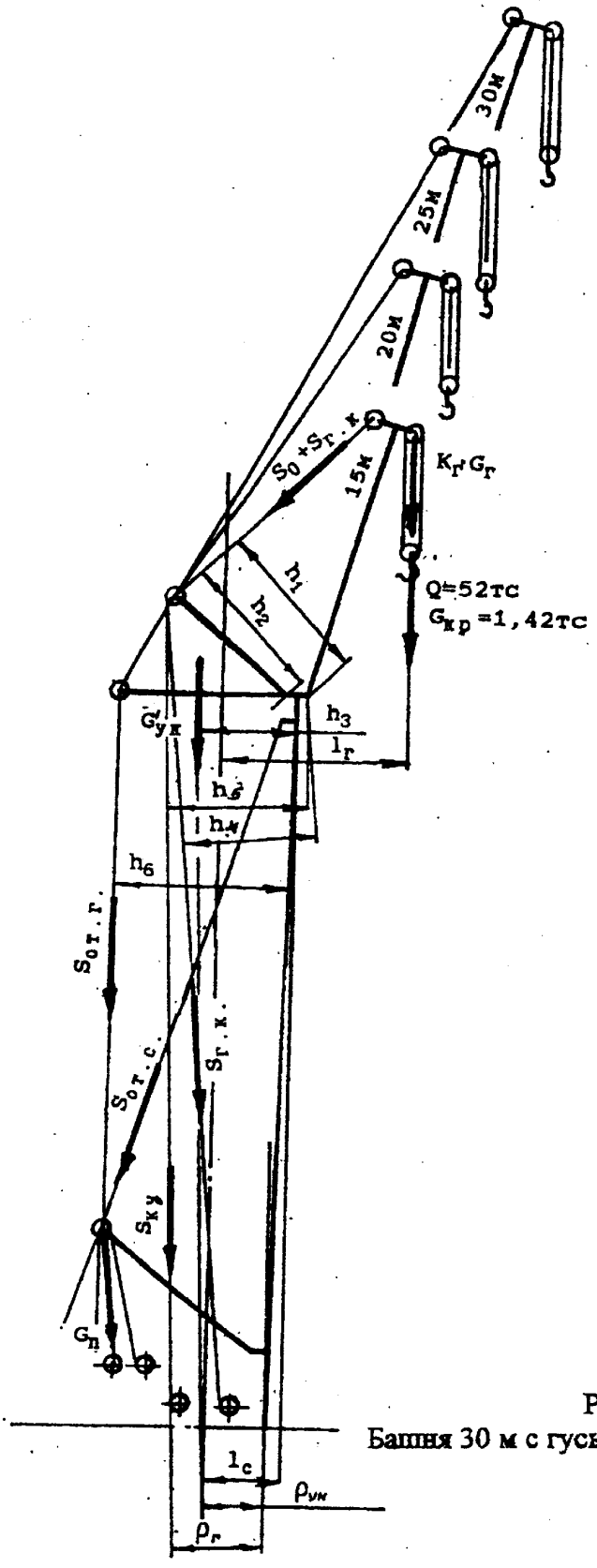


Рис. 9.
Башня 30 м с гуськами 15, 20, 25 и 30 м

Гусек 15 м

$G_г$=3,34 тс; $K_г$= 0,6; $G_{п.г.}$=1,1 тс; $G_{ук}$=1,91 тс;
m =5; $\eta_п$=0,961; η = 0,985; $m_г$ = 8;
$\eta_г$=0,933; Q = 52 тс; $G_{кр}$=1,42 тс; $l_г$=8 м; $l_с$=2,75 м.

$$S_{г.к.} = \frac{Q+G_{КР}}{m\cdot\eta^n\cdot\eta^3} = \frac{52+1,42}{5\cdot0,961\cdot0,985^3} = 11,63\ mc;$$

$$G'_{кр} = G_{кр}+0,4\cdot G_{п.г.} = 1,42+0,4\cdot 11 = 1,86\ тс;$$

$$S_o = \frac{(Q+G'_{КР}+K_г\cdot G_г)(l_г-l_с)}{h_1} - S_{г.к.} = \frac{(52+1,86+0,6\cdot3,34)(8-2,75)}{7,1} - 11,63 = 29,68mc;$$

$$G'_{ук} = G_{ук}+0,6\cdot G_{п.г.} = 1,91+0,6\cdot 1,1 = 2,57\ тс;$$

$$S_{к.у.} = \frac{S_o}{m_г\cdot\eta_г\cdot\eta} = \frac{29,68}{8\cdot0,933\cdot0,985} = 4,04\ mc;$$

$$S_п = \frac{(Q+G'_{КР}+K_г\cdot G_г)(l_г-C)+[K_с\cdot G_с+(1-K_г)\cdot G_г]\cdot(l_с-C)-}{\rho_3+0,0884\cdot\rho_4} +$$

$$+\frac{-G'_{УК}\cdot\rho_{УК}-S_{г.к.}\cdot\rho_1-S_{КУ}\cdot\rho_2-G_п\cdot\rho_п}{\rho_3+0,884\cdot\rho_4} =$$

$$=\frac{(52+1,86+0,6\cdot3,34)(8-1,8)+[0,56\cdot10,1+(1-0,6)\cdot3,34]}{5,2+0,0884\cdot2,75}\times$$

$$\times\frac{(2,75-1,8)-2,57\cdot2,5-11,63\cdot1,6-4,04\cdot2,7-2,7\cdot5,7}{5,2+0,0884\cdot2,75} = 55,44\,mc.$$

$$S_к = 0,0884\cdot S_п = 0,0884\cdot 55,44 = 4,9\ тс;$$

$$S_{отв.г.} = \frac{(S_o+S_{г.к.})\cdot h_2 - G'_{УК}\cdot h_3 - S_{г.к.}\cdot h_4 - S_{КУ}\cdot h_5}{h_6} =$$

$$=\frac{(29,68+11,63)\cdot6,8-2,57\cdot3,2-11,63\cdot3,4-4,04\cdot3,6}{6} = 36,43\ mc.$$

Гусек 20 м

$G_г$=3,87 тс; $K_г$= 0,59; $G_{п.г.}$=1,2 тс; m = 4; $\eta_п$= 0,97;
η = 0,985; Q = 42 тс; $G_{кр}$= 1,42 тс; $l_г$= 8,5 м.

$$S_{г.к.} = \frac{42 + 1{,}42}{4 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}985^3} = 11{,}71 \ mc;$$

$$G'_{кр} = 1{,}42 + 0{,}4 \cdot 1{,}2 = 1{,}9 \text{ тс};$$

$$S_0 = \frac{(42 + 1{,}9 + 0{,}59 \cdot 3{,}87)(8{,}5 - 2{,}75)}{6{,}6} - 11{,}71 = 28{,}53 \ mc;$$

$$G'_{ук} = 1{,}91 + 0{,}6 \cdot 1{,}2 = 2{,}63 \text{ тс};$$

$$S_{ку} = \frac{28{,}53}{8 \cdot 0{,}933 \cdot 0{,}985} = 3{,}88 \ mc;$$

$$S_п = \frac{(42 + 1{,}9 + 0{,}59 \cdot 3{,}87)(8{,}5 - 1{,}8) + [0{,}56 \cdot 10{,}1 + (1 - 0{,}59)3{,}87](2{,}75 - 1{,}8) -}{5{,}2 + 0{,}0884 \cdot 2{,}75} +$$
$$+ \frac{- 2{,}63 \cdot 2{,}5 - 11{,}71 \cdot 1{,}6 - 3{,}88 \cdot 2{,}7 - 2{,}7 \cdot 5{,}7}{5{,}2 + 0{,}0884 \cdot 2{,}75} = 48{,}73 \ mc;$$

$$S_к = 0{,}0884 \cdot 48{,}73 = 4{,}31 \text{ тс};$$

$$S_{оп.г.} = \frac{(28{,}53 + 11{,}71) \cdot 6{,}25 - 2{,}63 \cdot 3{,}2 - 11{,}71 \cdot 3{,}4 - 3{,}88 \cdot 3{,}6}{6} = 31{,}55 \ mc.$$

Гусек 25 м

$G_г$=4,56 тс; $K_г$= 0,58; $G_{п.г.}$=1,35 тс; Q = 34 тс;
$l_г$= 10 м; m =4; $\eta_п$=0,97; η =0,985.

$$S_{г.к.} = \frac{34 + 1{,}42}{4 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}98^3} = 9{,}7 \ mc;$$

$$G'_{кр} = 1{,}42 + 0{,}4 \cdot 1{,}35 = 1{,}96 \text{ тс};$$

$$S_0 = \frac{(34 + 1{,}96 + 0{,}58 \cdot 4{,}56)(10 - 2{,}75)}{6{,}4} - 9{,}7 = 34{,}03 \ mc;$$

$$G'_{ук} = 1,91+0,6 \,.\, 1,35 = 2,72 \text{ тс};$$

$$S_{КУ} = \frac{34,03}{8.0,933.0,98} = 4,65 \ тс;$$

$$S_{п} = \frac{(34+1,96+0,58.4,56)(10-1,8)+[0,57.10,1+(1-0,58).4,56](2,75-1,8)-}{5,2+0,0884.2,75} +$$

$$+\frac{-2,72.2,5-9,7.1,6-4,65.2,7-2,7.5,7}{5,2+0,0884.2,75} = 50,26 \ тс;$$

$$S_{к} = 0,0884 \,.\, 50,26 = 4,44 \text{ тс};$$

$$S_{от.г} = \frac{(34,03+9,7)6,1-2,72.3,2-9,7.3,4-4,65.3,6}{6} = 34,72 \ тс.$$

Гусек 30 м

$G_г = 5,24$ тс; $K_г = 0,57$; $G_{пг.} = 1,5$ тс; $Q = 25$ тс;
$G_{кр} = 0,88$ тс; $m = 3$; $\eta_п = 0,98$; $l_г = 12,5$ м;

$$S_{г.к.} = \frac{25+0,88}{3.0,98.0,985^3} = 9,21 \ тс;$$

$$G'_{кр} = 0,88 + 0,4 \,.\, 1,5 = 1,48 \text{ тс};$$

$$S_0 = \frac{(25+1,48+0,57.5,24)(12,5-2,75)}{6,4} - 9,21 = 35,68 \ тс;$$

$$G'_{ук} = 1,91 + 0,6 \,.\, 1,5 = 2,81 \text{ тс};$$

$$S_{к.у.} = \frac{35,68}{8.0,933.0,985} = 4,85 \ тс.$$

$$S_{п} = \frac{(25+1,48+0,57.5,24)(12,5-1,8)+[0,57.10,1+(1-0,57).5,24](2,75-1,8)-}{5,2+0,0884.2,75} +$$

$$+\frac{-2,81.2,5-9,21.1,6-4,85.2,7-2,7.5,7}{5,2+0,0884.2,75} = 50,12 \ тс;$$

$$S_{к} = 0,0884 \,.\, 50,12 = 4,43 \text{ тс};$$

$$S_{от.г} = \frac{(35,68+9,21)6,1-2,81.3,2-9,21.3,4-4,85.3,6}{6} = 36,01 \ тс.$$

Башня 40 м с гуськами 15, 20, 25 и 30 м

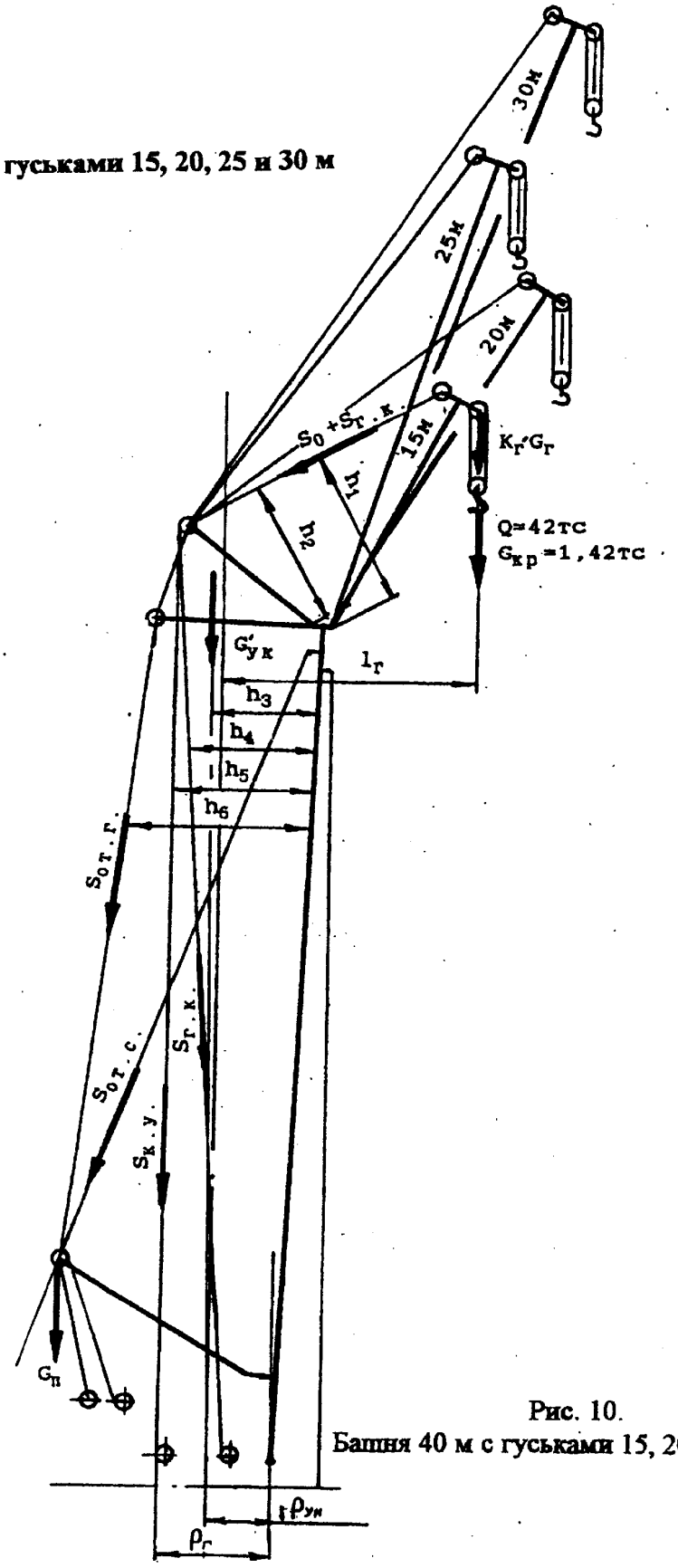


Рис. 10.
Башня 40 м с гуськами 15, 20, 25 и 30 м

Гусек 15 м

$G_г = 3{,}34$ тс; $K_г = 0{,}6$; $G_{п.г.} = 1{,}1$ тс; $G_{ук.} = 1{,}91$ тс;
$Q = 42$ тс; $G_{кр} = 1{,}42$ тс; $m = 4$; $\eta_п = 0{,}97$;
$\eta = 0{,}985$; $l_г = 9$ м; $G_c = 12{,}46$ тс; $K_c = 0{,}52$; $l_c = 3{,}01$ м.

$$S_{г.к.} = \frac{42 + 1{,}42}{4 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}985^3} = 11{,}71 \ \ mc;$$

$$G'_{кр} = 1{,}42 + 0{,}4 \cdot 1{,}1 = 1{,}86 \text{ тс};$$

$$S_0 = \frac{(42 + 1{,}86 + 0{,}6 \cdot 3{,}34)(9 - 3{,}01)}{7{,}1} - 11{,}71 = 26{,}98 \ \ mc;$$

$$G'_{ук} = 1{,}91 + 0{,}6 \cdot 1{,}1 = 2{,}57 \text{ тс};$$

$$S_{к.у.} = \frac{26{,}98}{8 \cdot 0{,}933 \cdot 0{,}985} = 3{,}67 \ \ mc;$$

$$S_п = \frac{(42 + 1{,}86 + 0{,}6 \cdot 3{,}34)(9 - 1{,}8) + [0{,}52 \cdot 12{,}46 + (1 - 0{,}6)3{,}34](3{,}01 - 1{,}8) -}{5{,}2 + 0{,}0884 \cdot 2{,}75} +$$
$$+ \frac{- 2{,}57 \cdot 2{,}1 - 11{,}71 \cdot 1{,}55 - 3{,}67 \cdot 2{,}75 - 3{,}1 \cdot 5{,}7}{5{,}2 + 0{,}0884 \cdot 2{,}75} = 53{,}01 \ \ mc;$$

$$S_к = 0{,}0884 \cdot 53{,}01 = 4{,}69 \text{ тс};$$

$$S_{опк.г.} = \frac{(26{,}98 + 11{,}71) \cdot 6{,}7 - 2{,}57 \cdot 3{,}2 - 11{,}71 \cdot 3{,}6 - 3{,}67 \cdot 3{,}8}{6{,}0} = 32{,}48 \ \ mc.$$

Гусек 20 м

$G_г = 3{,}87$ тс; $K_г = 0{,}59$; $G_{п.г.} = 1{,}2$ тс; $Q = 31{,}5$ тс;
$l_г = 11{,}5$ м; $m = 3$; $\eta_п = 0{,}98$.

$$S_{г.к.} = \frac{31{,}5 + 1{,}42}{3 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}985^3} = 11{,}72 \ \ mc;$$

$$G'_{кр} = 1{,}42+0{,}4 \cdot 1{,}2 = 1{,}9 \text{ тс};$$

$$S_0 = \frac{(31{,}5+1{,}9+0{,}59\cdot 3{,}87)(11{,}5-3{,}01)}{7} - 11{,}72 = 31{,}56 \ mc;$$

$$G'_{ук} = 1{,}91+0{,}6 \cdot 1{,}2 = 2{,}63 \text{ тс};$$

$$S_{к.у.} = \frac{31{,}56}{8\cdot 0{,}933\cdot 0{,}985} = 4{,}29 \ mc;$$

$$S_n = \frac{(31{,}5+1{,}9+0{,}59\cdot 3{,}87)(11{,}5-1{,}8)+[0{,}52\cdot 12{,}46+(1-0{,}59)3{,}87](3{,}01-1{,}8)-}{5{,}2+0{,}0884\cdot 2{,}75} +$$
$$+\frac{-2{,}63\cdot 2{,}1-11{,}72\cdot 1{,}55-4{,}29\cdot 2{,}75-3{,}1\cdot 5{,}7}{5{,}2+0{,}0884\cdot 2{,}75} = 56{,}75 \ mc;$$

$$S_к = 0{,}0884 \cdot 56{,}75 = 5{,}02 \text{ тс};$$

$$S_{от.г.} = \frac{(31{,}56+11{,}72)\cdot 6{,}7-2{,}63\cdot 3{,}2-11{,}72\cdot 3{,}6-4{,}29\cdot 3{,}8}{6{,}0} = 37{,}18 \ mc.$$

Гусек 25 м

$G_г = 4{,}56$ тс; $K_г = 0{,}58$; $G_{п.г.} = 1{,}35$ тс; $Q = 31{,}5$ тс;
$l_г = 10{,}5$ м; $m = 3$; $\eta_п = 0{,}98$.

$$S_{г.к.} = \frac{31{,}5+1{,}42}{3\cdot 0{,}98\cdot 0{,}985^3} = 11{,}72 \ mc;$$

$$G'_{кр} = 1{,}42+0{,}4 \cdot 1{,}35 = 1{,}96 \text{ тс};$$

$$S_0 = \frac{(31{,}5+1{,}96+0{,}58\cdot 4{,}56)(10{,}5-3{,}01)}{6{,}4} - 11{,}72 = 30{,}53 \ mc;$$

$$G'_{ук} = 1{,}91+0{,}6 \cdot 1{,}35 = 2{,}72 \text{ тс};$$

$$S_{к.у.} = \frac{30{,}53}{8\cdot 0{,}933\cdot 0{,}985} = 4{,}15 \ mc;$$

$$S_n = \frac{(31{,}5+1{,}96+0{,}58\cdot 4{,}56)(10{,}5-1{,}8)+[0{,}52\cdot 12{,}46+(1-0{,}58)4{,}56](3{,}01-1{,}8)-}{5{,}2+0{,}0884\cdot 2{,}75} +$$
$$+\frac{-2{,}72\cdot 2{,}1-11{,}72\cdot 1{,}55-4{,}15\cdot 2{,}75-3{,}1\cdot 5{,}7}{5{,}2+0{,}0884\cdot 2{,}75} = 49{,}87 \ mc;$$

$$S_к = 0{,}0884 \cdot 49{,}87 = 4{,}41 \text{ тс};$$

$$S_{от.г.} = \frac{(30{,}53+11{,}72)\cdot 6{,}1 - 2{,}72\cdot 3{,}2 - 11{,}72\cdot 3{,}6 - 4{,}15\cdot 3{,}8}{6{,}0} = 31{,}84 \ mc.$$

Гусек 30 м

$G_г$ =5,24 тс; $K_г = 0{,}57$; $G_{п.г}$=1,5 тс; $Q = 25$ тс;
$l_г = 12{,}5$ м; $m = 3$; $\eta_п$=0,98.

$$S_{г.к.} = \frac{25 + 0{,}88}{3\cdot 0{,}98\cdot 0{,}985^3} = 9{,}21 \ mc;$$

$$G'_{кр} = 0{,}88+0{,}4\cdot 1{,}5 = 1{,}48 \text{ тс};$$

$$S_{\bullet} = \frac{(25 + 1{,}48 + 0{,}57\cdot 5{,}24)(12{,}5 - 3{,}01)}{6{,}3} - 9{,}21 = 35{,}18 \ mc;$$

$$G'_{ук} = 1{,}91+0{,}6\cdot 1{,}5 = 2{,}81 \text{ тс};$$

$$S_{к.у.} = \frac{35{,}18}{8\cdot 0{,}933\cdot 0{,}985} = 4{,}79 \ mc;$$

$$S_п = \frac{(25 + 1{,}48 + 0{,}57\cdot 5{,}24)(12{,}5 - 1{,}8) + [0{,}52\cdot 12{,}46 + (1 - 0{,}57)5{,}24](3{,}01 - 1{,}8) -}{5{,}2 + 0{,}0884\cdot 2{,}75} +$$

$$+ \frac{-2{,}81\cdot 2{,}1 - 9{,}21\cdot 1{,}55 - 4{,}79\cdot 2{,}75 - 3{,}1\cdot 5{,}7}{5{,}2 + 0{,}0884\cdot 2{,}75} = 50{,}52 \ mc;$$

$$S_к = 0{,}0884 \cdot 50{,}22 = 4{,}47 \text{ тс};$$

$$S_{от.г.} = \frac{(35{,}18+9{,}21)\cdot 6{,}0 - 2{,}81\cdot 3{,}2 - 9{,}21\cdot 3{,}6 - 4{,}79\cdot 3{,}8}{6{,}0} = 34{,}33 \ mc.$$

Стрела 55 м с гуськом 30 м

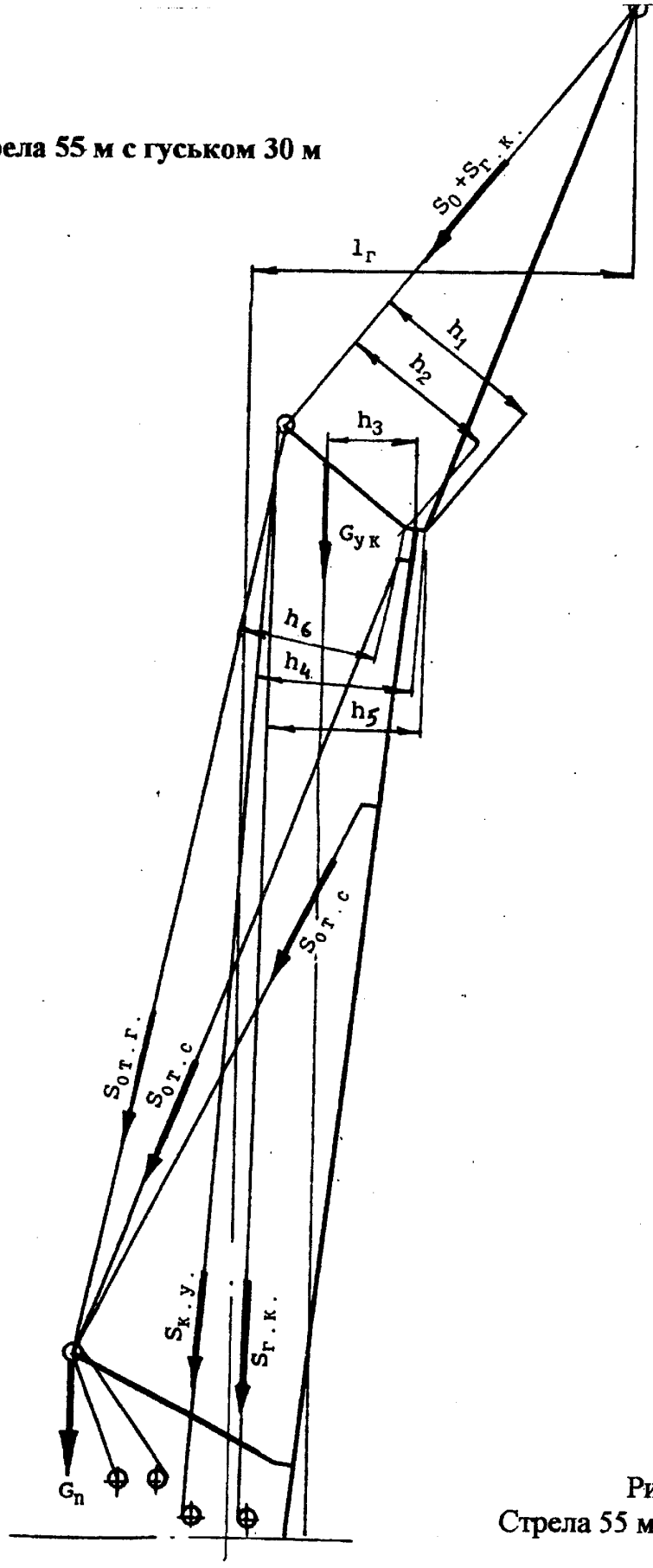


Рис. 11.
Стрела 55 м с гуськом 30 м

$G_г = 3,59$ тс; $K_г = 0,5$; $G_{п.г.} = 1,5$ тс; $G_{ук.} = 1,09$ тс;
$Q = 12$ тс; $l_г = 18,5$ м; $G_{кр} = 0,88$ тс; $m = 2$; $\eta_п = 0,99$;
$\eta = 0,985$; $l_c = 7,75$ м. $G_c = 13,26$ тс; $K_c = 0,44$

$$S_{г.к.} = \frac{12 + 0,88}{2 \cdot 0,99 \cdot 0,985^2} = 6,7 \ тс;$$

$$G'_{кр} = 0,88 + 0,4 \cdot 1,5 = 1,48 \text{ тс};$$

$$S_0 = \frac{(12 + 1,48 + 0,5 \cdot 3,59)(18,5 - 7,75)}{6,75} - 6,7 = 17,63 \ тс;$$

$$G'_{ук} = 1,09 + 0,6 \cdot 1,5 = 1,99 \text{ тс};$$

$$S_{к.у.} = \frac{17,63}{8 \cdot 0,933 \cdot 0,985} = 2,40 \ тс;$$

$$S_п = \frac{(12 + 1,48 + 0,5 \cdot 3,59)(18,5 - 1,8) + [0,44 \cdot 13,26 + (1 - 0,5)3,59](7,75 - 1,8) -}{5,0 + 0,0884 \cdot 2,8} +$$
$$+ \frac{-1,99 \cdot 0,2 - 6,7 \cdot 1,8 - 2,4 \cdot 2,8 - 3,1 \cdot 6,0}{5,0 + 0,0884 \cdot 2,8} = 50,19 \ тс;$$

$$S_к = 0,0884 \cdot 50,19 = 4,44 \text{ тс};$$

$$S_{ст.г.} = \frac{(17,63 + 6,7) \cdot 6,25 - 1,99 \cdot 3,1 - 6,7 \cdot 4,9 - 2,4 \cdot 5,0}{5,1} = 19,82 \ тс.$$

Определение изгибающих моментов от ветровой нагрузки на стрелу, гусек и на груз

Расчет ветровой нагрузки произведен согласно ГОСТ 1451 «Краны грузоподъемные. Нагрузка ветровая».

Расчет произведен для случая «Кран в рабочем состоянии». Направление ветра перпендикулярно плоскости качания стрелы.

Полная ветровая нагрузка на стрелу определяется по формуле

$$W_C = q_0 \cdot n_{ср}^c \cdot \gamma \cdot \beta \cdot \Sigma C_{X1} \cdot F \cdot \xi.$$

Ветровая нагрузка на гусек

$$W_Г = q_0 \cdot n_{ср}^Г \cdot \Sigma C_{X1} \cdot F \cdot \xi \cdot \beta.$$

Ветровая нагрузка на груз

$$W_{ГР} = q_0 \cdot n \cdot C \cdot F_{ГР},$$

где q_0 - скоростной напор ветра рабочего состояния крана;

$n_{ср}$ - усредненный поправочный коэффициент на возрастание скоростного напора в зависимости от возвышения головки стрелы над землей;

$\gamma=1$ - коэффициент перегрузки;

$\beta=1,35$ - коэффициент, учитывающий динамическое воздействие, вызываемое пульсациями скоростного напора ветра [I];

C_{x1} - коэффициент аэродинамической силы, определяемый по ГОСТ 1451;

F_i - теневая площадь боковой фермы секции стрелы;

n - поправочный коэффициент на возрастание скоростного напора в зависимости от высоты над поверхностью земли, принимаемый по табл. 24 [1];

$C=1,2$ - аэродинамический коэффициент.

Основание стрелы

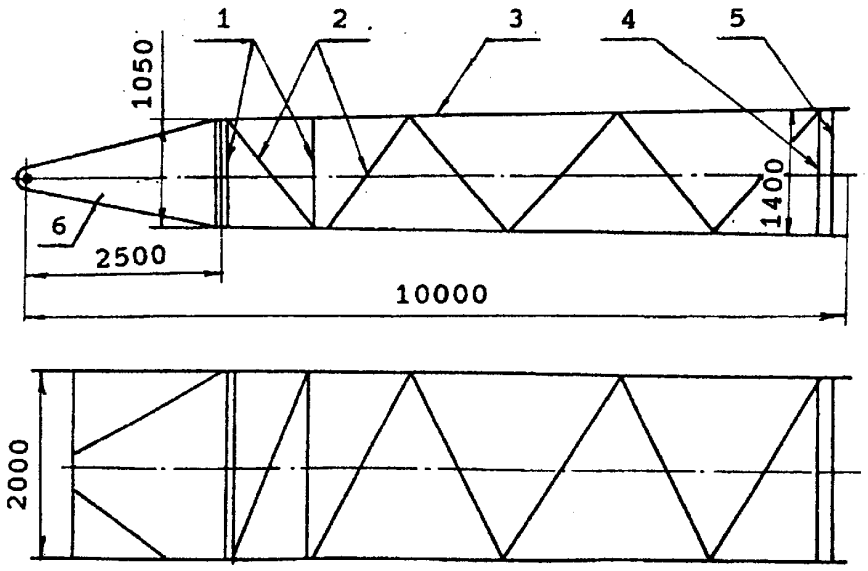


Рис. 12.
Основание стрелы

Таблица 8

Наименование элементов	d, м	l, м	$F_i=l_i \cdot d_i$, $м^2$	d/a, %	b/a	ξ	C_{x1}	$F_i \cdot \xi \cdot C_{x1}$, $м^2$
1.Диагонали	0,07	2,15	0,15					0,252
2. Раскосы	0,07	10,0	0,7					1,177
3. Пояса	0,159	15,0	2,385					4,010
4. Диагональ	0,07	1,4	0,098	7,36	0,64	0,95	1,77	0,165
5. Распорка	0,07	1,4	0,098					0,165
6. Защитая часть	0,7	2,5	1,5	$l/d = 2,5/0,7 = 3,57$				1,8
Σ								7,57

Вставка стрелы 5 м

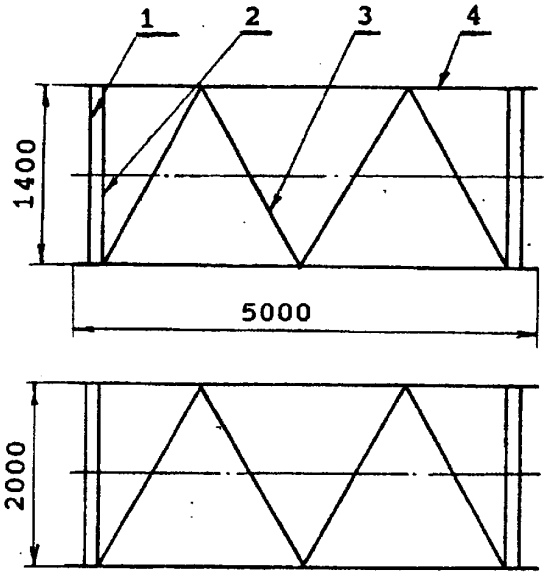


Рис. 13.
Вставка стрелы

Таблица 9

Наименование элементов	d, м	l, м	$F_i=l_i \cdot d_i$, $м^2$	d/a, %	b/a	ξ	C_{x1}	$F_i \cdot \xi \cdot C_{x1}$, $м^2$
1.Распорки	0,07	2,8	0,196					0,33
2.Диагонали	0,07	2,8	0,196					0,33
3.Раскосы	0,07	7,2	0,504	7,36	0,72	0,95	1,78	0,85
4.Пояса	0,159	10,0	1,59					2,69
Σ								4,2

Вставка стрелы 10 м

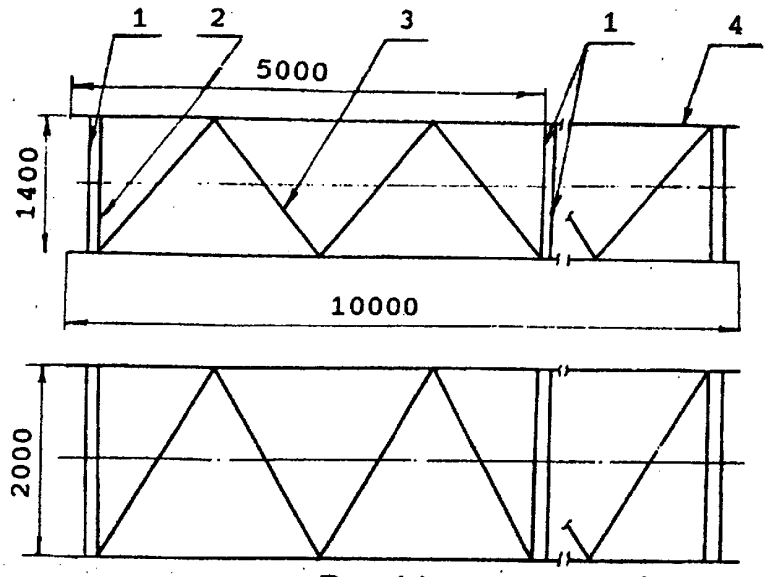


Рис. 14.
Вставка стрелы

Таблица 10

Наименование элементов	d, м	l, м	$F_i=l_i \cdot d_i$, $м^2$	d/a, %	b/a	ξ	C_{xl}	$F_i \cdot \xi \cdot C_{xl}$, $м^2$
1.Распорки	0,07	5,6	0,392	7,36	0,72	0,95	1,78	0,66
2.Диагонали	0,07	2,8	0,196					0,33
3.Раскосы	0,07	14,4	1,008					1,71
4.Пояса	0,159	20	3,18					5,38
Σ								8,08

Головка стрелы

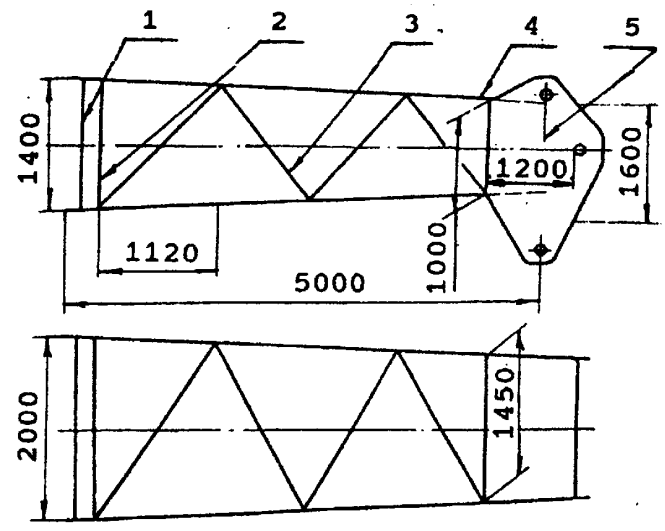


Рис. 15.
Головка стрелы

Таблица 11

Наименование элементов	d, м	l, м	$F_i=l_i \cdot d_i$, $м^2$	d/a, %	b/a	ξ	C_{x1}	$F_i \cdot \xi \cdot C_{x1}$, $м^2$
1.Распорка	0,07	1,4	0,098					0,16
2.Диагональ	0,07	1,4	0,098					0,16
3.Раскос	0,07	6,15	0,43	8,44	0,72	0,95	1,73	0,71
4.Пояс	0,159	8,6	1,367					2,25
5.Защитая часть	1,6	1,2	1,92	l/d = 0,75			1,2	2,30
Σ								5,58

Переходная вставка

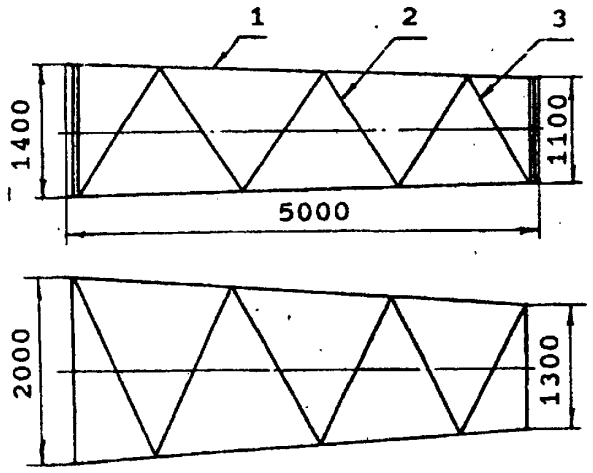


Рис. 16.
Переходная вставка

Таблица 12

Наименование элементов	d, м	l, м	$F_i=l_i \cdot d_i$, $м^2$	d/a, %	b/a	ξ	C_{x1}	$F_i \cdot \xi \cdot C_{x1}$, $м^2$
1.Пояс	0,14	10	1,40					2,43
2.Раскос	0,06	7,5	0,45	7,8	0,78	0,98	1,77	0,78
3.Стойка	0,06	4,44	0,27					0,47
Σ			2,12					3,68

Определение C_{x1}

(см. ГОСТ 1451, приложение 1)

1. Основание стрелы

а) защитая часть

$$\frac{l}{d}=\frac{2,5}{0,7}=3,57;$$

$$C_x = 1,2$$

б) ферменная часть

$$a = 2,0 + 0,159 = 2,159 \text{ м};$$

$$b=\frac{1,05+1,4}{2}+0,159=1,384 \text{ м};$$

$$\frac{d}{a}=100\cdot\frac{0,159}{2,159}=7,36\ \%; \qquad \frac{b}{a}=\frac{1,384}{2,159}=0,64;$$

$$C_{x1}=1,92-\frac{1,92-1,76}{7,5-5}(7,36-5)=1,77.$$

2. Головка стрелы

а) защитая часть

$$\frac{l}{d}=\frac{1,2}{1,6}=0,75; \qquad C_X=1,2.$$

б) ферменная часть

$$a=\frac{2,0+1,45}{2}+0,159=1,884 \text{ м};$$

$$b=\frac{1,4+1,0}{2}+0,159=1,359 \text{ м};$$

$$\frac{d}{a}=100\cdot\frac{0,159}{1,884}=8,44\ \%; \qquad \frac{b}{a}=\frac{1,359}{1,884}=0,72;$$

$$C'_X=1,66+\frac{1,73-1,66}{1-0,67}\cdot(0,72-0,67)=1,66+\frac{0,07}{0,33}\cdot 0,05=1,67;$$

$$C''_X=1,76+\frac{1,84-1,76}{1-0,67}\cdot(0,72-0,67)=1,76+\frac{0,08}{0,33}\cdot 0,05=1,77;$$

$$C_{x1} = 1{,}67 + \frac{1{,}77 - 1{,}67}{10 - 7{,}5} \cdot (8{,}44 - 7{,}5) = 1{,}67 + \frac{0{,}1}{2{,}5} \cdot 1{,}56 = 1{,}73.$$

3. *Вставка стрелы*

$$\frac{d}{a} = \frac{0{,}159}{2 + 0{,}159} \cdot 100 = 7{,}36\ \%; \qquad \frac{b}{a} = \frac{1{,}4 + 0{,}159}{2 + 0{,}159} = 0{,}72;$$

$$C'_x = 1{,}76 + \frac{1{,}84 - 1{,}76}{1 - 0{,}67} \cdot (0{,}72 - 0{,}67) = 1{,}77;$$

$$C''_x = 1{,}92 + \frac{2{,}0 - 1{,}92}{1 - 0{,}67} \cdot (0{,}72 - 0{,}67) = 1{,}92 + \frac{0{,}08}{0{,}33} \cdot 0{,}05 = 1{,}93;$$

$$C_{x1} = 1{,}77 + \frac{1{,}93 - 1{,}77}{7{,}5 - 5} \cdot (7{,}5 - 7{,}36) = 1{,}77 + \frac{2{,}36}{2{,}5} \cdot 0{,}14 = 1{,}78.$$

Определение коэффициента ξ

При $V \cdot d = 15{,}5 \cdot 0{,}159 = 2{,}38$ м^2/сек,
где V=1,55 м/сек - скорость ветра;

$$\xi = 1 - \frac{1 - 0{,}93}{2{,}5 - 2}(2{,}38 - 2) = 0{,}95$$

(см. ГОСТ 1451, табл. 9).

4. *Вставка переходная*

$$a = \frac{2000 + 1300}{2} + 140 = 1790\ \textit{мм};$$

$$b = \frac{1400 + 1100}{2} + 140 = 1390\ \textit{мм};$$

$$\frac{d}{a} = \frac{140}{1790} \cdot 100 = 7{,}8\ \%;$$

$$\frac{b}{a} = \frac{1390}{1790} = 0{,}78.$$

$$V \cdot d = 15,5 \cdot 0,14 = 2,17 \text{ м}^2/\text{сек};$$

$$\xi = 1 - \frac{1-0,93}{2,5-2} \cdot (2,17-2) = 0,98;$$

$$C_x' = 1,76 + \frac{1,84-1,76}{1-0,67} \cdot (0,78-0,67) = 1,787;$$

$$C_x'' = 1,66 + \frac{1,73-1,66}{1-0,67} \cdot (0,78-0,67) = 1,683;$$

$$C_{x1} = 1,787 - \frac{1,787-1,683}{10-7,5} \cdot (7,8-7,5) = 1,77.$$

Методика определения $n_{ср}$ для стрел и гуськов

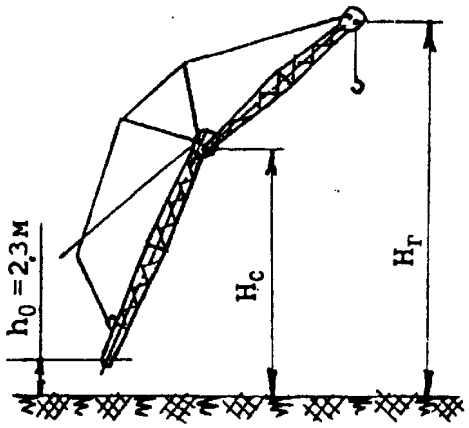


Рис. 17.
Расчетная схема

Для стрел

$$n_{ср}^{c} = \frac{A_H^C - A_h^o}{H_c - h_o};$$

Для гуськов

$$n_{ср}^{г} = \frac{A_H^г - A_H^C}{H_г - H_C},$$

где $A_н^c$ и $A_н^г$ - величины, определяемые согласно данным табл.7.

Пример.

Определить $n_{ср}$ для стрелы и гуська

h_0=2 м; H_c=54 м; $H_г$=70 м.

Пользуясь таблицей 13, находим A_h^o; A_H^c; $A_H^г$.

$$A_h^o = \frac{10-0}{10}.2 = 2 \text{ м}; \qquad A_H^C = 73{,}2 + \frac{92{,}2-73{,}2}{10}(54-50) = 80{,}8 \text{ м};$$

$$A_H^г = 112{,}2 \text{ м}.$$

Для стрелы

$$n_{CP}^{C} = \frac{80{,}8-2}{54-2} = 1{,}52.$$

Для гуська

$$n_{CP}^{г} = \frac{112{,}2-80{,}8}{70-54} = 1{,}96.$$

Таблица 13

Зоны скоростного напора	-	0-10	10-20	20-30	30-40	40-50	50-60	60-70	70-80	80-90	90-100	100-110	110 120
h	0	1	1,32	1,5	1,7	1,8	1,9	2,0	2,12	2,18	2,24	2,3	2,36
A=10Σn	0	10	23,2	38,2	55,2	73,2	92,2	112,2	133,4	155,2	177,6	200,6	224,2
Высота H, м	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120

Основание гуська

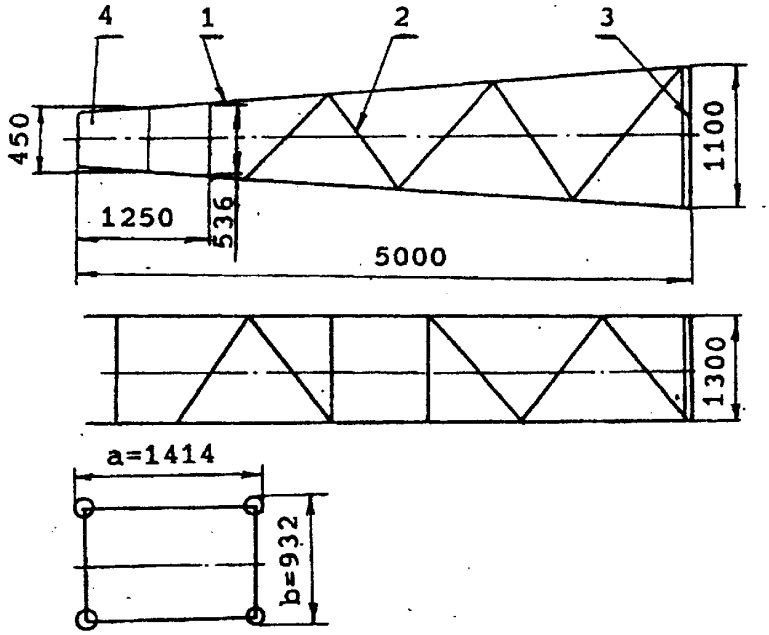


Рис. 18.
Основание гуська

Таблица 14

Наименование элементов	d, м	l, м	F_i=dl, м²	d/a, %	b/a,	ξ_{si}	C_{X1}	$F_i \cdot C_{X1} \cdot \xi_{si}$, м²
1.Верхний и нижний пояс	0,114	8,50	0,97	8,06	0,66	1,02	1,74	1,72
2.Раскос	0,048	4,40	0,21					0,37
3.Стойка	0,048	1,90	0,09					0,16
4.Защитая часть	0,450	1,25	0,56	l/a = 2,78			1,2	0,67
Σ			1,83	-	-	-	-	2,92

Вставка гуська

Вставка гуська 5 м

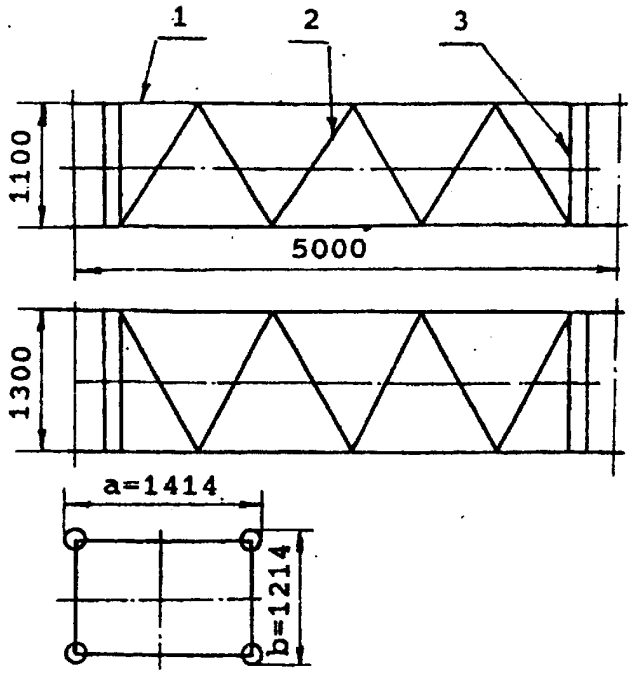


Рис. 19.
Вставка гуська

Таблица 15

Наименование элементов	d, м	l, м	F_i=l·d, $м^2$	d/a, %	в/a	ξ_i	C_{X1}	$F_i \cdot C_{X1} \cdot \xi_i$, $м^2$
1.Пояс	0,114	10,0	1,14	8,06	0,86	1,02	1,78	2,07
2.Раскос	0,048	7,20	0,35					0,64
3.Стойка	0,048	3,80	0,18					0,33
Σ	-	-	1,67	-	-	-	-	3,04

Вставка гуська 10 м

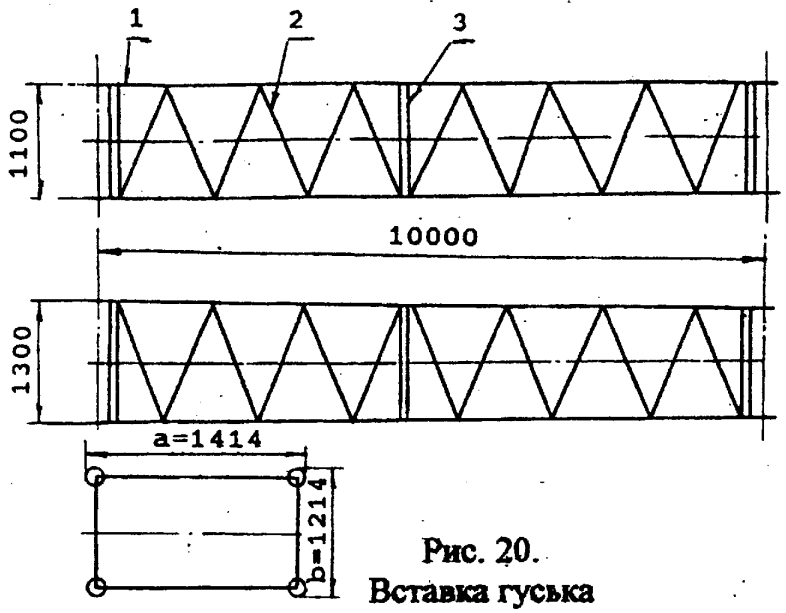


Рис. 20.
Вставка гуська

Таблица 16

Наименование элементов	d, м	l, м	F_i=l·d, $м^2$	d/a, %	в/a,	ξ_i	C_{X1}	$F_i \cdot C_{X1} \cdot \xi_i$, $м^2$
1.Пояс	0,114	20,0	2,28	8,06	0,86	1,02	1,78	4,14
2.Раскос	0,048	15,6	0,75					1,36
3.Стойка	0,048	5,7	0,27					0,49
Σ	-	-	3,30	-	-	-	-	5,99

Головка гуська

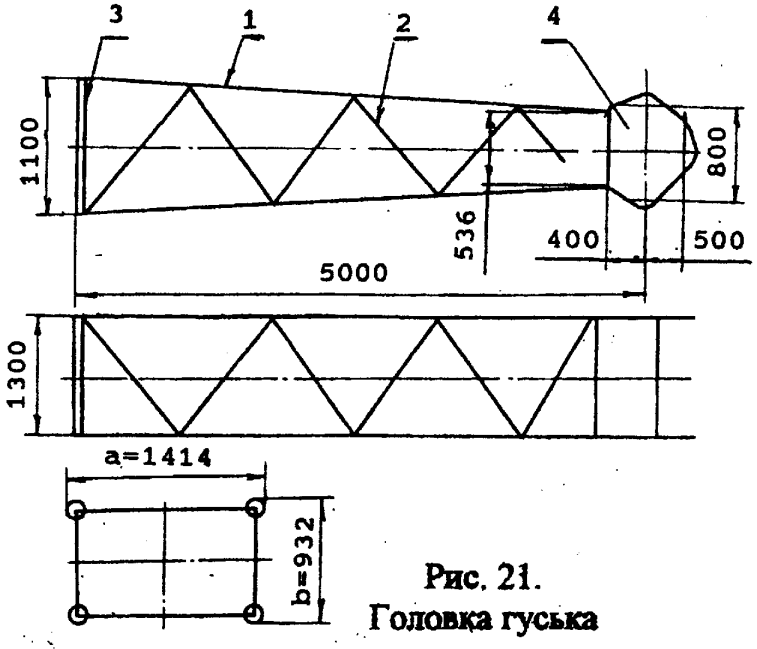


Рис. 21.
Головка гуська

Таблица 17

Наименование элементов	d, м	l, м	$F_i=l\cdot d$, $м^2$	d/a, %	в/a,	ξ_i	C_{X1}	$F_i\cdot C_{X1}\cdot\xi_i$, $м^2$
1.Верхний и нижний пояс	0,114	9,20	1,05	8,06	0,66	1,02	1,74	1,86
2.Раскос	0,048	5,50	0,26					0,46
3.Стойка	0,048	1,90	0,09					0,16
4.Зашитая часть	0,80	0,90	0,72	l/d=	1,13		1,2	0,86
Σ	-	-	2,12					3,34

Определение C_{X1}

1. Основание гуська

   а) зашитая часть

   $l/d=2,78$; $C_x=1,2$.

   б) ферменная часть

   С =1300+114= 1414 мм;

$$в=\frac{536+1100}{2}+114=932\ мм;$$

$$d/a=\frac{114}{1414}\cdot 100=8,06\ \%;\qquad b/a=\frac{932}{1414}=0,66;$$

$$C_{X1}=1,76-\frac{1,76-1,66}{2,5}(8,06-7,5)=1,74.$$

2. Вставка гуська

   а= 1300+114= 1414 мм;

   в= 1100+114= 1214 мм;

$$d/a=\frac{114}{1414}\cdot 100=8,06\ \%;\qquad b/a=\frac{1214}{1414}=0,86;$$

$$C'_X=1,84-\frac{1,84-1,73}{2,5}(8,06-7,5)=1,815;$$

$$C''_X=1,76-\frac{1,76-1,66}{2,5}(8,06-7,5)=1,738;$$

$$C_{X1}=1,738+\frac{1,815-1,738}{0,33}(0,86-0,67)=1,78.$$

3. Головка гуська

а) зашитая часть

$l/a=1,13;$ $C_x=1,2.$

в) ферменная часть

$a=1300+114=1414$ мм;

$$в=\frac{536+1100}{2}+114=932 \text{ мм};$$

$$d/a=\frac{114}{1414}\cdot 100=8,06\ \%; \qquad b/a=\frac{932}{1414}=0,66;$$

$$C_{x1}=1,76-\frac{1,76-1,66}{2,5}(8,06-7,5)=1,74.$$

Вставка гуська 5 м

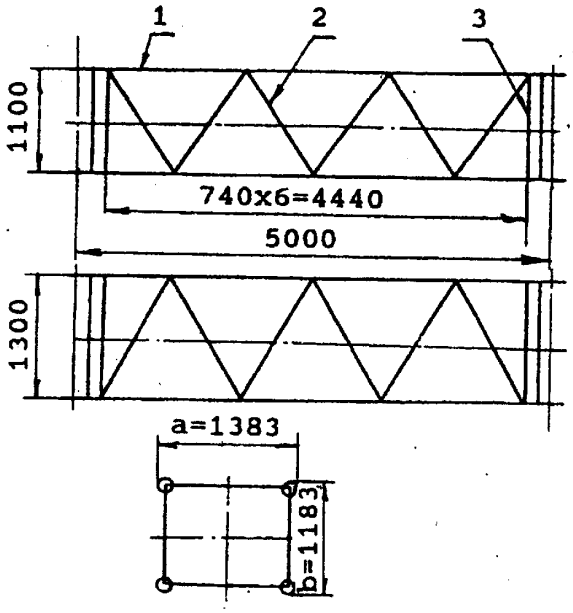


Рис. 22.
Вставка гуська

Таблица 18

Наименование элементов	d, м	l, м	$F_i=l\cdot d$, $м^2$	d/a, %	b/a	ξ_i	C_{x1}	$F_i\cdot C_{x1}\cdot\xi_i$, $м^2$
1.Пояс	0,083	10,0	0,83	6,0	0,855	1,04	1,9	1,64
2.Раскос	0,045	7,35	0,33					0,65
3.Стойка	0,048	4,07	0,20					0,40
Σ	-	-	1,36	-	-	-	-	2,69

Вставка гуська 10 м

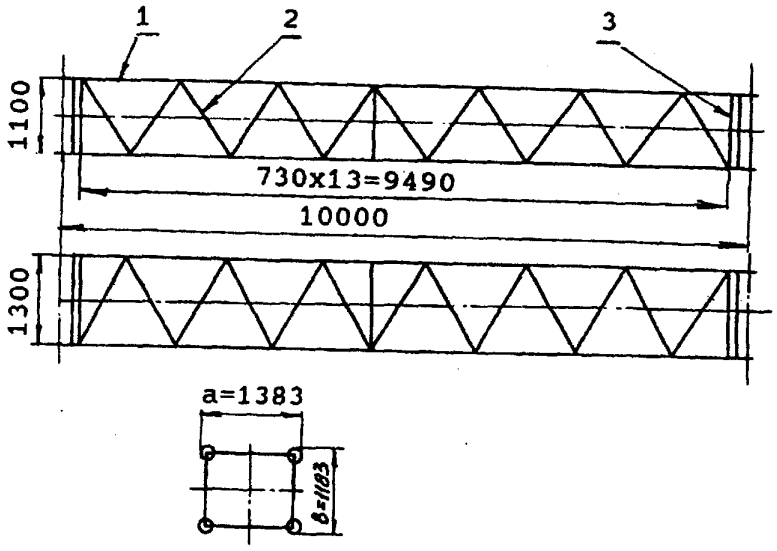


Рис. 23.
Вставка гуська

Таблица 19

Наименование элементов	d, м	l, м	$F_i=l\cdot d$, $м^2$	d/a, %	b/a	ξ_i	C_{X1}	$F_i\cdot C_{X1}\cdot\xi_i$, $м^2$
1.Пояс	0,083	20,0	1,66	6,0	0,855	1,04	1,9	3,28
2.Раскос	0,045	15,86	0,71					1,40
3.Стойка	0,048	5,08	0,24					0,47
Σ	-	-	2,61					5,15

Головка гуська

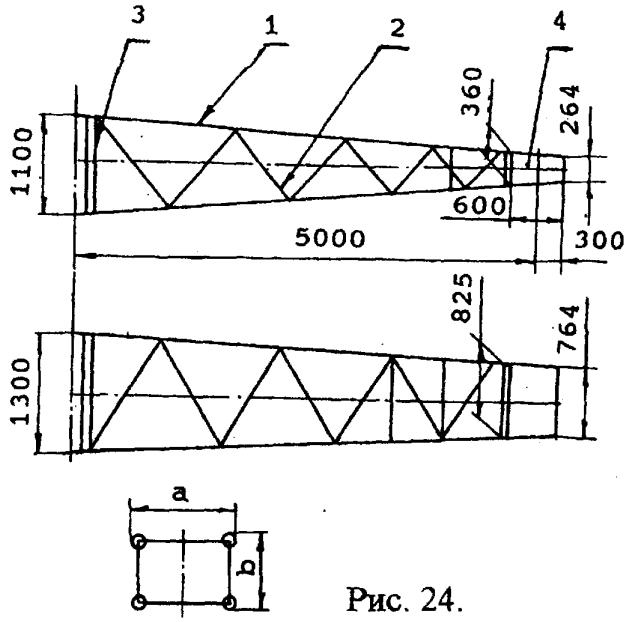


Рис. 24.
Головка гуська

Таблица 20

Наименование элементов	d, м	l, м	$F_i=l\cdot d$, $м^2$	d/a, %	b/a	ξ_i	C_{X1}	$F_i\cdot C_{X1}\cdot\xi_i$, $м^2$
1.Верхний и нижний пояс	0,083	9,4	0,78	7,24	0,71	1,04	1,79	1,45
2.Раскос	0,045	5,5	0,248					0,46
3.Стойка	0,048	2,7	0,13					0,24
4.Зашитая часть	0,32	0,6	0,192	l/d=	1,88	-	1,2	0,23
Σ	-	-	1,35	-	-	-	-	2,38

Определение C_{X1}

Вставка гуська 5 и 10 м

$$в/а=\frac{1183}{1383}=0{,}855;$$

$$d/a=\frac{83}{1383}\cdot 100=6\ \%;$$

$$C'_x=1{,}92+\frac{2-1{,}92}{1-0{,}67}(0{,}855-0{,}67)=1{,}965;$$

$$C''_x=1{,}76+\frac{1{,}84-1{,}76}{1-0{,}67}(0{,}855-0{,}67)=1{,}805;$$

$$C_{x1}=1{,}965-\frac{1{,}965-1{,}805}{75-5}(6-5)=1{,}90.$$

Головка гуська

а) зашитая часть

$$C_{X1}=1{,}2;$$

б) ферменная часть

$$а=\frac{1300+825}{2}+83=1146\ мм;$$

$$в=\frac{1100+360}{2}+83=813\ мм;$$

$$в/а=\frac{813}{1146}=0{,}71;$$

$$d/a=\frac{83}{1146}\cdot 100=7{,}24\ \%;$$

$$C_X' = 1{,}92 + \frac{2{,}0 - 1{,}92}{1 - 0{,}67}(0{,}71 - 0{,}67) = 1{,}93;$$

$$C_X'' = 1{,}76 + \frac{1{,}84 - 1{,}76}{1 - 0{,}67}(0{,}71 - 0{,}67) = 1{,}77;$$

$$C_{X1} = 1{,}93 - \frac{1{,}93 - 1{,}77}{2{,}5}(7{,}24 - 5) = 1{,}79.$$

Определение коэффициента ξ

При $V \cdot d = 15{,}5 \cdot 0{,}083 = 1{,}29;$
$\xi = 1{,}04.$

Определение изгибающих моментов в основной плоскости от действия ветровой нагрузки

1. Стреловое оборудование

$$M_в = \frac{W_c \cdot (L_c - Z)^2}{2L_c} + W_{ГР}(L_C - Z).$$

2. Башенное и мачтово-стреловое оборудование

$$M_в = \frac{W_c \cdot (L_c - Z)^2}{2L_c} + W_Г(l_1 - Z) + W_{ГР}(l_2 - Z).$$

где $l_1 = L_c + e + K_г \cdot L_г \cdot \cos\gamma$;
$l_2 = L_c + e + L_г \cdot \cos\gamma$;
Z - расстояние от корня стрелы до рассматриваемого сечения.

Значения изгибающих моментов $M_в$ определены в табл. 23.

$W_c = q_o \cdot \beta \cdot n^c_{cp} \Sigma f_i \cdot C_{x1} \cdot \xi$; e = 0,55 м; β = 1,35; h_o = 2,3 м. Таблица 21

Расчетный случай	L_c	q_o	cosα	$H_c = h_o + (L_c + l) \cdot \cos\alpha$	A^c_H	n^c_{cp}	$F_i \cdot C_{x1} \cdot \xi$							$\Sigma F_i C_{x1} \xi$	W_o
							Секции стрелы					Секции гибкого пуска			
							Основание	Вставка 5 м	Вставка 10 м	Переход. вставка	Головка	Вставка 10 м	Головка		
-	м	тс/м²	-	м	м	-	м²	м²	м²	м²	м²	м²	м²	м²	тс
1	20	0,015	0,9870	22,04	26,26	1,214	7,57	4,2	-	-	5,58	-	-	17,35	0,43
2	30	0,011	0,9997	32,84	43,03	1,334	7,57	4,2	8,08	-	5,58	-	-	25,43	0,50
3										-		-	-		
4										-		-	-		
5										-		-	-		
6	40			42,84	60,33	1,431			2.8,08	-		-	-	33,51	0,71
7										-		-	-		
8										-		-	-		
9										-		-	-		
10	55		0,9945	57,54	87,53	1,543	7,57	4,2	2.8,08	3,68	-	5,99	3,34	40,94	0,94
1′	30		0,9997	32,84	43,03	1,334	7,57	4,2	8,08	-	5,58	-	-	25,43	0,50
2′										-		-	-		
3′										-		-	-		
4′										-		-	-		
5′	40			42,84	60,33	1,431			2.8,08	-		-	-	33,51	0,71
6′										-		-	-		
7′										-		-	-		
8′										-		-	-		
9′	55		0,9945	57,54	87,53	1,543	7,57	4,2	2.8,08	3,68	-	5,99	3,34	40,94	0,94

$W_г = q_o \cdot \beta \cdot n^г_{cp} \cdot \Sigma F_i \cdot C_{xi} \cdot \xi$; $W_{гр} = q_o \cdot n \cdot C \cdot F_{гр}$.

Таблица 22

Расчетный случай	$L_т$	$\cos\beta_0$	$H_т=H_o+L_т \cdot \cos\beta$	$A^г_н$	$n^г_{ср}$	$F_i \cdot C_{xi} \cdot \xi$				$\Sigma F_i \cdot C_{xi} \cdot \xi$	$W_г$	Q	$F_{кр}$	n	$W_{гр}$
						Основание	Вставка 5 м	Вставка 10 м	Головка						
-	м	-	м	м	-	$м^2$	$м^2$	$м^2$	$м^2$	$м^2$	тс	тс	$м^2$	-	тс
1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	100,0	36,0	1,32	0,86
2	15	0,9489	47,07	67,93	1,750	2,92	3,04	-	3,34	9,30	0,24	52,0	25,5	1,8	0,61
3	20	0,9655	52,15	77,29	1,774		-	5,99		12,25	0,32	42,0	22,6	1,8	0,54
4	25	0,9632	56,92	86,35	1,799		3,04	5,99		15,29	0,40	34,0	20,5	1,9	0,51
5	30	0,9516	61,39	94,98	1,820		-	2·5,99		18,24	0,49	25,0	18,0	1,9	0,45
6	15	0,9311	56,81	86,14	1,848	2,92	3,04	-	3,34	9,30	0,26	42,0	22,6	1,9	0,56
7	20	0,9171	61,18	94,56	1,866		-	5,99		12,25	0,34	31,5	19,9	1,9	0,50
8	25	0,9608	66,86	105,2	1,868		3,04	5,99		15,29	0,43	31,5	19,9	2,0	0,53
9	30	0,9542	71,47	115,3	1,920		-	2·5,99		18,24	0,53	25,0	18,0	2,0	0,48
10	30	0,9336	85,55	145,5	2,070	2,92	-	2·5,15	2,38	15,60	0,48	12,0	11,6	2,18	0,33
1′	15	0,4337	39,35	54,10	1,700	2,92	3,04	-	3,34	9,30	0,23	13,5	12,6	1,7	0,28
2′	20	0,3746	40,33	55,79	1,704		-	5,99		12,25	0,30	10,0	10,0	1,7	0,22
3′	25	0,3355	41,23	57,41	1,714		3,04	5,99		15,29	0,39	5,5	7,4	1,7	0,17
4′	30	0,3535	43,45	61,41	1,732		-	2·5,99		18,24	0,46	3,5	5,9	1,7	0,13
5′	15	0,4710	49,91	73,04	1,798	2,92	3,04	-	3,34	9,30	0,24	11,2	11,0	1,8	0,26
6′	20	0,3404	49,65	72,57	1,797		-	5,99		12,25	0,33	10,0	10,0	1,8	0,23
7′	25	0,3040	50,44	74,04	1,804		3,04	5,99		15,29	0,42	6,0	7,8	1,8	0,18
8′	30	0,3305	52,76	78,44	1,826		-	2·5,99		18,24	0,49	3,0	5,5	1,8	0,13
9′	30	0,5892	75,22	123,3	2,023	2,92	-	2·5,15	2,38	15,60	0,46	0,8	1,0	2,12	0,028

l = 0,55 м

Таблица 23

Расчетный случай	L_c / $L_г$	W_c / $W_г$	$W_{гр}$	Cos γ / $K_г$	l_1 / l_2	Сечение	Z	M_B
-	м	тс	тс	-	м	-	м	тс.м
1	20 / -	0,43 / -	0,86	- / -	- / -	а-а б-б в-в	2,5 10 19	18,34 9,68 0,87
2	30 / 15	0,50 / 0,20	0,61	0,9568 / 0,60	39,16 / 44,9	а-а б-б в-в	2,5 10 29	41,19 31,79 12,21
3	30 / 20	0,50 / 0,26	0,54	0,9720 / 0,59	42,02 / 49,99	а-а б-б в-в	2,5 10 29	44,43 35,03 15,45
4	30 / 25	0,50 / 0,33	0,51	0,9699 / 0,58	44,61 / 54,8	а-а б-б в-в	2,5 10 29	50,16 40,3 19,56
5	30 / 30	0,50 / 0,40	0,45	0,9593 / 0,57	46,95 / 59,33	а-а б-б в-в	2,5 10 29	53,75 43,71 22,5
6	40 / 15	0,71 / 0,21	0,56	0,9403 / 0,60	49,01 / 54,65	а-а б-б в-в	2,5 10 39	53,73 43,1 11,38
7	40 / 20	0,71 / 0,28	0,50	0,9272 / 0,59	51,49 / 59,09	а-а б-б в-в	2,5 10 39	57,59 46,79 14,36
8	40 / 25	0,71 / 0,43	0,53	0,9677 / 0,58	54,58 / 64,74	а-а б-б в-в	2,5 10 39	67,45 55,82 20,20
9	40 / 30	0,71 / 0,53	0,48	0,9617 / 0,57	56,99 / 69,4	а-а б-б в-в	2,5 10 39	72,99 61,0 23,97
10	55 / 30	0,94 / 0,48	0,33	0,9659 / 0,50	70,04 / 84,53	а-а б-б в-в д-д	2,5 10 35 54	82,84 70,55 36,47 17,73

Sin $1^0 30' = 0,0262$ - для 1-го расчетного случая;
Sin $1^0 = 0,0175$ - для остальных расчетных случаев.

Определение изгибающих моментов в основной плоскости от действия уклона крана

1. Стреловое оборудование

$$M_{УК} = \left[G_C . K_C \frac{(L_c - Z)^2}{L_c} + (Q + G_{КР})(L_c - Z) \right] . \sin \alpha' .$$

2. Башенное и мачтово-стреловое оборудование

$$M_{УК} = \left[G_C . K_C \frac{(L_c - Z)^2}{L_c} + G'_{УК}(L_c - Z) + G_Г (l_1 - Z) + (Q + G'_{КР})(l_2 - Z) \right] . \sin \alpha' ,$$

где $G'_{УК} = G_{УК} + 0{,}6 \, . \, G_{П.Г.}$ - приведенный вес укосин;
$G'_{КР} = G_{КР} + 0{,}4 \, . \, G_{П.Г.}$ - приведенный вес крюковой обоймы.

Значения изгибающих моментов $M_{УК}$ определены в табл. 24.

Определение изгибающих моментов в основной плоскости от действия сил инерции, возникающих при разгоне или торможении поворотной части крана

1. Стреловое оборудование

$$M_{ин} = \varepsilon . \frac{G_C (L_C - Z)^2}{6 . L_C . g} [3C + 2(L_C + Z) \sin \alpha] + \varepsilon . I_c . \frac{Q + G_{КР}}{g} (L_C - Z)$$

2. Башенное и мачтово-стреловое оборудование

$$M_{ин} = \varepsilon . \frac{G_C (L_C - Z)^2}{6 . L_C . g} [3C + 2(L_C + Z) \sin \alpha] + \varepsilon . I_Г . \frac{Q + G'_{КР}}{g} (L_Г - Z) +$$

$$+ \varepsilon [l_C + (l_Г - l_C) K_Г] \frac{G_Г}{g} (l_1 - Z) + \varepsilon I_C . \frac{G'_{УК}}{g} (L_C - Z),$$

где

$$\varepsilon = \frac{\pi . n}{30 . t_Т} = \frac{3{,}14 . 0{,}45}{30 . 3} = 0{,}0157 \; рад/сек^2$$ –

- угловое замедление при торможении поворотной части крана;

$t_Т = 3$ сек - время торможения.

Значения изгибающих моментов $M_{ин}$ определены в табл. 25.

Таблица 24

Расчетный случай	L_c	G_cK_c / $G_г$	$G'_{кр}$ / $G'_{ук}$	l_1 / l_2	Q	Сечение	Z	$M_{ук}$
-	м	тс	тс	м	тс	-	м	тс.м
1	20	4,52 / -	1,54 / -	- / -	100	а-а б-б в-в	2,5 10 19	48,37 27,2 2,67
2	30	5,66 / 3,34	1,86 / 2,57	39,16 / 44,9	52,0	а-а б-б в-в	2,5 10 29	45,84 36,82 15,63
3	30	5,66 / 3,87	1,90 / 2,63	42,02 / 49,99	42,0	а-а б-б в-в	2,5 10 29	42,92 35,13 17,06
4	30	5,66 / 4,56	1,96 / 2,72	44,61 / 54,8	34,0	а-а б-б в-в	2,5 10 29	40,08 33,23 17,53
5	30	5,66 / 5,24	1,48 / 2,81	46,95 / 59,33	25,0	а-а б-б в-в	2,5 10 29	34,26 28,55 15,75
6	40	6,48 / 3,34	1,86 / 2,57	49,01 / 54,65	42,0	а-а б-б в-в	2,5 10 39	48,42 40,45 12,65
7	40	6,48 / 3,87	1,90 / 2,63	51,49 / 59,09	31,5	а-а б-б в-в	2,5 10 39	42,11 35,44 12,64
8	40	6,48 / 4,56	1,96 / 2,72	54,58 / 64,74	31,5	а-а б-б в-в	2,5 10 39	46,37 39,59 16,37
9	40	6,48 / 5,24	1,48 / 2,81	56,99 / 69,4	25,0	а-а б-б в-в	2,5 10 39	41,83 35,86 15,79
10	55	5,83 / 3,59	1,48 / 1,99	70,04 / 84,53	12,0	а-а б-б в-в д-д	2,5 10 35 54	30,54 26,68 15,33 8,25

Таблица 25

$\varepsilon = 0{,}0157$ рад/сек^2; $C=1{,}8$ м; $g=9{,}81$ м/сек^2.

Расчетный случай	L_c / Q	Sin α / $K_г$	l_c / $l_г$	G_c / $G_г$	l_1 / l_2	$G'_{кр}$ / $G'_{ук}$	Z	$M_{ин}$
-	м/тс	-	м	тс	м	тс	м	тс.м
1	20	0,1599	6,0	7,66	-	1,54	2,5	17,45
							10	9,9
	100	-	-	-	-	-	19	0,98
2	30	0,0262	2,75	10,1	39,16	1,86	2,5	31,18
							10	25,49
	52,0	0,6	8,0	3,34	44,9	2,57	29	11,29
3	30	0,0262	2,75	10,1	42,02	1,90	2,5	30,66
							10	25,6
	42,0	0,59	8,5	3,87	49,99	2,63	29	13,05
4	30	0,0262	2,75	10,1	44,61	1,96	2,5	33,05
							10	28,05
	34,0	0,58	10,0	4,56	54,8	2,72	29	15,65
5	30	0,0262	2,75	10,1	46,95	1,48	2,5	34,01
							10	29,22
	25	0,57	12,5	5,24	59,33	2,81	29	17,33
6	40	0,0262	3,01	12,46	49,01	1,86	2,5	35,94
							10	30,56
	42,0	0,6	9,0	3,34	54,65	2,57	39	10,25
7	40,0	0,0262	3,01	12,46	51,49	1,90	2,5	38,59
							10	33,22
	31,5	0,59	11,5	3,87	59,09	2,63	35	12,98
8	40	0,0262	3,01	12,46	54,58	1,96	2,5	39,18
							10	34,16
	31,5	0,58	10,5	4,56	64,74	2,72	39	15,32
9	40	0,0262	3,01	12,46	56,99	1,48	2,5	40,69
							10	35,8
	25,0	0,57	12,5	5,24	69,4	2,81	39	17,38
10	55	0,1045	7,75	13,26	70,04	1,48	2,5	42,22
							10	37,86
	12,0	0,50	18,5	3,59	84,53	1,99	35	23,52
							54	13,41

Определение суммарных изгибающих моментов в основной плоскости

$M_y = M_в + M_{ук} + M_{ин}$ Таблица 26

Расчетный случай	Z	$M_в$	$M_{ук}$	$M_{ин}$	M_y
-	м	тс.м	тс.м	тс.м	тс.м
1	2,5	18,34	48,37	17,45	84,16
	10	9,68	27,2	9,9	46,78
	19	0,87	2,67	0,98	4,52
2	2,5	41,19	45,84	31,18	118,21
	10	31,79	36,82	25,49	94,1
	29	12,21	15,63	11,29	39,13
3	2,5	44,43	42,92	30,66	118,01
	10	35,03	35,13	25,6	95,76
	29	15,45	17,06	13,05	45,56
4	2,5	50,16	40,08	33,05	123,29
	10	40,3	33,23	28,05	101,58
	29	19,56	17,53	15,65	52,74
5	2,5	53,75	34,26	34,01	122,02
	10	43,71	28,55	29,22	101,48
	29	22,5	15,75	17,33	55,58
6	2,5	53,73	48,42	35,94	138,09
	10	43,1	40,45	30,56	114,11
	39	11,38	12,65	10,25	34,28
7	2,5	57,59	42,11	38,59	138,29
	10	46,79	35,44	33,22	115,45
	39	14,36	12,64	12,98	39,98
8	2,5	67,45	46,37	39,18	153,0
	10	55,82	39,59	34,16	129,57
	39	20,20	16,37	15,32	51,89
9	2,5	72,99	41,83	40,69	155,51
	10	61,0	35,86	35,8	132,66
	39	23,97	15,79	17,38	57,14
10	2,5	82,84	30,54	42,22	155,6
	10	70,55	26,68	37,86	135,09
	35	36,47	15,33	23,52	75,32
	54	17,73	8,25	13,41	39,39

Изгибающие моменты в плоскости подвеса стрелы

1. Стреловое оборудование

$$M_X = (Q + G_{кр})(l_c - C - Z.\sin\alpha) + $$
$$+ G_c.K_c.\frac{(L_c - Z)^2}{L_c}.\sin\alpha - S_{от.с}.a_{от.с} -$$
$$- S_{г.к.}.a_{г.к.},$$

где

$$S_{от.с} = \frac{S_п(r_3 + 0{,}0884.r_4) + G_п.r_п}{r_{от.с}} -$$

- усилие в оттяжке стрелы.

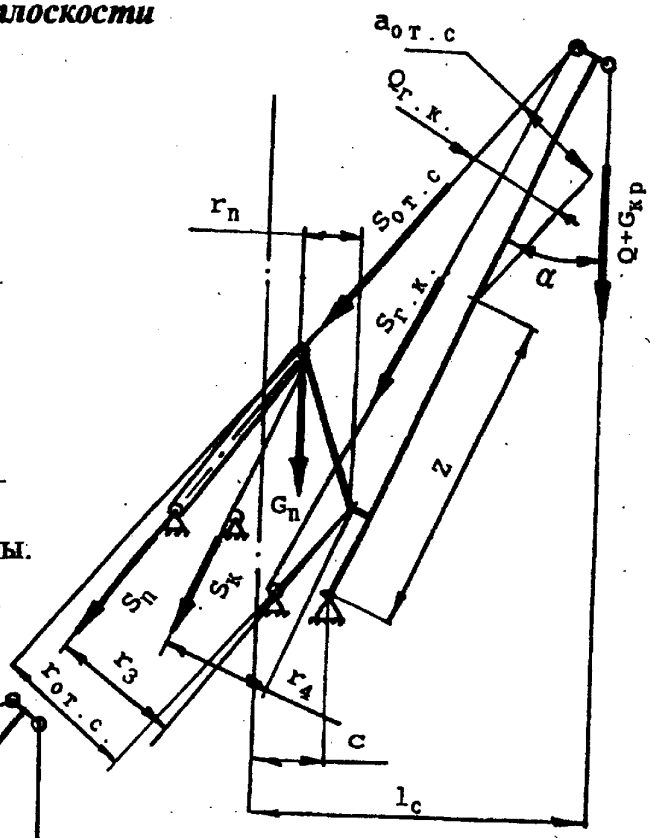


Рис. 25.
Расчетная схема

2. Башенное оборудование

$$M_z = (Q + G^1_{кр} + G_Г K_Г)(l_Г - C - Z\cdot\sin\alpha) +$$
$$+ (l - K_Г)G_Г(l_C - C - Z\cdot\sin\alpha) + G_C\cdot K_C \times$$
$$\times\frac{(L_C - Z)^2}{L_C}\cdot\sin\alpha - G^1_{ук}\cdot a_{ук} - S_{ГК}\cdot a_{ГК} -$$
$$- S_{к.у.}\cdot a_{к.у.} - S_{от.с}\cdot a_{от.с} - S_{от.г}\cdot a_{от.г}$$

где

$$S_{от.с.} = \frac{S_п\cdot(r_3 + 0{,}0884\cdot r_4) + G_п\cdot r_п - S_{от.г.}\cdot r_{от.г.}}{r_{от.с.}}$$

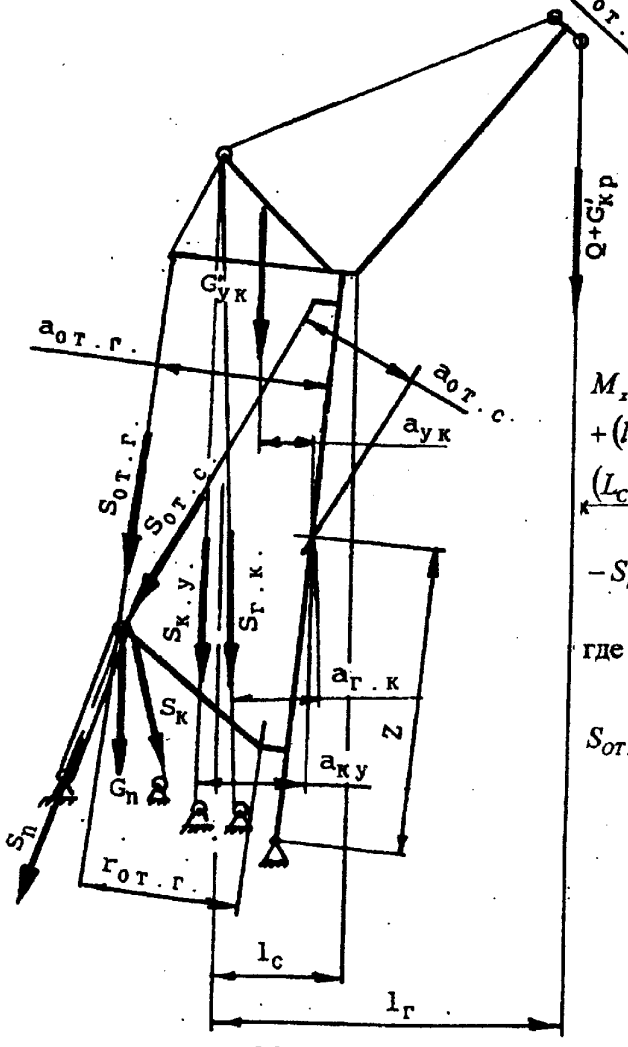


Рис. 26.
Расчетная схема

3. Мачтово-стреловое оборудование

$$M_X = \left(Q + G'_{кр.} + G_г \cdot K_г\right)\left(l_г - C - Z \cdot \sin\alpha\right) +$$

$$+ \left(1 - K_г\right) \cdot G_г \cdot \left(l_c - C - Z \cdot \sin\alpha\right) + G_c \cdot K_c \cdot \frac{\left(L_c - Z\right)^2}{L_c} \cdot \sin\alpha +$$

$$+ G'_{ук} \cdot a_{ук} - S_{т.с.} \cdot a_{т.с.} - S_{к.у.} \cdot a_{к.у.} - S_{отс.}\left(a_{от1} + a_{от2}\right) -$$

$$- S_{от.г} \cdot a_{от.г},$$

где

$$S_{отс.} = \frac{S_п\left(r_3 + 0{,}0884\, r_4\right) + G_п \cdot r_п - S_{от.г} \cdot r_{от.г}}{2 r_{от.с}}$$

Значения изгибающих моментов M_x определены в табл. 27.

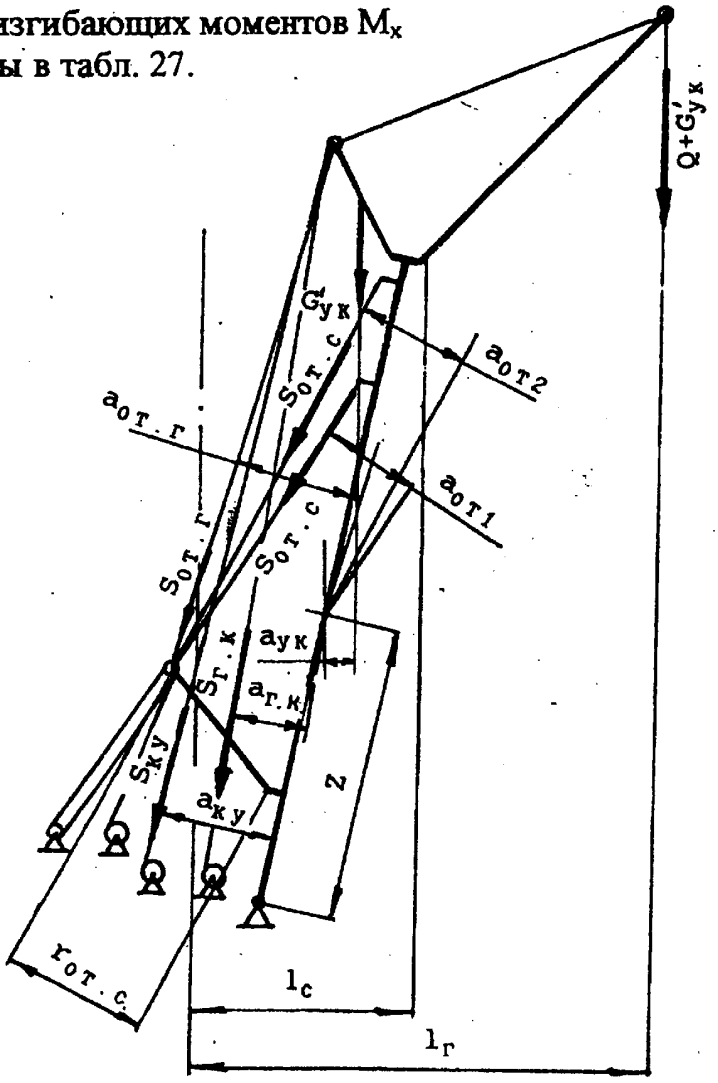


Рис. 27.
Расчетная схема

C = 1,8 м

Таблица 27

Расчетный случай	L_c / Q	l_c / $l_г$	$G_c.K_c$ / $G_г$	$G'_{кр}$ / $G'_{ук}$	sinα / $K_г$	$S_{г.к.}$ / $S_{к.у.}$	r_1 / r_4 / r_n	S_n / G_n	$r_{от.г.}$ / $r_{от.с.}$	Z	$a_{ук.}$	$a_{г.к.}$	$a_{к.у.}$	$a_{от.с.}$	$S_{от.с.}$ / $S_{от.г.}$	$a_{от.г.}$	M_x
-	м/тс	м	тс	Тс	-	тс	м	тс	м	м	м	м	м	м	тс	м	тс.м
1	20	6,0	4,52	1,54	0,1599	11,44	4,55	70,2	-	2,5	-	1,55	-	5,9	65,77	-	-8,85
							3,05			10	-	1,25	-	3,6		-	16,65
	100,0	-	-	-	-	-	3,16	2,2	5,25	19	-	0,9	-	0,95	-	-	45,05
2	30	2,75	5,66	1,86	0,0262	11,63	4,7	55,44	5,0	2,5	2,5	1,7	2,7	6,45	18,38	5,7	-15,69
							3,0			10	2,7	2,2	3,0	4,8		5,8	-9,55
	52,0	8,0	3,34	2,57	0,60	4,04	5,0	2,7	5,8	29	3,3	3,5	3,75	0,75	36,43	6,2	0,53
3	30	2,75	5,66	1,90	0,0262	11,71	4,7	48,73	5,0	2,5	2,5	1,7	2,7	6,45	16,85	5,7	-13,95
							3,0			10	2,7	2,2	3,0	4,8		5,8	-7,97
	42,0	8,5	3,87	2,63	0,59	3,88	5,0	2,7	5,8	29	3,3	3,5	3,75	0,75	31,55	6,2	2,17
4	30	2,75	5,66	1,96	0,0262	9,7	4,7	50,26	5,0	2,5	2,5	1,7	2,7	6,45	15,42	5,7	-13,74
							3,0			10	2,7	2,2	2,0	4,8		5,8	-8,3
	34,0	10,0	4,56	2,72	0,58	4,65	5,0	2,7	5,8	29	3,3	3,5	3,75	0,75	34,72	6,2	0,4
5	30	2,75	5,66	1,48	0,0262	9,21	4,7	50,12	5,0	2,5	2,5	1,7	2,7	6,45	14,19	5,7	-13,45
							3,0			10	2,7	2,2	3,0	4,8		5,8	-8,27
	25,0	12,5	5,24	2,81	0,57	4,85	5,0	2,7	5,8	29	3,3	3,5	3,75	0,75	36,01	6,2	-0,23
6	40	3,01	6,48	1,86	0,0262	11,71	4,8	53,01	5,15	2,5	2,1	1,7	2,8	6,3	20,44	5,7	-14,78
							3,1			10	2,3	2,1	3,0	5,1		5,8	-10,84
	42,0	9,0	3,34	2,57	0,60	3,67	5,1	3,1	5,75	39	3,15	3,7	3,9	0,75	32,48	6,2	1,25
7	40	3,01	6,48	1,90	0,0262	11,72	4,8	56,75	5,15	2,5	2,1	1,7	2,8	6,3	19,53	5,7	-20,84
							3,1			10	2,3	2,1	3,0	5,1		5,8	-16,67
	31,5	11,5	3,87	2,63	0,59	4,29	5,1	3,1	5,75	39	3,15	3,7	3,9	0,75	37,18	6,2	-3,54

Продолжение табл. 27

Расчетный случай	L_c / Q	l_c / $l_г$	$G_c K_c$ / $G_г$	$G'_{кр}$ / $G'_{ук}$	sinα / $K_г$	$S_{г.к.}$ / $S_{к.у.}$	r_1 / r_4 / $r_п$	$S_п$ / $G_п$	$r_{от.г.}$ / $r_{от.с.}$	Z	$a_{ук.}$	$a_{г.к.}$	$a_{к.у.}$	$a_{от.с.}$	$S_{от.с.}$ / $S_{от.г.}$	$a_{от.г.}$	M_x
-	м/тс	м	тс	тс	-	тс	м	тс	м	м	м	м	м	м	тс	м	тс.м
8	40	3,01	6,48	1,96	0,0262	11,72	4,8	49,87	5,15	2,5	2,1	1,7	2,8	6,3	18,24	5,7	-13,74
							3,1			10	2,3	2,1	3,0	5,1		5,8	-10,72
	31,5	10,5	4,56	2,72	0,58	4,15	5,1	3,1	5,75	39	3,15	3,7	3,9	0,75	31,84	6,2	-1,57
9	40	3,01	6,48	1,48	0,0262	9,21	4,8	50,52	5,15	2,5	2,1	1,7	2,8	6,3	16,58	5,7	-13,19
							3,1			10	2,3	2,1	3,0	5,1		5,8	-10,31
	25,0	12,5	5,24	2,81	0,57	4,79	5,1	3,1	5,75	39	3,15	3,7	3,9	0,75	34,33	6,2	-1,23
10	55	7,75	5,83	1,48	0,1049	6,7	4,9	50,19	5,85	2,5	0	1,8	2,9	13,7	13,12	6,5	-35,75
							3,3			10	0,4	2,3	3,2	11,4		6,4	-28,34
	12,0	18,5	3,59	1,99	0,50	2,4	5,4	3,1	6,15	35	2,0	3,8	4,2	2,9	19,82	5,8	14,03
										54	3,2	5,0	5,2	0,7		5,3	5,4

Примечание. В 10-ом расчетном случае для сечений а-а, б-б, в-в $a_{от.с.} = a_{от.1} + a_{от.2}$
для сечения д-д $a_{от.с} = a_{от.2}$.

Определение сжимающих усилий в стрелах

1. Стреловое оборудование

$$S_C = \left(Q + G_{KP} + G_C \frac{L_C - Z}{L_C} \right) . \cos\alpha + S_{Г.К.} . \cos\psi_{Г.К.} + $$
$$+ S_{от.с.} . \cos\psi_{от.с.}$$

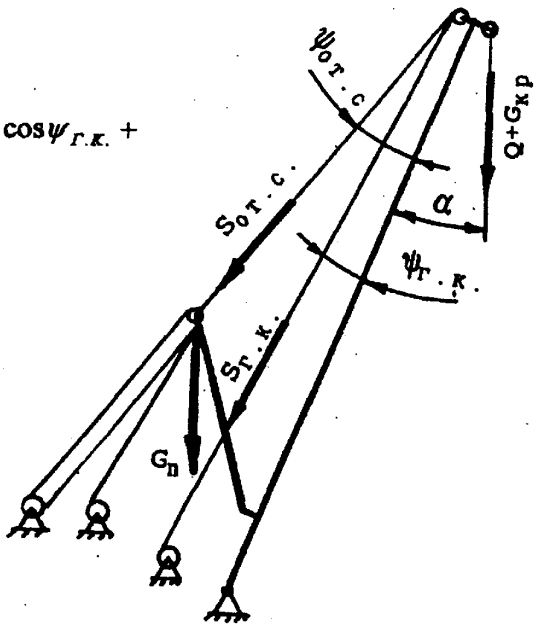


Рис. 28.
Расчетная схема

2. Башенное оборудование

$$S_C = \left(Q + G'_{KP} + G_Г + G'_{УК} + G_C \frac{L_C - Z}{L_C} \right) . \cos\alpha +$$
$$+ S_{Г.К.} . \cos\psi_{Г.К.} + S_{К.У.} . \cos\psi_{К.У.} + S_{от.с.} . \cos\psi_{от.с.} +$$
$$+ S_{от.г.} . \cos\psi_{от.г.}$$

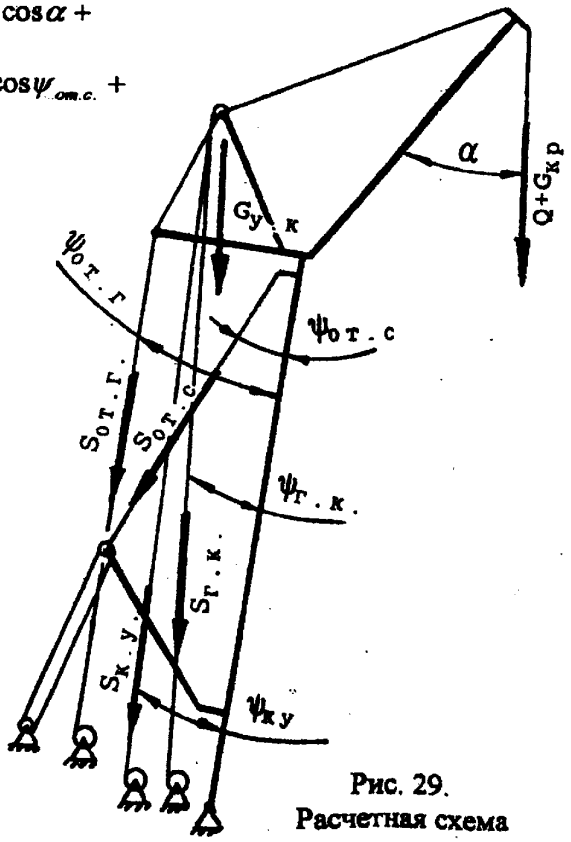


Рис. 29.
Расчетная схема

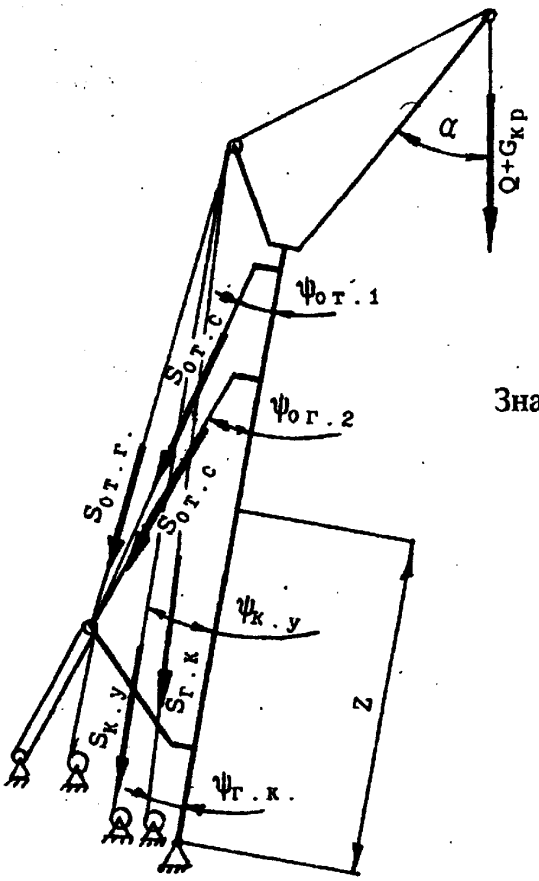


Рис. 30.
Расчетная схема

3. Мачтово-стреловое оборудование

$$S_C = \left(Q + G'_{КР} + G'_{УК} + G_Г + G_C \frac{L_C - Z}{L_C} \right) \cdot \cos\alpha +$$
$$+ S_{Г.К.} \cdot \cos\psi_{Г.К.} + S_{К.У.} \cdot \cos\psi_{К.У.} +$$
$$+ S_{от.с.} \left(\cos\psi_{от.1} + \cos\psi_{от.2} \right) + S_{от.г.} \cdot \cos\psi_{от.г.}$$

Значения усилий S_C определены в табл. 28.

Определение усилий в элементах стрелы от кручения

Расчет ведется на условный крутящий момент $M'_{кр} = 10$ тс.м. Усилия от действительного крутящего момента $M_{кр.i}$ будут получены в дальнейшем путем умножения условных усилий на коэффициент

$$K' = \frac{M_{кр.i}}{M'_{КР}}.$$

Расчет выполнен по методу Кудрявцева.

Таблица 28

Расчетный случай	L_c	Q	$G_г$	$G'_{кр}$	$G_{ук}$	G_c	cosα	$S_{г.к.}$	$\psi_{г.к.}$ / $\cos\psi_{г.к.}$	$S_{к.у.}$	$\psi_{к.у.}$ / $\cos\psi_{к.у.}$	$S_{от.с.}$	$\psi_{от.с.}$ / $\cos\psi_{от.с.}$	$S_{от.г.}$	$\psi_{от.г.}$ / $\cos\psi_{от.г.}$	Z	S_c
-	м	тс	тс	тс	тс	тс	-	тс	град./-	тс	град./-	тс	град./-	тс	град./-	м	тс
1	20	100,0	-	1,54	-	7,66	0,9871	11,44	2^0 / 0,9994	-	- / -	65,77	18^0 / 0,9511	-	- / -	2,5 10 19	180,8 178,0 174,6
2	30	52,0	3,34	1,86	2,57	10,1	0,9997	11,63	4^0 / 0,9976	4,04	$2^030'$ / 0,999	18,38	13^0 / 0,9744	36,43	2^0 / 0,9994	2,5 10 29	139,0 136,4 130,05
3	30	42,0	3,87	1,90	2,63	10,1	0,9997	11,71	4^0 / 0,9976	3,88	$2^030'$ / 0,999	16,85	13^0 / 0,9744	31,55	2^0 / 0,9994	2,5 10 29	123,2 120,6 114,2
4	30	34,0	4,56	1,96	2,72	10,1	0,9997	9,7	4^0 / 0,9976	4,65	$2^030'$ / 0,999	15,42	13^0 / 0,9744	34,72	2^0 / 0,9994	2,5 10 29	116,5 114,0 107,6
5	30	25,0	5,24	1,48	2,81	10,1	0,9997	9,21	4^0 / 0,9976	4,85	$2^030'$ / 0,999	14,19	13^0 / 0,9744	36,01	2^0 / 0,9994	2,5 10 29	107,6 105,1 98,72
6	40	42,0	3,34	1,86	2,57	12,46	0,9997	11,71	3^0 / 0,9986	3,67	2^0 / 0,9994	20,44	9^0 / 0,9877	32,48	1^0 / 0,9998	2,5 10 39	129,5 127,1 118,1

Продолжение табл. 28

Расчетный случай	L_c	Q	$G_т$	$G'_{кр}$	$G_{ук}$	G_c	cosα	$S_{т.к.}$	$\psi_{т.к.}$ / $\cos\psi_{т.к.}$	$S_{к.у.}$	$\psi_{к.у.}$ / $\cos\psi_{к.у.}$	$S_{от.с.}$	$\psi_{от.с.}$ / $\cos\psi_{от.с.}$	$S_{от.г.}$	$\psi_{от.г.}$ / $\cos\psi_{от.г.}$	Z	S_c
-	м	тс	тс	тс	тс	тс	-	тс	град./-	тс	град./-	тс	град./-	тс	град./-	м	тс
7	40	31,5	3,87	1,90	2,63	12,46	0,9997	11,72	3^0 / 0,9986	4,29	2^0 / 0,9994	19,53	9^0 / 0,9877	37,18	1^0 / 0,9998	2,5 10 39	124,0 121,7 112,7
8	40	31,5	4,56	1,96	2,72	12,46	0,9997	11,72	3^0 / 0,9986	4,15	2^0 / 0,9994	18,24	9^0 / 0,9877	31,84	1^0 / 0,9998	2,5 10 39	118,1 115,8 106,7
9	40	25,0	5,24	1,48	2,81	12,46	0,9997	9,21	3^0 / 0,9986	4,79	2^0 / 0,9994	16,58	9^0 / 0,9877	34,33	1^0 / 0,9998	2,5 10 39	110,9 108,6 99,52
10	55	12,0	3,59	1,48	1,99	13,26	0,9945	6,7	4^0 / 0,9976	2,4	3^0 / 0,9986	13,12	7^0 / 11^0 / 0,9925 / 0,9816	19,82	2^0 / 0,9994	2,5 10 35 54	86,34 84,54 78,54 61,11

Примечание. В 10-ом расчетном случае для сечения д-д усилие S_c определяется по формуле

$$S_c = \left(Q + G'_{кр} + G_т + G'_{ук} + G_c \frac{L-Z}{L_c}\right)\cos\alpha + S_{тк} \cdot \cos\psi_{тк} + S_{ку}\cos\psi_{ку} + S_{от.с.} \cdot \cos\psi_{от.1} + S_{от.г.} \cdot \cos\psi_{от.г.}$$

Основание стрелы

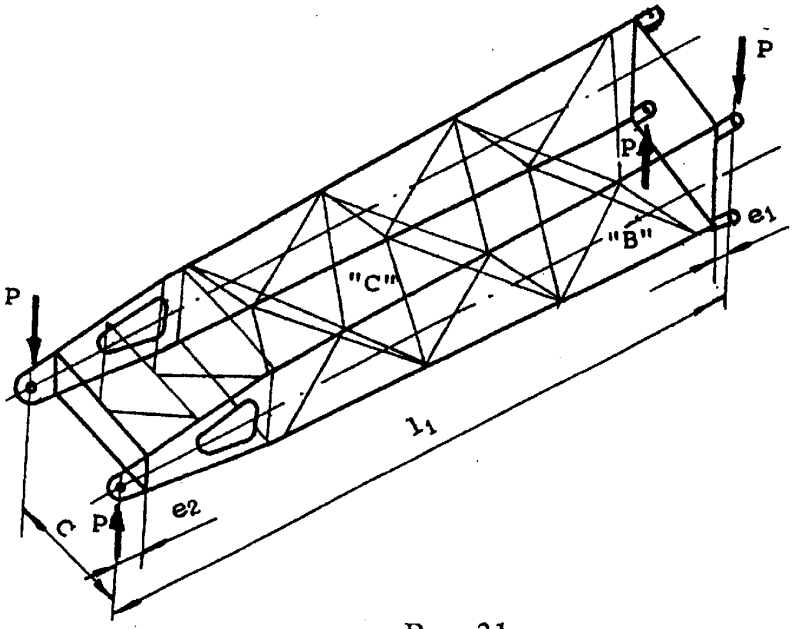


Рис. 31.
Основание стрелы

$$P = \frac{M'_{KP}}{C} = \frac{10}{2} = 5 \ mc.$$

C=2 м - ширина основания;
l_1=10 м - длина основания;
e_1=0,2 м } расстояние до
e_2=0,3 м } диафрагм
Рассмотрим равновесие плоских ферм

Боковая ферма (ферма «В»)

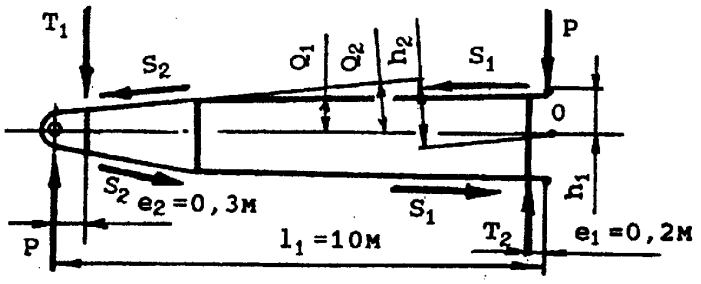


Рис. 32.
Расчетная схема

Момент относительно т. О

$$P \cdot l_1 = 2 \cdot S_1 \cdot h_1 + 2 \cdot S_2 \cdot h_2 + T_1(l_1 + e_2) - T_2 \cdot e_1 \qquad (1)$$

h_1=0,7 м; h_2=1,77 м.

Верхняя ферма (ферма «С»)

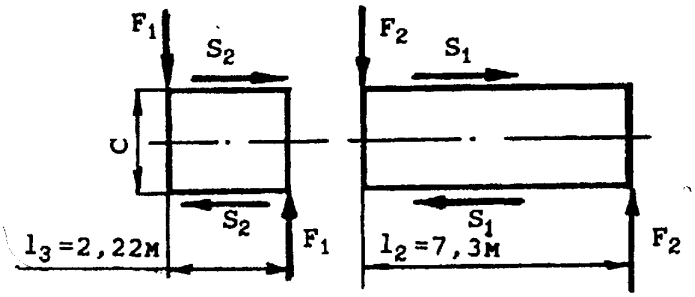


Рис. 33.
Расчетная схема

$$S_2 \cdot C = F_1 \cdot l_3 \qquad (2) \qquad\qquad S_1 \cdot C = F_2 \cdot l_2 \qquad (3)$$

$$F_1 = F_2 \qquad (4)$$

Торцовые сечения

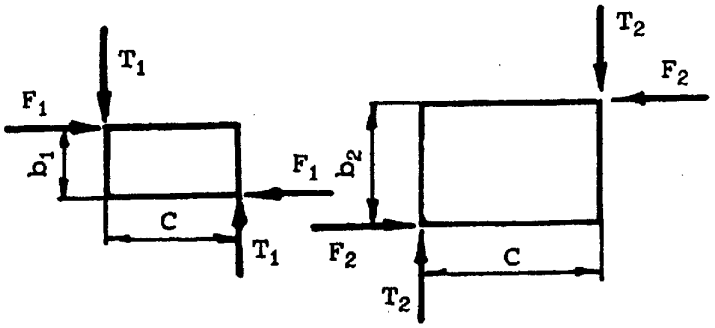


Рис. 34.
Расчетная схема

$F_1 \cdot b_1 = T_1 \cdot C$ (5) $\qquad$ $F_2 \cdot b_2 = T_2 \cdot C$ (6)

$b_1 = 0{,}3$ м; $\qquad$ $b_2 = 1{,}4$ м.

Определим значение S_2 из выражений (2), (3) и (4) :

$$S_2 = \frac{l_3}{l_2} \cdot S_1 \qquad (7)$$

Определим значение T_1 из выражений (3), (4) и (5) :

$$T_1 = \frac{b_1}{l_2} \cdot S_1 \qquad (8)$$

Определим значение T_2 из выражений (3), (4) и (6) :

$$T_2 = \frac{b_2}{l_2} \cdot S_1 \qquad (9)$$

Подставим полученные значения S_2 , T_1 и T_2 в выражение (1):

$$P_1 \cdot l_1 = 2 \cdot S_1 \cdot h_1 + 2 \cdot h_2 \cdot \frac{l_3}{l_2} \cdot S_1 + (l_1 - e_2) \cdot \frac{b_1}{l_2} S_1 - e_1 \cdot \frac{b_2}{l_2} S_1,$$

откуда

$$S_1 = \frac{P \cdot l_1}{2h_1 + 2h_2 \cdot \frac{l_3}{l_2} + (l_1 - e_2) \cdot \frac{b_1}{l_2} - e_1 \cdot \frac{b_2}{l_2}}.$$

Подставив численные значения, получим:

$$S_1 = \frac{5{,}56 \cdot 10}{2 \cdot 0{,}7 + 2 \cdot 1{,}77 \frac{2{,}22}{7{,}3} + (10 - 0{,}3) \cdot \frac{0{,}3}{7{,}3} - 0{,}2 \frac{1{,}4}{7{,}3}} = 17{,}63 \ mc.$$

Используя выражения (7), (8) и (9), найдем:

$$S_2 = \frac{l_3}{l_2} \cdot S_1 = \frac{2,22}{7,3} \cdot 17,63 = 5,36 \ mc;$$

$$T_1 = \frac{b_1}{l_2} \cdot S_1 = \frac{0,3}{7,3} \cdot 17,63 = 0,72 \ mc;$$

$$T_2 = \frac{b_2}{l_2} \cdot S_1 = \frac{1,4}{7,3} \cdot 17,63 = 3,38 \ mc.$$

Из выражения (5) найдем:

$$F_1 = F_2 = \frac{T_1 \cdot C}{b_1} = \frac{0,72 \cdot 2}{0,3} = 4,8 \ mc.$$

Подставляя полученные значения найденных сил в исходные уравнения, проверим их тождество:

(1) $5 \cdot 10 = 2 \cdot 17,63 \cdot 0,7 + 2 \cdot 5,36 \cdot 1,77 + 0,72 \ (10 - 0,3) - 3,38 \cdot 0,2 = 50 \approx 49,96;$

(2) $5,36 \cdot 2 = 4,8 \cdot 2,22$;
$10,72 \approx 10,66$;

(3) $17,63 \cdot 2 = 4,8 \cdot 7,3$;
$35,26 \approx 35,04$;

(5) $4,8 \cdot 0,3 = 0,72 \cdot 2$;
$1,44 = 1,44$.

(6) $4,8 \cdot 1,4 = 3,38 \cdot 2$;
$6,72 \approx 6,76$.

Точность удовлетворительная.

Рассмотрим ферму «В»:

а) усилие в расчетной панели пояса

$a_1 = 2{,}5$ м;

$a_2 = 2{,}2$ м;

$a_3 = 1{,}05$ м.

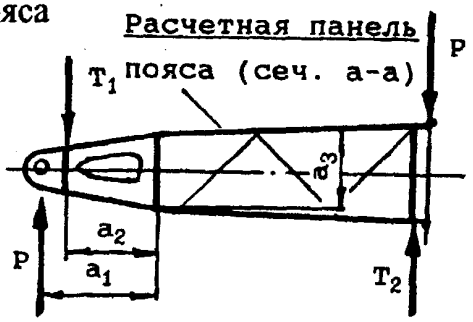


Рис. 35.
Расчетная схема

$$P_{п.в.} = \frac{P \cdot a_1 - T_1 \cdot a_2}{a_3} = \frac{5 \cdot 2{,}5 - 0{,}72 \cdot 2{,}2}{1{,}05} = 10{,}4 \ mc;$$

б) усилие в расчетном раскосе

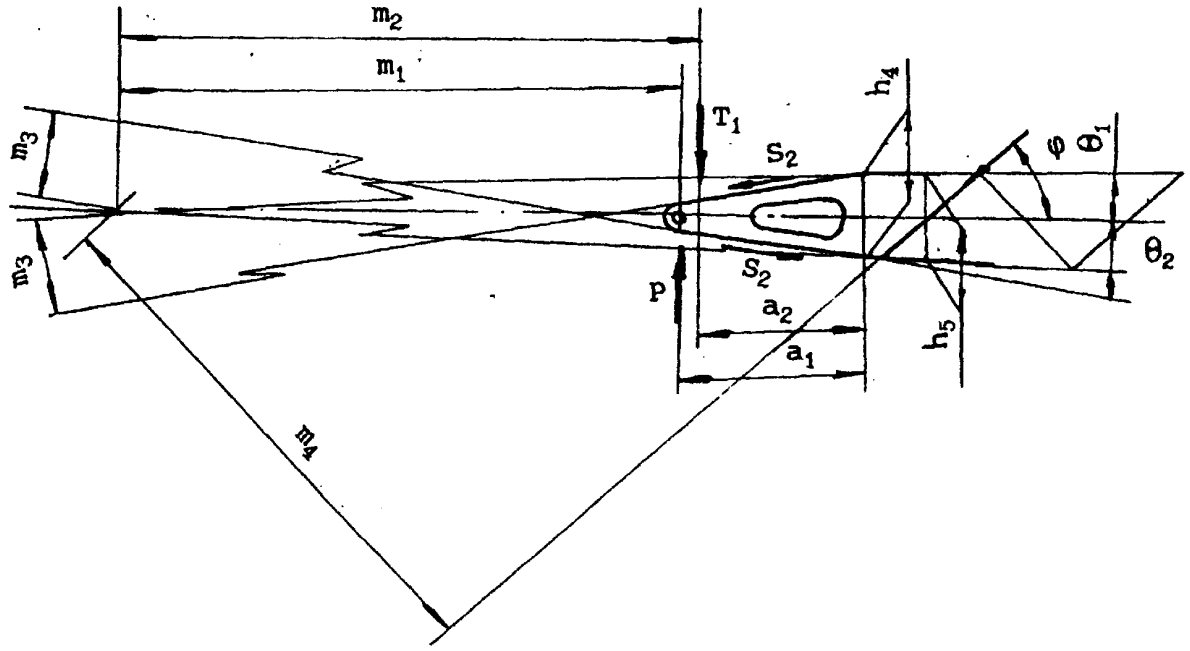


Рис. 36.
Расчетная схема

$$S_{P.B.} = \frac{P \cdot m_1 - T \cdot m_2 - 2 \cdot S_2 \cdot m_3}{m_4},$$

но $m_1 = 0{,}5 \cdot h_4 \cdot ctg\theta_1 - a_1$;

$m_2 = 0{,}5 \cdot h_4 \cdot ctg\theta_1 - a_2$;

$m_3 = 0{,}5 \cdot h_4 (ctg\theta_1 - ctg\theta_2) \cdot \sin\theta_2$;

$m_4 = 0{,}5 \cdot h_5 \cdot ctg\theta_1 \cdot \sin\varphi$.

Подставляя значения m_1 , m_2 , m_3 , m_4 в выражение для $S_{P.B.}$, получим

$$S_{P.B.} = \frac{P(0{,}5 \cdot h_4 \cdot ctg\,\theta_1 - a_1) - T_1(0{,}5 \cdot h_4 \cdot ctg\,\theta_1 - a_2)}{0{,}5 \cdot h_6 \cdot ctg\,\theta_1 \cdot \sin\varphi} -$$

$$- \frac{2 \cdot S_2 \cdot 0{,}5 \cdot h_4 (ctg\,\theta_1 - ctg\,\theta_2) \cdot \sin\theta_1}{0{,}5 \cdot h_6 \cdot ctg\,\theta \cdot \sin\varphi} =$$

$$= \frac{P\left(0{,}5 \cdot h_4 - \frac{a_1}{ctg\,\theta_1}\right) - T_1\left(0{,}5 \cdot h_4 \cdot \frac{a_2}{ctg\,\theta_1}\right) - S_2 \cdot h_4\left(1 - \frac{ctg\,\theta_2}{ctg\,\theta_1}\right) \cdot \sin\theta_2}{0{,}5 \cdot h_5 \cdot \sin\varphi};$$

$\theta_1 = 1^0 30'$; $\quad ctg\,1^0 30' = 38{,}19$; $\quad \sin 1^0 30' = 0{,}0262$;

$\theta_2 = 9^0 30'$; $\quad ctg\,9^0 30' = 5{,}98$; $\quad \sin 9^0 30' = 0{,}165$;

$h_4 = 1{,}05$ м ;

$h_5 = 1{,}07$ м ;

$\varphi = 46^0$; $\quad \sin 46^0 = 0{,}719$.

Подставив численные значения, получим:

$$S_{P.B.} = \frac{5\left(\frac{1}{2} \cdot 1{,}05 - \frac{2{,}5}{38{,}19}\right) - 0{,}72\left(\frac{1}{2} \cdot 1{,}05 - \frac{2{,}2}{38{,}19}\right)}{\frac{1}{2} \cdot 1{,}07 \cdot 0{,}719} +$$

$$+ \frac{- 5{,}36 \cdot 1{,}05\left(1 - \frac{5{,}98}{38{,}19}\right) \cdot 0{,}165}{\frac{1}{2} \cdot 1{,}07 \cdot 0{,}719} = 4{,}78 \quad mc .$$

Рассмотрим ферму «С»:

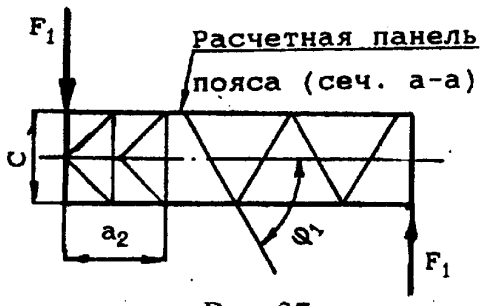


Рис. 37.
Расчетная схема

а) усилие в расчетной панели пояса:

$$P_{п.с.} = -\frac{F_1 \cdot a_2}{C} = -\frac{4{,}8 \cdot 2{,}2}{2} = -5{,}28 \ тс;$$

б) усилие в раскосах фермы «С»

$$S_{Р.С.} = \frac{F_1}{\sin \varphi_1} = \frac{4{,}8}{0{,}866} = 5{,}54 \ тс;$$

$\varphi_1 = 60^0$;

$\sin 60^0 = 0{,}866$.

Суммарное усилие в расчетной панели пояса

$P_п = P_{п.в.} + P_{п.с.} = 10{,}4 - 5{,}28 = 5{,}12$ тс.

Вставка стрелы 10 м

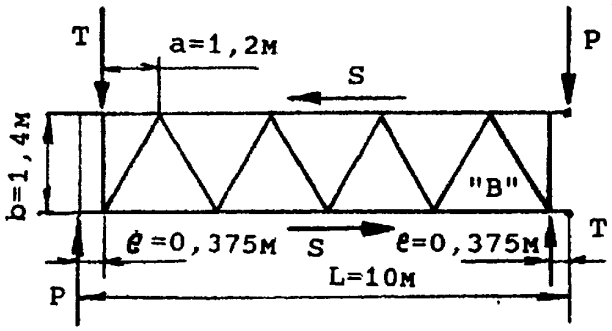


Рис. 38.
Расчетная схема

$$P \cdot L = T \cdot (L - 2e) + S \cdot b \qquad (1)$$

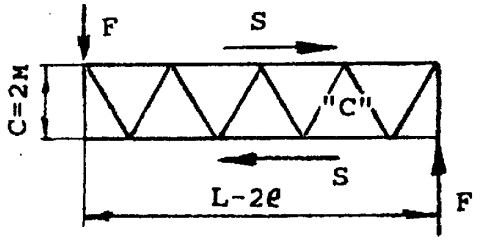


Рис. 39.
Расчетная схема

$$F\,(L - 2e) = S \cdot c \qquad (2)$$

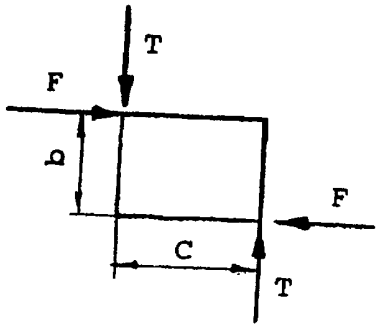


Рис. 40.
Расчетная схема

$$T \cdot c = F \cdot b; \qquad (3)$$

$$P = \frac{M'_{KP}}{C} = \frac{10}{2} = 5 \ mc$$

Из уравнений (2) и (3) выразим S через T:

$$S = \frac{(L - 2e)}{b} T \qquad (4)$$

Подставим (4) в (1):

$$P \,.\, L = T\,(L\text{-}2e) + T\,(L\text{-}2e).$$

$$T = \frac{P.L}{2(L - 2e)} = \frac{5.10}{2.(10 - 2.0{,}375)} = 2{,}7 \ mc;$$

$$F = T.\frac{c}{b} = 2{,}7.\frac{1}{1{,}4} = 3{,}86 \ mc.$$

Усилие в раскосе фермы «В»

$$S_{P.B.} = \frac{T}{\sin \varphi_B} = \frac{2{,}7}{\sin 45^0} = 3{,}82 \ mc.$$

Усилие в раскосе фермы «С»

$$S_{P.C.} = \frac{F}{\sin \varphi_C} = \frac{3{,}86}{\sin 60^0} = 4{,}46 \ mc.$$

Усилие в панели пояса

$$S_n = \frac{P.(a + e) - T.a}{b} - \frac{F.a}{c} =$$

$$= \frac{5{,}56\,(1{,}2 + 0{,}375) - 2{,}7.0{,}375}{1{,}4} - \frac{3{,}86.1{,}2}{2} = 2{,}59 \ mc.$$

Головка стрелы

Расчет головки стрелы на кручение произведен по методу Запольского Н.Н.

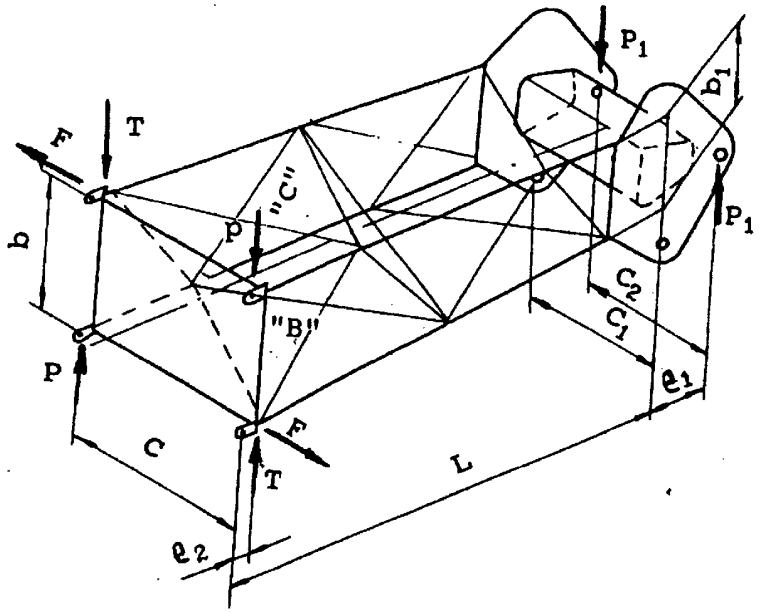


Рис. 41.
Расчетная схема

$$P = \frac{M'_{KP}}{C} = \frac{10}{2} = 5 \ mc,$$

$$P_1 = \frac{M'_{KP}}{C_2} = \frac{10}{1{,}29} = 7{,}75 \ mc.$$

в = 1,4 м ;
с = 1,8 м ;
$в_1$= 0,94 м;
$с_1$ = 1,36 м;
$с_2$ = 1,29 м.

$$m = \frac{M'_{KP}}{\omega};$$

$$\omega = b_1 \cdot c + b \cdot c_1 = 0{,}94 \cdot 2 + 1{,}4 \cdot 1{,}36 = 3{,}784 \ м^2;$$

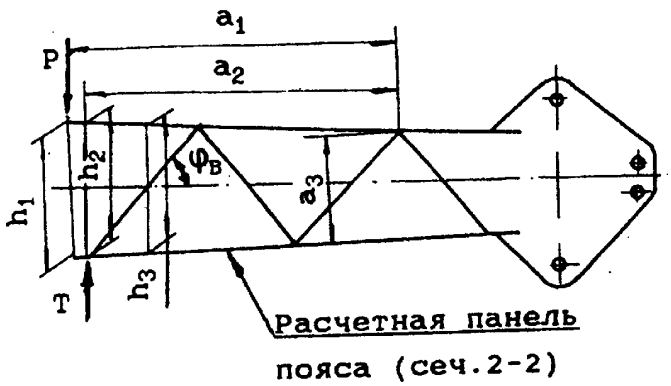
$$m = \frac{10}{3{,}784} = 2{,}643 \ mc/м;$$

$$T = m.b_1 = 2{,}643 \cdot 0{,}94 = 2{,}48 \ mc;$$

$$F = m.c_1 = 2{,}643 \cdot 1{,}36 = 3{,}59 \ mc.$$

Ферма «B»

а) усилие в расчетной панели пояса:



$a_1 = 3{,}45$ м ;
$a_2 = 3{,}2$ м ;
$a_3 = 1{,}08$ м .

Рис. 42.
Расчетная схема

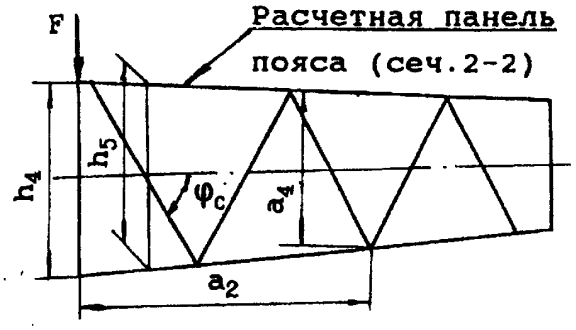
$$P_{П.В.} = \frac{P a_1 - (P - T)\cdot a_2}{a_3} = \frac{5\cdot 3{,}45 - (5 - 2{,}48)\cdot 3{,}2}{1{,}08} = 8{,}51\ mc$$

б) усилие в раскосе

$$S_{P.B.} = \frac{P\cdot h_1 - T\cdot h_2}{h_3\cdot \sin\varphi_B} = \frac{5\cdot 1{,}4 - 2{,}48\cdot 1{,}38}{1{,}3\cdot 0{,}766} = 3{,}59\ mc.$$

$\varphi_B = 50^0$; $h_1 = 1{,}4$ м ; $h_2 = 1{,}38$ м ; $h_3 = 1{,}3$ м ;
$\sin\varphi_B = 0{,}766$.

Ферма «C»



$a_2 = 3{,}2$ м ;

$a_4 = 1{,}55$ м .

Рис. 43.
Расчетная схема

а) усилие в расчетной панели пояса:

$$P_{n.c.} = \frac{F \cdot a_2}{a_4} = \frac{3{,}59 \cdot 3{,}2}{1{,}55} = 7{,}41 \ тс;$$

б) усилие в раскосе

$$S_{P.C.} = \frac{F \cdot h_4}{h_5 \cdot \sin \varphi_C} = \frac{3{,}59 \cdot 1{,}96}{1{,}87 \cdot 0{,}866} = 4{,}34 \ тс;$$

$$\varphi_C = 60^0; \qquad \sin 60^0 = 0{,}866;$$

$$h_4 = 1{,}96 \ м;$$

$$h_5 = 1{,}87 \ м.$$

Суммарное усилие в расчетной панели пояса:

$$P_п = P_{п.в.} + P_{п.с.} = 8{,}51 - 7{,}41 = 1{,}1 \text{ тс}.$$

Головка гуська

Ход расчета головки гуська на кручение аналогичен расчету головки стрелы, поэтому буквенные обозначения, принятые при расчете головки стрелы, сохранены и в данном случае.

$$P = P_1 = \frac{M'_{KP}}{c} = \frac{10}{1{,}3} = 7{,}69 \ тс,$$

$$\omega = в_1 \cdot с + в \cdot с_1 = 0{,}48 \cdot 1{,}3 + 1{,}1 \cdot 1{,}3 = 2{,}054 \ м^2;$$

$$m = \frac{M'_{KP}}{\omega} = \frac{10}{2{,}054} = 4{,}868 \ тс/м,$$

$$T = m \cdot в_1 = 4{,}868 \cdot 0{,}48 = 2{,}34 \ тс,$$

$$F = m \cdot с_1 = 4{,}868 \cdot 1{,}3 = 6{,}33 \ тс,$$

$$в = 1{,}1 м; \qquad с = 1{,}3 \ м; \qquad в_1 = 0{,}48 \ м; \qquad с_1 = с_2 = 1{,}3 \ м.$$

Ферма «В»

а) усилие в расчетной панели пояса

$$P_{П.В.} = \frac{P \cdot a_1 - (P - T) \cdot a_2}{a_3} = \frac{7{,}69 \cdot 3{,}8 - (7{,}69 - 2{,}34) \cdot 3{,}6}{0{,}62} = 16{,}07 \ тс,$$

$$a_1 = 3{,}8 \ м; \qquad a_2 = 3{,}6 \ м; \qquad a_3 = 0{,}62 \ м.$$

б) усилие в раскосе

$$S_{P.B.} = \frac{P \cdot h_1 - T \cdot h_2}{h_3 \cdot \sin \varphi_B} = \frac{7{,}69 \cdot 1{,}1 - 2{,}34 \cdot 1{,}07}{1{,}02 \cdot 0{,}809} = 7{,}22 \ тс;$$

$h_1 = 1{,}1 \ м$; $h_2 = 1{,}07 \ м$; $h_3 = 1{,}02 \ м$;

$\varphi_B = 54^0$; $\sin \varphi_B = 0{,}809$.

Ферма «С»

а) усилие в расчетной панели пояса:

$$P_{П.С.} = \frac{F \cdot a_2}{a_4} = \frac{6{,}33 \cdot 3{,}6}{1{,}3} = 17{,}53 \ тс;$$

$a_2 = 3{,}6 \ м$; $a_4 = c = 1{,}3 \ м$.

б) усилие в раскосе:

$$S_{P.C.} = \frac{F}{\sin \varphi_C} = \frac{6{,}33}{0{,}866} = 7{,}31 \ тс;$$

$\varphi_C = 60^0$; $\sin \varphi_C = 0{,}866$.

Суммарное усилие в расчетной панели пояса:

$P_п = 16{,}07 - 17{,}53 = -1{,}46$ тс .

Вставка гуська 5 м

Поперечное сечение вставки

в=1,1 м; с=1,3 м; a_1=0,96 м; a_2=0,76 м.

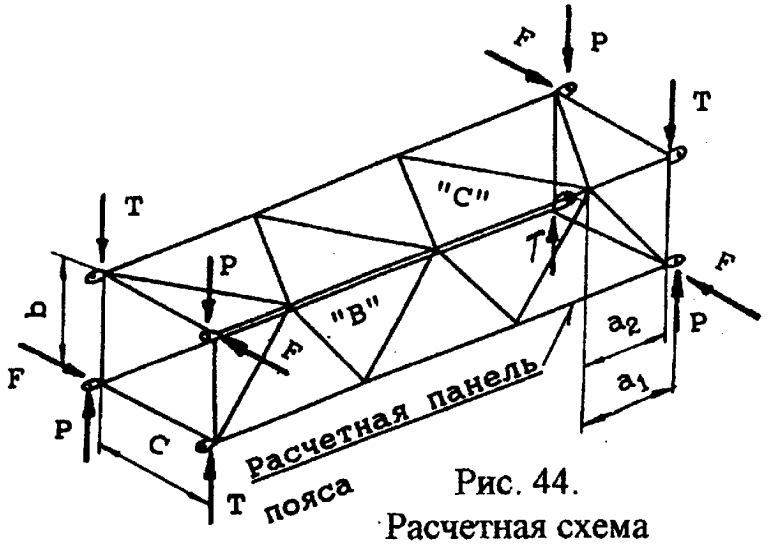


Рис. 44.
Расчетная схема

$$m = \frac{M'_{KP}}{\omega}; \qquad P = \frac{M'_{KP}}{c} = \frac{10}{1{,}3} = 7{,}69 \ mc;$$

$$\omega = 2 \cdot в \cdot c;$$

$$T = m \cdot в = \frac{M'_{KP}}{2c} = \frac{10}{2 \cdot 1{,}3} = 3{,}846 \ mc;$$

$$F = m \cdot c = \frac{M'_{KP}}{2в} = \frac{10}{2 \cdot 1{,}1} = 4{,}545 \ mc.$$

Ферма «В»

а) усилие в расчетной панели пояса:

$$P_{П.В.} = \frac{P \cdot a_1 - (P - T) \cdot a_2}{в} = \frac{7{,}69 \cdot 0{,}96 - (7{,}69 - 3{,}846) \cdot 0{,}76}{1{,}1} = 4{,}05 \ mc$$

б) усилие в раскосе

$$S_{P.B.} = \frac{P - T'}{\sin \varphi_B} = \frac{7{,}69 - 3{,}846}{0{,}829} = 4{,}64 \ mc;$$

$$\varphi_B = 56^0; \qquad \sin \varphi_B = 0{,}829.$$

Ферма «С»

а) усилие в расчетной панели пояса:

$$P_{П.С.} = \frac{F \cdot a_2}{c} = \frac{4{,}545 \cdot 0{,}76}{1{,}3} = 2{,}66 \ mc;$$

б) усилие в раскосе

$$S_{P.C.} = \frac{F}{\sin \varphi_C} = \frac{4{,}545}{0{,}866} = 5{,}25 \ mc;$$

$$\varphi_C = 60^0; \qquad \sin \varphi_C = 0{,}866.$$

Суммарное усилие в расчетной панели пояса

$$S_п = 4{,}05 - 2{,}66 = 1{,}39 \text{ тс}.$$

Сводная таблица усилий в элементах стрелы при действии условного крутящего момента $M^1_{кр}$=10 тс.м.

Таблица 29

Наименование элемента	Обозначение	Основание стрелы	Вставка стрелы	Головка стрелы	Вставка гуська	Головка гуська
Раскос фермы «В»	$S_{Р.В.}$, тс	4,78	3,81	3,59	4,64	7,22
Раскос фермы «С»	$S_{Р.С.}$, тс	5,54	4,46	4,34	5,25	7,31
Панель пояса	$P_п$, тс	5,12	2,59	1,10	1,39	1,46

Из таблицы видно, что наиболее нагруженным раскосом из трубы 70х5 является раскос фермы «С» основания стрелы – $S_{р.с.}$=5,54 тс, а из трубы 48х5 – раскос фермы «С» головки гуська - $S_{р.с.}$=7,31 тс.

Ниже для этих раскосов определены: допускаемое усилие и допускаемый крутящий момент.

Определим допускаемое усилие в раскосе фермы "С" основания стрелы.

Сечение раскоса – труба 70х5.

Площадь сечения

$$F_Р = \frac{\pi\left(D^2 - d^2\right)}{4} = \frac{3{,}14\left(7^2 - 6^2\right)}{4} = 10{,}2 \ см^2.$$

Радиус инерции

$$r = \frac{1}{4}\cdot\sqrt{D^2 + d^2} = \frac{1}{4}\cdot\sqrt{7^2 + 6^2} = 2{,}3 \ см.$$

Длина раскоса

$$l_Р = 2{,}3 \ м.$$

Гибкость

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l_Р}{r} = \frac{0{,}84 \cdot 230}{2{,}3} = 84,$$

где $\mu = 0,84$ - коэффициент расчетной длины раскоса (см. Панкратов С.А., Ряхин В.А., Основы расчета и проектирования металлических конструкций строительных и дорожных машин, стр. 162, табл.35).

Коэффициент уменьшения допускаемых напряжений

$$\varphi = 0,69 + \frac{0,75 - 0,69}{10} \cdot (90 - 84) = 0,726$$

Допускаемое усилие в раскосе

$$[P_P] = \varphi \cdot F_P \cdot [\sigma] = 0,726 \cdot 10,2 \cdot 1786 = 13230 \text{ кгс},$$

где

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{2500}{1,4} = 1786 \text{ кгс/см}^2;$$

$\sigma_т = 2500$ кгс/см^2 - предел текучести стали 20.

Определим допускаемое усилие в раскосе фермы «С» головки стрелы (тяжелого гуська).

Сечение раскоса - труба 48х5.

Площадь сечения

$$F_P = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14(4,8^2 - 3,8^2)}{4} = 6,75 \text{ см}^2.$$

Радиус инерции

$$r = \frac{1}{4} \cdot \sqrt{D^2 + d^2} = \frac{1}{4} \cdot \sqrt{4,8^2 + 3,8^2} = 1,53 \text{ см}$$

Длина раскоса

$$l_P = 1,46 \text{ м}.$$

Гибкость

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l_P}{r} = \frac{0{,}858 \cdot 1{,}46}{1{,}53} = 81{,}9 \ ;$$

$$\frac{l_P}{r} = \frac{146}{1{,}53} = 95{,}4 \ ;$$

$$\mu = 0{,}92 - \frac{0{,}92 - 0{,}84}{100 - 80}(95{,}4 - 80) = 0{,}858 \ ;$$

$$\varphi = 0{,}69 + \frac{0{,}75 - 0{,}69}{10}(90 - 81{,}9) = 0{,}739 \ .$$

Допускаемое усилие в раскосе

$$[P_P] = \varphi \cdot F_P \cdot [\sigma] = 0{,}739 \cdot 6{,}75 \cdot 1786 = 8910 \text{ кгс.}$$

Допускаемый крутящий момент

$$[M_{KP}] = \frac{[P_P]}{S_{P.C.}} \cdot M'_{KP},$$

где $[P_p]$ - допускаемое усилие в раскосе;

$S_{p.c.}$ - усилие в раскосе при действии условного крутящего момента $M'_{кр}$;

$M'_{кр}$=10 тс.м - условный крутящий момент.

Б А Ш Н И
(расчетные случаи 1′ - 8′)

$$[M_{KP}] = \frac{13{,}23}{5{,}54} \cdot 10 = 23{,}9 \ тс.м;$$

Мачтово-стреловое оборудование (расчетный случай 9′)

$$[M_{KP}] = \frac{8{,}91}{7{,}31} \cdot 10 = 12{,}2 \ тс.м.$$

Во всех расчетных случаях, кроме 4′, 7′ и 8′, действующие крутящие моменты (табл. 30) не превышают допускаемых. В расчетном случае 4′ действующий крутящий момент $M_{кр}$=24,48 тс.м превышает допускаемый

$[M_{кр}]$ = 23,9 тс.м на 2,41%, что допустимо.

Определение крутящих моментов

$$M_{кр} = \left(W_{ГР} + P^{гр}_{ин} + P^{гр}_{ук}\right) \cdot \left(C_2 + L_Г \cdot \sin\gamma\right) + \left(W_Г + P^{г}_{ин} + P^{г}_{ук}\right) \cdot \left(C_2 + K_Г \cdot L_Г \cdot \sin\gamma\right),$$

где

$$P^{гр}_{ин} = \frac{Q + G'_{кр}}{g} \cdot \varepsilon \cdot l_Г; \qquad P^{гр}_{ук} = \left(Q + G'_{кр}\right) \cdot \sin\alpha'; \qquad C_2 = 0{,}15 \ м,$$

$$P^{г}_{ин} = \frac{G_Г}{g} \cdot \varepsilon \cdot \left[l_C + K_Г\left(l_Г - l_C\right)\right]; \qquad P^{г}_{ук} = G_Г \cdot \sin\alpha'.$$

Значения крутящих моментов определены в табл. 30.

Учет влияния сжимающей силы на величину изгибающих моментов в основной плоскости

Определим коэффициент возрастания изгибающих моментов M_y при совместном действии поперечных и продольных сил

$$K' = \frac{M_C}{M_y},$$

где M_c - изгибающий момент при совместном действии поперечных и продольных сил;

M_y - изгибающий момент только от поперечных сил.

Таблица 30

$\varepsilon = 0{,}0157$ рад/сек^2; $\sin\alpha' = 0{,}0175$.

Расчетный случай	Q	$G'_{кр}$	$L_т$	$G_т$	$W_т$	$W_{тр}$	$l_т$	$l_с$	$K_т$	sinγ	$P^{тр}_{ин}$	$P^{тр}_{ук}$	$P^{т}_{ин}$	$P^{т}_{ук}$	$M_{кр}$
-	тс	тс	м	тс	тс	тс	м	м	-	-	тс	тс	тс	тс	тс.м
1	100,0	1,54	-	-	-	0,86	-	6,0	-	-	-	-	-	-	-
2	52,0	1,86	15	3,34	0,24	0,61	8,0		0,60	0,2907	0,69	0,94	0,03	0,06	11,02
3	42,0	1,90	20	3,87	0,32	0,54	8,5		0,59	0,2351	0,60	0,77	0,04	0,07	10,52
4	34,0	1,96	25	4,56	0,40	0,51	10,0	2,75	0,58	0,2436	0,58	0,63	0,05	0,08	12,68
5	25,0	1,48	30	5,24	0,49	0,45	12,5		0,57	0,2823	0,53	0,46	0,07	0,09	15,65
6	42,0	1,86	15	3,34	0,26	0,56	9,0		0,60	0,3404	0,63	0,77	0,04	0,06	11,46
7	31,5	1,90	20	3,87	0,34	0,50	11,5		0,59	0,3746	0,62	0,58	0,05	0,07	15,09
8	31,5	1,96	25	4,56	0,43	0,53	10,5	3,01	0,58	0,2521	0,56	0,59	0,05	0,08	12,97
9	25,0	1,48	30	5,24	0,53	0,48	12,5		0,57	0,2740	0,53	0,46	0,07	0,09	15,42
10	12,0	1,48	30	3,59	0,48	0,33	18,5	7,75	0,50	0,2588	0,4	0,24	0,08	0,06	10,18
1′	13,5	1,86	15	3,34	0,23	0,28	16,5		0,60	0,8894	0,41	0,27	0,06	0,06	15,8
2′	10,0	1,90	20	3,87	0,30	0,22	21,5		0,59	0,9171	0,41	0,21	0,09	0,07	20,58
3′	5,5	1,96	25	4,56	0,39	0,17	26,5	2,75	0,58	0,9330	0,32	0,13	0,12	0,08	22,62
4′	3,5	1,48	30	5,24	0,46	0,13	31,0		0,57	0,9259	0,25	0,09	0,16	0,09	24,48
5′	11,2	1,86	15	3,34	0,24	0,26	16,5		0,60	0,8695	0,34	0,23	0,06	0,06	13,82
6′	10,0	1,90	20	3,87	0,33	0,23	22,0		0,59	0,9311	0,42	0,21	0,09	0,07	21,6
7′	6,0	1,96	25	4,56	0,42	0,18	27,0	3,01	0,58	0,9444	0,34	0,14	0,12	0,08	24,26
8′	3,0	1,48	30	5,24	0,49	0,13	31,5		0,57	0,9348	0,22	0,08	0,16	0,09	24,06
9′	0,6	1,48	30	3,59	0,46	0,028	32,0	7,75	0,50	0,7923	0,12	0,04	0,11	0,06	12,08

1. Стреловое оборудование

Коэффициент K' определим для упрощенной расчетной схемы (рис. 45), где все поперечные силы сведены к одной сосредоточенной силе N, приложенной к оголовку стрелы. Изгибающий момент M_c в сечении, отстоящем на Z от корня стрелы, определяется следующим образом (см. Х. Крекс. Упрощенный расчет стрел самоходных кранов. Копенгаген, издание Датской академии технических наук, 1971).

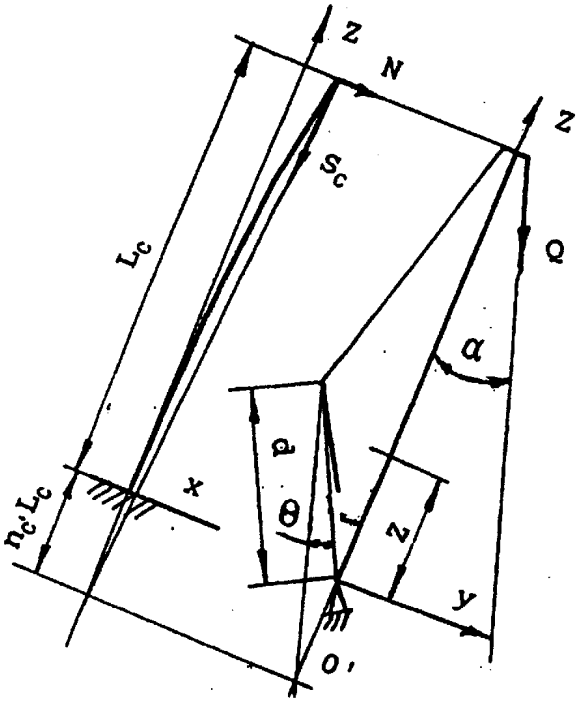


Рис. 45.
Расчетная схема

$$M_C = f \cdot N \cdot L_C \left(\cos r \cdot Z - \sin r \cdot Z \cdot ctgr \cdot L_C\right).$$

Изгибающий момент от поперечной силы

$$M_y = N\,(L_c - Z).$$

Подставив M_c и M_y в выражение для K', получим

$$K' = f \cdot \frac{L_C}{L_C - Z} \cdot \left(\cos r \cdot Z - \sin r \cdot Z ctg\, r \cdot L_C\right),$$

где

$$f = \frac{1 + n_c}{1 + n_c \cdot r \cdot L_C \cdot ctg\ r \cdot L_C};$$

$$n_c = \frac{d}{L_C} \cdot \frac{\sin\theta}{\sin\alpha};$$

$$r = \sqrt{\frac{S_c}{E \cdot I_y}};$$

S_c - усилие сжатия в стреле;

$E=2{,}1 \cdot 10^6$ кгс/см^2 - модуль упругости;

$$I_y = \frac{1}{\mu} \cdot b^2 \cdot F_n = \frac{1}{1{,}2} \cdot 200^2 \cdot 46{,}8 = 1{,}56 \cdot 10^6\ см^4 \quad -$$

- момент инерции сечения стрелы;

μ - коэффициент, учитывающий влияние деформации решетки ферм;

$$F_n = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right) = \frac{3{,}14}{4}\left(15{,}9^2 - 13{,}9^2\right) = 46{,}8\ см^2 \quad -$$

- площадь поперечного сечения пояса стрелы (труба 159х10).

2. *Башенное оборудование*

$$M_C = f \cdot \left\{ N \cdot L_c \cdot \left(\cos r \cdot Z - \sin\ r \cdot Z \cdot ctg\, r \cdot L_c\right) + \frac{M_\Gamma}{1 + n_c} \cdot \left[\cos r \cdot Z - \right.\right.$$

$$\left.\left. -\sin r \cdot Z \cdot ctg\ r \cdot L_c + \frac{n_c \cdot r \cdot L_c \cdot \cos r \cdot Z + \sin r \cdot Z}{\sin r \cdot L_c} \right] \right\},$$

где

$$N = \frac{M_y^{a-a} - M_{KP} / tg\gamma}{L_C - Z^{a-a}} \quad -$$

- поперечная сила, приложенная к оголовку стрелы;

$$M_\Gamma = Q \cdot \cos\alpha \left(\beta_c \cdot L_c \cdot \cos\gamma + y_{кр} + y_\varepsilon\right) + \frac{M_{кр}}{tg\gamma} -$$

- изгибающий момент на головке стрелы;

$$\beta_c = \frac{N \cdot L_c^2}{2 \cdot E \cdot I_y} + \frac{M_{KP}}{E \cdot I_y \cdot tg\gamma} \cdot L_C + \beta_0 \cdot$$

Основная плоскость стрелы

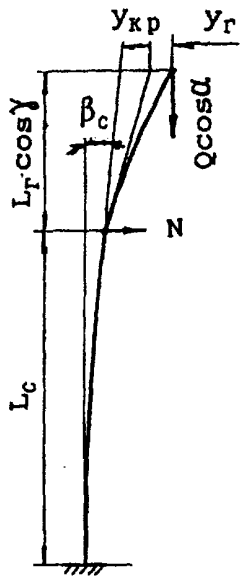


Рис. 46.
Расчетная схема

β_0=0,003 рад. - строительный угол наклона головки стрелы;
$y_{кр}=\theta_б \cdot L_т \cdot \sin\gamma$;

$$\theta_б = \frac{L_c \cdot M_{КР}}{2E \cdot F_P}\left(\frac{1}{b^2 \cdot \sin^2\varphi_c \cdot \cos\varphi_c} + \frac{1}{C^2 \cdot \sin^2\varphi_B \cdot \cos\varphi_B}\right) = L_C \cdot M_{КР} \cdot \frac{10^7}{2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 10{,}2} x$$

$$x\frac{10^7}{2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 10{,}2}\left(\frac{1}{140^2 \cdot \sin^2 60^0 \cdot \cos 60^0} + \frac{1}{200^2 \cdot \sin^2 50^0 \cdot \cos 50^0}\right) = 4{,}723 \cdot 10^{-5} L_C \cdot M_{КР}, рад$$

где L_c - длина стрелы, м;
$M_{кр}$- крутящий момент, тс.м;

$$F_p = \frac{\pi}{4}\left(D_p^2 - d_p^2\right) = \frac{3{,}14}{4}\left(7^2 - 6^2\right) = 10{,}2\ см^2$$ –

- площадь поперечного сечения раскоса (труба 70х5);

$$y_Г = \frac{M_{кр}/L_Г \cdot \sin\gamma + Q \cdot \beta_c \cdot \cos\alpha}{3EI_y^Г} \cdot L_Г^3 + \frac{L_Г}{500};$$

$$I_y^Г = \frac{1}{\mu} \cdot \sigma_Г^2 \cdot F_{п.Г.} = \frac{1}{1{,}2} \cdot 130^2 \cdot 20{,}3 = 285900 \ см^4;$$

$$F_{п.Г.} = \frac{\pi}{4}\left(D_{п.Г.}^2 - d_{п.Г.}^3\right) = \frac{3{,}14}{3}\left(11{,}4^2 - 10{,}2^2\right) = 20{,}3 \ см$$

- площадь поперечного сечения пояса гуська (труба 114х6).

$$M_y = N \cdot \left(L_c - Z\right) + \frac{M_{кр}}{tg\gamma}.$$

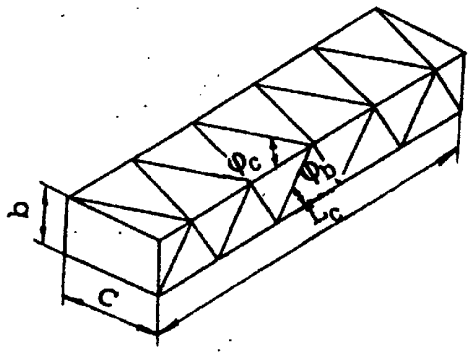


Рис. 47.
Расчетная схема

3. Мачтово-стреловое оборудование

В этом случае расчет ведется по формулам для башенного оборудования со следующими изменениями:

$$\theta_б = \frac{L_1 \cdot M_{кр}}{2F_1 \cdot F_{p1}} \cdot \left(\frac{1}{b_1^2 \cdot \sin^2\varphi_{c1} \cdot \cos\varphi_{c1}} + \frac{1}{C_1^2 \cdot \sin^2\varphi_{b1} \cdot \cos\varphi_{b1}}\right) +$$

$$+ \frac{L_2 \cdot M_{кр}}{2E \cdot F_{p2}} \cdot \left(\frac{1}{b_2^2 \cdot \sin^2\varphi_{c2} \cdot \cos\varphi_{c2}} + \frac{1}{C_2^2 \cdot \sin^2\varphi_{b1} \cdot \cos\varphi_{b1}}\right) =$$

$$= \frac{35 \cdot M_{кр} \cdot 10^7}{2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 10{,}2} \cdot \left(\frac{1}{140^2 \cdot \sin^2 60^0 \cdot \cos 60^0} + \frac{1}{200^2 \cdot \sin^2 50^0 \cdot \cos 50^0}\right) +$$

$$+ \frac{20 \cdot M_{кр} \cdot 10^7}{2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 6{,}75} \cdot \left(\frac{1}{110^2 \cdot \sin^2 60^0 \cdot \cos 60^0} + \frac{1}{130^2 \cdot \sin^2 55^0 \cdot \cos 55^0}\right) =$$

$$= 429{,}2 \cdot 10^{-5} \cdot M_{кр}, \ рад.$$

Угол β_c определяется по формуле, полученной графоанамическим методом для расчетной схемы, изображенной на рис. 48.

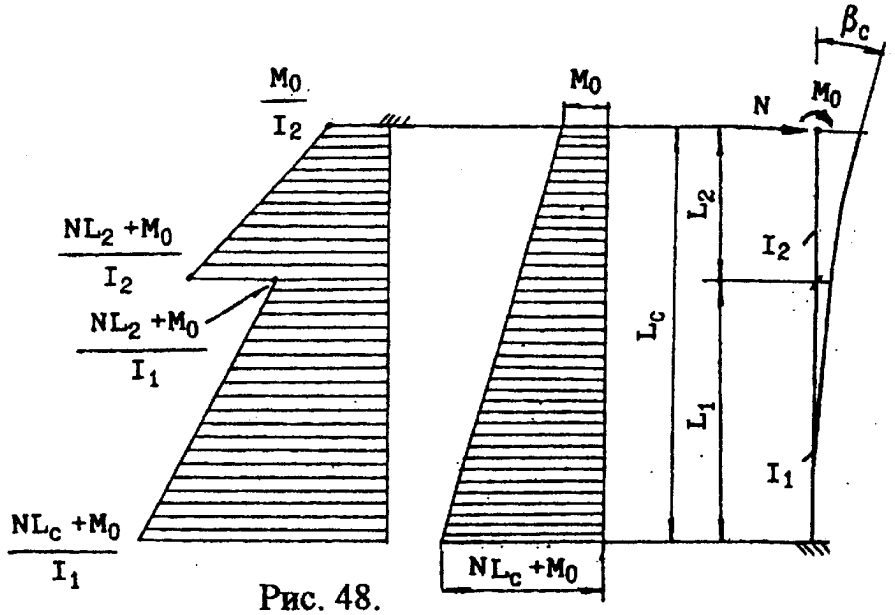


Рис. 48.
Расчетная схема

$$\beta_c = \frac{L_1}{2E \cdot I_1} \cdot [N \cdot (L_c + L_2) + 2M_0] + \frac{L_2}{2E \cdot I_2}(N \cdot L_2 + 2M_0) + \beta_0 =$$

$$= \frac{3500}{2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 1{,}56 \cdot 10^6} \cdot [2{,}24 \cdot 10^3 (55 + 20) \cdot 10^2 + 2 \cdot 38 \cdot 10^5] +$$

$$+ \frac{2000}{2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 28{,}59 \cdot 10^4} \cdot (2{,}24 \cdot 10^5 \cdot 20 + 2 \cdot 38 \cdot 10^6) + 0{,}003 = 0{,}036 \ рад.,$$

где

$$N = \frac{M_y^{a-a} - \frac{M_{кр}}{tg\gamma}}{L_c - Z^{a-a}} = \frac{155{,}6 - \frac{10{,}18}{0{,}2679}}{55 - 2{,}5} = 2{,}24 \ тс;$$

$I_1 = 1{,}56.10^6 \ см^4$; $E = 2{,}1.10^6 \ кгс/см^2$; $I_2 = 285900 \ см^4$;

$$M_0 = \frac{M_{кр}}{tg\gamma} = \frac{10{,}18}{0{,}2679} = 38{,}0 \ тс.м;$$

$L_2 = L_т \cdot \cos\gamma$;
$\beta_0 = 0{,}003$ рад.

Таблица 31

β =0,003 рад; I_y=1,56.10^6 см^4; $I_y^г$=285900 см^4; $Z^{а-а}$=2,5 м.

Расчетный случай	Q	cos α	L_c	$L_т$	cos γ	sin γ	$M_{кр}$	$M_y^{а-а}$	N	$\beta_c.10^2$	$Q_б.10^2$	$У_{кр}$	$У_г$	$\beta_c.L_т$x x cosγ	$M_г$
-	тс	-	м	м	-	-	тс.м	тс.м	тс	рад.	рад.	м	м	м	тс.м
2	52,0			15	0,9568	0,2907	11,02	118,21	3,0	1,02	1,56	0,07	0,09	0,15	52,2
3	42,0			20	0,9720	0,2351	10,52	118,01	2,71	1,07	1,49	0,07	0,16	0,21	61,88
4	34,0		30	25	0,9699	0,2436	12,68	123,29	2,65	1,13	1,8	0,11	0,26	0,27	72,38
5	25,0	0,9997		30	0,9593	0,2823	15,65	122,02	2,5	1,13	2,22	0,19	0,38	0,33	75,55
6	42,0			15	0,9403	0,3404	11,46	138,09	2,84	1,38	2,17	0,11	0,08	0,19	47,81
7	31,5			20	0,9272	0,3746	15,09	138,29	2,69	1,41	2,85	0,21	0,15	0,26	56,92
8	31,5		40	25	0,9677	0,2521	12,97	153,00	2,75	1,58	2,45	0,15	0,27	0,38	75,05
9	25,0			30	0,9617	0,2740	15,42	155,51	2,7	1,62	2,91	0,24	0,4	0,47	81,86
10	12,0	0,9945	55	30	0,9659	0,2588	10,18	155,6	2,24	3,6	4,4	0,34	0,32	1,04	58,32

Таблица 32

Расчетный случай	L_c	θ	$\sin\theta$	$\sin\alpha$	d	n_c	S_c	$r.10^4$	$57,3x\,r.L_c$	$\frac{ctgrL_c}{sinrL_c}$	f	M_r	Z	$57,3x\,r.Z$	$\cos rZ$	$\sin rZ$	K'
-	м	град	-	-	м	-	тс	$см^{-1}$	град.	-	-	тс.м	м	град.	-	-	-
1	20	23^0	0,3907	0,1599	8,8	1,08	180,8	2,349	$26^055'$	1,970 0,4527	1,04	-	2,5 10 19	$3^022'$ $13^028'$ $25^034'$	0,9982 0,9725 0,9023	0,0587 0,2328 0,4316	1,05 1,07 1,08
2	30	42^0	0,6691	0,0262	8,56	7,29	139,0	2,060	$35^025'$	1,4062 0,5795	1,13	52,2	2,5 10 29	$2^057'$ $11^048'$ $34^014'$	0,9987 0,9789 0,8268	0,0515 0,2045 0,5633	1,32 1,37 1,44
3	30	42^0	0,6691	0,0262	8,56	7,29	123,2	1,939	$33^020'$	1,5214 0,5495	1,113	61,88	2,5 10 29	$2^047'$ $11^007'$ $32^013'$	0,9988 0,9844 0,8459	0,0485 0,1928 0,5331	1,32 1,37 1,42
4	30	42^0	0,6691	0,0262	8,56	7,29	116,5	1,886	$32^025'$	1,5747 0,5360	1,106	72,38	2,5 10 29	$2^042'$ $10^048'$ $31^020'$	0,9989 0,9823 0,8543	0,0471 0,1874 0,5050	1,34 1,39 1,47
5	30	42^0	0,6691	0,0262	8,56	7,29	107,6	1,812	$31^09'$	1,6545 0,5172	1,097	75,55	2,5 10 29	$2^036'$ $10^023'$ $30^007'$	0,9990 0,9837 0,8651	0,0454 0,1802 0,5018	1,33 1,38 1,42
6	40	42^0	0,6691	0,0262	8,56	5,47	129,5	1,988	$45^034'$	0,9804 0,7141	1,233	47,81	2,5 10 39	$2^051'$ $11^023'$ $44^026'$	0,9987 0,9804 0,7141	0,0497 0,1802 0,7001	1,43 1,51 1,53
7	40	42^0	0,6691	0,0262	8,56	5,47	124,0	1,946	$44^036'$	1,0141 0,7022	1,217	56,92	2,5 10 39	$2^047'$ $11^009'$ $43^029'$	0,9988 0,9811 0,7254	0,0485 0,1934 0,6880	1,45 1,51 1,54

Продолжение табл. 32

Расчетный случай	L_c	θ	$\sin\theta$	$\sin\alpha$	d	n_c	S_c	$r.10^4$	$57,3x\ x\ r.L_c$	$\frac{ctgrL_c}{sinrL_c}$	f	M_r	Z	$57,3x\ x\ r.Z$	cos rZ	sin rZ	K′
-	м	град	-	-	м	-	тс	$см^{-1}$	град.	-	-	тс.м	м	град.	-	-	-
8	40	42^0	0,6691	0,0262	8,56	5,47	118,1	1,899	$43^0 32'$	1,0526 / 0,6867	1,204	75,05	2,5	$2^0 43'$	0,9989	0,0474	1,47
													10	$10^0 53'$	0,9820	0,1888	1,52
													39	$42^0 26'$	0,7381	0,6747	1,53
9	40	42^0	0,6691	0,0262	8,56	5,47	110,9	1,840	$42^0 10'$	1,1034 / 0,6700	1,189	81,86	2,5	$2^0 38'$	0,9980	0,0460	1,51
													10	$10^0 33'$	0,9830	0,1831	1,57
													39	$41^0 07'$	0,7534	0,6576	1,63
10	55	47^0	0,7314	0,1045	8,35	1,06	86,34	1,623	$51^0 9'$	0,8055 / 0,7787	1,169	58,32	2,5	$2^0 19'$	0,9992	0,0404	1,37
													10	$9^0 18'$	0,9869	0,1616	1,43
													35	$32^0 33'$	0,8429	0,5380	1,56
													54	$50^0 13'$	0,6405	0,7685	1,55

Определение суммарного усилия в панели пояса стрелы

$$P_n = \frac{S_c}{4} + \frac{M_x}{2a} + K' \cdot \frac{M_y}{2b} + P_{кр} \cdot \frac{M_{кр}}{M'_{кр}},$$

где S_c - усилие сжатия башни;

M_x - изгибающий момент в плоскости подвеса башни;

а, в - размеры поперечного сечения башни (рис. 49);

K' - коэффициент, учитывающий возрастание изгибающего момента M_y при совместном действии поперечных и продольных сил;

$P_{кр}$ - усилие в панели пояса башни при действии условного крутящего момента $M_{кр}$=10 тс.м.

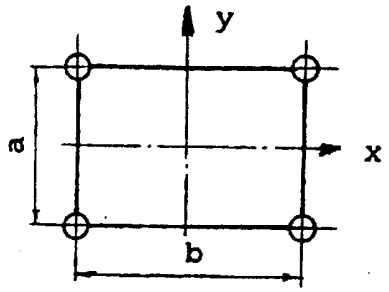


Рис. 49.
Поперечное сечение башни

В сечении а-а при наличии монтажной стойки слагаемые усилия $P_п$ никогда не встречаются с одним знаком. Поэтому в табл. 33 со знаком минус (-) принимается меньшее из 4-х слагаемых $P_п$.

Проверка местной прочности панели пояса

Сечение а-а

Усилие в расчетной панели пояса $P_п$=88,04 тс (стрела 40 м, гусек 30 м, груз 25 тс, вылет 12,5 м – расчетный случай 9).

Напряжение сжатия в поясе

$$\sigma = \frac{P_n}{\varphi \cdot F_n} \le [\sigma],$$

где

$$F_n = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{3{,}14 \cdot (15{,}9^2 - 13{,}9^2)}{4} = 46{,}79 \ см^2$$ –

- площадь сечения пояса;

Таблица 33

Расчетный случай	$M_{кр}$	Z	b	a	S_c	M_x	K'	M_y	$P_{кр}$	$P_п$
-	тс.м	м	м	м	тс	тс.м	-	тс.м	тс	тс
1	-	2,5	2,00	1,05	180,8	8,85	1,05	84,16	-	71,51
		10	2,00	1,40	178,0	16,65	1,07	46,78	-	62,96
		19	1,55	1,08	174,6	45,05	1,08	4,52	-	66,08
2	11,02	2,5	2,00	1,05	139,0	15,69	1,33	118,21	-5,12	75,88
		10	2,00	1,40	136,4	9,55	1,37	94,1	2,59	72,59
		29	1,55	1,08	130,05	0,53	1,44	39,13	1,1	52,15
3	10,52	2,5	2,00	1,05	123,2	13,95	1,32	118,01	-5,12	71,00
		10	2,00	1,40	120,6	7,97	1,37	95,76	2,59	68,52
		29	1,55	1,08	114,2	2,17	1,42	45,56	1,1	51,58
4	12,68	2,5	2,00	1,05	116,5	13,74	1,34	123,29	-5,12	70,48
		10	2,00	1,40	114,0	8,3	1,39	101,58	2,59	70,05
		29	1,55	1,08	107,6	0,4	1,47	52,74	1,1	53,49
5	15,65	2,5	2,00	1,05	107,6	-13,45	1,33	122,02	+5,12	69,08
		10	2,00	1,40	105,1	8,27	1,38	101,48	2,59	68,29
		29	1,55	1,08	98,72	0,23	1,42	55,58	1,1	51,97
6	11,46	2,5	2,00	1,05	129,5	14,78	1,43	138,09	-5,12	82,91
		10	2,00	1,40	127,1	10,84	1,51	114,11	2,59	81,69
		39	1,55	1,08	118,1	1,25	1,53	34,28	-1,1	48,28
7	15,09	2,5	2,00	1,05	124,0	20,84	1,45	138,29	-5,12	83,33
		10	2,00	1,40	121,7	16,67	1,51	115,45	2,59	83,87
		39	1,55	1,08	112,7	3,54	1,54	39,98	1,1	51,33
8	12,97	2,5	2,00	1,05	118,1	-13,74	1,47	153,0	-5,12	85,85
		10	2,00	1,40	115,8	10,72	1,52	129,57	2,59	85,37
		39	1,55	1,08	106,7	1,57	1,53	51,89	1,1	54,44
9	15,42	2,5	2,00	1,05	110,9	-13,19	1,51	155,51	+5,12	88,04
		10	2,00	1,40	108,6	10,31	1,57	132,66	2,59	86,89
		39	1,55	1,08	99,52	1,23	1,63	57,14	1,1	57,19
10	10,18	2,5	2,00	1,05	86,37	35,75	1,37	155,60	-5,12	86,69
		10	2,00	1,40	84,54	28,34	1,43	135,09	2,59	82,19
		35	2,00	1,40	78,54	14,03	1,56	75,32	2,59	58,33
		54	1,30	0,62	61,11	5,4	1,55	39,39	1,46	44,60

φ - коэффициент уменьшения допускаемого напряжения, выбирается по таблице 3.8. (см. Справочник по кранам, том 1, стр. 239) в зависимости от гибкости λ;

D=15,9 см - наружный диаметр трубы;

d=13,9 см - внутренний диаметр трубы.

$$\lambda = \frac{l_n \cdot \mu}{r},$$

где l_n=2,28 м - длина панели пояса;

r - радиус инерции сечения пояса;

$$r = \frac{1}{4}\sqrt{D^2 + d^2} = \frac{1}{4}\cdot\sqrt{15,9^2 + 13,9^2} = 5,28 \ см;$$

$$\lambda = \frac{228 \cdot 1}{5,28} = 43,2;$$

$$\varphi = 0,97 \cdot \left[0,89 - \frac{0,89 \cdot 0,84}{10} \cdot (43,2 - 40)\right] = 0,848.$$

$\mu = 1$.

Напряжение в расчетной панели пояса

$$\sigma = \frac{P_n}{\varphi \cdot F_n} = \frac{88,04 \cdot 10^3}{0,848 \cdot 46,79} = 2220 \ кгс/см^2 \ < \ [\sigma] = 2860 \ кгс/см^2.$$

Допускаемое напряжение

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{4000}{1,4} = 2860 \ кгс/см^2,$$

где $\sigma_т$=4000 кгс/см^2 - предел текучести для труб из стали 10ХСНД;

n =1,4 - запас прочности.

Сечение б-б

Усилие в расчетной панели пояса $P_п$=86,89 тс (башня 40 м, гусек 30 м, груз 25 тс, вылет 12,5 м – расчетный случай 9).

Гибкость панели пояса

$$\lambda = \frac{l_n}{r} = \frac{240}{5,28} = 45,5,$$

где l_n=2,4 м - длина панели пояса;

r =5,28 см - радиус инерции сечения пояса.

Коэффициент уменьшения допускаемого напряжения

$$\varphi = 0,97\left[0,89 - \frac{0,89 - 0,84}{10}(45,5 - 40)\right] = 0,837.$$

Напряжение сжатия в поясе

$$\sigma = \frac{P_n}{\varphi \cdot F_n} = \frac{86{,}89 \cdot 10^3}{0{,}837 \cdot 46{,}79} = 2220 \ кгс/см^2 \ < \ [\sigma] \ = 2860 \ кгс/см^2,$$

где

$F_п$=46,79 см^2 - площадь сечения пояса.

Сечение в-в

1. Усилие в расчетной панели пояса $P_п$=66,08 тс (стрела 20 м, груз 100 тс, вылет 6,0 м – расчетный случай 1).

Гибкость панели пояса

$$\lambda = \frac{l_n}{r} = \frac{185}{5{,}28} = 35,$$

где

$l_п$=1,85 м - длина панели пояса;

r = 5,28 см - радиус инерции сечения пояса (труба 159х10);

$\varphi = 1 - \frac{1-0{,}89}{40} \cdot 35 = 0{,}90$ –

- коэффициент уменьшения допускаемого напряжения.

Напряжение сжатия в поясе

$$\sigma = \frac{P_n}{\varphi \cdot F_n} = \frac{68080}{0{,}9 \cdot 46{,}79} = 1620 \ кгс/см^2 \ < \ [\sigma] \ = 2860 \ кгс/см^2,$$

где $F_п$=46,79 см^2 - площадь сечения пояса.

2. Усилие в расчетной панели пояса $P_п$=58,33 тс (стрела 55 м, гусек 30 м, груз 12 тс, вылет 18,5 м – расчетный случай 10).

Гибкость панели пояса

$$\lambda = \frac{l_n}{r} = \frac{230}{4{,}68} = 49{,}15,$$

где $l_п$=2,3 м - длина панели пояса;

$$r = \frac{1}{4} \cdot \sqrt{D^2 + d^2} = \frac{1}{4} \cdot \sqrt{14^2 + 12{,}4^2} = 4{,}68 \ см$$ –

- радиус инерции сечения пояса (труба 140х8);

$$\varphi = 0{,}97\left[0{,}89 - \frac{0{,}89-0{,}84}{10}(49{,}15-40)\right] = 0{,}82$$ –

- коэффициент уменьшения допускаемого напряжения.

Напряжение сжатия в поясе

$$\sigma = \frac{P_n}{\varphi \cdot F_n} = \frac{58{,}33 \cdot 10^3}{0{,}82 \cdot 33{,}16} = 2150 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma] = 2860 \text{ кгс/см}^2,$$

где

$$F_n = \pi \cdot \frac{D^2 - d^2}{4} = 3{,}14 \cdot \frac{14^2 - 12{,}4^2}{4} = 33{,}16 \text{ см}^2$$ –

- площадь сечения пояса.

Сечение д-д

Усилие в расчетной панели пояса P_n=44,60 тс (стрела 55 м, гусек 30 м, груз 12 тс, вылет 18,5 м - расчетный случай 10).

Гибкость панели пояса

$$\lambda = \frac{l_n}{r} = \frac{148}{3{,}82} = 38{,}7,$$

где l_n=1,48 м - длина панели пояса;

$$r = \frac{1}{4} \cdot \sqrt{D^2 + d^2} = \frac{1}{4} \cdot \sqrt{11{,}4^2 + 10{,}2^2} = 3{,}82 \text{ см}$$ –

- радиус инерции сечения пояса (труба 114х6);

$$\varphi = 1 - \frac{1-0{,}89}{40} \cdot 38{,}7 = 0{,}89$$ –

- коэффициент уменьшения допускаемого напряжения.

Напряжение сжатия в поясе

$$\sigma = \frac{P_n}{\varphi \cdot F_n} = \frac{44{,}6 \cdot 10^3}{0{,}89 \cdot 20{,}35} = 2460 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma],$$

где

$$F_n = \pi \cdot \frac{D^2 - d^2}{4} = 3{,}14 \cdot \frac{11{,}4^2 - 10{,}2^2}{4} = 20{,}35 \text{ см}^2$$ –

- площадь сечения пояса.

Усилия сжатия в стреле (башня 40 м, гусек 30 м – ось блоков демонтирована) – см. рис. 50.

Исходные данные:

G_c = 12,46 тс - вес стрелы;
$G_г$ = 5,24 тс - вес гуська;
K_c = 0,52; $K_г$=0,57 - коэффициенты приведения;
$G_{ук}$ = 1,91 тс - вес укосины;
$G_{м.ст}$ = 1,075 тс - вес монтажной стойки;
$G_{п.г.}$ = 1,5 тс - вес полиспаста гуська;
$G_{о.бл.}$ = 0,64 тс - вес оси блоков;
$G_п$ = 3,1 тс - вес стрелового полиспаста;
$G'_{ук} = G_{ук}+0,6G_{п.г.}=1,91+0,6 \cdot 1,5=2,81$ тс;
$G_{уп.г.}$ = 0,5 тс - вес упора гуська.

I положение

$$S_n = \frac{40}{3,45+0,0884\cdot 2,75}[0,52\cdot 12,46+(1-0,57)5,24+2,81+0,5\cdot 0,64]+$$

$$+\frac{1}{3,45+0,0884\cdot 2,75}(3,1\cdot 6,2+1,075\cdot 4,25)=129,9\ mc;$$

$$S_K = 0,0884\cdot 129,9 = 11,48\ mc; \qquad S_{от.г.}=0;$$

$$S_{от} = \frac{1}{4\cdot 5,75}(129,9\cdot 3,55\cdot 11,48\cdot 3,0-3,1\cdot 3,9-1,075\cdot 1,95)=20,93\ mc.$$

Усилия сжатия в стреле S_{AB}=132,6 тс; S_{BD}=81,6 тс.

II положение

$$S_n = \frac{34}{4,9+0,0884\cdot 3,6}[0,52\cdot 12,46+(1-0,57)5,24+2,81+0,5\cdot 0,64]+$$

$$+\frac{52,15}{5,218}(0,57\cdot 5,24+0,4\cdot 1,5)+\frac{3,1\cdot 2+1,075\cdot 1,75}{5,218}=111,7\ mc;$$

$$S_K = 0,0884\cdot 111,7 = 9,87\ mc;$$

$$S_{от.г.} = \frac{17,95}{2\cdot 6,0}(0,57\cdot 5,24+0,4\cdot 1,5)=5,37\ mc;$$

$$S_{от} = \frac{1}{4\cdot 5,75}(111,7\cdot 4,55+9,87\cdot 3,6-5,37\cdot 5,15-3,1\cdot 0,45-1,075\cdot 0,23)=22,37\ mc.$$

Усилия сжатия в стреле S_{AB}=121,8 тс; S_{BD}=99,4 тс.

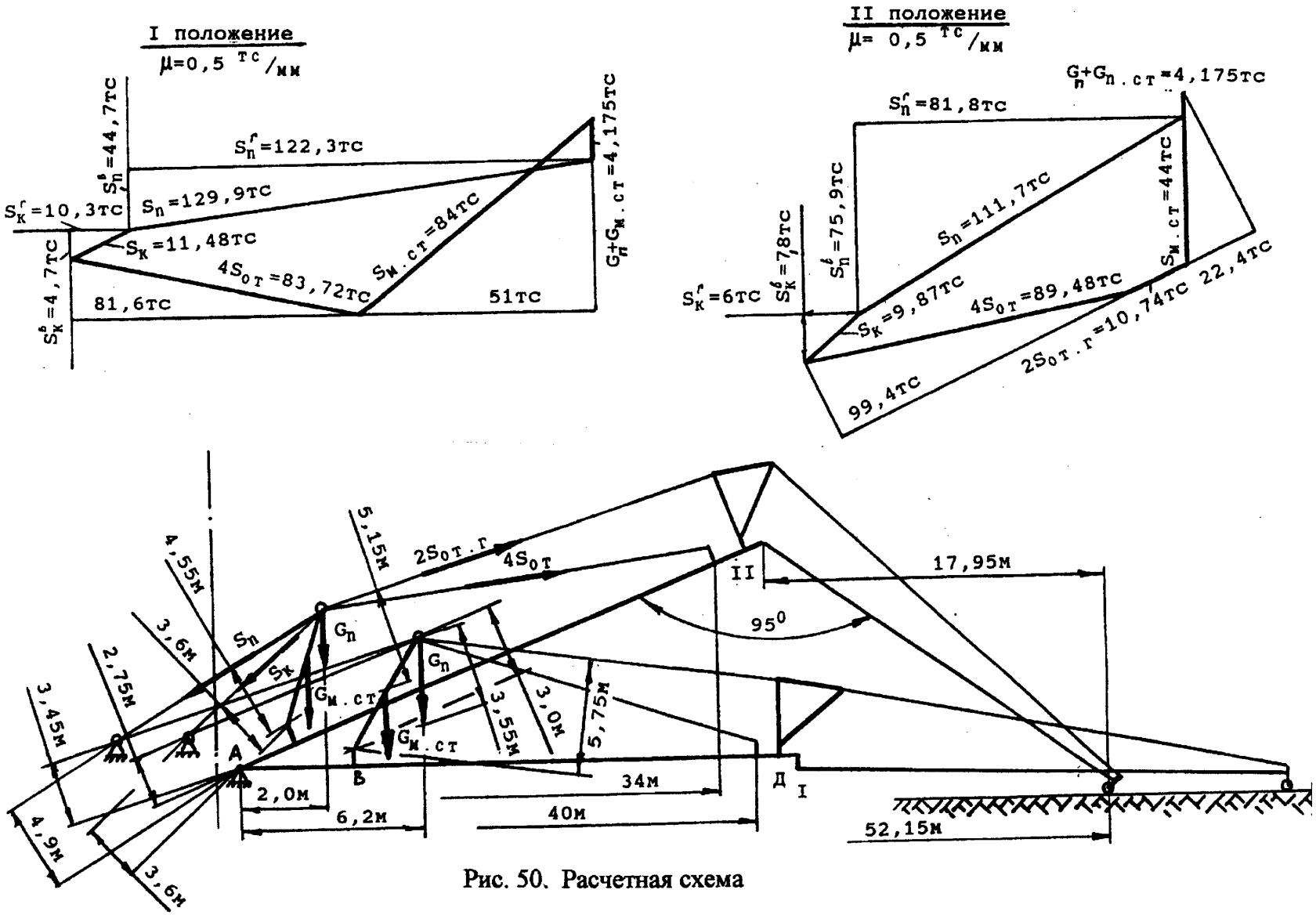


Рис. 50. Расчетная схема

Усилия сжатия в стреле (стрела 55 м, гусек 30 м – ось блоков демонтирована) – см. рис. 51.

Исходные данные:

G_c = 13,26 тс - вес стрелы; $G_c' = G_c + G_к = 13{,}26 + 1{,}96 = 15{,}22$ тс;

$G_г$ = 3,59 тс - вес гуська;

K_c = 0,44; $K_г$=0,5 - коэффициенты приведения;

$G_к$ = 160·5,725+108·5,725+110·3,845=1960 кгс – вес канатов;

$G_п$ = 3,1 тс - вес полиспаста стрелы;

$G_{п.г.}$ = 1,5 тс - вес полиспаста гуська;

$G_{ук}$ = 1,09 тс - вес укосины;

$G_{м.ст.}$ = 1,075 тс – вес монтажной стойки;

$G_{о.бл.}$ = 0,64 тс - вес оси блоков стрелы;

$G_{ук}' = G_{ук} + 0{,}6G_{п.г.} = 1{,}99$ тс;

$G_{уп.г.}$ = 0,5 тс - вес упора гуська.

I положение

$$S_п = \frac{55}{3{,}8 + 0{,}0884 \cdot 3}\left[0{,}44 \cdot 13{,}26 + (1 - 0{,}5)3{,}59 + 1{,}99 + 0{,}5 \cdot 0{,}64\right] +$$

$$+ \frac{1}{3{,}8 + 0{,}0884 \cdot 3}(3{,}1 \cdot 5{,}2 + 1{,}075 \cdot 3{,}8) = 133{,}2 \ тс,$$

$$S_к = 0{,}0884 \cdot 133{,}2 = 11{,}78 \ тс,$$

$$S_{от} = \frac{1}{4 \cdot 6{,}3}(133{,}2 \cdot 4{,}1 + 11{,}78 \cdot 3{,}5 \cdot 3{,}1 \cdot 2{,}9 - 1{,}075 \cdot 1{,}45) = 22{,}89 \ тс.$$

Усилия сжатия в стреле $S_{АВ}$=131,2 тс; $S_{ВС}$=90,2 тс; $S_{ср}$=45,4 тс.

II положение

$$S_п = \frac{49{,}7}{4{,}85 + 0{,}0884 \cdot 3{,}6}[9{,}48] + \frac{65{,}6}{5{,}168}(0{,}5 \cdot 3{,}59 + 0{,}4 \cdot 1{,}5) +$$

$$+ \frac{1{,}9}{5{,}168} \cdot 3{,}1 + \frac{1{,}8}{5{,}168} \cdot 1{,}075 = 123{,}1 \ тс,$$

$$S_к = 0{,}0884 \cdot 123{,}1 = 10{,}88 \ тс,$$

$$S_{от.г.} = \frac{15{,}3}{2 \cdot 5{,}1}(2{,}395) = 3{,}59 \ тс,$$

$$S_{от} = \frac{1}{4 \cdot 6{,}3}(123{,}1 \cdot 4{,}75 + 10{,}88 \cdot 3{,}85 - 2 \cdot 3{,}59 \cdot 5{,}85 - 3{,}1 \cdot 0{,}2 - 1{,}075 \cdot 0{,}1) = 23{,}17 \ тс.$$

Усилия сжатия в стреле $S_{АВ}$=129,8 тс; $S_{ВС}$=98,78 тс; $S_{ср}$=53,18 тс.

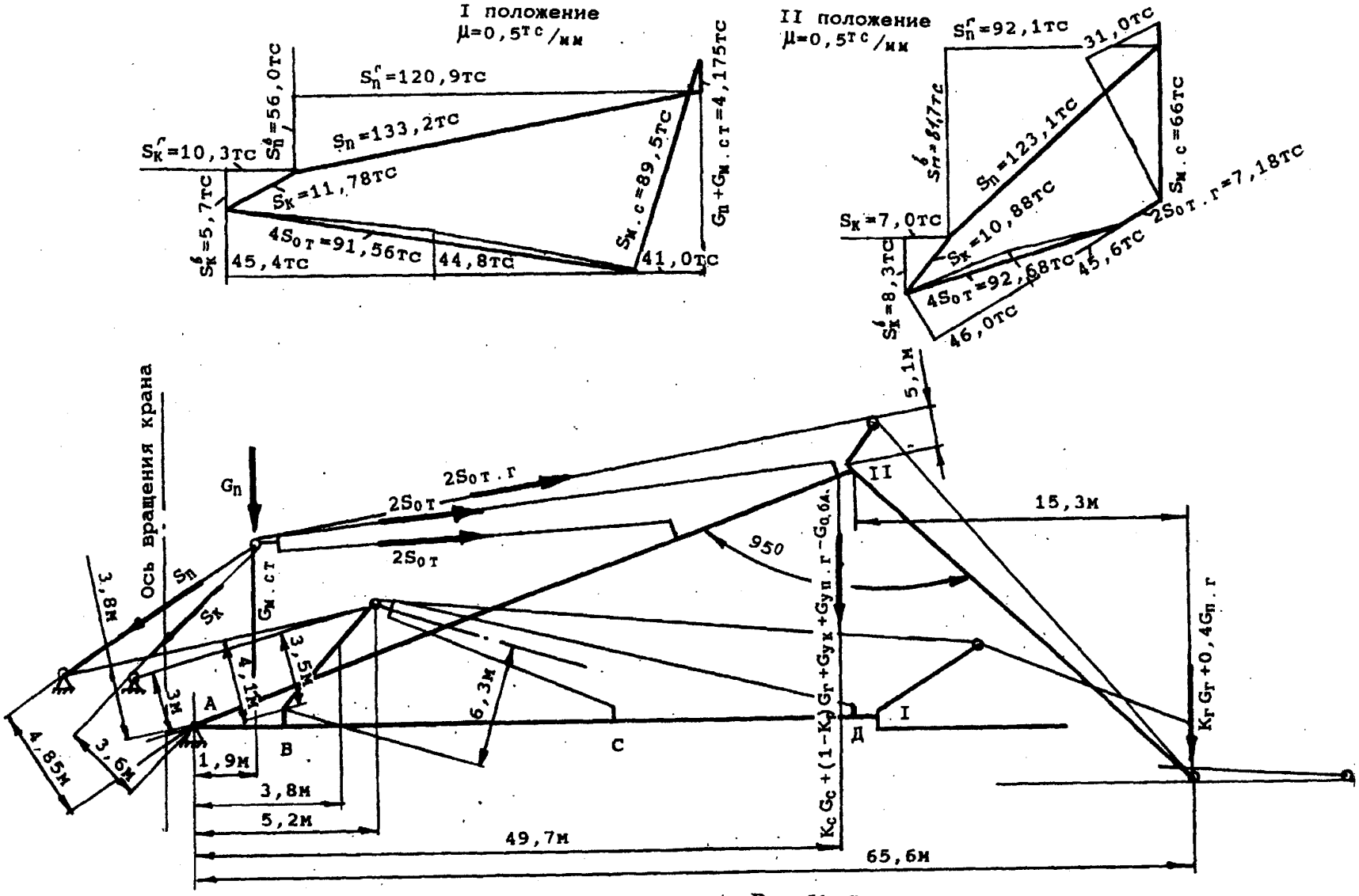


Рис. 51. Расчетная схема

Усилия в ветвях грузового полиспаста определяются по формулам

$$S_1 = \frac{Q + G_{KP}}{m \cdot \eta_n} = \frac{100 + 1{,}54}{10 \cdot 0{,}915} = 11{,}10 \quad mc;$$

$$S_{i+1} = S_i \cdot \eta; \qquad S = \frac{S_1}{\eta_1}; \qquad S_{г.к.} = \frac{S_0}{\eta_1},$$

где Q - вес поднимаемого груза;

$G_{кр}$ - вес крюковой обоймы;

m - кратность грузового полиспаста;

η_n - к.п.д. грузового полиспаста;

η_1 - к.п.д. направляющего блока;

η - к.п.д. блоков полиспаста.

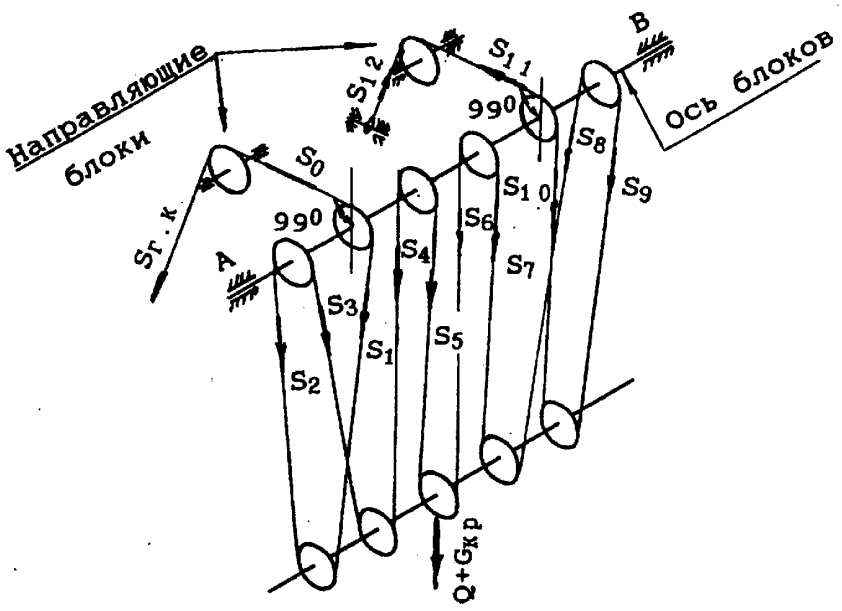


Рис. 52.
Расчетная схема

$$S_0 = \frac{11{,}1}{0{,}985} = 11{,}27 \ mc;$$

$S_2 = 11{,}1 \cdot 0{,}98 = 10{,}88$ тс;

$S_3 = 11{,}1 \cdot 0{,}98^2 = 10{,}66$ тс;

$S_4 = 11{,}1 \cdot 0{,}98^3 = 10{,}45$ тс;

$S_5 = 11{,}1 \cdot 0{,}98^4 = 10{,}24$ тс;

$S_6 = 11{,}1 \cdot 0{,}98^5 = 10{,}03$ тс;
$S_7 = 11{,}1 \cdot 0{,}98^6 = 9{,}83$ тс;
$S_8 = 11{,}1 \cdot 0{,}98^7 = 9{,}64$ тс;
$S_9 = 11{,}1 \cdot 0{,}98^8 = 9{,}44$ тс;
$S_{10} = 11{,}1 \cdot 0{,}98^9 = 9{,}25$ тс;

$S_{12} = S_{11} = S_{10} = 9{,}25$ тс;

$$S_{г.к.} = \frac{11{,}27}{0{,}985} = 11{,}44 \ тс.$$

Ось блоков нагружена в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Вертикальная плоскость

Нагрузки на ось (рис. 53)

$$P_1^в = S_2 + S_3 = 10{,}88 + 10{,}66 = 21{,}54 \ тс,$$

$$P_2^в = S_1 - S_0 \cdot \cos 99^0 = 11{,}1 - 11{,}27 \cdot 0{,}1564 = 9{,}34 \ тс,$$

$$P_3^в = S_4 + S_5 = 10{,}45 + 10{,}24 = 20{,}69 \ тс,$$

$$P_4^в = S_6 + S_7 = 10{,}03 + 9{,}83 = 19{,}86 \ тс,$$

$$P_5^в = S_{10} + S_{11} \cdot \cos 99^0 = 9{,}25(1 - 0{,}1564) = 7{,}80 \ тс,$$

$$P_6^в = S_8 + S_9 = 9{,}64 + 9{,}44 = 19{,}08 \ тс.$$

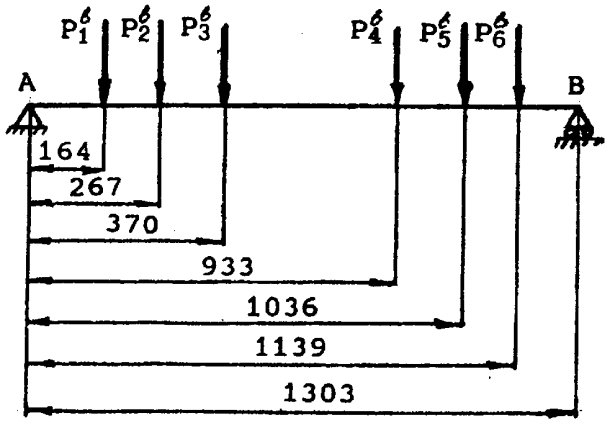


Рис. 53.
Схема нагрузок

Реакции опор

$$R_B^в = \frac{21{,}54 \cdot 16{,}4 + 9{,}34 \cdot 26{,}7 + 20{,}69 \cdot 37{,}0 + 19{,}86 \cdot 93{,}3 + 7{,}8 \cdot 103{,}6 + 19{,}08 \cdot 113{,}9}{130{,}3} = 47{,}60 \ тс,$$

$$R_A^в = \sum P_i^в - R_B^в = 98{,}31 - 47{,}6 = 50{,}71 \ тс.$$

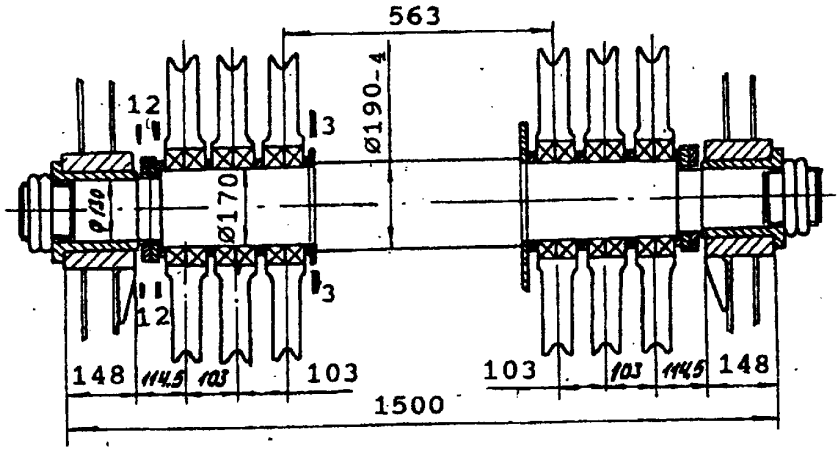


Рис. 54.
Сечения оси блоков

Изгибающий момент под силой P_3

$$M_в = R_A^в \cdot 37 - P_1^в \cdot 20{,}6 - P_2^в \cdot 10{,}3 = 50{,}71 \cdot 37 - 21{,}54 \cdot 20{,}6 - 9{,}34 \cdot 10{,}3 = 1336 \ тс.см$$

Горизонтальная плоскость

$$P_2^г = S_0 \cdot \sin 99^0 = 11{,}27 \cdot 0{,}9877 = 11{,}13 \ тс;$$

$$P_5^г = S_{11} \cdot \sin 99^0 = 9{,}25 \cdot 0{,}9877 = 9{,}14 \ тс.$$

Реакции опор

$$R_B^{\Gamma} = \frac{11{,}13 \cdot 26{,}7 + 9{,}14 \cdot 103{,}6}{130{,}3} = 9{,}55 \ тс;$$

$$R_A^{\Gamma} = 11{,}13 + 9{,}14 - 9{,}55 = 10{,}72 \ тс.$$

Изгибающий момент под силой P_3

$$M_{\Gamma} = R_A^{\Gamma} \cdot 37 - P_2^{\Gamma} \cdot 10{,}3 = 10{,}72 \cdot 37{,}0 - 11{,}13 \cdot 10{,}3 = 282{,}0 \ тс.см$$

Приведенный изгибающий момент

$$M = \sqrt{M_в^2 + M_{\Gamma}^2} = \sqrt{1336^2 + 282^2} = 1365 \ тс.см.$$

Напряжения

$$\sigma = \frac{M}{0{,}1 \cdot d^3} = \frac{1365 \cdot 10^3}{0{,}1 \cdot 16{,}85^3} = 2850 \ кгс/см^2 < [\sigma],$$

где d = 16,85 см - диаметр вала по выточке (сечение з-з)

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{5000}{1{,}6} = 3125 \ кгс/см^2;$$

σ_T=5000 кгс/см^2 - предел текучести стали 40Х, улучшение НВ 201...255;

n = 1,6 - запас прочности.

Изгибающий момент в сечении 1-1 (рис. 54 и 55)

$$M_1 = R_A \cdot l_1 = 51{,}83 \cdot 5{,}65 = 292{,}8 \text{ тс.см},$$

где

$$R_A = \sqrt{(R_A^{в})^2 + (R_A^{\Gamma})^2} = \sqrt{50{,}71^2 + 10{,}72^2} = 51{,}83 \ тс.$$

$$\sigma = \frac{M_1}{0{,}1 \cdot d_1^3} = \frac{292{,}8 \cdot 10^3}{0{,}1 \cdot 13^3} = 1330 \ кгс/см^2 < [\sigma].$$

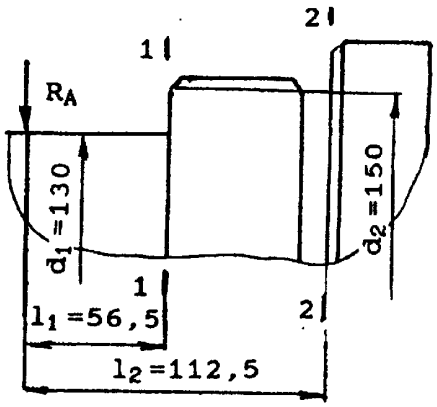


Рис. 55.
Сечения оси блоков

Изгибающий момент в сечении 2-2 (рис. 54 и 55)

$$M_2 = R_A \cdot l_2 = 51{,}85 \cdot 11{,}25 = 583{,}1 \text{ тс.см.}$$

Напряжения

$$\sigma = \frac{M_2}{0{,}1 \cdot d_2^3} = \frac{583{,}1 \cdot 10^3}{0{,}1 \cdot 15^3} = 1730 \ кгс/см^2 < [\sigma].$$

При подъеме испытательного груза Q=100 · 1,25=125 тс напряжения увеличатся на 25% и для сечения з-з будут равны

$$\sigma_u = \sigma \cdot 1{,}25 = 2850 \cdot 1{,}25 = 3560 \text{ кгс/см}^2.$$

Допускаемые напряжения в этом случае

$$[\sigma_u] = \frac{\sigma_T}{n_u} = \frac{5000}{1{,}2} = 4166 \ кгс/см^2.$$

Ось направляющих блоков

На ось действует сила (см. рис. 53)

$$P = \sqrt{S_{г.к.}^2 + S_o^2} = \sqrt{11{,}44^2 + 11{,}27^2} = 16{,}06 \ тс.$$

Изгибающий момент (рис. 56)

$$M = \frac{Pl}{4} = \frac{16{,}06 \cdot 10^3 \cdot 14{,}4}{4} = 57820 кгс/см^2.$$

Напряжения

$$\sigma = \frac{M}{0{,}1 \cdot d^3} = \frac{57820}{0{,}1 \cdot 10^3} = 580\ кгс/см^2 < [\sigma],$$

где

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{5000}{1{,}6} = 3125\ кгс/см^2;$$

$\sigma_т = 5000$ кгс/см^2 - предел текучести стали 40Х, улучшенной НВ 201...255.

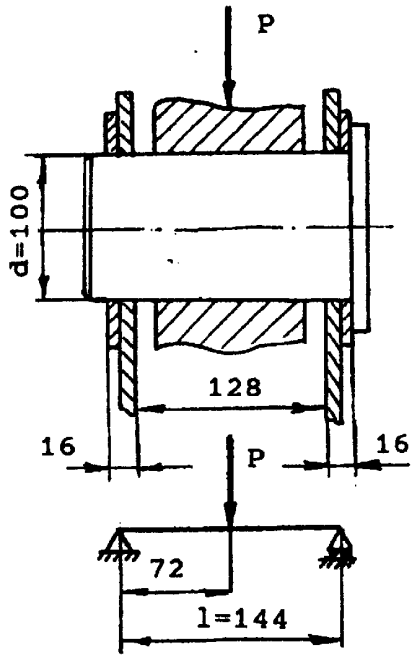


Рис. 56.
Схема нагрузки на ось направляющих блоков

Напряжения смятия в проушине

$$\sigma_{см} = \frac{P}{2 \cdot d \cdot t} = \frac{16{,}06 \cdot 10^3}{2 \cdot 10 \cdot 1{,}6} = 500 \ кгс/см^2 < [\sigma_{см}],$$

где t - суммарная толщина стенки и накладки;

$$[\sigma_{см}] = 0{,}75\frac{\sigma_T}{n} = 0{,}75\frac{3500}{1{,}6} = 1640 \ кгс/см^2;$$

$\sigma_T = 3500$ кгс/см^2 - предел текучести стали 09Г2С при t = 4...10 мм.

Ось крепления ветви каната

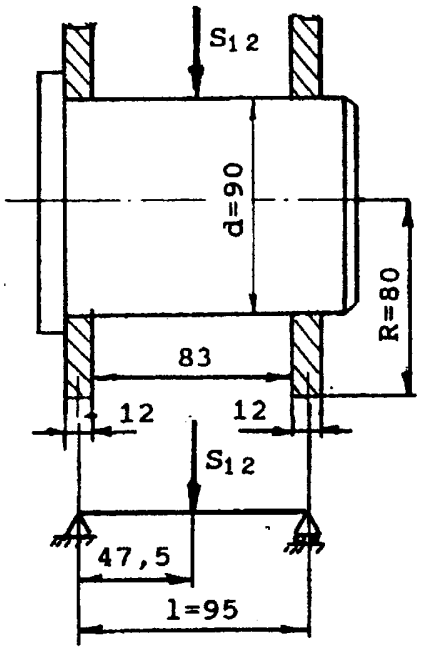


Рис. 57.
Схема нагрузки на ось крепления ветви каната

Наибольшая нагрузка на ось возникает при опускании груза Q = 100 тс.

При опускании груза происходит перераспределение усилий в ветвях полиспаста таким образом, что S_{10} при опускании равно S_1 при подъеме (см. рис. 52), следовательно

$$S_{12} = 11{,}10 \text{ тс}.$$

Изгибающий момент (рис. 57)

$$M = \frac{S_{12} \cdot l}{4} = \frac{11{,}1 \cdot 10^3 \cdot 9{,}5}{4} = 105500 \ кгс.см..$$

Напряжения

$$\sigma = \frac{M}{0{,}1 \cdot d^3} = \frac{105500}{0{,}1 \cdot 9^3} = 1450 кгс/см^2 \ < \ [\sigma] = \frac{3600}{1{,}6} = 2250 \ кгс/см^2.$$

Материал оси – сталь 45, улучшенная НВ 220…260.

Напряжения в проушине

$$\sigma_{max} = \frac{K \cdot S_{12}}{2(2R - d) \cdot t} = \frac{4 \cdot 11{,}1 \cdot 10^3}{2(2 \cdot 8 - 9) \cdot 1{,}2} = 2640 \ кгс/см^2, \ < \ 0{,}85 \cdot 3300 = 2805 \ кгс/см^2,$$

где К - коэффициент концентрации напряжений (см. Справочник по кранам. Под ред. А.И.Дукельского, «Машиностроение», Л.,1971, т.1, стр.233);

$\sigma_т$=3300 кгс/см^2 – предел текучести стали 09Г2С;

t = 12 мм - толщина проушины.

Втулка установки оси стрелы

Материал втулки–сталь 20 с пределом текучести

$$\sigma_т = 2500 \text{ кгс/см}^2.$$

Втулка приварена к щекам головки стрелы швами с катетом

к = 10 мм.

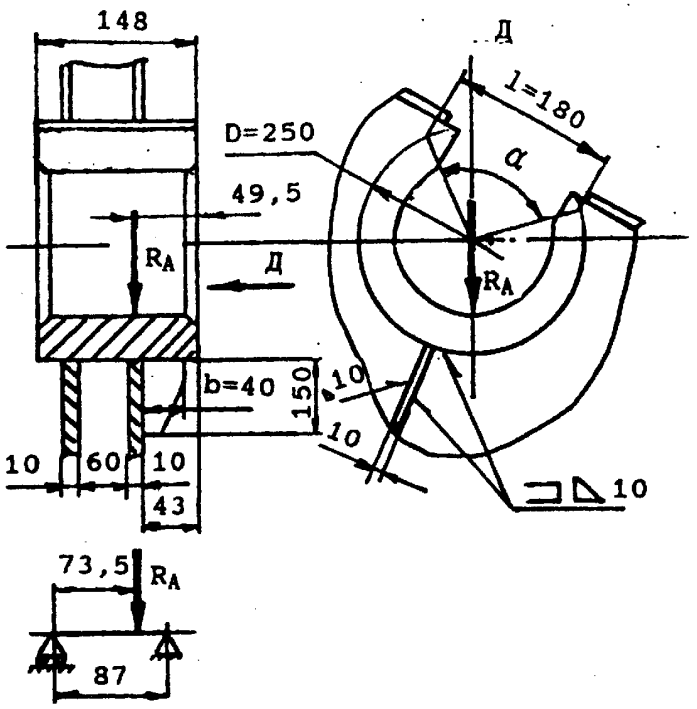


Рис. 58.
Схема нагрузок

При подъеме груза Q=100 тс на втулку действует сила R_A=51,83 тс (см. изгибающий момент в сечении 1-1 оси блоков).

На наиболее нагруженный шов действует сила

$$P = \frac{73,5}{87} \cdot R_A = 0,84 \cdot 51,83 = 43,54 \ mc.$$

Площадь сварного шва, воспринимающего силу P

$$F_{ш} = 0,7(D + 0,5K) \cdot \left(\pi - \frac{\alpha}{2}\right) + 2 \cdot 0,7 \cdot K \cdot в = 0,7(25 + 0,5 \cdot 1) \cdot \left(3,14 - \frac{1,607}{2}\right) +$$

$$+ 2 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 4 = 47,3 \ см^2,$$

где

$$\alpha = 2arc \ \sin\frac{l}{D} = 2 \cdot arc \ \sin\frac{180}{250} = 92^0 06' = 1,607 \ рад.$$

Напряжения в сварном шве

$$\tau_{св} = \frac{P}{F_{св}} = \frac{43{,}54 \cdot 10^3}{47{,}3} = 920 \ кгс/см^2 < [\tau_{св}],$$

где

$$[\tau_{св}] = 0{,}6 \cdot \frac{\sigma_т}{n} = 0{,}6 \cdot \frac{2500}{1{,}4} = 1070 \ кгс/см^2.$$

При подъеме испытательного груза Q=100·1,25=125 тс напряжения в сварном шве возрастут на 25%.

$$\tau_{св.и} = \tau_{св.} \cdot 1{,}25 = 920 \cdot 1{,}25 = 1150 \text{ кгс/см}^2.$$

Допускаемые напряжения в испытательном случае

$$[\tau_{св.и}] = 0{,}6 . \frac{\sigma_т}{n_и} = 0{,}6 . \frac{2500}{1{,}2} = 1250 \ кгс/см^2.$$

Проверка прочности щек головки стрелы в районе выреза под втулку оси блоков

Рассмотрим два расчетных случая:

1. подъем груза Q=100 тс стрелой 15 м на вылете 6 м;
2. подъем груза Q=25 тс стрелой 15 м на вылете 12,5 м.

Расчетный случай 1.

Стрела наклонена к вертикали на угол α_1

$$\alpha_1 = arc \ \sin \frac{l_c - C_o}{\sqrt{L_C^2 + C_1^2}} - arc \ tg \frac{C_1}{L_C} =$$

$$= arc \ \sin \frac{6 - 1{,}8}{\sqrt{15^2 + 1^2}} - arc \ tg \frac{1}{15} = 12°24'.$$

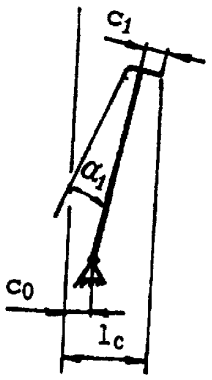


Рис. 59.
Расчетная схема

На втулку действует реакция оси блоков R_A=51,83 тс.

Считаем, что сила R_A направлена вертикально вниз. Тогда изгибающий момент в сечении 2-2 (рис. 60) будет

$$M = R_A \cdot l_1 = 51,83 \cdot 8,5 = 440,7 \text{ тс.см},$$

где l_1 - см. рис. 60.

Запас прочности напряжения в сечении 2-2 определяем для момента сопротивления, посчитанного в сечении 1-1

$$\sigma_{max} = \frac{M}{W} = \frac{440,7 \cdot 10^3}{609,7} = 720 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma],$$

где

$$W = \frac{I}{y_{max}} = \frac{14200}{23,29} = 609,7 \text{ см}^3;$$

$$F = 17 \cdot 4 + 2 \cdot 29 \cdot 1 + 7 \cdot 0,4 = 128,8 \text{ см}^2;$$

$$y_0 = \frac{17 \cdot 4 \cdot 2 + 2 \cdot 29 \cdot 1 \cdot 18,5 + 7 \cdot 0,4 \cdot 33,2}{128,8} = 10,11 \text{ см};$$

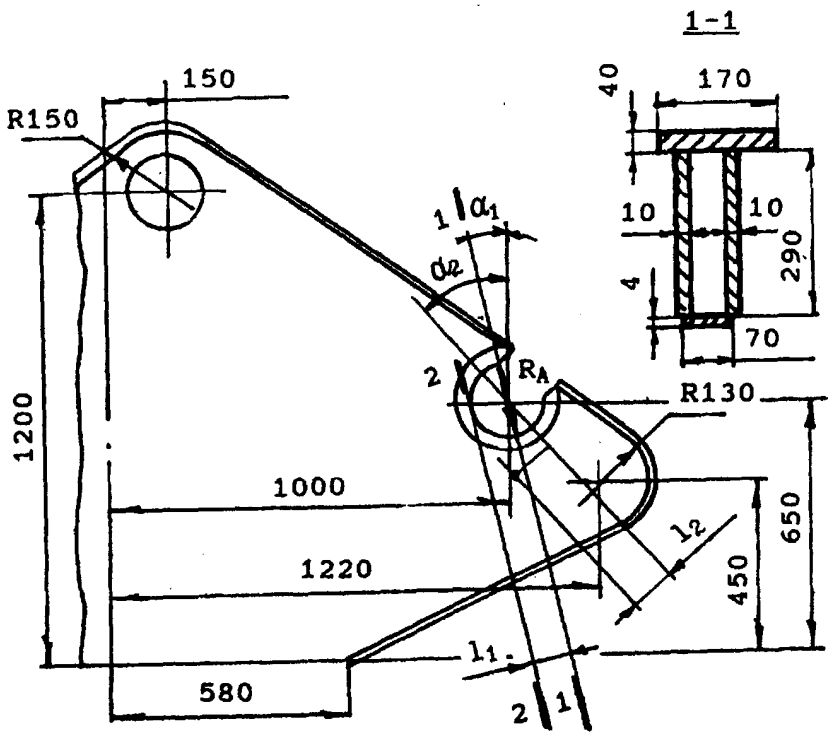


Рис. 60.
Схема сечений

$$I = 17.\frac{4^3}{12} + 17.4.8{,}11^2 + 2.29.1.8{,}39^2 + 2.1.\frac{29^3}{12} + 7.0{,}4.23{,}09^2 = 14200 \ см^4;$$

$$y_{max} = 33{,}4 - 10{,}11 = 23{,}29 \ см;$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{3500}{1{,}4} = 2500 \ кгс/см^2;$$

$\sigma_т$ = 3500 кгс/см^2 - предел текучести стали 09Г2С при толщине t = 4...10 мм.

В испытательном случае при подъеме груза Q=100 . 1,25=125 тс напряжения увеличиваются на 25 %.

$$\sigma_{max.u} = \sigma_{max} . \ 1{,}25 = 720 . \ 1{,}25 = 900 \text{ гтс/см}^2 < [\sigma_u],$$

где

$$[\sigma_u] = \frac{\sigma_T}{n_u} = \frac{3500}{1{,}2} = 2917 \ кгс/см^2.$$

Расчетный случай 2

Для расчетного случая 1 имеем следующее соотношение

$$\frac{R_A}{Q + G_{KP}} = \frac{51{,}83}{100 + 1{,}54} = 0{,}51.$$

Сохраняя это соотношение и для расчетного случая 2, получим величину R_A.

$$R_A = 0{,}51.(Q + G_{KP}) = 0{,}51(25 + 1{,}54) = 13{,}54 \ тс.$$

Дальнейшие вычисления производим по аналогии с расчетным случаем 1 без дополнительных комментариев.

$$\alpha_2 = arc \ \sin\frac{12{,}5 - 1{,}8}{\sqrt{15^2 + 1^2}} - 3^0 49' = 41^0 35';$$

$$M = R_A.l_2 = 13{,}54.15 = 203{,}1 \ тс.см.$$

Дальнейший расчет не производим, так как полученный изгибающий момент меньше рассмотренного выше.

Расчет пальцев

Максимальное усилие, действующее на палец $P_п$ = 86,89 тс (башня 40 м, гусек 30 м, Q=25 тс, - расчетный случай 9).

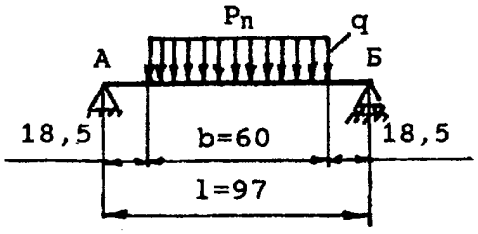


Рис. 61.
Расчетная схема

Наибольший изгибающий момент равен

$$M_u = \frac{P_n}{4}\left(l - \frac{b}{2}\right) = \frac{86{,}89}{4}\cdot\left(9{,}7 - \frac{6}{2}\right) = 145{,}5 \ тс.см.$$

Диаметр пальца d = 90 мм.
Материал - сталь 40Х ГОСТ 4543.

Напряжение

$$\sigma = \frac{M_u}{0{,}1\cdot d^3} = \frac{145500}{0{,}1\cdot 9^3} = 2000 \ кгс/см^2 \ < \ [\sigma] = 2890 \ кгс/см^2.$$

Расчет оси стрелы

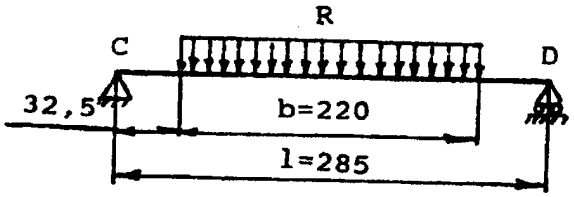


Рис. 62.
Расчетная схема

Наибольшая реакция (расчетный случай 9)

$$R = \frac{S_{стр}}{2} + K'\cdot\frac{M_y}{c}\cdot\frac{L}{L - Z_{a-a}} = \frac{110{,}9}{2} + 1{,}51\frac{155{,}51}{2}\cdot\frac{40}{40 - 2{,}5} = 180{,}7 \ тс,$$

где c = 2 м - расстояние между осями опор стрелы.

Удельное давление

$$q = \frac{R}{b.d} = \frac{180700}{22.16} = 513 \ кгс/см^2.$$

Наибольший изгибающий момент

$$M = \frac{R}{4}\left(l - \frac{b}{2}\right) = \frac{180700}{4}\left(28{,}5 - \frac{22}{2}\right) = 790560 \ кгс.см.$$

Диаметр оси d=160 мм.
Материал оси - сталь 40Х ГОСТ 4543.

Напряжение

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{790560}{0{,}1.16^3} = 1930 \ кгс.см^2 < [\sigma] = 2890 \ кгс/см^2.$$

Расчет подшипников головки стрелы

Установлены подшипники № 134.

$c = 12600$ кгс; $c_0 = 12700$ кгс.

Максимальное усилие, действующее на подшипник

$$Q_{max} = \frac{S_2 + S_3}{2} = \frac{10{,}88 + 10{,}66}{2} = 10{,}77 \ тс.$$

Приведенная нагрузка

$$Q = 0{,}55 \cdot Q_{max} \cdot K_к \cdot K_б \cdot K_т = 0{,}55 \cdot 10{,}77 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}0 = 8{,}53 \text{ тс},$$

где $K_к$=1,2 - коэффициент вращения;
$K_б$=1,2 - динамический коэффициент;
$K_т$=1,0 - температурный коэффициент

(см. каталог-справочник "Подшипники качения", М, 1972, стр.69).

Номинальная долговечность

$$L_h = \frac{\left(\frac{c}{Q}\right)^3 \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{\left(\frac{12600}{8530}\right)^3 \cdot 10^6}{60 \cdot 15{,}3} = 3510 \text{ час},$$

где

$$n = \frac{V \cdot 1000}{\pi \cdot D} = \frac{24 \cdot 1000}{3{,}14 \cdot 500} = 15{,}3 \text{ об/мин};$$

V=24 м/мин - скорость каната.

Расчет сварного шва кронштейнов стыка секций

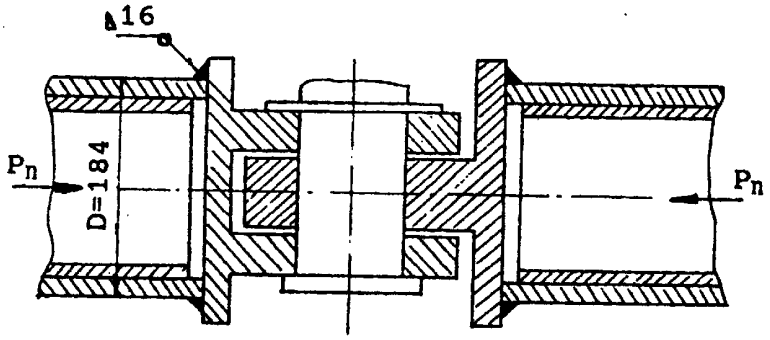


Рис. 63.
Схема нагрузки

Кронштейны приварены швом катетом 16 мм по диаметру Д=184 мм.

Усилие, воспринимаемое сварными швами

$$P_ш = \alpha \cdot P_п = 0{,}4 \cdot 86{,}89 = 34{,}76 \text{ тс},$$

где $P_п$=86,89 тс - наибольшее усилие в панели пояса в сечении б-б (табл. 33, расчетный случай 9);

$\alpha = 0{,}4$ - коэффициент, учитывающий пристрожку кронштейна к поясу стрелы (см. Панкратов С.А., Ряхин В.А. Основы расчета и проектирования металлических конструкций строительных и дорожных машин. Изд."Машиностроение", М., 1967, стр. 132).

Площадь среза

$$F = 0{,}7 \cdot K \cdot \pi \cdot D_{ср} = 0{,}7 \cdot 1{,}6 \cdot 3{,}14 \cdot 20 = 70{,}34 \text{ см}^2,$$

где $D_{ср} = D + K = 184 + 16 = 200$ мм.

Напряжение

$$\tau = \frac{P_м}{F} = \frac{34760}{70{,}34} = 500 \text{ кгс/см}^2.$$

Материал кронштейна – сталь 20 ГОСТ 1050 с пределом текучести $\sigma_т = 2500$ кгс/см^2.

Допускаемое напряжение

$$[\tau] = 0{,}6 \cdot \frac{\sigma_т}{n} = 0{,}6 \cdot \frac{2500}{1{,}4} = 1070 \text{ кгс/см}^2.$$

Кронштейн стыка секций 1

Материал кронштейна - сталь 20 ГОСТ 1050 с пределом текучести $\sigma_т = 2500$ кгс/см^2.

Напряжение смятия

$$\sigma_{см}^{max} = \frac{\pi^2 - 4\alpha_0^2}{2\pi \cdot \alpha_0 \cdot d \cdot t \cdot os\alpha_0} \cdot P_n,$$

где d = 90 мм - диаметр отверстия;

α_0 - угол контакта;

$$\alpha_0 = \frac{\pi}{2} \cdot th\left(A\sqrt{\frac{P_n}{2E \cdot \varepsilon \cdot t}}\right);$$

t = 34 мм - толщина проушины;

ε = 0,053 мм - диаметральный зазор (A_5/X_5);

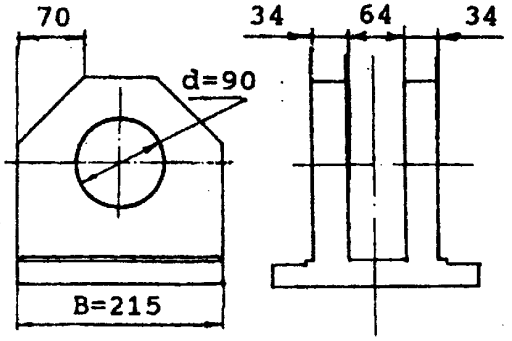


Рис. 64. Кронштейн

$$m = \frac{B}{d} = \frac{215}{90} = 2{,}4;$$

$$A = 0{,}68\frac{m}{m-1} = 0{,}68\frac{2{,}4}{2{,}4-1} = 1{,}17;$$

$$\alpha_0 = \frac{3{,}14}{2}\cdot th\left(1{,}17\cdot\sqrt{\frac{86890}{2\cdot 2{,}1\cdot 10^6\cdot 0{,}0053\cdot 3{,}4}}\right) = 1{,}33\ рад. = 76^0 17'.$$

$$\sigma_{см}^{max} = \frac{3{,}14^2 - 4\cdot 1{,}33^2}{2\cdot 3{,}14\cdot 1{,}33\cdot 9\cdot 6{,}8\cdot 0{,}2371}\cdot 86890 = 2000\ кГс/см^2.$$

Допускаемое напряжение

$$[\sigma_{см}] = 1{,}5\cdot\frac{\sigma_т}{n} = 1{,}5\cdot\frac{2500}{1{,}4} = 2680\ кгс/см^2$$

(Справочник по кранам, т.1. Под ред. А.И. Дукельского. Изд. «Машиностроение», Л., 1971, стр.82).

Растягивающее усилие в поясе стрелы (расчетный случай 10, сечение б-б)

$$P_п = \frac{M_x}{2a} + K'\cdot\frac{M_y}{2b} + P_{КР}\frac{M_{КР}}{M'_{КР}} - \frac{S_C}{4} = \frac{28{,}34}{2\cdot 1{,}4} + 1{,}43\cdot\frac{135{,}09}{2\cdot 2} + 2{,}59\cdot\frac{10{,}18}{10} - \frac{84{,}54}{4} = 39{,}92\ тс.$$

Максимальные напряжения в проушине

$$\sigma_{max} = \frac{P_п}{2}\cdot\frac{K}{(B-d)\cdot t}$$

(Справочник по кранам, т.1. Под ред. А.И.Дукельского. Изд. «Машиностроение», Л., 1971, стр.233),

где К=3,8 - коэффициент концентрации напряжений;
В=215 мм - ширина проушины;
d= 90 мм - диаметр отверстия;
t=34 мм - толщина проушины.

$$\sigma_{max} = \frac{39920}{2}\cdot\frac{3{,}8}{(21{,}5-9)\cdot 3{,}4} = 1780\ кгс/см^2.$$

Допускаемое напряжение

$[\sigma_{max}] = 0{,}85\cdot\sigma_т = 0{,}85\cdot 2500 = 2125$ кгс/см^2.

Кронштейн стыка секций 2

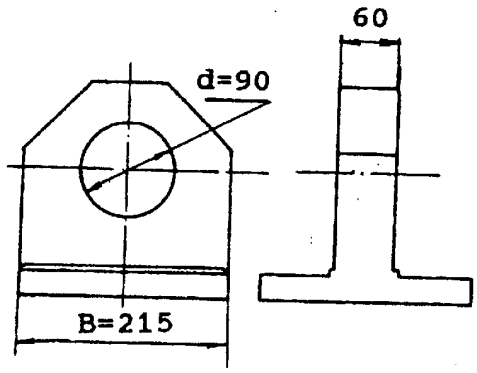


Рис. 65.
Кронштейн

Расчет кронштейна производится аналогично расчету предыдущего кронштейна

$$\alpha_0 = \frac{3{,}14}{2} th \cdot \left(1{,}17 \sqrt{\frac{86890}{2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 0{,}0053 \cdot 6}} \right) = 1{,}36 \ рад. = 78^0 10'.$$

$$\sigma_{см}^{max} = \frac{3{,}14^2 - 4 \cdot 1{,}36^2}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 1{,}36 \cdot 9 \cdot 6 \cdot 0{,}2051} \cdot 86890 = 2260 \ кгс/см^2 < [\sigma_{см}] = 2680 \ кгс/см^2.$$

Максимальное напряжение в проушине

$$\sigma_{max} = \frac{K \cdot P_н}{(B-d) \cdot t} = \frac{3{,}8 \cdot 39920}{(21{,}5-9) \cdot 6} = 2020 \ кгс/см^2 < [\sigma] = 2125 \ кгс/см^2.$$

Подъем с земли башни 40 м с гуськом 30 м

Пользуясь графикой расчета стрелы (см. раздел «Усилия сжатия в стреле»), имеем:

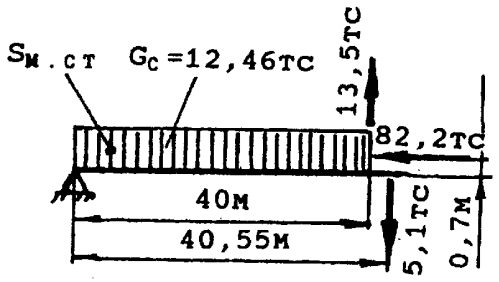


Рис. 66.
Схема нагрузок

K_c=0,52 - коэффициент приведения веса стрелы к оголовку.

Изгибающий момент в середине стрелы

$$M = 13{,}5\cdot(40-20)+82{,}2\cdot 0{,}7-5{,}1\cdot(40{,}55-20)-\frac{12{,}46}{40}\cdot(40-20)^2\cdot 0{,}52 = 157{,}9\ тс.м.$$

С учетом действия продольных сжимающих сил

$$M_{max} = \frac{M}{1-\frac{S_{сж}}{S_{кр}}} = \frac{157{,}9}{1-\frac{82{,}2}{989}} = 172{,}2\ тс.м,$$

где

$$S_{КР} = \frac{\pi^2\cdot E\cdot I_X}{L_C^2} = \frac{3{,}14^2\cdot 2{,}1\cdot 10^7\cdot 0{,}007644}{40^2} = 989\ тс;$$

$$I_X = \frac{1}{\mu}\cdot F\cdot b^2 = \frac{1}{1{,}2}\cdot 46{,}8\cdot 140^2 = 764400\ см^4 = 0{,}007644\ м^4;$$

$$F = \frac{3{,}14}{4}\left(15{,}9^2-13{,}9^2\right) = 46{,}8\ см^2.$$

Усилие сжатия в поясе стрелы

$$P_n = \frac{S_{сж}}{4}+\frac{M_{max}}{2b} = \frac{82{,}2}{4}+\frac{172{,}2}{2\cdot 1{,}4} = 82{,}05\ тс.$$

Прочность панели пояса, кронштейнов и пальцев соединения секций стрелы посчитана выше на усилие P_n = 86,89 тс.

Растягивающее усилие в поясе стрелы

$$P_n = \frac{M_{max}}{2b} - \frac{S_{сж}}{4} = \frac{172{,}2}{2 \cdot 1{,}4} - \frac{82{,}2}{4} = 40{,}95 \ тс.$$

Проверим прочность проушин кронштейнов на полученное усилие.

Кронштейн 1

Максимальное напряжение в проушине

$$\sigma_{max} = 3{,}8 \cdot \frac{40950}{(21{,}5 - 9) \cdot 3{,}4} = 1830 \ кгс/см^2 < [\sigma] = 2125 \ кгс/см^2.$$

Кронштейн 2

$$\sigma_{max} = 3{,}8 \cdot \frac{40950}{(21{,}5 - 9) \cdot 6} = 2080 \ кгс/см^2 < [\sigma] = 2125 \ кгс/см^2.$$

Список литературы

1. Справочник по кранам. Под общей редакцией М.М. Гохберга, два тома, Л, Машиностроение, 1988
2. ДНАОП № 0-1.03-93 Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов и нормативные документы, включенные в Приложение 2.
3. Определение допускаемых напряжений при расчетах на прочность, НИИМАШ, М, Машиностроение, 1974
4. Подшипники качения. Справочник-каталог. Под редакцией В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского, М, Машиностроение, 1984
5. РТМ 2207-1-73 Барабаны лебедок с многослойной навивкой каната. Элементы конструкции и методы расчета
6. ОСТ 22-922-84 Краны стреловые самоходные. Расчет зубчатых передач на прочность
7. П.А. Гуткин. Расчет плоских деталей, М.Л, Машиностроение, 1966
8. Расчеты крановых механизмов и их деталей, М, Машиностроение, 1971
9. И.А. Одинг. Допускаемые напряжения в машиностроении и циклическая прочность металлов. М, Машиздат, 1962
10. Б.С. Ковальский. Расчет на прочность. Вестник машиностроения, № 10, 1969
11. В.Н. Кудрявцев. Планетарные передачи. М.Л, Машиностроение, 1966
12. В.Н.Кудрявцев, Ю.А. Державец, Е.Г. Глухарев. Конструкция и расчет зубчатых передач. Л, Машиностроение, 1971
13. С.В. Серенсен, М.Б. Громан, В.П. Когаев. Валы и оси. Конструирование и расчет, М, Машиностроение, 1970
14. ГОСТ 6033. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30^0
15. Б.Л. Давыдов, Б.А. Скородумов, Ю.В. Бубырь. Редукторы, М-К, Машгиз, 1963
16. С.А. Панкратов, В.А. Ряхин. Основы расчета и проектирования металлических конструкций строительных и дорожных машин, М, Машиностроение, 1967
17. Х. Крекс. Упрощенный расчет стрел самоходных кранов. Копенгаген, издание Датской академии технических наук, 1971
18. Справочник по кранам. Под редакцией А.И. Дукельского, два тома, Л, Машиностроение, 1971

19. Першина З.В. Имени Январского восстания. Одесское книжное издательство, 1963, 226с.

20. Кошеленко Г.П., Чербаев В.И., Андриенко Н.Н. и др. Рабочая биография «Январки». Издательство «Маяк». Одесса, 1989, 269с.

21. Р. Беккер. Большая книга о самоходных кранах. Riedstadt, KM Verlags GmbH, 1999. – 397с.

22. Кошеленко Г.П., Андриенко Н.Н. Стреловые самоходные краны. Атлас конструкций. Одесса. Книжная фабрика РПО «Полиграфкнига», 1993, 286с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 5

Книга 1
ОСНОВЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ

Глава I
Стреловые самоходные краны.
Классификация и общие компоновочные решения 76

Глава II
Шасси стреловых самоходных кранов 84

Глава III
Крановые установки ССК. Опорные контуры 112

Глава IV
Несущие металлоконструкции ССК 146

Глава V
Крановые механизмы 237

Книга 2
ПРАКТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

Глава I
Лебедка грузовая основная 264

Глава II
Расчет крюка грузоподъемного 343

Глава III
Расчет мотор-редуктора механизма поворота 352

Глава IV
Рамы ходовые. Расчеты 387

Глава V
Расчет поворотной рамы крана грузоподъемностью 40 т 417

Глава VI
Гидроцилиндры 443

Глава VII
Расчет гидравлического оборудования выносных опор 463

Глава VIII
Расчет гидроцилиндра телескопирования стрелы 481
Глава IX
Расчет тягово-динамический 489
Глава X
Расчет рабочей тормозной системы хода ССК 516
Глава XI
Расчет телескопической стрелы 522
Глава XII
Стреловое оборудование на гибком подвесе 594