

Acest dosar este prezentat exclusiv pentru informare.
Stimate cititor!

Daca DVS doriti sa copiat acest dosar, el urmeaza a fi inlaturat fara intirziere, imediat dupa ce ati facut cunostinta cu continutul lui.

Copiind si pastrind dosarul in cauza,
DVS va asumati toata responsabilitatea
in conformitate cu legislatia in vigoare.

Toate drepturile de autor asupra dosarului dat
se pastreaza dupa detinatorul de drept.

Orice utilizare in scopuri comerciale sau alte
scopuri, cu exceptia utilizarii in scopuri de informare
prealabila este interzisa.

Publicarea acestui document nu atrage dupa sine nici
un fel de cistig comercial.

Insa astfel de documente contribuie rapid la ridicarea
profesionalismului si spiritualitatii
cititorilor si serveste drept reclama a editiilor de
hirtie a acestor documente.

Stații de Pompare și Rețele Hidraulice

Titular Curs: Prof. dr. ing. Sanda-Carmen Georgescu
Universitatea POLITEHNICA din București, Facultatea de Energetică,
specializarea Hidroenergetică anul IV, 2014-2015, semestrul 2



Acordare punctaj (puncte = p)

Disciplină prevăzută cu verificare pe parcurs

80p/ Verificare pe parcurs, din care:

70p/ Proiect

**10p/ 10 Quiz-uri = lucrari de verificare date la finalul cursurilor,
din materia predata la curs**

20p/ Verificarea finală:

**20p/ Problema (cu documentație permisă), cu 3 grade de
dificultate: nivel de nota 5, nivel de nota 8 si nivel de nota 10**

Documentație și informații

- **Platforma Informatică pentru Ingineria Fluidelor (PiiF)**

<http://b.piif.ro/>

1. Georgescu Sanda-Carmen, Georgescu A.-M., Dunca G., **2005**, *Stații de pompare. Încadrarea turbopompelor în sisteme hidraulice*, Editura Printech, București
2. Georgescu A.-M., Georgescu Sanda-Carmen, **2007**, *Hidraulica rețelelor de conducte și Mașini hidraulice*, Editura Printech, București
3. Georgescu Sanda-Carmen, Georgescu A.-M., **2014**, *Manual de EPANET*, Editura Printech, București
4. Georgescu Sanda-Carmen, Georgescu A.-M., **2014**, *Calculul rețelelor hidraulice cu GNU Octave*, Editura Printech, București
5. Georgescu A.-M., Georgescu Sanda-Carmen, Coșoiu C. I., Alboiu N. I., Hlevca D., **2014**, *Probleme de Mașini hidraulice*, Editura Printech, București
6. Georgescu A.-M., Georgescu Sanda-Carmen, **2013**, *Aplicații simple de Mașini hidraulice*, Platforma Informatică pentru Ingineria Fluidelor (PiiF)/ Aplicații interactive/ Aplicații simple/ ID 023, web: <http://b.piif.ro/>
7. Georgescu Sanda-Carmen, **2013**, *Concepte în PiiF*, Platforma Informatică pentru Ingineria Fluidelor (PiiF)/ Concepte: B.2. Curgerea staționară în conducte/ & C.3. Turbine hidraulice/ & C.4. Turbopompe și Ventilatoare/, web: <http://b.piif.ro/>
8. Rossman L., **2000**, *EPANET 2 Users Manual*, U. S. Environmental Protection Agency, EPA/600/R-00/057, Cincinnati, OH, USA

- **E-mail:**

carmen.georgescu@upb.ro

sandacarmengeorgescu@yahoo.com

Conținutul cursului

- Introducere (paginile 5-10)
- Partea 1: Calculul rețelelor hidraulice cu rezervoare și stații de pompare, paginile 11-118 (Capitolul 1 din cartea [4])
- Referințe bibliografice pentru Partea 1, paginile 119-122 (Referințele din [4])
- Partea a 2-a: Reglarea funcționării pompelor într-o stație de pompare care alimentează o rețea cu consum de apă variabil în timp, paginile 123-157 (Capitolul 3.7 din cartea [3])
- Referințe bibliografice pentru Partea a 2-a, paginile 158-161 (Referințele din [3])
- Anexa la Partea a 2-a: Introducere în EPANET, pag. 162-208 (Capitolul 2 din [3])
- Partea a 3-a: Tipuri constructive de stații de pompare, paginile 209-228 (Capitolul 6 din cartea [1])
- Referințe bibliografice pentru partea a 3-a, pagina 228 (extrase din [1])

Textul acestui curs este obținut prin compilarea capitolelor indicate, aferente cărților [4], [3] și [1] din pagina a 3-a

Introducere

- **Viteza medie** – viteză definită ca raport între debitul volumic și aria secțiunii (secțiune circulară)

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

- **Înălțimea piezometrică**

$$H_p = z + \frac{p}{\rho g}$$

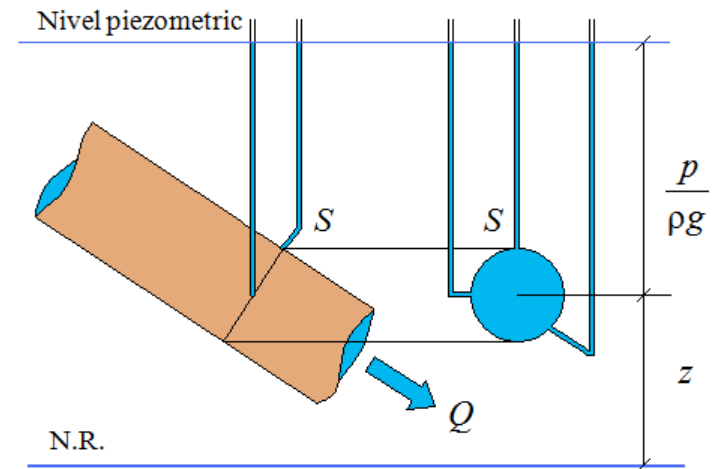
- **Sarcina hidrodinamică**

$$H = \frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} + z = \frac{v^2}{2g} + H_p$$

- **Pierdere de sarcină hidraulică totală**

$$h_r = h_d + \sum_{j=1}^n h_{l_j} \Rightarrow h_r = \left(M_d + \sum_{j=1}^n M_{l_j} \right) Q^2 \Rightarrow h_r = M Q^2$$

- **Modulul de rezistență hidraulică** al conductei: M



Pierderi de sarcină hidraulică totale

$$h_r = h_d + \sum_{j=1}^n h_{l_j}$$

- **Pierderile de sarcină hidraulică uniform distribuite**
(se datorează vâscozității fluidului)

- **Relația Darcy-Weissbach**

$$h_d = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \Rightarrow h_d = \lambda \frac{L}{D^5} \frac{16}{\pi^2 2g} Q^2 = 0,0826 \lambda \frac{L}{D^5} Q^2 = M_d Q^2$$

- **Coeficientul lui Darcy** λ

- **Modul de rezistență hidraulică distribuită** $M_d = 0,0826 \lambda L / D^5$

- **Pierderi de sarcină hidraulică locale**

$$h_l = \zeta \frac{v^2}{2g} \Rightarrow h_l = 0,0826 \frac{\zeta}{D^4} Q^2 = M_l Q^2$$

- **Coeficientul de pierdere de sarcină hidraulică locală** ζ

- **Modul de rezistență hidraulică locală** $M_l = 0,0826 \zeta / D^4$

Relații de calcul pentru coeficientul lui Darcy

- numărul Reynolds $Re = \frac{v D}{\nu} = \frac{4 Q}{\pi D \nu} = \frac{4 \rho Q}{\pi D \mu}$
- rugozitatea relativă k/D
- regim laminar, $Re \leq 2300$, formula **Hagen-Poiseuille**: $\lambda = \frac{64}{Re}$
- regim de tranziție, $2300 < Re \leq 3500$, nu sunt formule pentru λ
- regim turbulent neted, $3500 < Re < Re_1$, unde $Re_1 = 23 D/k$
formula lui Blasius: $\lambda = \frac{1}{\sqrt[4]{100 Re}} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$
- regim turbulent prepătratic (mixt), $Re_1 \leq Re \leq Re_2$, $Re_2 = 560 D/k$
formula lui Altșul: $\lambda = 0,1 \left(\frac{68}{Re} + \frac{k}{D} \right)^{0,25}$
- regim turbulent rugos, $Re > Re_2$
formula lui Prandtl-Nikuradse: $\lambda = \left(2 \lg \frac{D}{k} + 1,14 \right)^{-2}$

Relații de calcul pentru coeficientul lui Darcy

- Pentru întregul regim turbulent ($Re \geq 4000$), **Swamee și Jain** au propus în 1976 o formulă explicită de calcul a lui λ

$$\lambda = 0.25 \left[\lg \left(\frac{5.74}{Re^{0.9}} + \frac{k}{3.7D} \right) \right]^{-2}$$

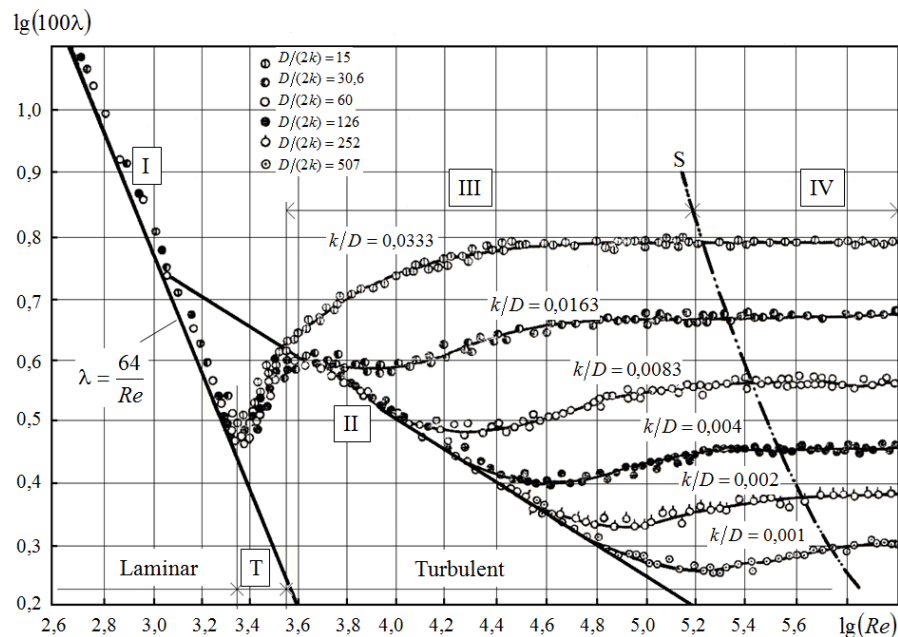


Diagrama lui Nikuradse

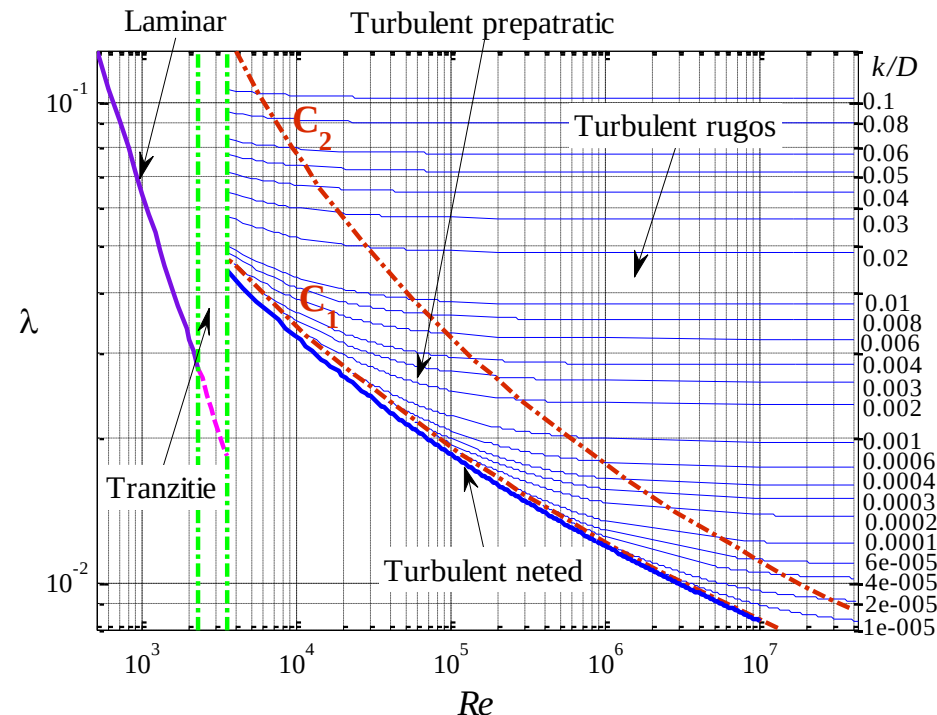


Diagrama lui Moody

Modele de calcul ale sistemelor hidraulice sub presiune

Din punct de vedere hidraulic, sistemele hidraulice sub presiune pot fi constituite din:

- **conducte scurte din punct de vedere hidraulic:** $L/D \leq 200$

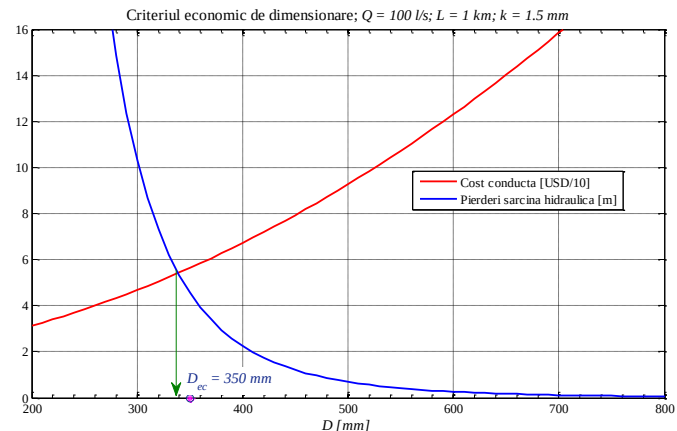
$$h_r = h_d + \sum h_l$$

- **conducte lungi din punct de vedere hidraulic:** $L/D > 200$

la care pierderile de sarcină hidraulică locale, precum și termenii cinetici de la intrarea și ieșirea din conducte, se neglijează în raport cu pierderile de sarcină hidraulică uniform distribuite

$$h_r \cong h_d$$

Dimensionarea conductelor



Tabelul 1.2. – Diametrul nominal al conductei, viteza economică medie v_{ecmed} , debitul mediu Q_{med} (cu valori aproximative) și intervalul propus de variație a debitului Q pentru fiecare conductă

D [mm]	v_{ecmed} [m/s]	Q_{med} [l/s]	interval Q [l/s]
10	0.45	0.04	≤ 0.05
15	0.65	0.1	$0.05 \div 0.13$
20	0.75	0.2	$0.13 \div 0.27$
25	0.80	0.4	$0.27 \div 0.48$
32	0.85	0.7	$0.48 \div 0.85$
40	0.90	1	$0.85 \div 1.5$
50	0.95	2	$1.5 \div 2.3$
63	1.05	3	$2.3 \div 4$
80	1.15	6	$4 \div 7$
100	1.15	9	$7 \div 11$
125	1.20	15	$11 \div 17$
150	1.25	22	$17 \div 25$

D [mm]	v_{ecmed} [m/s]	Q_{med} [l/s]	interval Q [l/s]
200	1.3	40	$25 \div 50$
250	1.3	65	$50 \div 75$
300	1.3	90	$75 \div 110$
350	1.3	125	$110 \div 150$
400	1.3	165	$150 \div 190$
450	1.3	205	$190 \div 230$
500	1.3	255	$230 \div 300$
600	1.5	425	$300 \div 520$
700	1.5	580	$520 \div 650$
800	1.5	750	$650 \div 850$
900	1.5	950	$850 \div 1100$
1000	1.5	1180	$1100 \div 1300$

Partea 1. CALCULUL REȚELELOR HIDRAULICE CU REZERVOARE ȘI STAȚII DE POMPARE

1.1. Mărimi și relații de calcul specifice sistemelor hidraulice

1.1.1. Mărimi și relații utilizate în calculul hidraulic al conductelor¹

În figura 1.1 este schematizată o conductă circulară simplă, orizontală, de diametru constant D , lungime L și rugozitate absolută a pereților k . Prin conductă curge un fluid incompresibil cu debitul volumic Q . Punctul aflat pe axa conductei în secțiunea de intrare S_i se notează cu i , iar punctul aflat pe axa conductei în secțiunea de ieșire S_e se notează cu e .

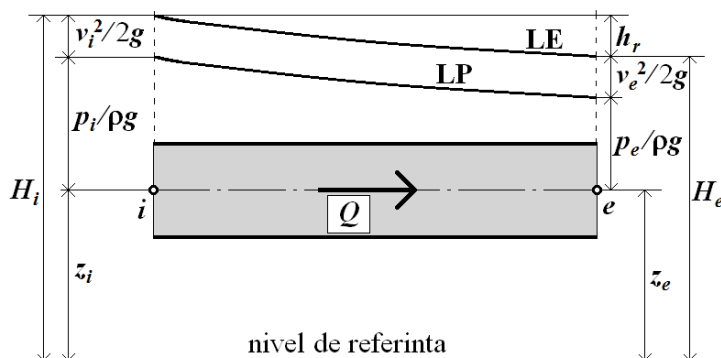


Fig. 1.1. – Reprezentarea schematică a conductei și a liniilor caracteristice curgerii

Viteza medie a fluidului într-o secțiune a conductei este definită ca raport între debitul volumic și aria A aferentă secțiunii de curgere (secțiune circulară de diametru D):

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi D^2}. \quad (1.1)$$

Cota piezometrică (sau **înălțimea piezometrică**) reprezintă energia potențială medie raportată la greutate într-o secțiune a conductei, normală la direcția principală de curgere a fluidului. Într-o secțiune S_j , cota piezometrică este definită astfel:

¹ Referințe bibliografice (în ordine cronologică): [42], [44], [29], [43], [41], [40], [10], [5], [14], [46], [8], [11]

$$H_{pj} = \frac{p_j}{\rho g} + z_j, \quad (1.2)$$

unde p_j este presiunea la nivelul axei conductei în secțiunea S_j , ρ este densitatea fluidului, g este accelerația gravitațională, iar z_j este cota axei conductei în raport cu un nivel de referință ales.

Sarcina hidrodinamică este suma dintre energia cinetică raportată la greutate și cota piezometrică; într-o secțiune S_j , sarcina hidrodinamică se scrie:

$$H_j = \frac{v_j^2}{2g} + H_{pj} = \frac{v_j^2}{2g} + \frac{p_j}{\rho g} + z_j. \quad (1.3)$$

Ținând seama de relația (1.1), termenul cinetic $v^2/2g$ se poate scrie astfel:

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{16}{\pi^2 2g} \frac{1}{D^4} Q^2 = 0.0826 \frac{1}{D^4} Q^2 = M_c Q^2, \quad (1.4)$$

unde M_c este **modulul cinetic**, un modul fictiv de rezistență hidraulică, măsurat în s^2/m^5 , definit prin relația:

$$M_c = \frac{0.0826}{D^4}. \quad (1.5)$$

Se precizează faptul că termenul $16/(\pi^2 2g) = 0.0826$ din relația (1.5) este introdus în formule ca o constantă, fără a se menționa unitatea de măsură, care este: s^2/m . Termenul cinetic se scrie în general: $\alpha v^2/2g$, unde α este *coeficientul lui Coriolis*. Deoarece acest coeficient este aproximativ egal cu unitatea în cazul regimului de curgere turbulent, cum este cel din sistemele hidraulice studiate în această lucrare, în cele ce urmează, coeficientul lui Coriolis nu va mai fi inserat în formulele de calcul.

Într-un sistem hidraulic, între două secțiuni normale la direcția principală de curgere a fluidului, de exemplu între secțiunea de intrare în sistem S_i și secțiunea de ieșire din sistem S_e **ecuația continuității** se scrie:

$$v_i A_i = v_e A_e = Q, \quad (1.6)$$

unde A_i și A_e sunt ariile celor două secțiuni. Pentru secțiuni circulare (ca în cazul conductei simple din fig. 1.1), ecuația continuității devine:

$$v_i \frac{\pi D_i^2}{4} = v_e \frac{\pi D_e^2}{4} = Q. \quad (1.7)$$

Pentru o conductă oarecare (inclusiv pentru cea din figura 1.1), **legea energiilor**, sau **relația lui Bernoulli generalizată**, între secțiunea de intrare S_i și cea de ieșire S_e se scrie:

$$H_i = H_e + h_r, \quad (1.8)$$

adică

$$\frac{v_i^2}{2g} + \frac{p_i}{\rho g} + z_i = \frac{v_e^2}{2g} + \frac{p_e}{\rho g} + z_e + h_r, \quad (1.9)$$

unde h_r este *pierderea de sarcină hidraulică totală* între cele două secțiuni ale conductei.

Pentru un **tronson de conductă cu diametru constant**, ca cel din figura 1.1, în cazul unui fluid incompresibil **viteza este constantă**, deci: $v_i = v_e$. Pentru un astfel de caz, **legea energiilor** (1.8) se poate exprima în funcție de cotele piezometrice, astfel:

$$H_{p_i} = H_{p_e} + h_r. \quad (1.10)$$

Linia piezometrică, simbolizată **LP** în figura 1.1, este descrisă de variația cotei piezometrice între secțiunea de intrare S_i și cea de ieșire S_e . **Linia energetică**, simbolizată **LE** în figura 1.1, este descrisă de variația sarcinii hidrodinamice între secțiunile S_i și S_e . Diferența dintre nivelul energetic la intrare și nivelul energetic la ieșire este egală cu pierderea de sarcină hidraulică, care este proporțională cu pătratul debitului.

Pierderea de sarcină hidraulică totală reprezintă raportul dintre fluxul de energie mecanică disipată între cele două secțiuni ale conductei și produsul $\rho g Q$. Pierderea de sarcină hidraulică totală h_r se determină prin însumarea **pierderilor de sarcină hidraulică uniform distribuite** (numite și *pierderi de sarcină hidraulică liniare*), notate h_d și **pierderilor de sarcină hidraulică locale**, notate h_l .

Pentru o conductă circulară, de diametru D și lungime L (ca cea din figura 1.1), de-a lungul căreia există un număr de n neuniformități ce perturbă curgerea (ca de exemplu: schimbări de direcție, vane, sau alte elemente perturbatoare), **pierderea de sarcină hidraulică totală** se scrie:

$$h_r = h_d + \sum_{j=1}^n h_{l_j}. \quad (1.11)$$

Din punct de vedere fizic, mecanismul de disipare al energiei diferă la cele două tipuri de pierderi de sarcină hidraulică.

Pierderile de sarcină hidraulică uniform distribuite se datorează vâscozității fluidului. Ele apar datorită frecărilor existente între straturile de fluid care se deplasează cu viteze diferite

de-a lungul curgerii. Datorită proprietății de adeziune a fluidelor la frontiera solidă pe lângă care curg, viteza relativă dintre un fluid în mișcare și peretele solid pe lângă care curge fluidul este nulă și, în consecință, nu pot apărea disipări ale energiei prin frecare la interfața fluid-solid. Cu toate acestea, în cazul mișcării turbulente, diferențele importante între vitezele straturilor de fluid adiacente sunt situate în imediata vecinătate a frontierelor solide, ceea ce face ca rugozitatea frontierelor solide să influențeze pierderile de sarcină hidraulică uniform distribuite. Rugozitatea frontierei solide este deci unul dintre factorii importanți în determinarea valorilor pierderilor de sarcină hidraulică.

Una dintre relațiile de definiție a pierderilor de sarcină hidraulică uniform distribuite este **relația Darcy-Weisbach**:

$$h_d = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}, \quad (1.12)$$

unde λ este *coeficientul de pierdere de sarcină hidraulică uniform distribuită*, denumit și **coeficientul lui Darcy**. În funcție de regimul de curgere, coeficientul lui Darcy depinde de rugozitatea relativă k/D și/sau de **numărul Reynolds** Re , definit astfel:

$$Re = \frac{v D}{\nu} = \frac{4 Q}{\pi D \nu}, \quad (1.13)$$

unde ν este vâscozitatea cinematică a fluidului. Coeficientul lui Darcy se determină cu diferite relații, explicite sau implicite, în funcție de regimul de curgere (a se vedea paragraful §1.2.2).

Dacă se ține seama de relația (1.1) de definiție a vitezei medii, **relația Darcy-Weisbach** (1.12) se poate scrie în funcție de debit sub forma:

$$h_d = \lambda \frac{L}{D^5} \frac{16}{\pi^2 2g} Q^2 = 0.0826 \lambda \frac{L}{D^5} Q^2 = M_d Q^2, \quad (1.14)$$

unde

$$M_d = 0.0826 \lambda \frac{L}{D^5} \quad (1.15)$$

este **modulul de rezistență hidraulică distribuită**, măsurat în s^2/m^5 . Similar cu cazul modulului cinetic, termenul $16/(\pi^2 2g) = 0.0826$ din relația (1.15) este introdus în formule ca o constantă, fără a i se menționa unitatea de măsură, care este: s^2/m .

Pierderile de sarcină hidraulică locale sunt pierderi suplimentare datorate neuniformităților existente pe traseul de curgere al fluidului (schimbări de direcție, modificări ale secțiunii de curgere, vane, clapete anti-retur, ramificații etc). **Pierderea de sarcină hidraulică locală** h_l este definită prin relația:

$$h_l = \zeta \frac{v^2}{2g}, \quad (1.16)$$

care se poate scrie și în funcție de debit:

$$h_l = 0.0826 \frac{\zeta}{D^4} Q^2 = M_l Q^2, \quad (1.17)$$

unde ζ este **coeficientul de pierdere de sarcină hidraulică locală**, iar

$$M_l = 0.0826 \frac{\zeta}{D^4}, \quad (1.18)$$

este **modulul de rezistență hidraulică locală**, măsurat în s^2/m^5 . Valorile coeficientului de pierdere de sarcină hidraulică locală ζ sunt date sub formă de grafice, tabele sau formule, în funcție de tipul singularității, precum și de caracteristicile geometrice ale conductei.

Ținând seama de relațiile pentru pierderea de sarcină hidraulică uniform distribuită (1.14) și pentru pierderea de sarcină hidraulică locală (1.17), **pierderea de sarcină hidraulică totală** (1.11) se poate scrie la rândul său în funcție de debit:

$$h_r = \left(M_d + \sum_{j=1}^n M_{l_j} \right) Q^2 = M Q^2, \quad (1.19)$$

unde

$$M = M_d + \sum M_l \quad (1.20)$$

este **modulul de rezistență hidraulică** al conductei. Pentru simplificarea scrierii, în calculul conductelor, pierderea de sarcină hidraulică totală se exprimă preponderent sub forma:

$$h_r = M Q^2. \quad (1.21)$$

În formulele de calcul ale pierderilor de sarcină hidraulică, toate celelalte mărimi trebuie să fie introduse cu valorile corespunzătoare în unități de măsură ale S.I., astfel încât rezultatul să fie corect din punct de vedere dimensional (pierderea de sarcină hidraulică se măsoară în metri).

Cu notația din relația (1.21), **legea energiilor** (1.8) se poate scrie:

$$H_i = H_e + M Q^2, \quad (1.22)$$

iar pentru cazul **tronsonului de conductă cu diametru constant**, ca cel din figura 1.1, legea energiilor (1.10) devine:

$$H_{p_i} = H_{p_e} + M Q^2. \quad (1.23)$$

Admițând că valoarea modulului de rezistență hidraulică M este constantă, relația (1.23) se poate reprezenta grafic, rezultând **parabola** $H_{p_i} = H_{p_i}(Q)$ **din primul cadran** al graficului

din figura 1.2. Există sisteme hidraulice, de exemplu *rețele inelare de conducte*, în care **sensul de curgere pe tronsoanele de conductă se poate schimba** în funcție de regimul de funcționare aferent sistemului. Astfel, considerând un **tronson de conductă** cu diametru constant, pentru care **nu se cunoaște apriori sensul debitului** pe tronson, legea energiilor (1.23) între cele două noduri de capăt, i și e , ale tronsonului, se poate scrie:

$$H_{pi} = H_{pe} + MQ|Q|. \quad (1.24)$$

Relația (1.24) se poate reprezenta grafic atât pentru valori pozitive, cât și pentru valori negative ale debitului, rezultând **curba $H_{pi} = H_{pi}(Q)$ în formă de S** din cadranele 1 și 3 ale graficului din figura 1.2.

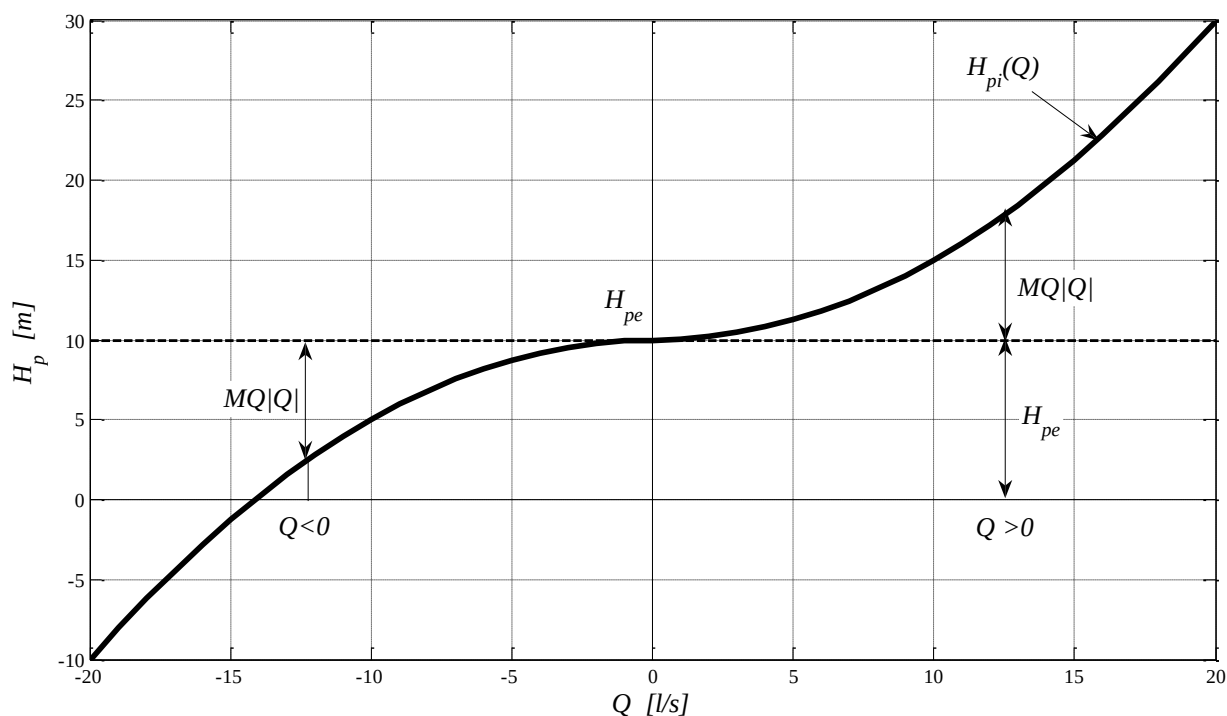


Fig. 1.2. – Reprezentarea grafică a legii energiei (1.24) pentru o conductă cu diametru constant

Se subliniază faptul că modulul de rezistență hidraulică M nu este de fapt constant pe întreaga plajă de variație a debitului, deoarece în componența lui M , definit prin (1.20), intră și modulul de rezistență hidraulică distribuită M_d (1.15), care depinde de coeficientul lui Darcy λ . La rândul său, coeficientul lui Darcy depinde de regimul de curgere definit de numărul Reynolds (1.13), adică depinde de debitul Q pentru regimurile laminar, turbulent neted și turbulent mixt. **Numai pentru regimul turbulent rugos λ nu depinde de Re , ci doar de rugozitatea relativă**

k/D , deci pentru acest unic regim de curgere, **modulul M este într-adevăr constant**. Pentru simplificarea calculelor, se va considera în continuare că valoarea lui M rămâne constantă pe întreaga plajă de variație a debitului.

Din *punct de vedere hidraulic*, sistemele hidraulice sub presiune pot fi alcătuite din:

- **conduce lungi din punct de vedere hidraulic**, conducte la care pierderile de sarcină hidraulică locale h_l , precum și termenii cinetici de la intrarea și ieșirea din conducte, se neglijează în raport cu pierderile de sarcină hidraulică uniform distribuite: $h_l \ll h_d$. În cazul conductelor lungi din punct de vedere hidraulic, **pierderea de sarcină hidraulică totală** este aproximată prin relația: $h_r \cong h_d$. În această categorie se încadrează conductele al căror raport între lungime și diametru are valori semnificative: $L/D > 200$;
- **conduce scurte din punct de vedere hidraulic**, conducte la care pierderile de sarcină hidraulică locale h_l se iau în considerare alături de pierderile de sarcină hidraulică uniform distribuite h_d , ambele tipuri de pierderi de sarcină având același ordin de mărime. În această categorie se încadrează conductele al căror raport între lungime și diametru are valori reduse: $L/D \leq 200$.

Dimensionarea hidraulică a unei conducte înseamnă **alegerea diametrului** acesteia, pentru o anumită valoare impusă a debitului Q tranzitat prin conductă, fără să se cunoască valoarea vitezei medii a fluidului. *Problema fiind netedeterminată din punct de vedere hidraulic*, pentru alegerea diametrului conductei se poate recurge la **criteriul economic de dimensionare a conductelor** [14], în care, alegerea diametrelor conductelor se face în funcție de presiunea disponibilă și de viteza economică admisă.

Din punct de vedere economic, soluția optimă (*diametrul optim al conductei*) se află la intersecția dintre *curba crescătoare a variației costului conductei* și *curba descrescătoare a pierderilor de sarcină hidraulică totale*, ambele tipuri de curbe fiind trasate în funcție de diametrul conductei. Valorile diametrelor nominale ale conductelor sunt standardizate. În consecință, **diametrul economic al conductei** se alege din lista de diametre nominale, valoarea sa fiind apropiată valorii *diametrului optim* calculat. Se precizează faptul că pierderile de sarcină hidraulică totale sunt direct legate de consumul de energie pentru pomparea debitului impus prin conducta considerată. Curba de variație a acestui consum de energie poate fi, la rândul său, transformată în *curba de variație a costului energiei pentru pompare*. În consecință,

utilizând strict *unități de măsură monetare*, criteriul economic de dimensionare a conductelor este reprezentat prin intersecția dintre curba de cost a conductei și curba de cost a consumului energetic pentru pomparea fluidului prin conductă.

Pentru a facilita dimensionarea conductelor (în general, dimensionarea rețelelor de conducte) pe criterii economice, în funcție de tipul rețelei hidraulice, în standarde sunt prevăzute intervale de **viteze economice** ale fluidelor, notate v_{ec} .

De exemplu, pentru **rețelele de alimentare cu apă ale construcțiilor civile și industriale**, în STAS 1478-90 (referința bibliografică [42]), se găsesc valorile vitezelor economice de circulație a apei prin conducte de diferite diametre, în funcție de regimul de înălțime al clădirilor, anume: clădiri cu puncte de consum situate la înălțimi mai mici de 15 metri, sau cu puncte de consum situate la înălțimi de peste 15 metri (inserate în tabelul 1.1).

În normativul I9-94 referitor la **instalații sanitare aferente clădirilor** [44], respectiv în normativul I22-99 referitor la **sisteme de alimentare cu apă a localităților** [43], se găsesc, de asemenea, valori ale vitezelor economice prin conducte de diferite diametre (inserate în tabelul 1.1, alături de valorile din STAS 1478-90).

Tabelul 1.1. – Vitezele economice v_{ec} pentru conducte de apă cu diferite diametre nominale D [mm], conform STAS 1478-90 [42], I9-94 [44] și I22-99 [43]

D [mm]	STAS 1478-90 [42]		19-94 [44]	I22-99 [43]
	< 15 m	> 15 m		
	viteze economice v_{ec} [m/s]			
10	0.10÷0.75	0.10÷0.50	0.10÷ 0.75	
15	0.45÷0.80	0.30÷0.55	0.45÷0.80	
20	0.55÷0.90	0.35÷0.60	0.55÷0.90	
25	0.60÷1.00	0.40÷0.65	0.60÷1.00	
32	0.60÷1.10	0.40÷0.70	0.60÷1.10	
40	0.60÷1.20	0.45÷0.70	0.60÷1.20	
50	0.70÷1.20	0.45÷0.75	0.70÷1.20	
63	0.80÷1.30	0.55÷0.80	0.80÷1.30	
80	0.85÷1.40	0.55÷0.85	0.85÷1.40	
100	0.90÷1.40	0.60÷0.90	0.90÷1.40	0.60÷0.80
125	0.95÷1.45	0.70÷0.95	0.95÷1.45	0.60÷0.80
150	1.00÷1.50	0.75÷1.00	1.00÷1.50	0.60÷0.80
200	1.10÷1.60	0.80÷1.20	1.00÷1.60	0.70÷0.90
250				0.70÷0.90
300				0.70÷0.90
350				0.70÷0.90
400÷600				0.80÷1.00
> 600				1.00÷2.00

Pentru dimensionarea unei conducte, pentru care debitul tranzitat este cunoscut, tabelul 1.1 **nu este comod de folosit**. Preponderent **pentru uzul studenților**, plecând de la datele din tabelul 1.1, în tabelul 1.2 am calculat/ales valori ale **vitezelor economice medii** v_{ecmed} pentru conducte de apă cu diferite diametre nominale, am calculat valoarea debitului mediu Q_{med} corespunzător acestei viteze, apoi am propus (în ultima coloană a tabelului 1.2) **niște intervale de variație a debitului² pe fiecare conductă**, ținând seama și de valorile maxime ale vitezelor economice din tabelul 1.1. Pentru diametre nominale de peste 600 mm, anume pentru $D \in [700; 1000]$ mm, am extrapolat datele din tabelul 1.1, valorile obținute fiind superioare celor din Isbășoiu și Georgescu [29; pag. 333].

Tabelul 1.2. – Diametrul nominal al conductei, viteza economică medie v_{ecmed} , debitul mediu Q_{med} (cu valori aproximative) și intervalul propus de variație a debitului Q pentru fiecare conductă

D [mm]	v_{ecmed} [m/s]	Q_{med} [l/s]	interval Q [l/s]	D [mm]	v_{ecmed} [m/s]	Q_{med} [l/s]	interval Q [l/s]
10	0.45	0.04	≤ 0.05	200	1.3	40	25÷50
15	0.65	0.1	0.05÷0.13	250	1.3	65	50÷75
20	0.75	0.2	0.13÷0.27	300	1.3	90	75÷110
25	0.80	0.4	0.27÷0.48	350	1.3	125	110÷150
32	0.85	0.7	0.48÷0.85	400	1.3	165	150÷190
40	0.90	1	0.85÷1.5	450	1.3	205	190÷230
50	0.95	2	1.5÷2.3	500	1.3	255	230÷300
63	1.05	3	2.3÷4	600	1.5	425	300÷520
80	1.15	6	4÷7	700	1.5	580	520÷650
100	1.15	9	7÷11	800	1.5	750	650÷850
125	1.20	15	11÷17	900	1.5	950	850÷1100
150	1.25	22	17÷25	1000	1.5	1180	1100÷1300

Vitezele în rețelele de alimentare cu apă sunt limitate superior în funcție de categoria de clădiri și tipul instalației (limitare dată, în principal, de frecvența închiderilor și deschiderilor robinetelor); astfel, **vitezele maxime admise** au următoarele valori:

- pentru spitale, săli de spectacole: 1.5 m/s;
- pentru clădiri de locuit: 2 m/s;
- pentru alimentarea hidranților de incendiu: 3 m/s;
- pentru instalații tehnologice: 3 m/s;
- pentru instalații de sprinklere: 10 m/s [41], [46].

² Se menționează faptul că intervalele de debit propuse în tabelul 1.2 nu au caracterul datelor dintr-un normativ de dimensionare a conductelor, ci sunt doar orientative.

Vitezele economice vor fi folosite numai pentru dimensionarea traseului cel mai dezavantajat din punct de vedere hidraulic; în rest, vitezele pot avea valori mai mari, limitate la valorile maxime admise. Pentru conductele de legătură la armăturile obiectelor sanitare, diametrul legăturii va fi diametrul armăturii respective, indiferent de viteza obținută în conductă.

În cazul **rețelelor de distribuție a apei în localități, debitul de dimensionare este debitul orar maxim** [43]; pentru un calcul riguros, în conformitate cu SR 1343-1:2006 [40], debitul de calcul pentru dimensionare este suma dintre debitul orar maxim și debitul aferent hidranților interiori, majorată cu un coeficient K_p care ține seama de pierderile de apă tehnic admisibile, unde $K_p = 1.15$ pentru rețele noi, de sub 5 ani și $K_p = 1.35$ pentru rețelele existente.

1.1.2. Mărimi și relații utilizate în calculul instalațiilor de pompare³

Fie o turbopompă încadrată într-un sistem hidraulic simplu (figura 1.3), alcătuit din următoarele componente: un rezervor de aspirație R_a a cărui suprafață liberă este la o cotă z_i mai ridicată decât cota de referință z_a a aspirației pompei, o conductă de aspirație între rezervor și pompă (la intrarea în această conductă există, în general, un sorb/filtru), o pompă centrifugă P , urmată de conducta de refulare, pe care se află montate o clapetă anti-retur (clapetă de sens, care împiedică curgerea lichidului către pompă) și o vană, respectiv un rezervor de refulare R_r a cărui suprafață liberă se află la o cotă $z_e > z_i$. Se consideră cazul unor rezervoare închise, cu nivel constant, iar la suprafața liberă a rezervoarelor, presiunea este diferită de presiunea atmosferică. Funcționarea turbopompelor în sistemele hidraulice este determinată de parametrii fundamentali reprezentați în figurile 1.3 și 1.4.

Debitul pompat Q reprezintă volumul de fluid care trece prin secțiunea de refulare a pompei în unitatea de timp.

Înălțimea de pompare H reprezintă energia raportată la greutate pe care o cedează pompa curentului de fluid și este definită ca diferență între sarcina hidrodinamică (1.3) a fluidului la refulare, H_r (în punctul r) și sarcina hidrodinamică a fluidului la aspirație, H_a (în punctul a):

$$H = H_r - H_a, \quad (1.25)$$

adică

$$H = \left(\frac{v_r^2}{2g} + \frac{p_r}{\rho g} + z_r \right) - \left(\frac{v_a^2}{2g} + \frac{p_a}{\rho g} + z_a \right). \quad (1.26)$$

³ Referințe bibliografice (în ordine cronologică): [20], [10], [5], [14], [15], [8], [11]

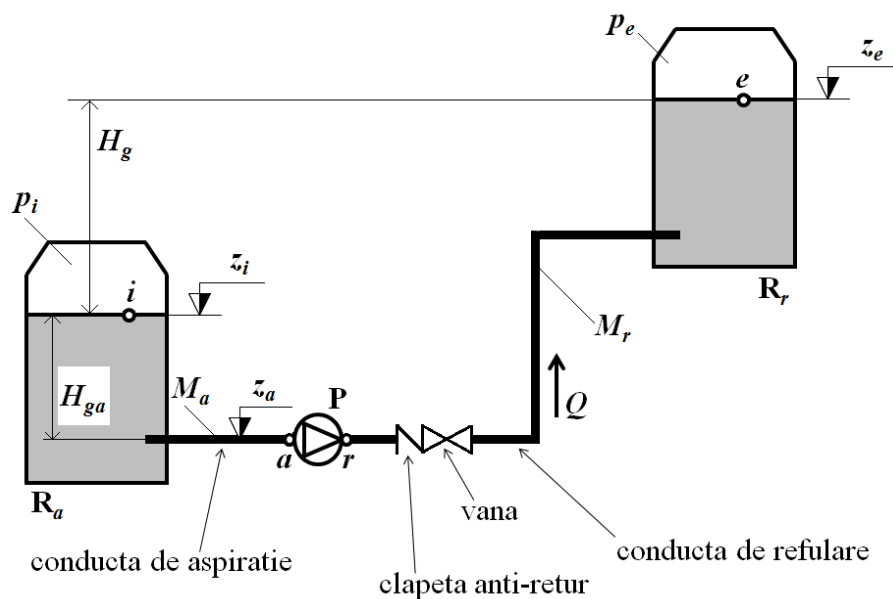


Fig. 1.3. – Schema instalației de pompare

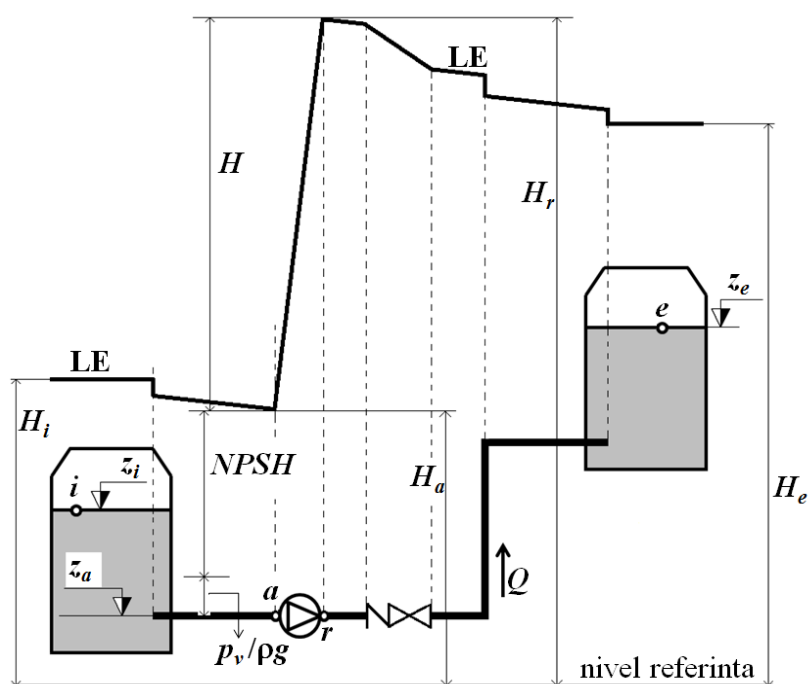


Fig. 1.4. – Linia energetică LE și parametrii fundamentali ai instalației de pompare

După cum se observă din figurile 1.3 și 1.4, între punctele a și r , linia energetică LE prezintă un salt de înălțime egal cu mărimea lui H .

Înălțimea geodezică de aspirație a pompei H_{ga} reprezintă diferența dintre cota secțiunii de referință z_a de la aspirația pompei și cota secțiunii de intrare în sistem z_i :

$$H_{ga} = z_a - z_i. \quad (1.27)$$

Înălțimea geodezică H_g reprezintă diferența de înălțime între planele orizontale determinate de cota secțiunii de ieșire din sistem (în aval de pompă) și cota secțiunii de intrare în sistemul hidraulic (în amonte de pompă):

$$H_g = z_e - z_i. \quad (1.28)$$

Înălțimea statică H_s reprezintă diferența dintre sarcina hidrodinamică în secțiunea de ieșire H_e și sarcina hidrodinamică în secțiunea de intrare H_i :

$$H_s = H_e - H_i = \frac{v_e^2 - v_i^2}{2g} + \frac{p_e - p_i}{\rho g} + H_g. \quad (1.29)$$

Pentru **sisteme hidraulice care conțin rezervoare**, viteza lichidului în rezervor este considerată nulă, fiind neglijabilă în raport cu viteza din conductele sistemului. În cazul unei instalații de pompare cu **două rezervoare**, ca cea din figura 1.3, diferența dintre termenii cinetici de la ieșire și intrare tinde la zero, iar relația (1.29) se reduce la diferența dintre cotele piezometrice din cele două secțiuni:

$$H_s = H_{pe} - H_{pi} = \frac{p_e - p_i}{\rho g} + H_g. \quad (1.30)$$

Mai mult, dacă presiunile pe suprafețele libere ale celor două rezervoare sunt egale ($p_i = p_e$), cum este, de exemplu, **cazul rezervoarelor deschise la presiunea atmosferică**, atunci relația (1.30) se simplifică și mai mult, rezultând:

$$H_s = H_g. \quad (1.31)$$

Sarcina pompei la mersul în gol H_o reprezintă sarcina pompei la debit nul, $Q = 0$, atunci când vana din aval de pompă este închisă (pompele centrifuge sunt pornite *în gol*, adică cu vana de pe refulare închisă, în scopul protejării motorului electric de antrenare al pompei).

Sarcina pozitivă netă la aspirație⁴ $NPSH$ este un parametru de cavitație (măsurat în metri) foarte important pentru pompe; reprezintă energia suplimentară raportată la greutate, **necesară (cerută) la aspirația pompei**, peste cota piezometrică dată de presiunea de vaporizare a fluidului ($p_v/\rho g + z_a$), astfel încât în pompă să nu apară cavitația (figura 1.4). Pentru **funcționarea fără cavitație**, este necesar să fie îndeplinită condiția:

⁴ În limba engleză, $NPSH$ reprezintă abrevierea cuvintelor **Net Positive Suction Head**.

$$NPSH < NPSH_{inst}, \quad (1.32)$$

unde $NPSH_{inst}$ este sarcina pozitivă netă la aspirație disponibilă în instalație.

Sarcina pozitivă netă la aspirație disponibilă în instalație $NPSH_{inst}$ reprezintă diferența dintre energia specifică absolută în secțiunea de aspirație și energia specifică potențială calculată cu presiunea de vaporizare din acea secțiune (unde presiunile sunt exprimate în scară absolută). Utilizând notațiile din figura 1.4, din *legea energiilor* scrisă între secțiunea de intrare (punctul i) și secțiunea de aspirație a pompei (punctul a), rezultă că $NPSH_{inst}$ depinde de caracteristicile constructive ale traseului de aspirație al instalației, fiind definit prin relația:

$$NPSH_{inst} = \frac{P_{absi} - P_{absv}}{\rho g} + \frac{v_i^2}{2g} - H_{ga} - h_{ri-a}, \quad (1.33)$$

unde $h_{ri-a} = M_a Q^2$ sunt pierderile de sarcină hidraulică totale **pe conducta de aspirație** (în figura 1.3, s-a notat cu M_a modulul de rezistență hidraulică al acestei conducte).

Puterea hidraulică (puterea utilă a pompei) P_h reprezintă energia totală cedată curentului de fluid în unitatea de timp (puterea transmisă apei). Ea se calculează în funcție de debitul vehiculat Q și de înălțimea de pompare H cu relația:

$$P_h = \rho g Q H. \quad (1.34)$$

Puterea pompei (puterea absorbită) P_p reprezintă energia totală consumată de pompă în unitatea de timp pentru a ceda curentului de fluid puterea P_h ; mai exact, este **puterea mecanică transmisă la arborele pompei** (puterea consumată), astfel încât la refulare să fie obținută puterea hidraulică (puterea utilă) și să fie acoperite toate disipațiile de putere din pompă (datorate pierderilor de sarcină hidraulică din rotor, pierderilor mecanice din lagăre și din sistemul de etanșare a arborelui și pierderilor volumice). Puterea pompei este definită prin relația:

$$P_p = \frac{P_h}{\eta_p} = \frac{\rho g Q H}{\eta_p} \quad (1.35)$$

unde η_p este **randamentul pompei**.

Puterea agregatului de pompare P reprezintă **puterea electrică consumată** pentru pompare, adică puterea absorbită de **motorul electric de antrenare al pompei**, pentru a putea furniza curentului de fluid puterea utilă (puterea hidraulică):

$$P = \frac{P_p}{\eta_c \eta_{me}} = \frac{P_h}{\eta_p \eta_c \eta_{me}} = \frac{P_h}{\eta} = \frac{\rho g Q H}{\eta}, \quad (1.36)$$

unde η_c reprezintă randamentul cuplajului dintre pompă și motorul de antrenare, η_{me} reprezintă randamentul motorului electric de antrenare al pompei, η_p este randamentul pompei, iar η este **randamentul agregatului de pompare**.

Momentul la arbore M reprezintă cuplul motor care trebuie furnizat la axul pompei pentru a putea asigura puterea absorbită:

$$M = P_p / \omega, \quad (1.37)$$

unde ω este viteza unghiulară a rotorului pompei.

Randamentul pompei η_p reprezintă raportul dintre puterea hidraulică P_h și puterea consumată P_p (transmisă la arborele pompei), conform relației (1.35). Randamentul pompei definește calitatea transferului de energie din interiorul pompei și se calculează ca produs între randamentul hidraulic η_h , randamentul mecanic η_m și randamentul volumic η_v :

$$\eta_p = \eta_h \eta_m \eta_v. \quad (1.38)$$

Randamentul agregatului de pompare η reprezintă raportul dintre puterea hidraulică P_h și puterea agregatului de pompare P (puterea electrică consumată pentru pompare) și se calculează cu relația:

$$\eta = \eta_p \eta_c \eta_{me}. \quad (1.39)$$

Turația n [rot/s] reprezintă numărul de rotații efectuate de rotorul pompei în unitatea de timp. În **aplicațiile industriale**, turația este exprimată frecvent în [rot/min], caz în care turația este definită prin numărul de rotații ale turbopompei pe durata unui minut.

Viteza unghiulară ω este definită în funcție de turația n , prin relațiile:

$$\omega = 2\pi n \Big|_{\text{pentru } n[\text{rot/s}]}; \quad (1.40)$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \Big|_{\text{pentru } n[\text{rot/min}]}. \quad (1.41)$$

Pentru sistemul hidraulic din figurile 1.3 și 1.4, **sistem care include și o turbopompă, legea energiei** se scrie sub forma:

$$H_i + H = H_e + h_r, \quad (1.42)$$

unde $h_r = MQ^2$ reprezintă suma pierderilor de sarcină hidraulică pe traseul conductelor de aspirație și de refulare, al căror **modul global de rezistență hidraulică** M este calculat ca sumă a modulelor de rezistență hidraulică din figura 1.3:

$$M = M_a + M_r. \quad (1.43)$$

Din legea energiilor (1.42), se obține **înălțimea de pompare** H :

$$H = (H_e - H_i) + h_r = (H_e - H_i) + MQ^2. \quad (1.44)$$

Membrul drept al relației (1.44) reprezintă **înălțimea de pompare necesară în instalație pentru a vehicula debitul** Q ; această înălțime sau sarcină a instalației se notează H_{inst} . Ținând seama de relația (1.29), **sarcina instalației** este exprimată ca sumă între înălțimea statică H_s și pierderile de sarcină hidraulică totale $h_r = MQ^2$ din sistem:

$$H_{inst} = H_s + MQ^2. \quad (1.45)$$

1.2. Calculul pierderilor de sarcină hidraulică uniform distribuite

1.2.1. Formule de calcul pentru pierderile de sarcină hidraulică uniform distribuite (liniare)⁵

Pierderile de sarcină hidraulică uniform distribuite pot fi calculate cu următoarele 3 formule⁶:

- **formula Hazen-Williams**, încă utilizată în S.U.A. pentru calculul conductelor sub presiune;
- **formula Darcy-Weisbach**, singura recomandată în această lucrare pentru calculul conductelor sub presiune, fiind anterior definită în paragraful §1.1.1;
- **formula Chézy-Manning**, utilizată de regulă pentru calcule în curgeri cu suprafață liberă [26], dar care poate fi utilizată (într-o formă echivalentă) și pentru conducte sub presiune.

Toate cele 3 formule enumerate pot fi definite în funcție de debitul Q , cu o **relație generală de calcul al pierderilor de sarcină hidraulică uniform distribuite**, de forma:

$$h_d = a_j Q^{b_j}, \quad (1.46)$$

în care $j=1$ corespunde formulei Hazen-Williams, $j=2$ corespunde formulei Darcy-Weisbach, respectiv $j=3$ corespunde formulei Chézy-Manning; a_j este un **coeficient de**

⁵ Referințe bibliografice (în ordine cronologică): [32], [26], [36], [34], [8]

⁶ Aceste 3 formule sunt implementate în software-ul EPANET [32].

rezistență al conductei, coeficient care diferă de la o formulă la alta (a_j depinde și de coeficientul de rugozitate, care are semnificație diferită de la o formulă la alta), iar b_j este **exponentul debitului**. Pentru fiecare dintre cele 3 formule (1.46), se precizează următoarele:

- pentru **formula Hazen-Williams**, exponentul debitului este $b_1 = 1.852$ deci (1.46) devine:

$$h_d = a_1 Q^{1.852}, \quad (1.47)$$

iar coeficientul de rezistență al conductei, notat a_1 , este definit în Rossman [32; tabelele 3.1 și 3.2], dar și în Trifunović [36; paginile 65 și 68]; acest coeficient este diferit de modulul de rezistență hidraulică distribuită (1.15). Formula Hazen-Williams nu poate fi utilizată decât **pentru apă** (deci nu se potrivește altor lichide) și este valabilă numai pentru **regimul de curgere turbulent**, deci din aceste puncte de vedere, **are limitări** [34] în raport cu formula Darcy-Weisbach;

- **formula Darcy-Weisbach**, este definită prin relația (1.12) în funcție de viteză și prin relația (1.14) în funcție de debit (vezi paragraful §1.1.1), dar poate fi definită și cu relația (1.46), în care exponentul debitului este $b_2 = 2$, anume:

$$h_d = a_2 Q^2 = M_d Q^2, \quad (1.48)$$

unde coeficientul de rezistență al conductei, notat a_2 , este egal cu modulul de rezistență hidraulică distribuită M_d , definit prin relația (1.15). Formula Darcy-Weisbach poate fi aplicată **pentru toate lichidele** și pentru **orice regim de curgere** în conducte sub presiune, deci este formula recomandată pentru calculul hidraulic al rețelilor de conducte;

- pentru **formula Chézy-Manning**, exponentul debitului este $b_3 = 2$, deci (1.46) devine:

$$h_d = a_3 Q^2, \quad (1.49)$$

unde coeficientul de rezistență al conductei, notat a_3 , este definit în Rossman [32; tabelele 3.1 și 3.2], dar și în Trifunović [36; paginile 65 și 69]. Datorită coeficienților care trebuie să fie determinați prin interpolare din tabele, formula Chézy-Manning nu este practic să fie utilizată pentru calculul conductelor sub presiune.

1.2.2. Calculul coeficientului lui Darcy⁷

Coeficientul lui Darcy λ se calculează cu formule diferite, definite pentru fiecare regim de curgere a fluidului în conductă (tabelul 1.3), regim stabilit pe baza valorii numărului Reynolds,

⁷ Referințe bibliografice (cronologic): [33], [2], [27], [29], [26], [10], [34], [5], [6], [14], [8]

Re , care pentru conducte circulare este definit prin relația (1.13). În cele ce urmează, sunt prezentate în mod succint câteva formule de calcul⁸ ale coeficientului lui Darcy λ , preponderent formule explicite, care sunt mult mai simplu de utilizat decât formulele implicite.

Tabelul 1.3. – Definirea regimurilor de curgere în funcție de numărul Reynolds Re și dependența coeficientului lui Darcy λ în funcție de Re și/sau de rugozitatea relativă k/D

$Re \leq 2300$ sau $Re \leq 2000$	$2300 < Re \leq 3500$ sau $2000 < Re < 4000$	$3500 < Re < Re_1$ sau $4000 \leq Re < Re_1$ $Re_1 = 23D/k$	$Re_1 \leq Re \leq Re_2$ $Re_1 = 23D/k$ $Re_2 = 560D/k$	$Re > Re_2$ $Re_2 = 560D/k$
Regim laminar	Regim de tranziție	Regim turbulent		
		neted	prepătratic (mixt)	rugos (pătratic)
$\lambda = \lambda(Re)$		$\lambda = \lambda(Re)$	$\lambda = \lambda(Re, k/D)$	$\lambda = \lambda(k/D)$

⇒ **Regimul laminar**

În cazul mișcării laminare, definite pentru $Re \leq 2300$ (sau $Re \leq 2000$ după unii autori), coeficientului lui Darcy, $\lambda = \lambda(Re)$, este calculat cu **formula Hagen-Poiseuille**:

$$\lambda = 64/Re. \quad (1.50)$$

⇒ **Regimul de tranziție de la laminar la turbulent**

Pentru regimul de tranziție de la laminar la turbulent, stabilit în intervalul $2300 < Re \leq 3500$ (sau $2000 < Re < 4000$ după unii autori), curgerea este instabilă și nu sunt propuse formule de calcul simple pentru coeficientul lui Darcy.

Pentru intervalul $2000 < Re < 4000$, **E. J. Dunlop** a propus în 1991 o formulă de calcul a coeficientului lui Darcy, formula fiind obținută prin **interpolare cubică din diagrama lui Moody**, anume:

$$\lambda = x_1 + \frac{Re}{2000} \left(x_2 + \frac{Re}{2000} (x_3 + x_4) \right). \quad (1.51)$$

Funcțiile x_j (cu $j = 1 \div 4$) din formula (1.51) sunt definite astfel:

$$\begin{aligned} x_1 &= 7f_a - f_b; & x_3 &= -0.128 + 13f_a - 2f_b; \\ x_2 &= 0.128 - 17f_a + 2.5f_b; & x_4 &= \frac{Re}{2000} (0.032 - 3f_a + 0.5f_b), \end{aligned} \quad (1.52)$$

⁸ Mai multe relații de calcul și explicații pot fi găsite în Georgescu [8; paginile 22÷34].

cu următoarele notații:

$$f_a = \frac{1}{(y_3)^2} \quad \text{și} \quad f_b = \left(2 - \frac{0.00514215}{y_2 y_3} \right) f_a, \quad (1.53)$$

respectiv

$$y_2 = \frac{k}{3.7D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}, \quad (1.54)$$

$$y_3 = -\frac{2}{\ln 10} \ln \left(\frac{k}{3.7D} + \frac{5.74}{4000^{0.9}} \right).$$

Pentru intervalul $2000 < Re < 4000$, poate fi utilizată formula de calcul explicită propusă în anul 1993 de către Swamee [34], o **formulă valabilă pentru toate regimurile de curgere (laminar, de tranziție și turbulent)**:

$$\lambda = \left\{ \left(\frac{64}{Re} \right)^8 + 9.5 \left[\ln \left(\frac{5.74}{Re^{0.9}} + \frac{k}{3.7D} \right) - \left(\frac{2500}{Re} \right)^6 \right]^{-16} \right\}^{0.125}. \quad (1.55)$$

⇒ Regimul turbulent

În cazul mișcării turbulente, coeficientul lui Darcy se determină cu diferite relații (explicite sau implicite), în funcție de *tipul de turbulență* și de *tipul de rugozitate* aferent pereților conductei. Se consideră două categorii de conducte circulare: **conducte cu rugozitate omogenă**⁹, respectiv **conducte tehnice**¹⁰, care au rugozitate neomogenă [14].

Rezultatele experimentale aferente lui $\lambda = \lambda(Re, k/D)$ obținute pentru conducte cu rugozitate omogenă au condus la **diagrama lui Nikuradse** [8; paginile 27÷28], o diagramă trasată în planul $\{Re, \lambda\}$, pentru valorile logaritmice ale numărului Reynolds, $\lg(Re)$ în abscisă și ale coeficientului lui Darcy, $\lg(100\lambda)$ în ordonată, având rugozitatea relativă k/D ca parametru.

Pentru conducte tehnice, poate fi utilizată **diagrama lui Moody** [8; paginile 28÷31], o diagramă $\lambda = \lambda(Re, k/D)$ trasată în planul $\{Re, \lambda\}$, în același stil ca și *diagrama lui Nikuradse*, ceea ce permite efectuarea comparațiilor între zonele corespunzătoare regimurilor de curgere.

⁹ Rugozitatea omogenă este o rugozitate artificială, sub forma unor sfere, fiind realizată cu ajutorul unor granule de nisip (nisip monogranular, deci cu granule cu același diametru), lipite într-un singur strat pe peretele interior al conductei de diametru D . Se obține astfel o *rugozitate nisipoasă*. Diametrul granulelor de nisip reprezintă rugozitatea absolută k .

¹⁰ Rugozitatea neomogenă este o rugozitate naturală, caracterizată de o înălțime variabilă a asperităților peretelui interior al conductei, respectiv de o formă și dispunere spațială neuniformă a acestor asperități, fiind întâlnită în conductele tehnice (*conducte industriale*). Înălțimea medie a asperităților reprezintă rugozitatea absolută k .

⇒ Regimul turbulent neted

Pentru regimul turbulent neted, definit de condiția aproximativă $3500 < Re < Re_1$ (sau $4000 \leq Re < Re_1$ după unii autori), coeficientul lui Darcy depinde doar de numărul Reynolds, adică $\lambda = \lambda(Re)$. **Limita inferioară a numărului Reynolds** (notată Re_1) nu are valoare constantă, ci depinde de rugozitatea relativă. Acest număr limită Re_1 , de la care începe să fie resimțită influența rugozității, caracterizează trecerea de la regimul de curgere turbulent neted, în care $\lambda = \lambda(Re)$, la regimul turbulent prepătratic (sau mixt), în care $\lambda = \lambda(Re, k/D)$. Pentru *conducte tehnice*, numărul Reynolds limită inferior este $Re_1 = (20 \dots 100)D/k$. În continuare, respectiv în calculele curente aferente rețelelor de conducte, se recomandă relația [26]:

$$Re_1 = \frac{23D}{k}. \quad (1.56)$$

Pentru *conducte cu rugozitate omogenă*, coeficientul lui Darcy λ poate fi calculat în regimul turbulent neted cu o formulă explicită, **formula lui Blasius**:

$$\lambda = \frac{1}{\sqrt[4]{100Re}} = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}, \quad (1.57)$$

valabilă pentru $4000 < Re \leq 10^5$. Cercetările au demonstrat că domeniul de valabilitate a formulei lui Blasius poate fi extins [26] până la $Re \approx 3 \cdot 10^7$.

Pentru *conducte tehnice*, coeficientul lui Darcy poate fi calculat în regimul turbulent neted cu **formula Prandtl-Kármán**¹¹, o formulă implicită, aplicabilă pentru *orice tip de rugozitate*:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}}, \quad (1.58)$$

valabilă pentru $10^4 < Re \leq 3.4 \cdot 10^6$.

⇒ Regimul turbulent prepătratic (turbulent mixt)

Pentru regimul turbulent prepătratic (sau turbulent mixt), definit pentru $Re_1 \leq Re \leq Re_2$, coeficientul lui Darcy depinde atât de numărul Reynolds, cât și de rugozitatea relativă k/D , anume $\lambda = \lambda(Re, k/D)$. **Limita superioară a numărului Reynolds** (notată Re_2) caracterizează trecerea de la regimul de curgere turbulent prepătratic, în care $\lambda = \lambda(Re, k/D)$, la regimul de curgere turbulent rugos, în care $\lambda = \lambda(k/D)$.

¹¹ denumită și **formula Prandtl-Nikuradse**, deoarece structura formulei a fost determinată teoretic de către Prandtl și von Kármán, iar coeficienții acestora au fost determinați pe baza rezultatelor experimentale obținute de către Nikuradse [2]

Pentru *conducte tehnice*, numărul Reynolds limită superior este definit prin relația:

$$Re_2 = \frac{560D}{k}, \quad (1.59)$$

care va fi utilizată în calculele curente aferente rețelilor de conducte (vezi tabelul 1.3).

Pentru *conducte tehnice*, coeficientului lui Darcy poate fi calculat în regimul turbulent prepătratic cu **formula lui Altșul** (o formulă explicită):

$$\lambda = 0.11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{k}{D} \right)^{0.25}, \quad (1.60)$$

sau cu **formula determinată de C. F. Colebrook** în anul 1938, valabilă pentru $Re \geq 4000$ [34], adică **valabilă pentru toate tipurile de turbulență**:

$$\lambda = 1.325 \left[\ln \left(\frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3.7D} \right) \right]^{-2}. \quad (1.61)$$

Formula (1.60) este denumită în prezent **formula Colebrook-White** și este scrisă în majoritatea referințelor bibliografice în funcție de logaritmul zecimal, sub forma:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3.71D} \right). \quad (1.62)$$

Formula Colebrook-White este o formulă implicită, dificil de utilizat în practică, dar ușor de implementat în cadrul unui program de calcul numeric. În anul 1944, **L. F. Moody** a construit diagrama care îi poartă numele [34], utilizând formula¹² (1.61).

⇒ **Regimul turbulent rugos (turbulent pătratic)**

Pentru regimul turbulent rugos (sau turbulent pătratic), definit pentru $Re > Re_2$, coeficientul lui Darcy depinde numai de rugozitatea relativă k/D , adică $\lambda = \lambda(k/D)$. Pentru *orice tip de rugozitate* (omogenă sau neomogenă) și pentru $Re > 560D/k$, coeficientului lui Darcy poate fi calculat cu **formula Prandtl-Nikuradse** (o formulă explicită):

$$\lambda = \left(2 \lg \frac{3.71D}{k} \right)^{-2}, \quad (1.63)$$

care poate fi pusă și sub forma:

$$\lambda = \left(2 \lg \frac{D}{k} + 1.14 \right)^{-2}. \quad (1.64)$$

¹² Detalii pot fi găsite în Georgescu [8; paginile 28÷31]

Se reamintește faptul că **formula Colebrook-White** (1.62) este **valabilă pentru întregul regim turbulent**, adică pentru $Re \geq 4000$. Astfel, pentru **regimul turbulent neted**, în care se neglijează termenul care conține rugozitatea relativă, dacă în (1.62) considerăm $k = 0$, atunci se obține **formula Prandtl-Kármán** (1.58). Pentru **regimul turbulent rugos**, în care se neglijează termenul care conține numărul Reynolds, dacă în (1.62) considerăm $Re \rightarrow \infty$, atunci se obține **formula Prandtl-Nikuradse** (1.63).

Pentru întregul regim turbulent, mai exact pentru $Re \geq 4000$, **Swamee și Jain** [33] au propus în 1976 o **formulă explicită** de calcul a coeficientului lui Darcy:

$$\lambda = 0.25 \left[\lg \left(\frac{5.74}{Re^{0.9}} + \frac{k}{3.7D} \right) \right]^{-2}, \quad (1.65)$$

o formulă care **aproximează formula implicită Colebrook-White** (1.62).

Formula (1.65) derivă din formula (1.55) propusă de către Swamee în 1993 pentru toate regimurile de curgere. Pentru regimul turbulent, **formula lui Swamee** (1.55) aproximează cu o marjă de eroare de 1% **formula lui Colebrook** (1.61). Astfel, pentru regimul turbulent, formula (1.55) se simplifică și are forma [34]:

$$\lambda = 1.325 \left[\ln \left(\frac{5.74}{Re^{0.9}} + \frac{k}{3.7D} \right) \right]^{-2}. \quad (1.66)$$

Forma echivalentă a relației (1.66) scrisă în funcție de logaritmul zecimal este relația (1.65).

1.3. Calculul debitului prin orificii și ajutaje¹³

Orificiile sunt deschideri practicate în pereții solizi ai instalațiilor hidraulice, prin care fluidul se scurge sub forma unei vene fluide (unui jet). **Ajutajele** sunt piese scurte montate imediat după orificii, astfel încât vena de fluid să vină în contact cu pereții ajutajului, împiedicând astfel parțial apariția fenomenului de contracție. În cazul orificiilor și ajutajelor, pierderile de sarcină hidraulică locale au un rol preponderent față de pierderile de sarcină hidraulică uniform distribuite.

Principala caracteristică care apare la curgerea fluidelor prin orificii este *fenomenul de contracție a venei de fluid*. Imediat după ieșirea din orificiu, secțiunea transversală a venei de fluid are o arie mai mică decât secțiunea geometrică a orificiului, adică: $A_c < A$, unde A_c este *aria secțiunii contractate* în aval de orificiu, iar A este aria geometrică a orificiului. Contracția

¹³ Referințe bibliografice (în ordine cronologică): [10], [8]

este un fenomen inerțial care se datorează spectrului convergent al liniilor de curent ce afluiască către orificiu. Se definește **coeficientul de contracție** ε ca raportul dintre aria secțiunii contractate și aria geometrică a orificiului:

$$\varepsilon = \frac{A_c}{A} < 1. \quad (1.67)$$

Din *punctul de vedere al calculului hidraulic*, orificiile sunt clasificate după cum urmează:

- **orificii mici** – orificii la care viteza de curgere a fluidului **se poate considera constantă** pe întreaga secțiune a orificiului;
- **orificiile mari** – orificii la care viteza de curgere a fluidului **nu se poate considera constantă** pe întreaga secțiune a orificiului.

Definind **sarcina orificiului** H^* egală cu diferența de cotă piezometrică medie între secțiunea din amonte de orificiu S_1 și secțiunea contractată S_2 din aval, adică:

$$H^* = \left(\frac{p_1}{\rho g} + z_1 \right) - \left(\frac{p_2}{\rho g} + z_2 \right), \quad (1.68)$$

se poate enunța o relație practică, care să permită rapid **clasificarea orificiilor din punct de vedere hidraulic**, în funcție de valoarea raportului H^*/D , unde D este în general *dimensiunea verticală a orificiului*, astfel:

- orificiile se pot considera **mici** atunci când $H^*/D \geq 10$;
- orificiile se pot considera **mari** atunci când $H^*/D < 10$.

Rezultă în mod evident că, în principiu, orificiile practicate în pereți orizontali sunt mici indiferent de valoarea lui H^* . Această ultimă afirmație este riguros exactă în cazul în care fluidele sunt considerate în repaus în amonte de orificiu. În cazul în care orificiile sunt practicate în pereți orizontali în conducte sau canale de ventilație și au o dimensiune importantă de-a lungul direcției principale de curgere, datorită pierderilor de sarcină hidraulică existente, precum și neuniformităților care apar în curgerea din conductă în lungul orificiilor, pot apărea cazuri în care vitezele să nu poată fi considerate constante pe întreaga suprafață a orificiului și astfel, pentru calculul debitului prin aceste orificii să fie necesare relațiile corespunzătoare orificiilor mari.

În continuare vom prezenta relațiile de calcul corespunzătoare curgerii fluidelor incompresibile prin orificii și ajutaje.

⇒ **Orificii mici**

Formula de calcul a **debitului volumic printr-un orificiu mic** se scrie:

$$Q = \mu_q A \sqrt{2gH^*}, \quad (1.69)$$

unde μ_q este **coeficientul de debit al orificiului**, definit prin relația:

$$\mu_q = \frac{\varepsilon}{\sqrt{\alpha + \zeta_c}}, \quad (1.70)$$

unde ζ_c este coeficientul de pierdere de sarcină hidraulică locală datorată contracției și α este coeficientul lui Coriolis ($\alpha = 2$ pentru regimul de curgere laminar; $\alpha \cong 1$ pentru regimul de curgere turbulent). În practică, valorile coeficienților de debit μ_q *se determină experimental* pentru fiecare tip de orificiu. Valorile acestora depind de forma orificiului (inclusiv de rugozitatea muchiilor) și de numărul lui Reynolds. Valorile sale cresc o dată cu creșterea numărului Re , până în zona de curgere turbulent rugoasă, unde rămân constante. În general, *pentru orificii uzuale*, valorile coeficienților de debit μ_q variază între circa 0.5 și 0.63.

⇒ **Orificii mari**

Formula de calcul a **debitului volumic care trece printr-un orificiu mare** se scrie:

$$Q = \mu_q \sqrt{2g} \int_{h_1}^{h_2} b(z) \sqrt{H^*(z)} dz. \quad (1.71)$$

Orificiul mare considerat aici are o formă arbitrară, de arie geometrică A , de lățime variabilă $b(z)$ și este practicat în peretele vertical al unui rezervor; limita superioară a orificiului se află la adâncimea $z = h_1$ în raport cu suprafața liberă a lichidului din rezervor, iar limita inferioară se află la adâncimea $z = h_2$. Sarcina orificiului variază cu adâncimea: $H^*(z)$.

Pentru cazul unui **orificiu mare dreptunghiular**, de lățime B , practicat în peretele vertical al unui rezervor deschis în atmosferă, care debitează în atmosferă, se cunosc: $b(z) = B$ și $H^*(z) = z$. **Debitul (1.71) evacuat prin acest orificiu mare dreptunghiular** are expresia:

$$Q = \frac{2}{3} \mu_q B \sqrt{2g} (h_2^{3/2} - h_1^{3/2}). \quad (1.72)$$

⇒ **Ajutaje**

Formula de calcul a **debitului volumic care trece printr-un ajutor** se scrie:

$$Q = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \frac{\zeta_c}{\varepsilon^2} + \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2 + \frac{\lambda L}{D}}} A \sqrt{2gH^*}. \quad (1.73)$$

Ajutajul considerat aici are lungimea L și diametrul D și este montat în avalul unui orificiu practicat în peretele vertical al unui rezervor. La suprafața liberă a rezervorului (secțiunea S_0), presiunea este p_0 ; debușarea din ajutaj se face în atmosferă (prin secțiunea S_1 din aval de ajutaj), deci sarcina H^* este diferența de cote piezometrice între secțiunile S_0 și S_1 . Notând **coeficientul de debit al ajutajului** cu:

$$\mu_q = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \frac{\zeta_c}{\varepsilon^2} + \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2 + \frac{\lambda L}{D}}}, \quad (1.74)$$

se obține **formula debitului prin ajutaj**:

$$Q = \mu_q A \sqrt{2gH^*}, \quad (1.75)$$

o formulă similară celei pentru calculul debitului prin orificiul mic (1.69), cu singura diferență că în cazul ajutajelor, valoarea coeficientului de debit μ_q este diferită de cea a orificiilor mici și depinde de lungimea ajutajului.

În general, datorită proprietății de adeziune la peretele solid, existența unui ajutaj montat după orificiu împiedică parțial contracția venei de fluid, reducând astfel considerabil pierderile de sarcină hidraulică locale datorate contracției, atât prin diminuarea coeficientului de pierdere de sarcină hidraulică locală ζ_c , cât și prin creșterea valorii coeficientului de contracție ε .

În practică, s-a constatat că debitul printr-un orificiu circular mic este egal cu debitul printr-un ajutaj cilindric cu același diametru, atunci când raportul L/D este aproximativ egal cu 55. Pentru valori mai mici ale acestui raport, debitul prin ajutaj este mai mare decât cel prin orificiul mic. **Valoarea maximă a debitului prin ajutaje** se obține pentru valori ale raportului L/D între 2 și 3.

Valorile coeficientului de debit pentru ajutaje se determină *experimental* și depind de forma ajutajului, de rugozitatea acestuia și de numărul Reynolds.

În cazul unui **ajutaj cilindric orizontal care debitează în atmosferă**, se poate calcula presiunea p_c în secțiunea contractată, scriind legea energiilor între secțiunea contractată S_c și secțiunea S_1 de ieșire din ajutaj. Rezultă următoarea relație [8]:

$$\frac{p_c - p_{at}}{\rho g} = H^* \left(1 - \frac{(\alpha + \zeta_c)}{\varepsilon^2} \mu_q^2 \right). \quad (1.76)$$

Având în vedere faptul că suma $(\alpha + \zeta_c) > 1$, respectiv că valorile coeficientului de contracție și coeficientului de debit sunt subunitare, $0 < \varepsilon < 1$ și $0 < \mu_q < 1$, rezultă că pentru anumite valori ale acestora, termenul din membrul stâng al relației (1.76) poate fi *negativ*. Cu alte cuvinte, se poate obține $p_c < p_{at}$, caz în care, presiunea în secțiunea contractată este mai mică decât presiunea atmosferică, valoarea ei scăzând odată cu creșterea sarcinii ajutorului. În consecință, există pentru acest caz, o **sarcină maximă a ajutorului**, care dacă este depășită, duce la **apariția fenomenului de cavitație în secțiunea contractată**, ceea ce modifică drastic condițiile de curgere.

⇒ **Diafragme**

Diafragmele sunt **orificii practicate în plăci plane**, care se montează transversal pe direcția principală de curgere a fluidului, pe tronsoane rectilinii de conductă. Pornind de la relația de calcul a debitului prin orificii mici (1.69) sau ajutaje (1.75), rezultă că pentru **măsurarea debitului cu diafragme sau ajutaje**, trebuie cunoscute cu precizie forma și dimensiunile orificiului (aria orificiului din formulă), coeficientul de debit al orificiului sau ajutorului, precum și sarcina acestuia.

Sarcina diafragmei, respectiv **sarcina ajutorului**, se determină prin măsurarea simplă a diferenței de cotă piezometrică, între o secțiune din vecinătatea amonte a diafragmei/ajutorului și secțiunea contractată din aval. În practică, pentru determinarea debitului este suficientă măsurarea diferenței de presiune Δp cu un traductor de presiune diferențială. După determinarea sarcinii H^* , debitul volumic Q se calculează cu formula corespunzătoare orificiului mic (1.69) sau ajutorului (1.75).

Trebuie menționat că astfel de dispozitive relativ simple pentru măsurarea debitului introduc pierderi de sarcină hidraulică locale importante în sistemele de conducte. De asemenea, se reamintește că valoarea coeficientului de debit μ_q nu este constantă, ci variază cu numărul Reynolds Re . În consecință, astfel de dispozitive pot fi folosite numai în zona de **curgere turbulent rugoasă** (deci la debite relativ mari), unde valoarea lui μ_q rămâne aproximativ constantă, independent de variațiile numărului Reynolds.

1.4. Elemente de calcule grafice și încadrarea rezervoarelor în sisteme hidraulice¹⁴

La calculul rețelilor de conducte se dispune de un număr de ecuații aferente **legii energiilor**, egal cu numărul de tronsoane simple aflate în rețea și de un număr de **ecuații de continuitate**, egal cu numărul de noduri existente în rețeaua hidraulică considerată. Sistemul de ecuații astfel creat se completează, în mod corespunzător, cu relații specifice pentru determinarea coeficienților de pierderi de sarcină hidraulică uniform distribuite (coeficienții lui Darcy), sau coeficienților de pierderi de sarcină hidraulică locale.

În cazul problemei de **proiectare (dimensionare) a unei rețele noi de conducte**, numărul ecuațiilor este mai mic decât numărul necunoscutelor și, pentru a putea rezolva problema, trebuie să fie introduse în sistemul de ecuații și relații provenite din **considerente tehnico-economice de optim hidraulic**. În cazul problemei de **verificare hidraulică a funcționării unei rețele existente**, numărul ecuațiilor este egal cu numărul necunoscutelor și sistemul poate fi rezolvat direct.

În ambele cazuri, existența unui număr redus de tronsoane și noduri permite *rezolvarea analitică a sistemului de ecuații*, în timp ce, pentru cazuri de complexitate medie sau mare, se impune *rezolvarea numerică* a acestuia, folosind programe de calcul specializate.

Adițional, în cazurile simple, în care numărul de tronsoane și noduri este redus, se poate adopta **metoda grafică pentru rezolvarea sistemelor de ecuații** obținute. Această metodă este folosită cu precădere în cazul existenței în rețeaua respectivă a unor mașini hidraulice, a căror caracteristică energetică de funcționare este furnizată de către producător, în majoritatea cazurilor, sub formă grafică; există însă și cazuri în care, rezolvarea grafică a unei rețele hidraulice fără tronsoane care includ mașini hidraulice este mai comodă decât rezolvarea analitică. În cazul rezolvării numerice a sistemului de ecuații rezultat pentru o rețea hidraulică care conține și mașini hidraulice, curbele caracteristice de funcționare ale acestora trebuie să fie introduse în sistemul de ecuații respectiv, sub formă de ecuații suplimentare.

Rezolvarea grafică a unui sistem de ecuații presupune reprezentarea grafică a ecuațiilor și determinarea diferitelor **puncte de intersecție**, semnificative din punct de vedere fizic, care reprezintă soluțiile sistemului.

¹⁴ Referințe bibliografice (în ordine cronologică): [27], [10], [5], [6], [8], [17]

⇒ Conducta simplă

Astfel, pentru un tronson simplu de conductă (și utilizând, pentru claritate, modelul de calcul al conductelor lungi din punct de vedere hidraulic), pentru care **nu se cunoaște apriori sensul debitului** pe tronson, legea energiilor între cele două noduri de capăt ale tronsonului s-a scris sub forma (1.24), în paragraful §1.1.1. În sistemul de coordonate $\{Q, H_p\}$, ecuația (1.24) a fost trasată în figura 1.2 pentru întreaga plajă de variație a debitului (debite pozitive și negative), rezultând o curbă în formă de S. După construirea graficului, se poate determina imediat valoarea cotei piezometrice H_{p_i} necesare în nodul i , pentru o anumită valoare a debitului Q și valoarea cotei piezometrice H_{p_e} necesare în nodul e . Trebuie subliniat faptul că **reprezentarea grafică a legii energiilor în acest sistem de coordonate este aproximativă**, deoarece s-a considerat că modulul de rezistență hidraulică M pe tronson are o valoare constantă în funcție de debit; după cum s-a menționat în paragraful §1.1.1, $M = M(Q)$ pentru toate regimurile de curgere, exceptând regimul turbulent rugos. Cu alte cuvinte, legea energiilor a fost aproximată cu o parabolă în zona de debite mici (corespunzătoare mișcării laminare, sau turbulente netede și prepătrăcite). Aproximarea este însă acceptabilă, având în vedere mărimea relativ redusă a acestor zone.

⇒ Rețea ramificată (bifurcație)

Pentru exemplificarea metodei grafice de calcul, vom considera aici o **rețea ramificată** simplă, compusă din trei tronsoane (figura 1.5), pentru care se cunosc modulele de rezistență hidraulică (considerate constante) pe tronsoane: M_{12} , M_{23} și M_{24} , respectiv cotele piezometrice în nodurile de capăt: H_{p_1} , H_{p_3} și H_{p_4} . Ne propunem să determinăm grafic debitele pe tronsoane: Q_{12} , Q_{23} și Q_{24} , precum și cota piezometrică H_{p_2} a nodului comun (nodul 2).

Sistemul de ecuații este format din 3 ecuații aferente **legii energiilor**, anume:

$$\begin{aligned} H_{p_1} &= H_{p_2} + M_{12}Q_{12}|Q_{12}| \\ H_{p_2} &= H_{p_3} + M_{23}Q_{23}|Q_{23}|, \\ H_{p_2} &= H_{p_4} + M_{24}Q_{24}|Q_{24}| \end{aligned} \quad (1.77)$$

la care se adaugă **ecuația continuității**:

$$Q_{12} = Q_{23} + Q_{24}. \quad (1.78)$$

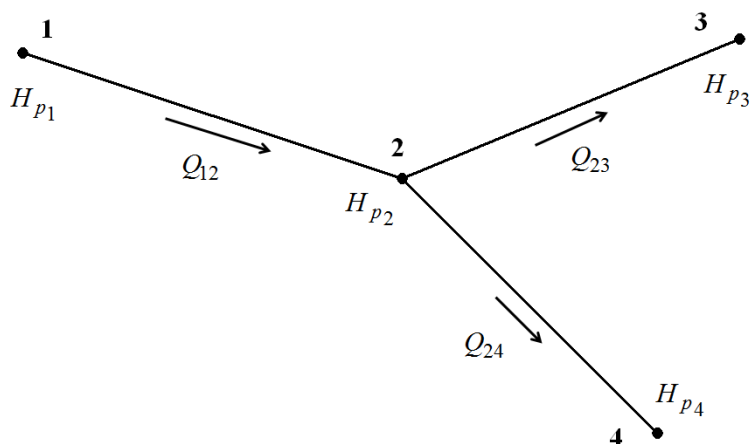


Fig. 1.5. – Schema rețelei ramificate care va fi rezolvată grafic

Menționăm că în ecuația de continuitate (1.78) s-au presupus cunoscute sensurile debitelor pe tronsoane, în timp ce legile energiilor (1.77) au fost scrise sub forma care presupune necunoscute aceste sensuri (adică cu produsul dintre debit și modulul debitului, în locul pătratului debitului). Sensurile din figura 1.5 au fost alese arbitrar, pentru a putea scrie ecuația de continuitate (1.78); dacă din calcule, debitele vor rezulta negative, înseamnă că pe tronsoanele respective curgerea se desfășoară în direcție inversă sensului ales în mod arbitrar. Sistemul de ecuații (1.77) și (1.78) se poate scrie în formă convenabilă, punând în evidență necunoscuta H_{p2} , astfel:

$$\begin{cases} H_{p2} = H_{p1} - M_{12}Q_{12}|Q_{12}| \\ H_{p2} = H_{p3} + M_{23}Q_{23}|Q_{23}| \\ H_{p2} = H_{p4} + M_{24}Q_{24}|Q_{24}| \\ Q_{12} = Q_{23} + Q_{24} \end{cases} \quad (1.79)$$

Reprezentarea grafică a primelor trei ecuații din (1.79) este realizată în figura 1.6. Nici una dintre intersecțiile curbelor $H_{p2}(Q_{23})$ și $H_{p2}(Q_{24})$ cu curba $H_{p2}(Q_{12})$ nu are sens fizic în cazul dat, deoarece ecuațiile, deși reprezintă fiecare cota piezometrică din punctul de intersecție (nodul 2), sunt în funcție de debitele diferite de pe tronsoane. Pentru a rezolva sistemul, trebuie să luăm în considerare și ecuația de continuitate, care arată că oricare ar fi valoarea cotei piezometrice H_{p2} , suma debitelor de pe tronsoanele 2-3 și 2-4 trebuie să fie egală cu debitul pe tronsonul 1-2. Aceasta revine la a construi grafic o curbă $H_{p2}(Q_{23} + Q_{24})$, pornind de la ecuațiile $H_{p2}(Q_{23})$ și $H_{p2}(Q_{24})$ ”adunate pe orizontală”.

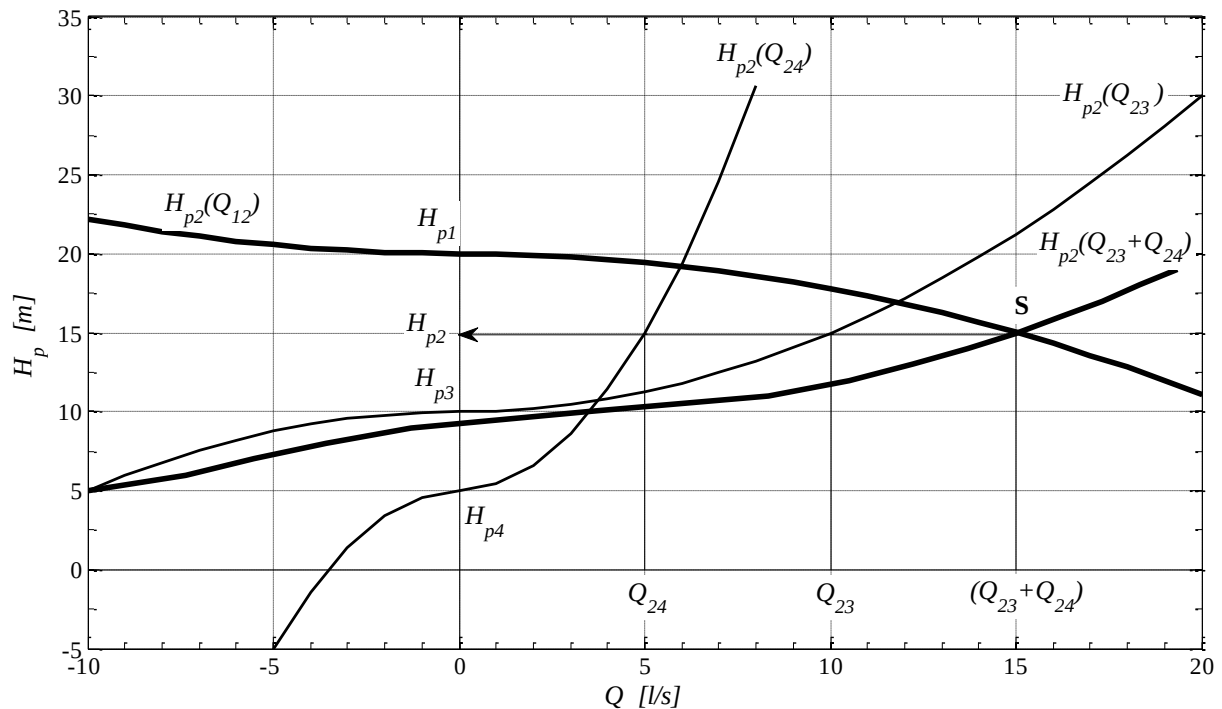


Fig. 1.6. – Rezolvarea grafică a sistemului de ecuații (1.79)

Pentru aceasta, în figura 1.6, se consideră diferite nivele orizontale $H_p = \text{const.}$, apoi se determină (se citesc pe grafic) valorile Q_{23} și Q_{24} la intersecția orizontalei $H_p = \text{const.}$, cu curbele $H_{p2}(Q_{23})$, respectiv $H_{p2}(Q_{24})$. Punctul corespunzător aceluiași nivel H_p de pe curba $H_{p2}(Q_{23} + Q_{24})$, se obține însumând valorile Q_{23} și Q_{24} astfel citite pe grafic pentru cota H_p considerată. Construim astfel *prin puncte* curba $H_{p2}(Q_{23} + Q_{24})$, iar la intersecția acesteia cu curba $H_{p2}(Q_{12})$, se obține **soluția sistemului** (punctul de intersecție aferent soluției este notat cu **S** în figura 1.6). Coordonatele punctului de intersecție **S** sunt: valoarea H_{p2} și debitul $Q_{12} = (Q_{23} + Q_{24})$.

Pentru determinarea valorilor Q_{23} și Q_{24} , se intersectează apoi curbele $H_{p2}(Q_{23})$ și $H_{p2}(Q_{24})$ cu orizontala care trece prin **S**, orizontala corespunzătoare soluției H_{p2} obținute.

În sistemele hidraulice, apar relativ frecvent cazuri în care **rețeaua considerată este alimentată din mai multe surse**. În plus, cerințele de debit ale consumatorilor nu sunt, în general, constante în timp. În aceste situații (nici măcar în cazul rețelelor ramificate) nu se pot preciza cu certitudine sensurile debitelor pe toate tronsoanele. Pentru rezolvarea acestui tip de

probleme, se apelează de obicei la **programe de calcul** specializate. Pentru a exemplifica funcționarea unei rețele simple în astfel de situații, vom recurge la **rezolvarea grafică**, care este mai intuitivă.

⇒ Problema celor 3 rezervoare

Să considerăm o rețea hidraulică (simbolizată prin consumatorul C din figura 1.7), **alimentată din două surse**, anume: rezervorul A și rezervorul B. Vom admite constante și cunoscute modulele de rezistență hidraulică pe tronsoanele de alimentare: M_A și M_B .

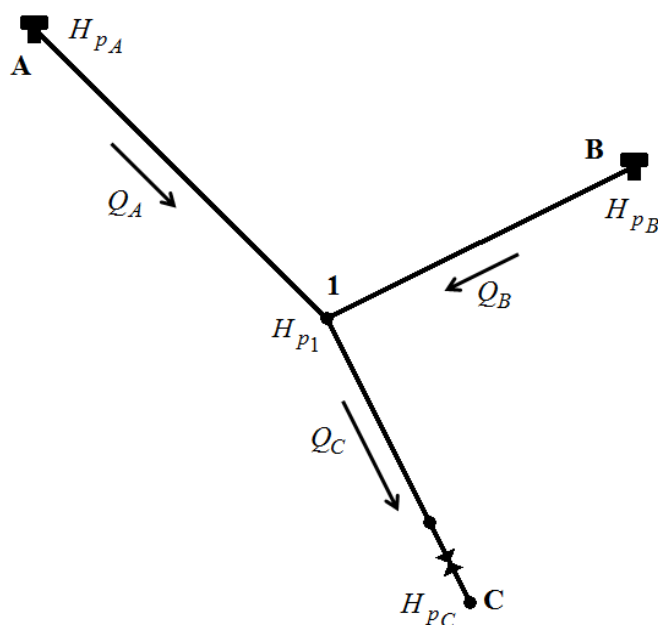


Fig. 1.7. – Schema unei rețele hidraulice simple, alimentate din două surse

De asemenea, vom considera constante și cunoscute cotele piezometrice la rezervoare, H_{pA} și H_{pB} , precum și cota piezometrică H_{pC} necesară consumatorilor, cu $H_{pA} > H_{pB} > H_{pC}$.

În figura 1.7, rețeaua hidraulică propriu-zisă a fost înlocuită, pentru simplificare, printr-un **tronson echivalent**, simplu, cu modul global de rezistență hidraulică notat M_C , rezultat din compunerea modulelor de rezistență hidraulică ale tronsoanelor simple care formează rețeaua. Valorile modulului global de rezistență al rețelei propriu-zise, M_C , se consideră de asemenea cunoscute, dar **nu constante**. Cerințele variabile de debit ale consumatorilor se manifestă prin deschiderea sau închiderea de vane, ceea ce duce la modificarea valorii modulului global de rezistență hidraulică M_C . Acesta este motivul pentru care, în figura 1.7, a fost reprezentată

generic **o vană** pe tronsonul 1-C. Vom analiza funcționarea acestei rețele pentru diferite valori ale modului de rezistență hidraulică M_C . Sensurile debitelor pe tronsoane au fost alese arbitrar, cu respectarea observațiilor prezentate anterior.

Sistemul de ecuații care se poate scrie în acest caz este:

$$\begin{cases} H_{pA} = H_{p1} + M_A Q_A |Q_A| \\ H_{pB} = H_{p1} + M_B Q_B |Q_B| \\ H_{p1} = H_{pC} + M_C Q_C |Q_C| \\ Q_A + Q_B = Q_C \end{cases}, \quad (1.80)$$

care, pentru evidențierea necunoscutei H_{p1} , poate fi scris sub forma:

$$\begin{cases} H_{p1} = H_{pA} - M_A Q_A |Q_A| \\ H_{p1} = H_{pB} - M_B Q_B |Q_B| \\ H_{p1} = H_{pC} + M_C Q_C |Q_C| \\ Q_A + Q_B = Q_C \end{cases}. \quad (1.81)$$

Reprezentarea grafică a ecuațiilor din sistemul (1.81) este prezentată în figura 1.8. Primele două ecuații din (1.81) au fost cuplate, mai exact ”adunate pe orizontală”, în conformitate cu ecuația de continuitate, pentru a obține prin puncte curba $H_{p1}(Q_A + Q_B)$. Cea de-a treia ecuație a sistemului (1.81) a fost reprezentată pentru 3 valori diferite ale modului global de rezistență hidraulică M_C , valori notate M_{C1} , M_{C2} și M_{C3} , cu $M_{C1} < M_{C2} < M_{C3}$.

Se poate observa astfel că pot apare **mai multe regimuri de funcționare**, în funcție de valoarea lui M_C . **Regimurile de funcționare obținute** sunt definite după cum urmează:

① Valoarea lui M_C relativ mică, de exemplu M_{C1} , corespunde unei pierderi de sarcină hidraulică totale mici (obținute pentru vană deschisă în figura 1.7), deci unei cerințe de debit importante la consumatori. Sensurile debitelor rezultă ca cele indicate în figura 1.7: **atât rezervorul A, cât și rezervorul B alimentează consumatorii rețelei**. Soluția sistemului de ecuații (1.81) se obține în punctul de intersecție notat S_1 . Coordonatele punctului de intersecție S_1 sunt: valoarea H_{p1} și debitul $Q_C = Q_A + Q_B$.

② Valoarea lui M_C , anume M_{C2} , aleasă astfel încât curba $H_{p1}(Q_C)$ să treacă prin punctul de intersecție S_2 , corespunzător debitului $Q_B = 0$, reprezintă **cazul limită** între regimul de funcționare ① și regimul de funcționare ③, care urmează. Practic, în cazul ②, **rețeaua este alimentată doar de rezervorul A, iar pe tronsonul 1-B nu circulă fluid**. Coordonatele punctului de intersecție S_2 sunt: valoarea $H_{p1} = H_{pB}$ și debitul $Q_C = Q_A$.

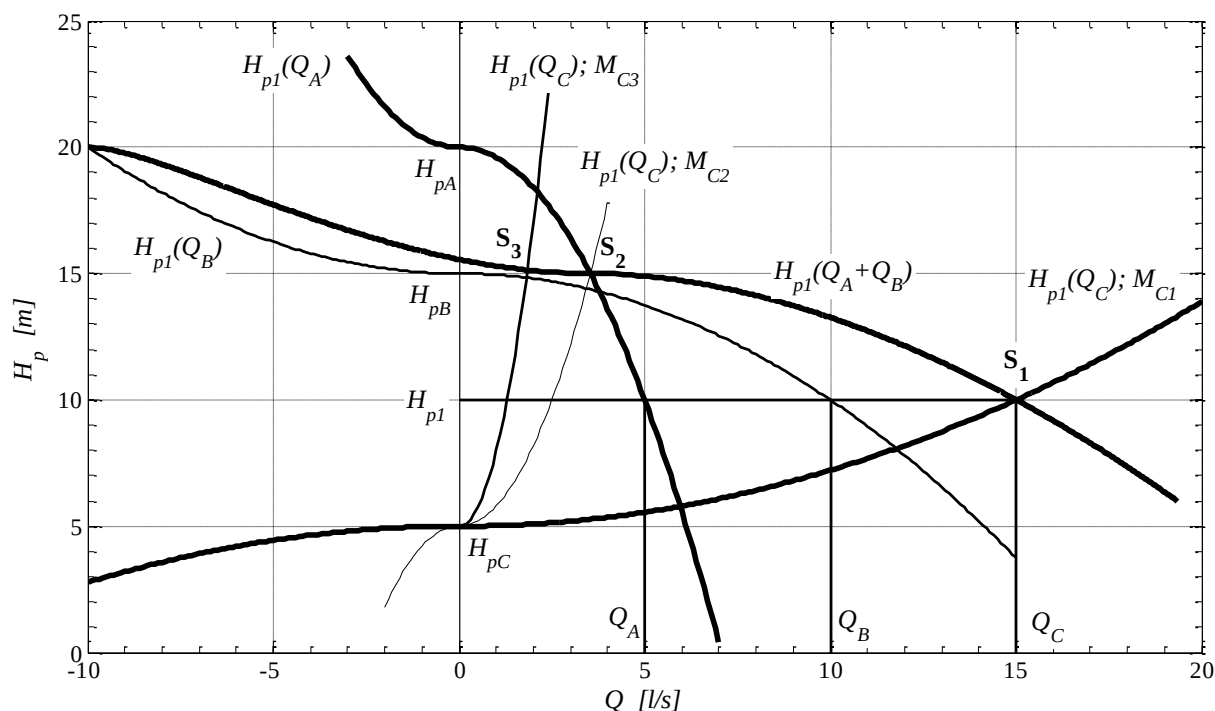


Fig. 1.8. – Rezolvarea grafică a sistemului de ecuații (1.81), pentru trei valori diferite ale modului global de rezistență hidraulică: $M_{C1} < M_{C2} < M_{C3}$

③ Valoarea lui M_C relativ mare, de exemplu M_{C3} , corespunde unei pierderi de sarcină hidraulică totale mari (obținute pentru vană aproape închisă în figura 1.7), deci unei cerințe de debit reduse la consumatori. Sensurile debitelor sunt cele indicate în figura 1.7, cu excepția tronsonului 1-B, pe care fluidul circulă de la 1 către B, deoarece rezultă $Q_B < 0$. Astfel, **rezervorul A alimentează atât consumatorii, cât și rezervorul B**. Coordonatele punctului de intersecție S_3 sunt: valoarea $H_{p1} > H_{pB}$ și debitul $Q_C = Q_A + Q_B$, în care $Q_B < 0$.

În consecință, **rezervorul B are rol de compensare**. Atunci când consumul este mic, în B se acumulează fluid, iar atunci când consumul este mare, din B se debitează fluid.

Astfel de scheme de funcționare se adoptă, de cele mai multe ori, în **sistemele de alimentare cu apă ale centrelor populate**, unde capacitatea de tratare a apei în vederea potabilizării este constantă, în timp ce cerințele de debit ale consumatorilor înregistrează variații orare importante.

Dacă în figura 1.7, **consumatorul C este înlocuit cu un rezervor**, se obține un **sistem hidraulic cu 3 rezervoare** (notate A, B și C), a cărui funcționare poate fi determinată utilizând același procedeu ca cel descris pentru sistemul de ecuații (1.81). Problema rezultată (vezi paragraful §3.5) poartă denumirea clasică de **Problema celor 3 rezervoare** [17], [8], [27].

1.5. Sisteme hidraulice unifilare sau reductibile la sisteme unifilare¹⁵

Din punct de vedere constructiv, sistemele hidraulice pot fi **monofilare**, cu o intrare și o ieșire, respectiv **reductibile la un sistem monofilar**, sau pot fi formate din *rețele de conducte*, a căror configurație geometrică și număr de intrări/ieșiri depinde de destinația sistemului.

Sistemele hidraulice monofilare sau reductibile la un sistem monofilar sunt constituite din:

- o singură **conductă simplă** – cu diametru constant, prevăzută cu o intrare și o ieșire;
- conducte simple **montate în serie** – extremitatea aval a unui tronson este conectată la extremitatea amonte a tronsonului următor; debitul care tranzitează sistemul este constant, însă viteza variază de la un tronson la altul, în funcție de diametru;
- conducte simple **montate în paralel** – extremitățile amonte ale tronsoanelor sunt legate într-un *nod comun de distribuție*, respectiv extremitățile aval sunt legate într-un *nod comun de colectare*; debitul intrat în nodul de distribuție este egal cu suma debitelor care tranzitează tronsoanele montate în paralel, respectiv este egal cu debitul ieșit din nodul de colectare;
- conducte simple **montate mixt** – conducte montate în serie și în paralel, în diferite configurații geometrice;
- conducte care **debitează pe parcursul traseului**, anume *aripa de aspersiune*, respectiv *conducta cu debit uniform distribuit* – conducte în care debitul intrat prin extremitatea din amonte este parțial tranzitat către extremitatea din aval; debitul distribuit pe traseu reprezintă diferența dintre debitul de alimentare din amonte și debitul evacuat în aval; această diferență de debit este distribuită către consumatori, prin racorduri dispuse de-a lungul conductei.

⇒ Conducta simplă

Fie o *conductă circulară simplă*, de diametru constant D , lungime L și rugozitate absolută a pereților k , de exemplu ca cea din figura 1.1, doar că nu neapărat orizontală.

Legea energiilor (1.9), sau **relația lui Bernoulli generalizată**, între secțiunea de intrare i și secțiunea de ieșire e , se scrie:

¹⁵ Referințe bibliografice (în ordine cronologică): [27], [38], [26], [10], [5], [8]

$$\frac{v_i^2}{2g} + \frac{p_i}{\rho g} + z_i = \frac{v_e^2}{2g} + \frac{p_e}{\rho g} + z_e + h_{r_{i-e}}. \quad (1.82)$$

Din **ecuația continuității** (1.7) între i și e , rezultă că viteza este constantă: $v_i = v_e$.

Din relația (1.82), se obține **sarcina sistemului hidraulic** H^* , definită în funcție de cotele piezometrice (1.2) astfel:

$$H^* = H_{p_i} - H_{p_e} = \left(\frac{p_i}{\rho g} + z_i \right) - \left(\frac{p_e}{\rho g} + z_e \right) = h_{r_{i-e}} = MQ^2, \quad (1.83)$$

unde **pierderile de sarcină hidraulică totale** $h_{r_{i-e}}$ au fost exprimate prin relația (1.21). Se reamintește că modulul de rezistență hidraulică al conductei, M , include modulul de rezistență hidraulică distribuită M_d (1.15) între secțiunile i și e , respectiv suma modulelor de rezistență hidraulică locale M_l (1.18), conform relației (1.20).

⇒ Conducte simple montate în serie

Fie un număr de n conducte simple (tronsoane) *montate în serie*, delimitate de punctele i și e ca în figura 1.9, tranzitate de debitul constant Q , având diametre, rugozități și lungimi diferite.

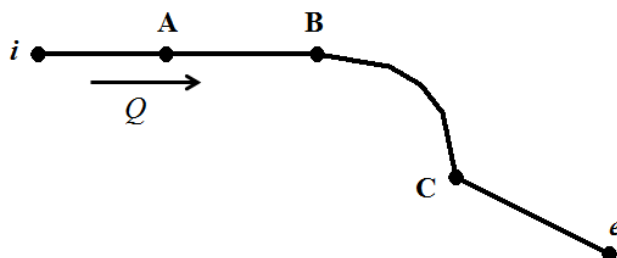


Fig. 1.9. – Reprezentarea schematică a conductelor simple montate în serie (în acest caz, $n = 4$)

Notând cu Q_j debitul care tranzitează tronsonul j și cu h_{r_j} pierderea de sarcină hidraulică totală corespunzătoare tronsonului j (unde $j = 1, 2, \dots, n$), pentru sistemul de n tronsoane montate în serie, se poate scrie **ecuația continuității**:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = \dots = Q_j = \dots = Q_n = Q, \quad (1.84)$$

respectiv **pierderea de sarcină hidraulică totală**:

$$h_{r_{i-e}} = \sum_{j=1}^n h_{r_j} + \sum_{j=1}^{n-1} h_{l_{j,j+1}}, \quad (1.85)$$

unde $h_{l,j,j+1}$ reprezintă pierderea de sarcină hidraulică locală la trecerea de la tronsonul j la tronsonul $(j+1)$. Această pierdere de sarcină hidraulică locală poate fi datorată modificării de diametru, acolo unde această modificare există. Se subliniază însă că două tronsoane sunt diferite dacă au rugozități diferite, chiar dacă au același diametru și sunt parcurse de același debit.

O atenție deosebită trebuie acordată termenilor $h_{l,j,j+1}$ care pot fi calculați fie pentru tronsonul j situat în amonte de joncțiune (nodul de legătură), fie pentru tronsonul $(j+1)$ din aval, astfel:

$$h_{l,j,j+1} = \zeta \frac{v_j^2}{2g} = \zeta' \frac{v_{j+1}^2}{2g} = 0.0826 \frac{\zeta}{D_j^4} Q^2 = 0.0826 \frac{\zeta'}{D_{j+1}^4} Q^2. \quad (1.86)$$

În funcție de modul în care se determină valoarea *coeficientului de pierdere de sarcină hidraulică locală*, anume ζ pentru viteza v_j și diametrul D_j , respectiv ζ' pentru viteza v_{j+1} și diametrul D_{j+1} , aceste pierderi pot fi incluse în calculul pierderii de sarcină hidraulică de pe tronsonul corespunzător vitezei considerate/ diametrului considerat, cu condiția ca acestea să apară o singură dată în expresia pierderii de sarcină hidraulică totale dintre intrare și ieșire (1.85). În această lucrare, convenim să introducem aceste pierderi de sarcină hidraulică locale în pierderea de sarcină hidraulică a tronsonului **amonte**, anume tronsonul j , astfel încât:

$$h'_{rj} = h_{rj} + h_{l,j,j+1}, \text{ unde } j = 1, 2, \dots, n-1. \quad (1.87)$$

Cu aceasta, relația (1.85) devine:

$$h_{ri-e} = h'_{r1} + h'_{r2} + \dots + h'_{rj} + \dots + h'_{rn-1} + h_{rn}. \quad (1.88)$$

Legea energiilor între secțiunile i și e se scrie ca în (1.82). Tronsoanele având diametre diferite, vitezele sunt diferite, în consecință $v_i \neq v_e$. Rezultă că:

$$\frac{v_i^2}{2g} + H_{pi} = \frac{v_e^2}{2g} + H_{pe} + h_{ri-e}, \quad (1.89)$$

unde pierderea de sarcină hidraulică totală din sistemul considerat este calculată cu relația (1.88). **Sarcina sistemului hidraulic** se scrie în acest caz:

$$H^* = H_{pi} - H_{pe} = \frac{(v_e^2 - v_i^2)}{2g} + h_{ri-e}. \quad (1.90)$$

Scriind fiecare termen cinetic din (1.90) în funcție de *modulul cinetic* (1.5), rezultă:

$$\frac{(v_e^2 - v_i^2)}{2g} = 0.0826 \left(\frac{1}{D_e^4} - \frac{1}{D_i^4} \right) Q^2 = (M_{ce} - M_{ci}) Q^2. \quad (1.91)$$

Pierderea de sarcină hidraulică totală (1.88) poate fi scrisă în funcție de modulele de rezistență hidraulică corespunzătoare fiecărui tronson de conductă, astfel:

$$h_{r_{i-e}} = M_1' Q_1^2 + M_2' Q_2^2 + \dots + M_j' Q_j^2 + \dots + M_{n-1}' Q_{n-1}^2 + M_n Q_n^2. \quad (1.92)$$

Ținând seama de ecuația continuității (1.84), rezultă:

$$\begin{aligned} h_{r_{i-e}} &= M_1' Q^2 + M_2' Q^2 + \dots + M_j' Q^2 + \dots + M_{n-1}' Q^2 + M_n Q^2 = \\ &= \left(\sum_{j=1}^{n-1} M_j' + M_n \right) Q^2 = M_{ech_s} Q^2. \end{aligned} \quad (1.93)$$

Se observă că se poate calcula un **modul echivalent de rezistență hidraulică corespunzător conductelor montate în serie**, de forma:

$$M_{ech_s} = \sum_{j=1}^{n-1} M_j' + M_n, \quad (1.94)$$

cu ajutorul căruia, **legea energiilor** (1.89) se poate scrie:

$$\frac{v_i^2}{2g} + H_{p_i} = \frac{v_e^2}{2g} + H_{p_e} + M_{ech_s} Q^2. \quad (1.95)$$

Sarcina sistemului hidraulic (1.90) poate fi deci scrisă sub următoarea formă compactă:

$$H^* = H_{p_i} - H_{p_e} = (M_{c_e} - M_{c_i} + M_{ech_s}) Q^2 = M^* Q^2. \quad (1.96)$$

Prin această echivalență, *sistemul de conducte legate în serie se reduce la o conductă simplă monofilară*, al cărei **modul global de rezistență hidraulică** este definit prin expresia:

$$M^* = M_{c_e} - M_{c_i} + M_{ech_s}, \quad (1.97)$$

astfel încât sarcina sistemului se poate calcula cu o relație de tipul: $H^* = M^* Q^2$.

În **cazul particular** în care vitezele la intrarea în sistem, respectiv la ieșirea din sistem sunt **egale** ($v_i = v_e$), sau dacă la capetele sistemului sunt **rezervoare** (caz în care $v_i = v_e = 0$), rezultă că $M_{c_e} = M_{c_i}$ și modulul global de rezistență hidraulică devine egal cu modulul echivalent de rezistență hidraulică al sistemului de conducte simple montate în serie, adică:

$$M^* = M_{ech_s}. \quad (1.98)$$

⇒ Conducte simple montate în paralel

Fie un număr de n conducte simple (tronsoane) *montate în paralel* ca în figura 1.10. Extremitățile amonte ale tronsoanelor sunt legate în nodul comun de **distribuție**, notat i

(intrarea în sistemul hidraulic), iar extremitățile aval sunt legate în nodul comun de **colectare**, notat e (ieșirea din sistemul hidraulic).

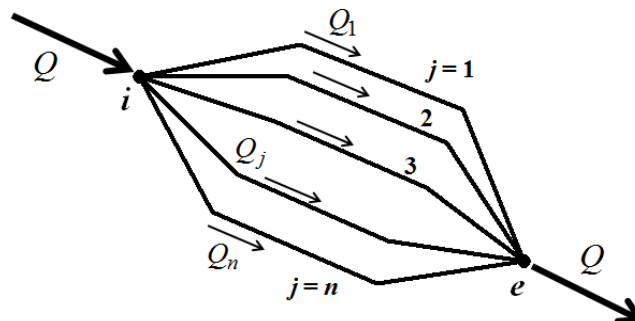


Fig. 1.10. – Reprezentarea schematică a conductelor simple montate în paralel

Conform **ecuației continuității**, debitul de apă Q intrat în nodul de distribuție este egal cu suma debitelor Q_j (unde $j = 1, 2, \dots, n$) care tranzitează tronsoanele montate în paralel, respectiv este egal cu debitul ieșit din nodul de colectare:

$$Q = \sum_{j=1}^n Q_j. \quad (1.99)$$

Se reamintește că pentru un sistem de conducte simple (fără mașini hidraulice) montate în paralel, **legea energiei** (1.9) între nodurile i și e , se poate scrie pe fiecare tronson j astfel:

$$\frac{v_i^2}{2g} + H_{p_i} = \frac{v_e^2}{2g} + H_{p_e} + h_{r_j}, \quad \text{cu } j = 1, 2, \dots, n. \quad (1.100)$$

Cu alte cuvinte, distribuția debitelor pe cele n conducte montate în paralel se face astfel încât pierderile de sarcină hidraulică totale să fie **egale pe toate tronsoanele**:

$$h_{r_{i-e}} = h_{r_j} = M_j Q_j^2; \quad j = 1, 2, \dots, n. \quad (1.101)$$

Se poate considera pierderea de sarcină hidraulică $h_{r_{i-e}}$ ca rezultând dintr-un **modul echivalent de rezistență hidraulică a cuplajului în paralel**, M_{ech_p} , parcurs de debitul total Q , care tranzitează cuplajul:

$$h_{r_{i-e}} = M_{ech_p} Q^2. \quad (1.102)$$

Egalând ecuațiile (1.101) și (1.102), se obține:

$$M_{ech_p} Q^2 = M_j Q_j^2; \quad j = 1, 2, \dots, n. \quad (1.103)$$

Relația (1.103) permite explicitarea **debitului** Q_j **care parcurge tronsonul** j :

$$Q_j = Q \sqrt{\frac{M_{echp}}{M_j}}; \quad j = 1, 2, \dots, n. \quad (1.104)$$

Introducând valoarea Q_j din (1.104) în **ecuația continuității** (1.99),

$$Q = \sum_{j=1}^n \left(Q \sqrt{\frac{M_{echp}}{M_j}} \right), \quad (1.105)$$

rezultă:

$$Q = Q \sqrt{M_{echp}} \sum_{j=1}^n \frac{1}{\sqrt{M_j}}, \quad (1.106)$$

de unde se obține formula de calcul a modului echivalent de rezistență hidraulică corespunzător conductelor **montate în paralel**:

$$\frac{1}{\sqrt{M_{echp}}} = \sum_{j=1}^n \frac{1}{\sqrt{M_j}}, \quad (1.107)$$

care poate fi exprimată și sub forma:

$$M_{echp} = \left(\sum_{j=1}^n \frac{1}{\sqrt{M_j}} \right)^{-2}. \quad (1.108)$$

Pentru simplificarea calculului pierderilor de sarcină hidraulică totale h_{ri-e} din întreg sistemul, au fost **neglijate pierderile de sarcină hidraulică locale** în nodul de distribuție (i) precum și în cel de colectare (e). **Sarcina sistemului hidraulic**,

$$H^* = H_{pi} - H_{pe} = \frac{(v_e^2 - v_i^2)}{2g} + h_{ri-e}, \quad (1.109)$$

se poate reduce în acest caz la forma:

$$H^* = (M_{ce} - M_{ci} + M_{echp}) Q^2 = M^* Q^2. \quad (1.110)$$

Prin această echivalență, *sistemul de conducte montate în paralel se reduce la o conductă simplă monofilară*, al cărei **modul global de rezistență hidraulică** este definit prin expresia:

$$M^* = M_{ce} - M_{ci} + M_{echp}. \quad (1.111)$$

Se precizează că **modulele cinetice** M_{ci} și M_{ce} sunt calculate cu ajutorul diametrelor D_i și D_e corespunzătoare secțiunilor aflate imediat amonte, respectiv imediat aval de joncțiunea conductelor. În **cazul particular** în care $M_{ce} = M_{ci}$, modulul global de rezistență hidraulică

devine egal cu modulul echivalent de rezistență hidraulică al sistemului de conducte simple montate în paralel:

$$M^* = M_{echp}. \quad (1.112)$$

⇒ Conducte simple montate mixt

Fie un sistem de conducte montate mixt (**în serie și în paralel**) conform configurației geometrice din figura 1.11: primele două conducte simple (între nodurile i și A , respectiv A și B) sunt înseriate cu un sistem de n conducte simple montate în paralel (între nodurile B și C), iar acesta din urmă este înseriat la rândul său cu o altă conductă simplă (între nodurile C și e).

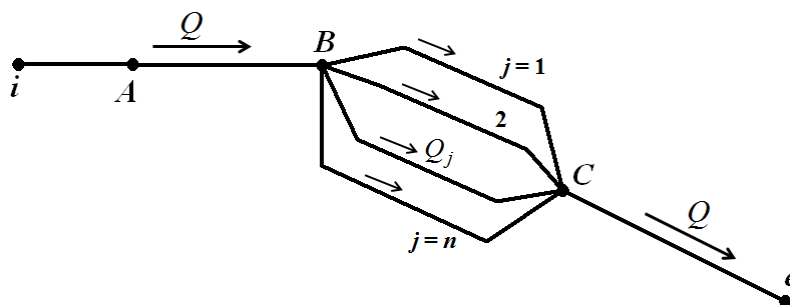


Fig. 1.11. – Reprezentarea schematică a conductelor simple montate mixt

Se scrie **ecuația continuității** (1.99), conform căreia debitul de apă Q intrat în nodul de distribuție B este egal cu suma debitelor Q_j (cu $j = 1, 2, \dots, n$), care tranzitează tronsoanele montate în paralel, respectiv este egal cu debitul ieșit din nodul de colectare C .

Echivalând sistemul de n conducte montate în paralel, cu un sistem monofilar al cărui modul echivalent de rezistență hidraulică este M_{echp} , definit prin relația (1.108), se obține pierderea de sarcină hidraulică totală din sistemul monofilar echivalent delimitat de nodurile B și C :

$$h_{rB-C} = M_{echp} Q^2. \quad (1.113)$$

Și aici sunt valabile relațiile (1.103) și (1.104).

Prin echivalența efectuată, sistemul mixt din figura 1.11 se reduce la un *sistem de 4 conducte simple montate în serie*.

Legea energiilor între nodurile i și e se scrie ca în (1.89), unde *pierderea de sarcină hidraulică totală* între i și e se determină prin însumarea pierderilor de sarcină hidraulică de pe conductele montate în serie, cu ajutorul unei relații de tipul (1.93):

$$h_{ri-e} = (M'_{i-A} + M_{A-B} + M_{echp} + M_{C-e})Q^2 = M_{echs}Q^2, \quad (1.114)$$

unde

$$M_{echs} = M'_{i-A} + M_{A-B} + M_{echp} + M_{C-e}. \quad (1.115)$$

Se subliniază că pentru cele n conducte simple montate în paralel în figura 1.11, au fost neglijate pierderile de sarcină hidraulică locale în nodul de distribuție B precum și în cel de colectare C. Pentru configurația aleasă, singura pierdere de sarcină hidraulică locală la *trecerea de la un tronsonul la altul* se înregistrează în nodul A, anume: h_{lA} , la joncțiunea tronsoanelor $i-A$ și $A-B$. Se obține astfel:

$$h'_{ri-A} = h_{ri-A} + h_{lA} = M'_{i-A}Q^2, \quad (1.116)$$

inclusă în (1.115). Cu aceasta, sistemul de 4 conducte legate în serie **se reduce la o conductă simplă monofilară** al cărei **modul de rezistență hidraulică echivalentă** este M_{echs} (1.115).

Ținând seama de relația (1.114), **legea energiilor**, de forma (1.89), devine:

$$\frac{v_i^2}{2g} + H_{pi} = \frac{v_e^2}{2g} + H_{pe} + M_{echs}Q^2. \quad (1.117)$$

Sarcina sistemului hidraulic,

$$H^* = H_{pi} - H_{pe} = \frac{(v_e^2 - v_i^2)}{2g} + M_{echs}Q^2, \quad (1.118)$$

poate fi redusă la forma:

$$H^* = (M_{ce} - M_{ci} + M_{echs})Q^2 = M^*Q^2. \quad (1.119)$$

unde

$$M^* = M_{ce} - M_{ci} + M_{echs}, \quad (1.120)$$

cu M_{echs} definit în (1.115).

Prin această ultimă echivalență, se demonstrează că un **sistem de conducte simple montate mixt** (de exemplu, ca cel din figura 1.11) **se poate reduce în final la o conductă simplă monofilară**, al cărei modul global de rezistență hidraulică este M^* , definit prin relația (1.120).

⇒ **Conducte care debitează pe parcursul traseului**

După cum s-a precizat, aceste conducte sunt de două tipuri, anume: *aripa de aspersiune* și *conducta cu debit uniform distribuit*. Aripa de aspersiune este utilizată în irigații (se mai

numește și *aripă de ploaie*), însă calculul hidraulic aferent este aplicabil și la ramificațiile instalațiilor de alimentare cu apă a sprinklerelor pentru stingerea incendiilor¹⁶.

⇒ Aripa de aspersiune

Aripa de aspersiune este o conductă monofilară de diametru constant D , **închisă la extremitatea din aval** și prevăzută de-a lungul generatoarei sale de lungime L cu un număr n de **prize de apă (ajutaje)**, care în realitate pot fi *aspersoare*, *sprinklere* etc (vezi figura 1.12).

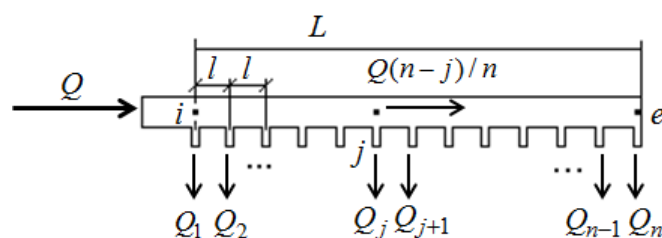


Fig. 1.12. – Reprezentarea schematică a unei aripi de aspersiune

Pentru simplificare, se va considera o conductă monofilară orizontală, iar coeficientul lui Darcy se va presupune constant între amonte și aval.

Ajutajele au același diametru d și sunt în general *egal depărtate*, distanța dintre două ajutaje fiind $l = L/(n-1)$. Prin fiecare ajutaj trebuie evacuat debitul Q_j (unde $j = 1, 2, \dots, n$). **Debitul Q_j este variabil**, mai exact scade dinspre amonte către aval, în funcție de pierderile de sarcină hidraulică de pe traseu, deci în funcție de scăderea presiunii din conducta monofilară. Presiunea scade de-a lungul conductei, de la valoarea p_i la intrare, la valoarea p_e din capătul aval. **Primul ajutaj, va evacua debitul:**

$$Q_1 = \mu_q \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2 \frac{p_i}{\rho}} = a \sqrt{p_i}, \quad (1.121)$$

unde constanta a este

$$a = \mu_q \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad (1.122)$$

iar μ_q reprezintă **coeficientul de debit corespunzător ajutajului**.

¹⁶ Instalația cu sprinklere este o rețea ramificată de conducte, umplută permanent cu apă sub presiune. Pe fiecare ramură a instalației sunt montate sprinklere [38].

Se consideră nodul j plasat în axa conductei (figura 1.12). Ajutajul plasat în dreptul nodului j va evacua debitul:

$$Q_j = a \sqrt{p_j}, \quad (1.123)$$

unde p_j este presiunea din nodul j , cuprinsă în intervalul: $p_i < p_j < p_e$.

Pe tronsonul cuprins între punctul de intrare i (ajutajul 1) și ajutorul 2, de lungime l , debitul are valoarea $(Q - Q_1)$, iar pierderea de sarcină hidraulică totală între punctele i și 2 din axa conductei este:

$$h_{r_{i-2}} = \frac{p_i - p_2}{\rho g} = 0.0826 \lambda \frac{l}{D^5} (Q - Q_1)^2 = M (Q - a \sqrt{p_i})^2, \quad (1.124)$$

unde modulul de rezistență hidraulică are expresia:

$$M = 0.0826 \lambda \frac{L}{(n-1)D^5}. \quad (1.125)$$

Din relația (1.124), se obține presiunea $p_2 = f(p_i)$ astfel:

$$p_2 = p_i - \rho g M (Q - a \sqrt{p_i})^2. \quad (1.126)$$

Pentru tronsonul cuprins între nodurile j și $(j+1)$ situate în axa conductei, pierderea de sarcină hidraulică totală $h_{r_{j,j+1}}$ se determină cu o relație de forma (1.124):

$$\begin{aligned} h_{r_{j,j+1}} &= \frac{p_j - p_{j+1}}{\rho g} = M (Q - Q_1 - Q_2 - \dots - Q_j)^2 = \\ &= M (Q - a \sqrt{p_i} - a \sqrt{p_2} - \dots - a \sqrt{p_j})^2, \end{aligned} \quad (1.127)$$

iar între presiunea p_j din amonte și cea din aval p_{j+1} există relația:

$$p_{j+1} = p_j - \rho g M (Q - a \sqrt{p_i} - a \sqrt{p_2} - \dots - a \sqrt{p_j})^2. \quad (1.128)$$

Pentru $j = (n-1)$, cu relația (1.128) se obține **presiunea în ultimul nod** (nodul n) din axa conductei, adică: $p_e = f(p_{n-1})$.

Calculul hidraulic al aripii de aspersiune se poate efectua numeric, cu ajutorul unor programe de calcul. Trebuie evitate variațiile mari ale presiunii disponibile în conductă în dreptul ajutoarelor, pentru a se asigura o stropire cu apă **aproximativ uniformă**, deoarece aceste variații conduc la debite diferite evacuate prin ajutoare.

De exemplu, la **instalațiile cu sprinklere**, debitul ajutorului din situația cea mai favorabilă (cel mai apropiat de intrarea apei în conductă) nu va depăși cu mai mult de 15% debitul

ajutajului din situația cea mai defavorabilă (cel mai îndepărtat de intrarea apei în conductă). Această condiție se scrie:

$$Q_1 = 1.15 Q_n. \quad (1.129)$$

Ținând seama de relația de definiție a debitelor evacuate, $Q_1 = a \sqrt{p_i}$ și $Q_n = a \sqrt{p_e}$, rezultă că între **presiunile de la intrare și ieșire** există condiția:

$$p_i = 1.15^2 p_e = 1.32 p_e. \quad (1.130)$$

Deci poate fi realizată o stropire relativ uniformă, dacă între extremitățile aripii de aspersiune presiunea scade cu cel mult 32% față de valoarea înregistrată la intrare.

Pentru a respecta condițiile enunțate, calculul hidraulic al aripii de aspersiune poate fi aproximat impunând, de exemplu, **ipoteza unei variații liniare a debitelor evacuate** între intrare și ieșire. Debitul Q_j evacuat prin ajutorul j , plasat la distanța $(j-1)L/(n-1)$ față de punctul i (unde $i \equiv 1$), se poate determina cu relația:

$$Q_j = \left[1.15 - 0.15 \frac{(j-1)}{(n-1)} \right] Q_n, \text{ unde } j = 1, 2, \dots, n. \quad (1.131)$$

În practică, dacă presiunea din aval **scade cu doar câteva procente** față de presiunea din amonte, se poate considera că fiecare ajutoraj evacuează un **debit cvasi-constant**, definit de relația:

$$Q_j \cong Q/n; \quad j = 1, 2, \dots, n. \quad (1.132)$$

⇒ **Conducta cu debit uniform distribuit**

Conducta cu debit uniform distribuit este o conductă monofilară de diametru constant D , **deschisă la extremitatea din aval** și prevăzută de-a lungul generatoarei sale de lungime L cu un **număr n foarte mare de consumatori, apropiați unul de celălalt**.

Pe toată lungimea conductei este **distribuit în mod uniform** debitul Q_d . Debitul specific¹⁷ distribuit,

$$q = \frac{Q_d}{L} \quad (1.133)$$

este constant. În figura 1.13 este prezentată schema unei conducte cu debit uniform distribuit.

¹⁷ sau *debitul unitar*, definit ca *debit raportat la unitatea de lungime*

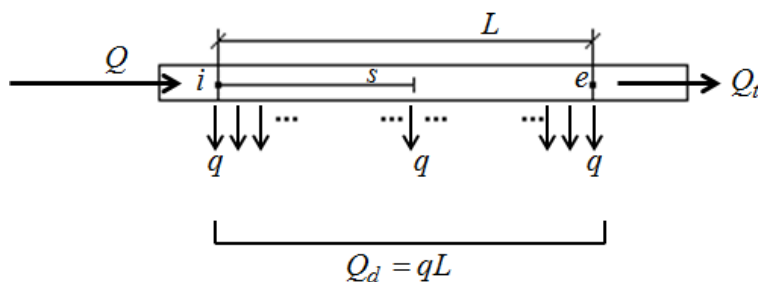


Fig. 1.13. – Reprezentarea schematică a unei conducte cu debit uniform distribuit

La intrarea în conducta monofilară (în punctul i) *debitul de alimentare* este Q , iar la ieșire (în punctul e) se regăsește diferența de debit, anume *debitul de tranzit* Q_t , astfel încât **ecuația continuității** se scrie:

$$Q = Q_t + Q_d. \quad (1.134)$$

Pentru simplificare, se va considera o conductă monofilară orizontală, lungă din punct de vedere hidraulic (pentru care $h_r \cong h_d$), iar coeficientul lui Darcy se va presupune constant între amonte și aval. Presiunea scade de-a lungul conductei, de la valoarea p_i la intrare, la valoarea p_e din capătul aval.

Fie o secțiune de conductă aflată la distanța s față de nodul i . Debitul care trece prin secțiunea respectivă are valoarea: $(Q_t + Q_d - q \cdot s)$. Pe o lungime infinitesimală ds de conductă, pierderea de sarcină hidraulică totală elementară (în ipoteza aleasă, egală cu pierderea de sarcină hidraulică uniform distribuită) se scrie:

$$dh_r \cong dh_d = 0.0826 \lambda \frac{1}{D^5} (Q_t + Q_d - q \cdot s)^2 ds. \quad (1.135)$$

Prin integrare de la 0 la L , se obține **pierderea de sarcină hidraulică totală pe întreaga conductă**, între punctele i și e :

$$h_{r_{i-e}} = 0.0826 \lambda \frac{1}{D^5} \int_0^L [(Q_t + Q_d) - q \cdot s]^2 ds, \quad (1.136)$$

adică:

$$h_{r_{i-e}} = 0.0826 \lambda \frac{L}{D^5} \left[(Q_t + Q_d)^2 - qL(Q_t + Q_d) + q^2 \frac{L^2}{3} \right]. \quad (1.137)$$

Ținând seama de relația de definiție a debitului specific (1.133), și notând modulul de rezistență hidraulică al conductei: $M = 0,0826 \lambda L / D^5$, **pierderea de sarcină hidraulică totală** (1.137) se poate scrie sub următoarea formă compactă:

$$h_{ri-e} = M \left(Q_t^2 + Q_d Q_t + \frac{Q_d^2}{3} \right). \quad (1.138)$$

Relația (1.138) poate fi înlocuită cu **relația aproximativă**:

$$h_{ri-e} \cong M \left(Q_t^2 + Q_d Q_t + \frac{Q_d^2}{4} \right), \quad (1.139)$$

de unde rezultă relația:

$$h_{ri-e} = M \left(Q_t + \frac{Q_d}{2} \right)^2, \quad (1.140)$$

care se poate scrie și sub forma:

$$h_{ri-e} = M \left(Q - \frac{qL}{2} \right)^2. \quad (1.141)$$

Cu alte cuvinte, conducta cu debit uniform distribuit poate fi **înlocuită în calcule cu un tronson echivalent**, de aceeași lungime, cu același diametru și cu aceeași rugozitate, la care debitul distribuit este consumat în mod egal în nodurile de intrare și de ieșire, cu valoarea $qL/2$.

Trebuie menționat că orice altă aproximare (mai exactă) a relației (1.138), din care ar rezulta debite consumate diferite în nodurile de intrare, respectiv de ieșire ale tronsonului echivalent, introduce probleme majore în calcul, în cazul în care nu se cunoaște apriori sensul debitului pe tronsonul echivalent.

Aproximarea dată de relația (1.139) **este acceptabilă** (cu eroare în calculul pierderii de sarcină hidraulică de sub 4%), **în cazul în care** $(Q_d/Q) < 0.5$ [26]. Din aceste considerente (condiția fiind echivalentă cu $Q_t > 0.5Q$), aproximația (1.139) sau relația (1.140) nu poate fi folosită în cazul aripii de aspersiune, unde $Q_t = 0$.

Explicitând modulul de rezistență hidraulică (1.15) în relația (1.141), rezultă că pe tronsonul echivalent, presiunea nu variază liniar, ci **scade cu puterea a treia a distanței** de la nodul de intrare, către nodul de ieșire (L):

$$h_{ri-e} = 0.0826 \lambda \frac{L}{D^5} \left(Q - \frac{qL}{2} \right)^2. \quad (1.142)$$

1.6. Rețele de conducte¹⁸

Rețelele de conducte sunt constituite din *artere* (conducte simple) și *noduri*. Rețelele de conducte se împart în următoarele categorii:

- **Rețele de conducte ramificate** – conducta magistrală de alimentare se ramifică în conducte principale, care la rândul lor se ramifică în conducte secundare, acestea din urmă ajungând la consumatori; astfel, două noduri din sistem pot fi unite prin artere care formează *un singur traseu*;
- **Rețele de conducte inelare** (sau *buclate*) – conductele formează ochiuri de rețea; două ochiuri (inele) adiacente au cel puțin o conductă comună; în acest fel, două noduri din sistem pot fi unite prin artere care formează *cel puțin două trasee*; conductele rețelei se intersectează în noduri, din care se pot preleva sau nu debite de consum;
- **Rețele mixte de conducte** – în anumite noduri ale unei rețele inelare pot fi conectate rețele ramificate de conducte, rezultând astfel o rețea complexă, denumită *mixtă*.

Calculul hidraulic al rețelilor de conducte presupune rezolvarea unui sistem de ecuații format prin scrierea **legii energiilor pentru diferite artere** și **ecuației continuității în noduri**. După caz, aceste ecuații sunt completate cu relații pentru calculul pierderilor de sarcină hidraulică, sau relații care pun în evidență dependența înălțimii de pompare de debitul vehiculat, în cazul existenței unor mașini hidraulice pe arterele rețelei.

Clasificarea prezentată mai sus este **strict legată de geometria rețelei**. Din punct de vedere al calculului hidraulic, există rețele la care **se cunoaște apriori sensul** tuturor debitelor pe tronsoanele rețelei, respectiv rețele la care măcar pe un tronson, **sensul debitului nu poate fi stabilit apriori**. Aceste două situații de calcul sunt în mod uzual denumite "*calcul de rețele ramificate*", respectiv "*calcul de rețele inelare*", deoarece de multe ori în cazul rețelilor ramificate, din punct de vedere geometric se poate stabili apriori sensul și chiar valoarea debitelor pe artere, iar în cazul rețelilor inelare, din punct de vedere geometric nu se poate stabili apriori sensul debitelor pe artere. Există însă situații în care rețelele ramificate din punct de vedere geometric trebuie calculate cu relații specifice *calculului hidraulic al rețelilor inelare* (vezi **problema celor 3 rezervoare**, prezentată în paragraful §1.4; figura 1.7), respectiv există situații în care rețelele inelare, din punct de vedere geometric sunt calculate cu relații

¹⁸ Referințe bibliografice (în ordine cronologică): [35], [37], [43], [10], [25], [5], [14], [8]

specifice *calculului hidraulic al rețelelor ramificate*, spre exemplu: **rețelele binare**, care reprezintă un caz particular de rețele inelare.

- **Rețelele binare** sunt *rețele inelare la care se cunoaște sensul debitelor pe artere*; sunt constituite dintr-un **circuit de tur** și un **circuit de retur** (deci corespund vehiculării lichidului în circuit închis); se întâlnesc în general la instalațiile de încălzire, de termoficare, de recirculare a apelor industriale sau la instalațiile frigorifice. Rețelele binare vor fi tratate într-un paragraf independent (§1.6.3).

1.6.1. Rețele ramificate

Din punct de vedere hidraulic, rețelele ramificate sunt rețele la care, în general, se poate determina în mod direct sensul și valoarea debitelor vehiculate pe arterele rețelei, prin utilizarea ecuațiilor de continuitate. Atunci când debitele nu pot fi obținute direct, legile energiilor pe artere trebuie scrise în forma prezentată pentru rețelele inelare, iar sistemul astfel rezultat se rezolvă folosind algoritmul prezentat pentru rețelele inelare (vezi paragraful §1.6.2).

Pe arterele rețelelor ramificate alimentate dintr-un singur nod, debitul are un sens unic, bine determinat pe fiecare traseu, de la punctul de alimentare i către consumatorul din nodul e_k (cu $k = 1 \div n$). Pentru fiecare consumator e_k situat la cota z_{e_k} , trebuie asigurat **debitul consumat** Q_{e_k} respectiv trebuie asigurată **presiunea de serviciu** p_{e_k} . Prin însumarea tuturor valorilor Q_{e_k} , se obține valoarea **debitului de alimentare** Q_i :

$$Q_i = \sum_{k=1}^n Q_{e_k} \quad (1.143)$$

În fiecare nod al rețelei se poate scrie **ecuația continuității**, anume: *debitul intrat în nod este egal cu suma debitelor ieșite din nod*. În figura 1.14 este prezentat un exemplu simplu al unei astfel de rețele ramificate, cu $n = 4$ noduri de ieșire.

Pentru configurația rețelei din figura 1.14 (și ținând seama de notația debitelor de pe artere: Q_j cu $j = 1 \div 6$), prin aplicarea ecuației continuității în noduri, se obține bilanțul (1.143), adică:

$$Q_i = Q_1 + Q_5 = Q_1 + (Q_6 + Q_4) = Q_1 + ((Q_2 + Q_3) + Q_4) = \sum_{k=1}^4 Q_{e_k} \quad (1.144)$$

Pentru a determina valoarea presiunii p_i de alimentare a unei rețele ramificate, se scrie **legea energiilor pe toate traseele din rețea**, între nodul i și fiecare consumator e_k :

$$\frac{v_i^2}{2g} + \frac{p_i}{\rho g} + z_i = \frac{v_{e_k}^2}{2g} + \frac{p_{e_k}}{\rho g} + z_{e_k} + h_{r_{i-e_k}}; \quad k=1 \div n, \quad (1.145)$$

adică

$$M_{c_i} Q_i^2 + H_{p_i} = M_{c_{e_k}} Q_k^2 + H_{p_{e_k}} + h_{r_{i-e_k}}; \quad k=1 \div n, \quad (1.146)$$

unde $h_{r_{i-e_k}}$ este suma tuturor pierderilor de sarcină hidraulică de pe traseul respectiv.

Deoarece debitele transportate de fiecare arteră de pe traseul $i-e_k$ sunt diferite, $h_{r_{i-e_k}}$ se exprimă prin însumarea pierderilor de sarcină, calculate cu debitul corespunzător de pe fiecare arteră în parte.

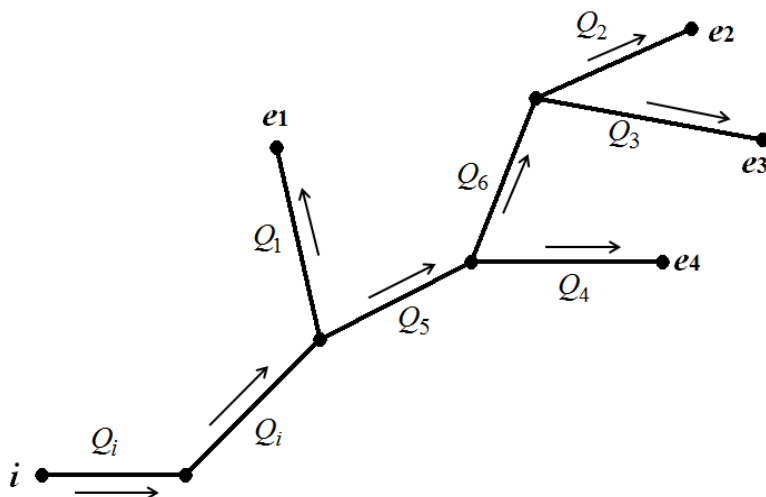


Fig. 1.14. – Reprezentarea schematică a unei rețele ramificate de conducte

Pentru **simplificarea calculului**, se consideră că rețeaua ramificată este formată din *conducte lungi din punct de vedere hidraulic*, caz în care *se neglijează atât pierderile de sarcină hidraulică locale de pe tronsoane și din noduri, cât și termenii cinetici*. Astfel, **legea energiiilor** (1.146) va include doar cotele piezometrice aferente nodului de alimentare i și nodului corespunzător consumatorului e_k considerat, precum și pierderile de sarcină hidraulică uniform distribuite de pe arterele înseriate de la i la e_k :

$$H_{p_i} = H_{p_{e_k}} + h_{d_{i-e_k}}; \quad k=1 \div n. \quad (1.147)$$

În funcție de configurația geometrică a rețelei de conducte și de valorile $H_{p_{e_k}}$, din relația (1.147) se obțin **valori diferite ale cotei piezometrice** H_{p_i} . Din șirul de valori H_{p_i} corespunzător traseelor $i-e_k$, se alege **valoarea maximă a cotei piezometrice**:

$$H_{p_i} = \max_{i-e_k} \left(H_{p_{e_k}} + h_{d_{i-e_k}} \right), \text{ cu } k = 1 \div n, \quad (1.148)$$

această valoare fiind **necesară în nodul de alimentare** pentru acoperirea pierderilor de sarcină hidraulică de pe **traseul cel mai defavorizat** (traseul cu pierderi de sarcină hidraulică maxime).

Fie traseul $i-e_m$ **cel mai defavorizat traseu** din cadrul rețelei considerate. Pentru a nu modifica parametrii hidraulici ai consumatorilor din nodurile e_k cu $k \neq m$, trebuie efectuată **echilibrarea hidraulică a rețelei**. Scopul echilibrării hidraulice este **obținerea de cote piezometrice unice în toate nodurile** de ramificație ale rețelei, indiferent de traseul ales pentru scrierea legii energiei.

Calculul de echilibrare hidraulică a rețelei ramificate se efectuează diferențiat în funcție de situație: fie se pune *problema proiectării (dimensionării) unei rețele noi*, fie se pune *problema verificării hidraulice a funcționării unei rețele existente*.

⇒ **Proiectarea (dimensionarea) unei rețele ramificate noi**

Trebuie menționat că, în general, la **proiectarea unei rețele ramificate**, datele cunoscute sunt: cotele piezometrice necesare în nodurile consumatorilor și debitele cerute de către aceștia, precum și cota nodului de alimentare. În consecință, **sistemul de ecuații care trebuie rezolvat este nedeterminat**, deoarece nu se cunosc nici diametrele conductelor, nici coeficienții de pierdere de sarcină hidraulică uniform distribuită corepunzător acestor conducte.

Problema poate fi rezolvată cu ajutorul **criteriului economic de dimensionare a conductelor** [14], pornind de la considerente legate de *minimizarea sumei costurilor de investiții și de exploatare ale rețelei ramificate* considerate. Astfel, diametre mari ale conductelor înseamnă costuri mari de investiție și costuri mici de exploatare a rețelei ramificate (deoarece scad pierderile de sarcină hidraulică, deci scade consumul de energie pentru pomparea debitului impus), respectiv diametre mici ale conductelor înseamnă costuri mici de investiție și costuri mari de exploatare a rețelei. Aplicând deci criteriul economic (vezi paragraful §1.1.1), pentru fiecare valoare a debitului care tranzitează o conductă din rețea, se poate determina din tabelul 1.2 diametrul nominal al conductei, sistemul de ecuații devenind astfel un **sistem determinat**.

În cazul proiectării unei rețele ramificate noi, **primul pas în echilibrarea hidraulică** îl reprezintă încercarea de micșorare a pierderilor de sarcină hidraulică pe traseul cel mai dezavantajat, prin mărirea diametrelor conductelor, atât cât permit limitele vitezelor economice. La cel de-al **doilea pas**, se caută mărirea pierderilor de sarcină hidraulică pe celelalte tronsoane, astfel încât să se ajungă la cote piezometrice unice în noduri. Mărirea pierderilor de sarcină hidraulică se efectuează într-o primă etapă prin micșorarea diametrelor conductelor în limitele permise de vitezele economice, apoi într-o a doua etapă, prin introducerea unor pierderi de sarcină hidraulică locale suplimentare, notate h_{lk} , introduse, în general, pe tronsoanele de capăt aferente consumatorilor – alții decât consumatorul cel mai dezavantajat (de exemplu, pe aceste tronsoane de capăt se pot monta *diafragme*, sau *vane parțial închise*).

⇒ Verificarea hidraulică a funcționării unei rețele ramificate existente

În cazul verificării hidraulice a unei rețele ramificate existente, modificarea diametrelor este prohibitivă, iar **echilibrarea hidraulică se reduce la** introducerea de pierderi de sarcină hidraulică locale suplimentare, h_{lk} (în general, pe tronsoanele de capăt aferente consumatorilor – alții decât consumatorul cel mai dezavantajat).

În cazul echilibrării rețelelor ramificate, **noțiunea de cotă piezometrică unică** nu trebuie înțeleasă *ad litteram*, astfel, cota piezometrică poate fi considerată unică, **dacă valorile** obținute pentru aceasta pentru diferitele trasee posibile **variază cu mai puțin de 5% din valoarea minimă obținută în acel nod**.

1.6.2. Rețele inelare

Din punct de vedere hidraulic, rețelele inelare sunt rețele la care *nu se cunoaște apriori sensul debitelor pe artere*. Astfel, legile energiilor nu pot fi scrise sub forma uzuală pentru rezolvarea sistemului de ecuații (nu se cunoaște care dintre cele două noduri care mărginesc artera este nod de intrare și care este nod de ieșire). Din acest motiv, **calculul rețelelor inelare se efectuează iterativ**. Deși, cel puțin aparent, calculul rețelelor inelare este mai laborios, aceste rețele sunt larg folosite datorită fiabilității în exploatare. Astfel, dacă se produce o avarie pe una dintre arterele rețelei inelare, pentru remedierea căreia este necesară întreruperea circulației fluidului pe arteră, consumatorii din nodurile adiacente arterei avariate pot fi în continuare alimentați cu fluid provenit de la celelalte artere care alimentează nodurile respective (chiar

dacă această alimentare se efectuează la parametri relativ diferiți de cei corespunzători funcționării normale). În cazul rețelelor ramificate, o astfel de avarie produsă pe una dintre artere, duce la oprirea alimentării consumatorilor aflați în nodurile din aval.

Pentru simplificarea calculului, se consideră că rețeaua inelară este formată din **conducte lungi din punct de vedere hidraulic**, caz în care se neglijează atât pierderile de sarcină hidraulică locale de pe tronsoane și din noduri, cât și termenii cinetici.

Pentru exemplificare, în figura 1.15 se prezintă o rețea inelară, formată din trei ochiuri (notate I÷III), 8 noduri și 10 artere. Dintre cele 8 noduri, unul este nod de alimentare (notat i), iar celelalte 7 sunt noduri de consum (notate c_k cu indicele $k = 2 \div 8$). Arterele sunt numerotate cu indicele $j = 1 \div 10$. **Debitul de alimentare** este notat Q_i .

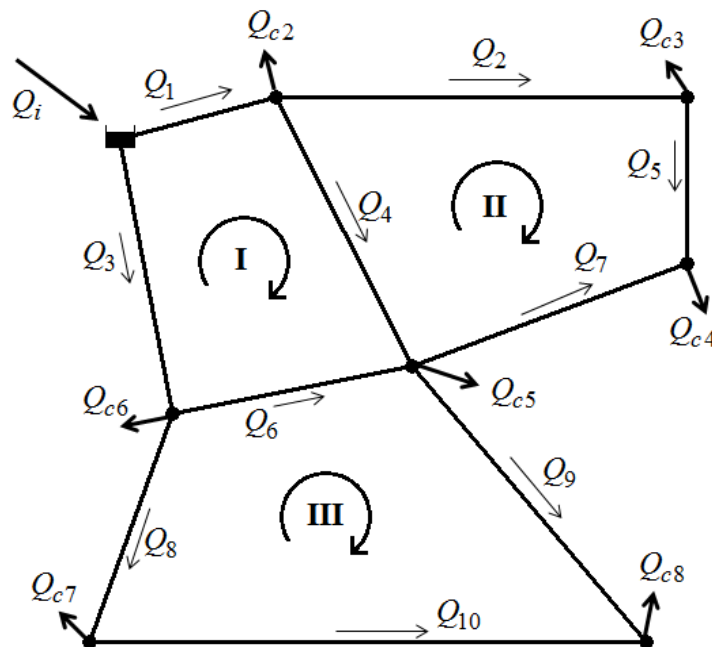


Fig. 1.15. – Reprezentarea schematică a unei rețele inelare de conducte

În fiecare din celelalte 7 noduri c_k se cunoaște **debitul cerut de către consumatori**, notat Q_{c_k} (cu $k = 2 \div 8$), precum și **presiunea de serviciu** p_{c_k} necesar a fi asigurată la consumator. Se consideră cunoscute cotele z_i și z_{c_k} (cu $k = 2 \div 8$) ale nodurilor, precum și lungimile arterelor din rețea: L_j (cu $j = 1 \div 10$). Nu sunt cunoscute diametrele D_j corespunzătoare arterelor, nici

debitelor Q_j (cu $j = 1 \div 10$) care parcurg arterele. După cum am arătat, în cazul rețelilor inelare nu se cunoaște sensul de curgere pe artere.

Calculul hidraulic al unei rețele inelare se efectuează diferențiat în funcție de situație: fie se pune *problema proiectării (dimensionării) unei rețele noi*, fie se pune *problema verificării hidraulice a funcționării unei rețele existente*.

⇒ **Proiectarea (dimensionarea) unei rețele inelare noi**

① **Primul pas** în algoritmul de calcul al rețelilor inelare este *alegerea unui sens de parcurgere al inelelor*, același pentru toate inelele, precum și *al unui sens de parcurgere a fiecărei artere*, începând din nodul de alimentare, în conformitate cu o **distribuție inițială aproximativă a debitelor** Q_j pe artere.

Distribuția inițială a debitelor este calculată aproximativ, cu respectarea **ecuației continuității în fiecare nod**, anume: *suma debitelor intrate în nod este egală cu suma debitelor ieșite din nod*. De exemplu, pentru nodul c_5 din figura 1.15, ecuația continuității se scrie:

$$Q_4 + Q_6 = Q_{c_5} + Q_7 + Q_9. \quad (1.149)$$

② **Al doilea pas** în cadrul algoritmului de calcul este **dimensionarea preliminară a rețelei**, adică determinarea diametrelor arterelor, D_j (cu $j = 1 \div 10$), plecând de la distribuția aproximativă de debite Q_j și folosind *criteriul vitezelor economice* (se va utiliza tabelul 1.2, din paragraful §1.1.1).

③ **Cel de-al treilea pas** constă în determinarea coeficienților de pierdere de sarcină hidraulică uniform distribuită (coeficienții lui Darcy λ_j) pe fiecare arteră, în funcție de regimul de curgere realizat pe aceasta. Rezultă astfel modulul de rezistență hidraulică **distribuită** M_j al fiecărei artere (se reamintește faptul că se consideră *conducte lungi din punct de vedere hidraulic*, însă pentru simplificarea notației, se va scrie M_j în loc de M_{d_j}).

Pentru o arteră j la care nu se cunoaște apriori sensul debitului, **legea energiilor** se scrie sub forma (1.24), unde pierderea de sarcină hidraulică pe artera j este:

$$h_{r_j} \equiv h_{d_j} = M_j Q_j |Q_j|. \quad (1.150)$$

Pentru aproximația inițială a debitelor (aleasă la pasul ①), valoarea debitelor este pozitivă pe toate arterele, în sensul că apa curge pe conducte în conformitate cu sensurile de curgere alese. Însă după efectuarea calculului hidraulic (la următorul pas al algoritmului), pot rezulta valori de debite pozitive (dacă sensul de curgere pe conducte coincide cu cel ales inițial), sau

negative, dacă sensul este contrar. În consecință, scrierea pătratului debitului sub forma din (1.150) va asigura obținerea semnelor corecte ale debitelor pe artere.

Pe fiecare inel al rețelei, trebuie respectat **bilanțul de pierderi de sarcină hidraulică pe inel**, enunțat sub forma: *suma pierderilor de sarcină hidraulică pe inel este nulă*. Pentru scrierea acestui bilanț, se parcurge inelul în sensul ales la pasul ① și se aplică următoarea **convenție de semne**: pierderea de sarcină hidraulică pe o arteră a inelului este considerată **pozitivă** dacă sensul debitului pe arteră este același cu sensul de parcurgere a inelului, respectiv pierderea de sarcină hidraulică pe o arteră a inelului este **negativă** în cazul în care sensul debitului pe arteră este opus sensului de parcurgere al inelului. Cu această convenție de semne, de exemplu, pentru inelul II din figura 1.15, acest **bilanț** se scrie:

$$M_2 Q_2 |Q_2| + M_5 Q_5 |Q_5| - M_7 Q_7 |Q_7| - M_4 Q_4 |Q_4| = 0, \quad (1.151)$$

sensul de parcurs al inelului fiind opus sensului de curgere a debitelor pe conductele $j \in \{7; 4\}$. Fiecare inel considerat în calcul trebuie să includă cel puțin o arteră care să nu aparțină altui inel.

④ **Cel de-al patrulea pas** al algoritmului de calcul depinde de **metoda de calcul hidraulic** selectată. Există mai multe metode de calcul (toate sunt iterative); majoritatea se încadrează într-una din următoarele 3 mari categorii:

- **metode de calcul hidraulic bazate pe debit**, dintre care face parte și **metoda Q**, denumită *demand-driven hydraulic analysis* în limba engleză, în care necunoscutele sunt valorile debitelor pe artere (în această metodă, debitele consumate în noduri sunt considerate constante, deci nu depind de presiunile din noduri); valorile cotelor piezometrice în noduri se obțin abia la final, după determinarea repartiției debitelor în rețea. Tot aici se încadrează și metoda de calcul hidraulic implementată în software-ul EPANET, bazată pe algoritmul gradientului global propus în 1988 de către Todini și Pilati [35]. În categoria metodelor de calcul hidraulic bazate pe debit poate fi încadrată și *metoda Hardy-Cross* [10], [8], denumită și *metoda debitelor de contur*, sau *metoda debitelor de corecție*;

- **metode de calcul hidraulic bazate pe presiune** (sau pe **cota piezometrică** în noduri [37]), dintre care face parte și **metoda H**, denumită *pressure-driven* sau *head-driven hydraulic analysis*, în limba engleză, în care necunoscutele sunt valorile presiunii sau cotei piezometrice în nodurile rețelei și în care se ține seama de relația dintre cota piezometrică în fiecare nod și debitul consumat în nod (de aceea, se mai numește și *pressure-driven demand hydraulic analysis* [25], în limba engleză); valorile debitelor pe artere se obțin la final, după determinarea repartiției presiunii în noduri;

- **metode hibride de calcul hidraulic**, care adaugă la prima categorie (*demand-driven*) o extensie de tip presiune (*pressure-driven*), printr-o relație între presiune și debitul consumat în noduri (*pressure-driven demand*).

În cele ce urmează, vom exemplifica **cel de-al patrulea pas** al algoritmului de calcul al rețelelor inelare, pentru **o metodă de calcul hidraulic bazată pe debit**, pe care o denumim **metoda Q**. Această metodă este bazată pe rezolvarea unui sistem de ecuații neliniare, care are ca necunoscute debitele pe arterele rețelei.

Sistemul de ecuații neliniare este format din *ecuațiile de continuitate scrise în nodurile rețelei* și din *ecuațiile de bilanț de pierderi de sarcină hidraulică pe fiecare inel al rețelei*. Pentru rețeaua inelară din figura 1.15, care are 8 noduri, rezultă următoarele **7 ecuații de continuitate liniar independente**:

$$Q_i = Q_1 + Q_3, \quad (1.152)$$

$$Q_1 = Q_{c2} + Q_2 + Q_4, \quad (1.153)$$

$$Q_2 = Q_{c3} + Q_5, \quad (1.154)$$

$$Q_3 = Q_{c6} + Q_6 + Q_8, \quad (1.155)$$

$$Q_4 + Q_6 = Q_{c5} + Q_7 + Q_9, \quad (1.156)$$

$$Q_5 + Q_7 = Q_{c4}, \quad (1.157)$$

$$Q_8 = Q_{c7} + Q_{10}. \quad (1.158)$$

Pentru cel de-al 8-lea nod, ecuația de continuitate

$$Q_9 + Q_{10} = Q_{c8} \quad (1.159)$$

este o combinație a celorlalte, deci această ecuație nu va fi utilizată în calcule. De asemenea, rezultă următoarele **3 ecuații de bilanț de pierderi de sarcină hidraulică**, câte una **pentru fiecare inel** al rețelei:

$$M_1 Q_1 |Q_1| + M_4 Q_4 |Q_4| - M_6 Q_6 |Q_6| - M_3 Q_3 |Q_3| = 0, \quad (1.160)$$

$$M_2 Q_2 |Q_2| + M_5 Q_5 |Q_5| - M_7 Q_7 |Q_7| - M_4 Q_4 |Q_4| = 0, \quad (1.161)$$

$$M_6 Q_6 |Q_6| + M_9 Q_9 |Q_9| - M_{10} Q_{10} |Q_{10}| - M_8 Q_8 |Q_8| = 0. \quad (1.162)$$

În consecință, se obține un **sistem de 10 ecuații neliniare, cu 10 necunoscute** (debitele pe cele 10 artere ale rețelei: Q_j cu $j=1\div 10$), sistem alcătuit din cele 7 ecuații de continuitate

(1.152)÷(1.158) și cele 3 ecuații de bilanț de pierderi de sarcină hidraulică pe inele (1.160)÷(1.162). Acest sistem de ecuații neliniare va fi rezolvat numeric¹⁹.

După determinarea repartiției debitelor pe arterele rețelei, **calculul hidraulic se reia de la ②**, cel de-al doilea pas al algoritmului. **Calculul se va încheia atunci când** pentru diametrul ales și debitul obținut pe fiecare arteră, viteza corespunzătoare curgerii apei pe acea arteră se încadrează în limitele vitezelor economice (vezi tabelul 1.2, din paragraful §1.1.1).

⇒ **Verificarea hidraulică a funcționării unei rețele inelare existente**

În cazul verificării hidraulice a unei rețele inelare existente, modificarea diametrelor este prohibitivă. **Algoritmul de calcul** este format numai din 3 pași, anume **pașii ①, ③ și ④**, descriși anterior, la dimensionarea unei rețele inelare noi. **Lipsește deci pasul ②**.

Pentru **metoda Q**, descrisă anterior, bazată pe *rezolvarea sistemului de ecuații neliniare*, soluția se obține **direct la finalul pasului ④**. Această convergență este asigurată de metoda numerică utilizată pentru soluționarea sistemului de ecuații neliniare. Se recomandă utilizarea metodei Newton-Raphson, o metodă global convergentă [31; paragraful §9.7], care asigură obținerea soluției finale (repartiția debitelor în rețea), indiferent de soluția inițială (de start) aleasă la pasul ①, sau o metodă de minimizare în sensul celor mai mici pătrate [31; paragraful §15.5], ca cea implementată în funcția denumită **fsolve** din GNU Octave și MATLAB.

⇒ **Indiferent de tipul problemei**, de dimensionare sau de verificare hidraulică, **după definitivarea repartiției debitelor pe artere** (implicit după definitivarea dimensionării rețelei), **indiferent de metoda de calcul utilizată**, se scrie **legea energiei pe toate traseele posibile** între nodul de alimentare i și nodurile cele mai defavorizate. Cota piezometrică corespunzătoare nodului de alimentare, H_{p_i} (mai exact presiunea p_i necesară în nodul de alimentare) se alege egală cu **valoarea maximă** rezultată dintre valorile calculate pentru toate traseele.

Pentru consumatorii alimentați din nodurile mai puțin dezavantajate, care necesită presiuni mai mici decât cele rezultate în nodurile respective prin alegerea unei cote piezometrice maxime în nodul de alimentare, **presiunea de serviciu se reduce** mărind pierderea de sarcină hidraulică **pe conductele de racord** ale acestor consumatori la nodurile rețelei inelare. Conductele rețelei inelare nu se mai modifică, **rețeaua fiind echilibrată din punct de vedere hidraulic**.

¹⁹ Soluționarea unui astfel de sistem de ecuații neliniare necesită utilizarea unui software destinat calculelor numerice științifice și ingineresti, ca de exemplu GNU Octave sau MATLAB.

Pentru **rețele de distribuție a apei potabile în centre urbane/rurale**, soluția de asigurare a presiunii de serviciu (presiunii la branșament) pentru clădiri mai mici de (P+4) este considerată o soluție optimă [43]; pentru clădiri mai înalte, presiunea de serviciu va fi asigurată prin instalații de hidrofor.

1.6.3. Rețele binare (rețele cu tur și retur)

Rețelele binare sunt **rețele inelare fără consumatori activi** (fără consumatori ai fluidului vehiculat), adică rețele la care fluidul este folosit pentru a transporta o altă mărime fizică (*cantitatea de căldură*), dintr-o zonă a rețelei, în alta. Din punctul de vedere al calculului hidraulic, **apar diferențe față de rețelele inelare** prezentate în paragraful §1.6.2 precedent. Astfel, în primul rând, *datorită variațiilor de temperatură ale fluidului*, acesta nu mai poate fi considerat în toate cazurile nedilatabil, iar în al doilea rând, *valorile și sensurile debitelor pe tronsoane sunt cunoscute* din considerente termotehnice.

Variațiile temperaturii T existente de-a lungul sistemului conduc la variația parametrilor fizico-chimici ai lichidului: densitatea $\rho = \rho(T)$ și vâscozitatea dinamică $\mu = \mu(T)$.

Ecuația continuității se scrie în funcție de **debitul de greutate** Q_G [N/s] al fluidului, anume:

$$Q_G = v \rho g A, \quad (1.163)$$

de unde rezultă **viteza fluidului** prin secțiunea de calcul de arie A :

$$v = \frac{Q_G}{\rho g A}. \quad (1.164)$$

Pentru un tronson de conductă mărginit de nodurile i și e , dintr-un **sistem neizoterm, legea energiilor** se scrie [10], [8]:

$$-(p_e - p_i) = \int_i^e \rho g \, dz + \frac{Q_G^2}{A^2} \frac{\alpha}{g} \left(\frac{1}{\rho_e g} - \frac{1}{\rho_i g} \right) + M_{Gm} Q_G^2, \quad (1.165)$$

unde M_{Gm} [$s^2/(N \cdot m^2)$] este un modul de rezistență calculat cu valori medii de temperatură, termenul $M_{Gm} Q_G^2$ reprezintă **pierderea de sarcină hidraulică exprimată în unități de presiune** [Pa], iar α este coeficientul lui Coriolis.

Particularizând **legea energiilor** (1.165) **pentru un circuit închis** ($i \equiv e$), se obține:

$$\oint \rho g \, dz + M_{Gm} Q_G^2 = 0, \quad (1.166)$$

adică debitul de greutate vehiculat prin acest circuit închis este:

$$Q_G = \sqrt{\frac{-\oint \rho g \, dz}{M_{Gm}}} . \quad (1.167)$$

În consecință, **pentru a crea mișcare într-un sistem închis** ($Q_G \neq 0$), trebuie ca *densitatea să fie variabilă* ($\rho \neq \text{const.}$), ceea ce implică *temperatură variabilă* ($T \neq \text{const.}$), adică *trebuie să existe schimb de căldură cu exteriorul* și, trebuie de asemenea ca $dz \neq 0$, ceea ce revine la $z \neq \text{const.}$, adică *sistemul să nu fie amplasat în plan orizontal*.

Teoretic, marea majoritate a sistemelor hidraulice sunt neizoterme. Cu toate acestea, vom considera că **un sistem care transportă lichide este neizoterm** numai atunci când termenul $\oint \rho g \, dz$ are valori semnificative, importante pentru mișcarea fluidului, adică:

- atunci când mișcarea fluidului în sistem este asigurată numai de către **diferența de temperatură**;
- atunci când sistemele sunt **puternic dezvoltate pe verticală**, cu $h > 10 \text{ m}$, unde h este **diferența de nivel** între punctul care are cota maximă pe tur și punctul care are cota minimă de pe retur (figura 1.16).

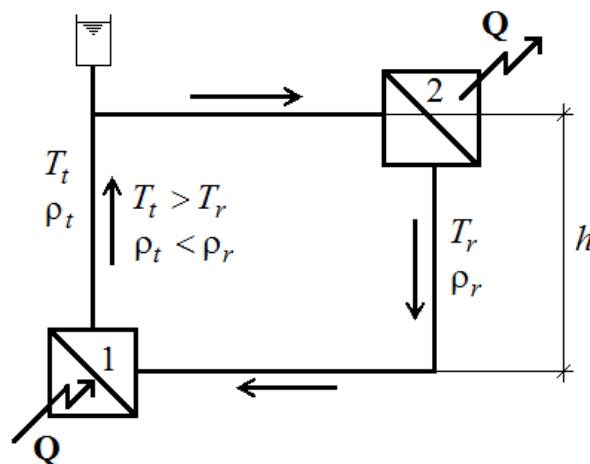


Fig. 1.16. – Reprezentarea unui sistem hidraulic închis, neizoterm

De regulă, pentru astfel de sisteme, se consideră **temperatura constantă pe zona de tur**, $T_t = \text{const.}$, respectiv **pe zona de retur**, $T_r = \text{const.}$, între schimbătoarele de căldură (notate 1 și 2 în figura 1.16).

În cazul în care **temperatura pe tur este superioară celei de pe retur**, $T_t > T_r$ (ceea ce implică $\rho_t < \rho_r$), se ia în considerare o **diferență de presiune suplimentară prin instalație**, Δp , asigurată de diferența de temperatură existentă, $\Delta T = (T_t - T_r)$, sub forma:

$$\Delta p = (\rho_r g - \rho_t g) h. \quad (1.168)$$

Diferența de presiune (1.168) poate duce la **apariția unui debit de greutate**:

$$Q_G = \sqrt{\frac{\Delta p}{M_{Gm}}}. \quad (1.169)$$

Trebuie menționat faptul că în figura 1.16 este prezentată o **schemă a unei instalații de încălzire**, în care căldura Q , introdusă în sistem în nodul 1, este transportată către nodul 2, unde este cedată consumatorilor. În acest caz, **diferența de presiune** datorată diferenței de temperatură rezultă **pozitivă**, deci favorizează mișcarea fluidului prin conducte.

În **cazul unei instalații de răcire**, care ar prelua căldura de la consumatori în nodul 2 și ar ceda-o în schimbătorul de căldură 1 (adică $T_r > T_t$ și $\rho_r < \rho_t$), situația se inversează: **diferența de presiune** datorată temperaturii rezultă **negativă** și **se opune mișcării fluidului**.

Așa cum s-a arătat, sensul de curgere pe arterele unei rețele binare este cunoscut. Vehicularea fluidului este asigurată printr-o **diferență de sarcină hidrodinamică** ΔH între intrarea i și ieșirea e din sistem, această diferență de sarcină fiind creată, fie cu ajutorul unei pompe, fie de către un cazan (sau schimbător de căldură), fie de către ambele. Apa este vehiculată prin rețea pentru a alimenta un număr de n consumatori (spre exemplu, **consumatori de căldură**²⁰), notați R_j (cu $j = 1 \div n$). Debitele volumice Q_j care tranzitează consumatorii R_j se consideră impuse din condiții termotehnice.

În figura 1.17 se prezintă o **schemă simplă a unei rețele binare**, pentru care $n = 3$. În fiecare nod al rețelei, se poate scrie **ecuația continuității**, iar **debitul volumic total** este obținut prin însumarea debitelor Q_j :

$$Q = \sum_{j=1}^n Q_j. \quad (1.170)$$

Se consideră $n = 3$ **inele independente**, care conțin tronsonul care asigură diferența de sarcină hidrodinamică ΔH , notate I÷III în figura 1.17, care vor fi parcurse în același sens.

²⁰ în cazul sistemelor de încălzire, schimbul de căldură poate fi realizat prin intermediul **radiatoarelor**

În general, la majoritatea rețelelor binare, datorită configurației rețelei, tronsoanele corespunzătoare de pe conductele de tur, respectiv de retur, trebuie să fie parcurse de aceleași debite de greutate. Dacă diametrele acestor tronsoane sunt identice, există o diferență de viteză dată de diferența de densitate. În practică, pentru diferențe de temperatură de până la circa 20°C între tur și retur, diferențele de viteză sunt mici și viteza la intrarea în sistem se consideră că are aceeași valoare cu viteza la ieșirea din sistem: $v_i = v_e$.

Se consideră în continuare că pe circuitul de tur densitatea fluidului cald este mai mică decât densitatea fluidului mai rece de pe circuitul de retur. În consecință, $\rho_i < \rho_e$ în legea energiilor.

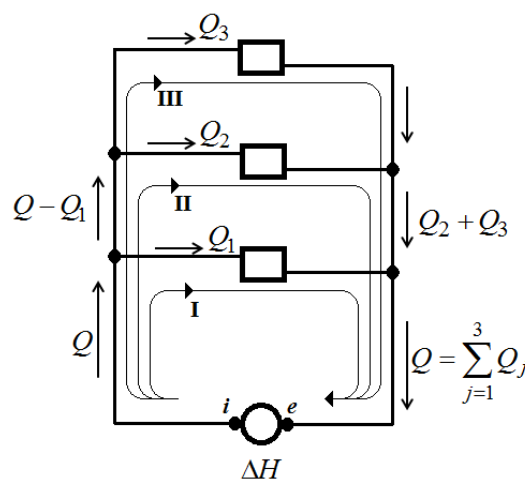


Fig. 1.17. – Reprezentarea schematică a unei rețele binare

Pentru cazul din figura 1.17, rezultă următorul sistem de 4 ecuații, format din **ecuația continuității** (1.170) și **legea energiilor** scrisă între nodul i de intrare în sistem și nodul e de ieșire din sistem, pe cele **3 inele**:

$$\begin{cases} Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 \\ H_{p_i} = H_{p_e} + M_{i1}Q^2 + M_{1-R1-4}Q_1^2 + M_{4e}Q^2 \\ H_{p_i} = H_{p_e} + M_{i1}Q^2 + M_{12}(Q - Q_1)^2 + M_{2-R2-3}Q_2^2 + M_{34}(Q_2 + Q_3)^2 + M_{4e}Q^2, \\ H_{p_i} = H_{p_e} + M_{i1}Q^2 + M_{12}(Q - Q_1)^2 + M_{2-R3-3}Q_3^2 + M_{34}(Q_2 + Q_3)^2 + M_{4e}Q^2 \end{cases} \quad (1.171)$$

unde cotele piezometrice sunt:

$$H_{p_i} = \left(\frac{p_i}{\rho_i g} + z_i \right) \quad \text{și} \quad H_{p_e} = \left(\frac{p_e}{\rho_e g} + z_e \right). \quad (1.172)$$

Diferența de sarcină hidrodinamică necesară vehiculării apei în rețea se scrie:

$$\Delta H = H_{p_i} - H_{p_e}. \quad (1.173)$$

Din ultimele 3 ecuații ale sistemului (1.171), se obțin în mod evident valori diferite pentru diferența de sarcină hidrodinamică (1.173), valori notate $\Delta H_I, \Delta H_{II}, \Delta H_{III}$, în funcție de inelul considerat. Dintre cele 3 valori, se alege **valoarea maximă**, care se notează ΔH :

$$\Delta H = \max(\Delta H_I, \Delta H_{II}, \Delta H_{III}) \quad (1.174)$$

și care este necesară acoperirii pierderilor de sarcină cu valoare maximă, de pe **traseul cel mai defavorizat**.

După alegerea acestei valori maxime, se efectuează **echilibrarea hidraulică a rețelei binare**, adică se introduc în mod artificial **pierderi de sarcină hidraulică suplimentare**²¹ pe traseele inelelor pe care suma pierderilor de sarcină hidraulică este mai mică decât cea corespunzătoare celui mai defavorizat traseu (pe tronsoanele care nu sunt comune mai multor inele, respectiv pe tronsoanele care conțin schimbătoare de căldură), până la obținerea unor valori apropiate de cele corespunzătoare traseului celui mai defavorizat. Etapa de echilibrare hidraulică este foarte importantă, deoarece valorile diferite ale pierderilor de sarcină hidraulică pe inele duc la modificarea debitelor de fluid care parcurg diferitele tronsoane și, în consecință, duc la modificarea regimului termodinamic de funcționare a întregului sistem.

1.7. Încadrarea turbopompelor în sisteme hidraulice²²

1.7.1. Curbe caracteristice ale turbopompelor

Considerând debitul Q și turația n ca *variabile independente*, se pot trasa suprafețe de variație tridimensionale pentru celelalte mărimi caracteristice ale unei turbopompe, anume: înălțimea de pompare $H = H(Q, n)$, puterea $P = P(Q, n)$, randamentul $\eta = \eta(Q, n)$ și sarcina pozitivă netă la aspirație $NPSH = NPSH(Q, n)$. Datorită dificultăților de citire a diferitelor valori de pe astfel de suprafețe caracteristice, în mod uzual sunt trasate curbele caracteristice ale turbopompelor, care se obțin prin intersectarea suprafețelor caracteristice cu plane de **turație constantă**, $n = \text{const.}$ Rezultă astfel următoarele **curbe caracteristice ale turbopompelor**:

- **caracteristica energetică** (sau **caracteristica de sarcină**): $H = H(Q)$;

²¹ Pentru a obține pierderi de sarcină hidraulică locale, se introduc **robinete cu dublu reglaj** în cazul radiatoarelor din sistemele de încălzire, sau **diafragme** în cazul rețelelor de termoficare.

²² Referințe bibliografice (cronologic): [28], [20], [10], [1], [15], [9], [14], [8], [11]

- **caracteristica de putere:** $P = P(Q)$;
- **caracteristica de randament:** $\eta = \eta(Q)$;
- **caracteristica de cavitație (sau curba cavitațională):** $NPSH = NPSH(Q)$.

Aceste 4 tipuri de curbe constituie împreună **curbele caracteristice de exploatare** ale unei turbopompe. În general, curbele caracteristice ale pompelor sunt puse la dispoziția utilizatorilor de pompe de către fabricanții acestora, sub formă grafică sau sub formă tabelară.

De exemplu, în figura 1.18 sunt prezentate cele 4 curbe caracteristice ale unei **pompe centrifuge**. Pompele centrifuge pot fi construite cu **rotoare cu diametru exterior diferit**, montat în aceeași carcasă. Modificarea rotorului (micșorarea sa) se poate realiza prin strunjire.

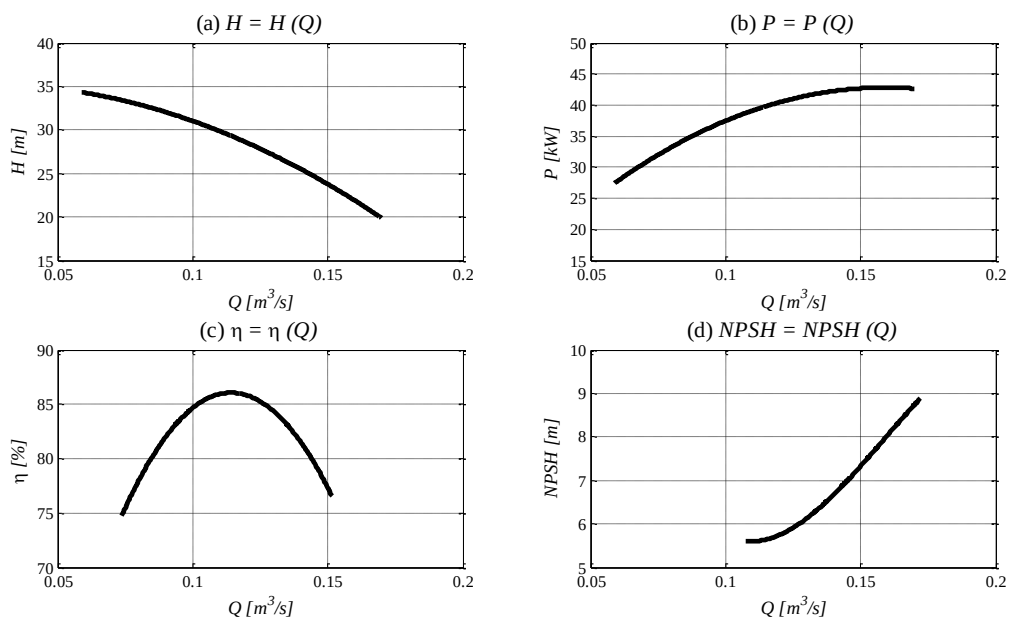


Fig. 1.18. – Curbele caracteristice ale unei pompe centrifuge, trasate la aceeași turație ($n = \text{const.}$)

În figura 1.19 este prezentată variația curbelor caracteristice ale unei pompe centrifuge, pentru diferite valori ale diametrului exterior D_{ext} al rotorului pompei. *Strunjirea rotorului pompelor centrifuge* este o practică relativ des întâlnită în cadrul operațiilor de întreținere a stațiilor de pompare, aceasta modificând drastic parametrii de funcționare ai pompelor.

Pentru **pompele axiale**, un alt parametru geometric intern duce la modificarea curbelor caracteristice, anume: **unghiul de așezare a palelor rotorice**, notat β . Valoarea unghiului de așezare a palelor rotorice poate varia cu o diferență $\pm \Delta\beta$ în raport cu valoarea β_0 , corespunzătoare parametrilor **nominali** de funcționare ai pompei. Modificarea unghiului de

așezare a palelor rotorice se întâlnește des în cadrul algoritmilor de reglare a funcționării pompelor axiale cu pale rotorice reglabile.

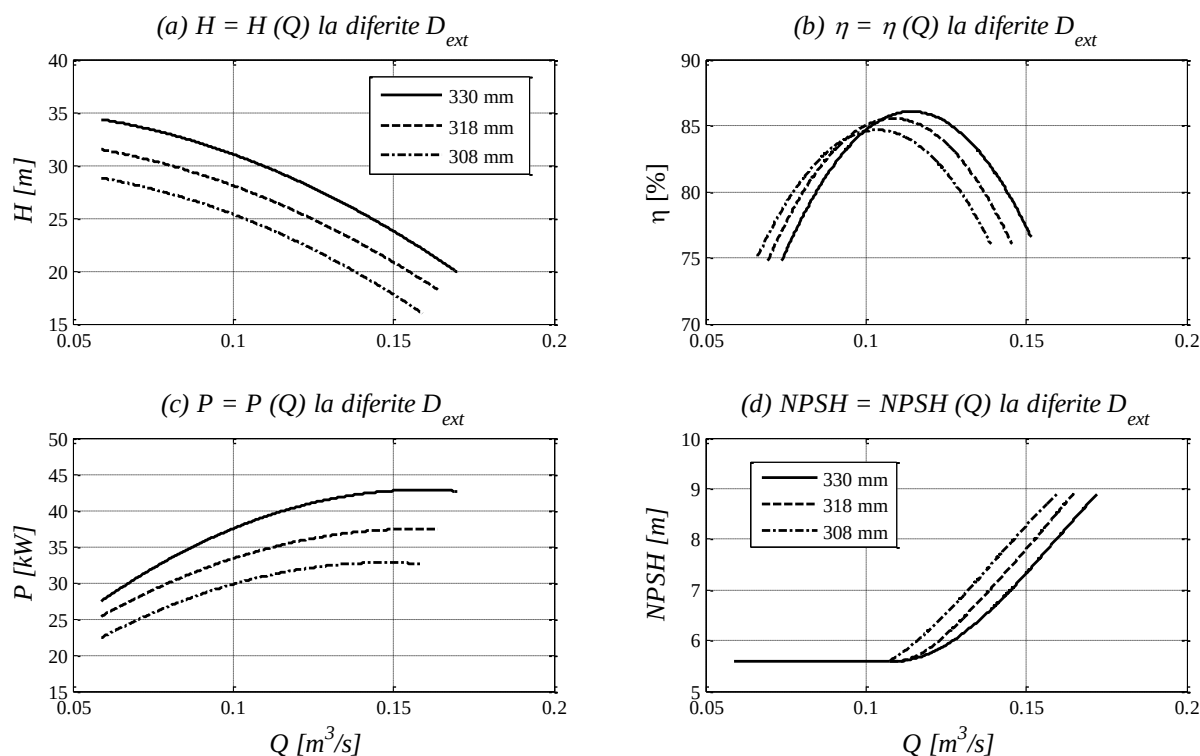


Fig. 1.19. – Curbele caracteristice de exploatare ale unei pompe centrifuge, pentru diferite valori ale diametrului exterior D_{ext} al rotorului pompei (curbele au fost trasate la aceeași turație, $n = \text{const.}$)

În figura 1.20 este prezentată variația curbelor caracteristice ale unei pompe axiale, pentru modificarea unghiului de așezare a palelor rotorice, modificarea fiind produsă cu o diferență de unghi $\Delta\beta$ (pozitivă sau negativă) în raport cu valoarea nominală β_0 .

Se subliniază faptul că *puterea pompei crește cu creșterea debitului în cazul pompelor centrifuge*, după cum se poate observa și în figurile 1.18 și 1.19, respectiv *puterea pompei scade cu creșterea debitului în cazul unei pompe axiale*, după cum reiese din figura 1.20.

În general, peste reprezentarea grafică a curbelor de sarcină (care pot depinde de un parametru, cum este unghiul de așezare al palelor rotorice ale unei pompe axiale), se suprapun **curbe de izorandament** (curbe de-a lungul cărora se înregistrează valori $\eta = \text{const.}$) și chiar **izocurbe de NPSH** (curbe de-a lungul cărora se înregistrează valori $NPSH = \text{const.}$), obținute prin secționarea suprafețelor caracteristice de randament, respectiv de cavitație, cu plane verticale ale parametrului considerat constant. Astfel de reprezentări complexe poartă numele de **topograme**, sau **curbe caracteristice universale**.

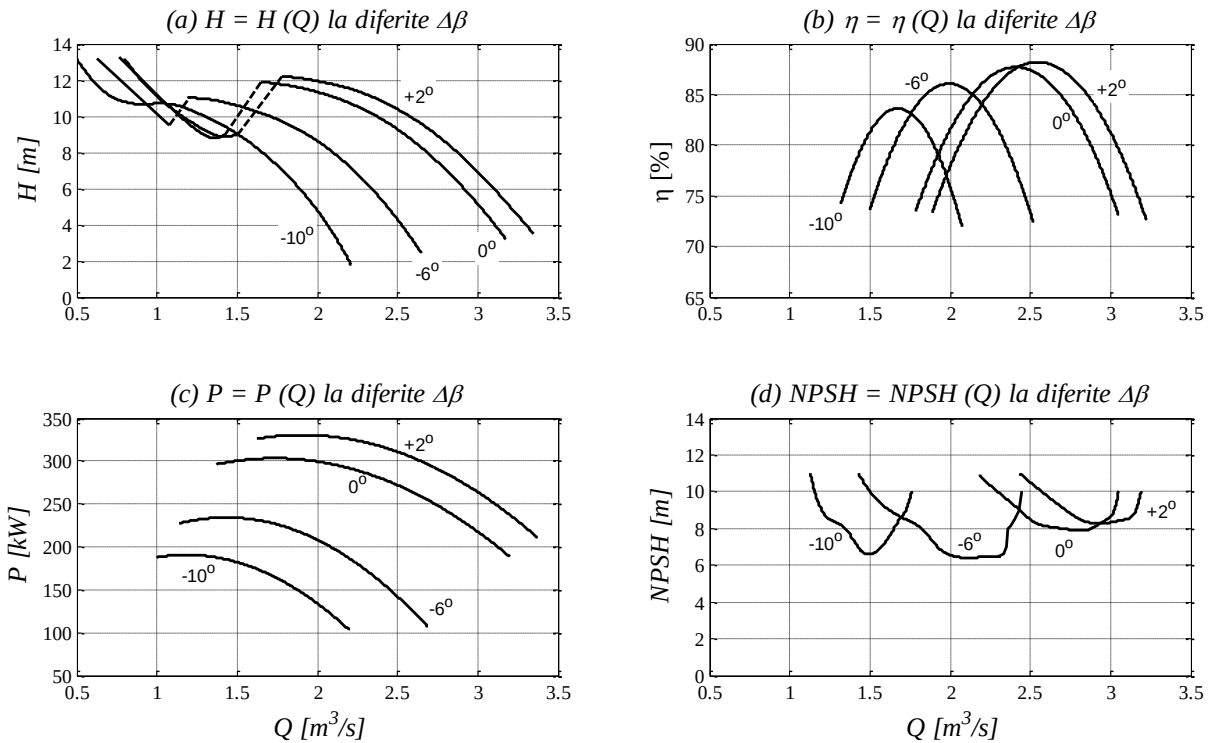


Fig. 1.20. – Curbele caracteristice de exploatare ale unei pompe axiale cu pale rotorice reglabile, pentru diferite valori ale diferenței de unghi $\Delta\beta$ față de β_0 nominal, trasate la aceeași turație ($n = \text{const.}$)

În figura 1.21 este prezentată **topograma unei pompe axiale** (aceeași pompă axială pentru care s-au prezentat curbele din figura 1.20); în cadrul acestei topograme, parametrul care a dus la obținerea curbelor a fost unghiul de așezare a palelor rotorice, a cărui valoare a variat cu o diferență $\pm \Delta\beta$ în raport cu valoarea nominală β_0 , la fel ca în fig. 1.20.

Trebuie subliniată existența unei *diferențe între curbele caracteristice energetice (de sarcină) ale unei pompe centrifuge și curbele energetice ale unei pompe axiale*: în cazul pompelor axiale, pentru debite relativ mici, există o **zonă instabilă în funcționare**, în care, unei valori constante a înălțimii de pompare H , îi corespund mai multe valori ale debitului Q . Astfel, dacă pompa axială funcționează în această zonă instabilă, *orice mică perturbație apărută în sistem, poate duce la modificarea debitului prin instalație*, astfel încât *punctul de funcționare energetică se mută* (sare) pur și simplu de la o valoare a debitului la alta. Acesta este motivul pentru care, în această zonă, caracteristica energetică a pompei axiale a fost reprezentată cu linie întreruptă (figurile 1.20 și 1.21), această zonă trebuind să fie, pe cât posibil, evitată.

Topogramele sunt, în general, puțin utilizate în relația dintre fabricanții pompelor și utilizatorii acestora. În general, curbele caracteristice ale pompelor, puse la dispoziția utilizatorilor de pompe de către fabricanții acestora, arată ca cele prezentate în figurile 1.18÷1.20.

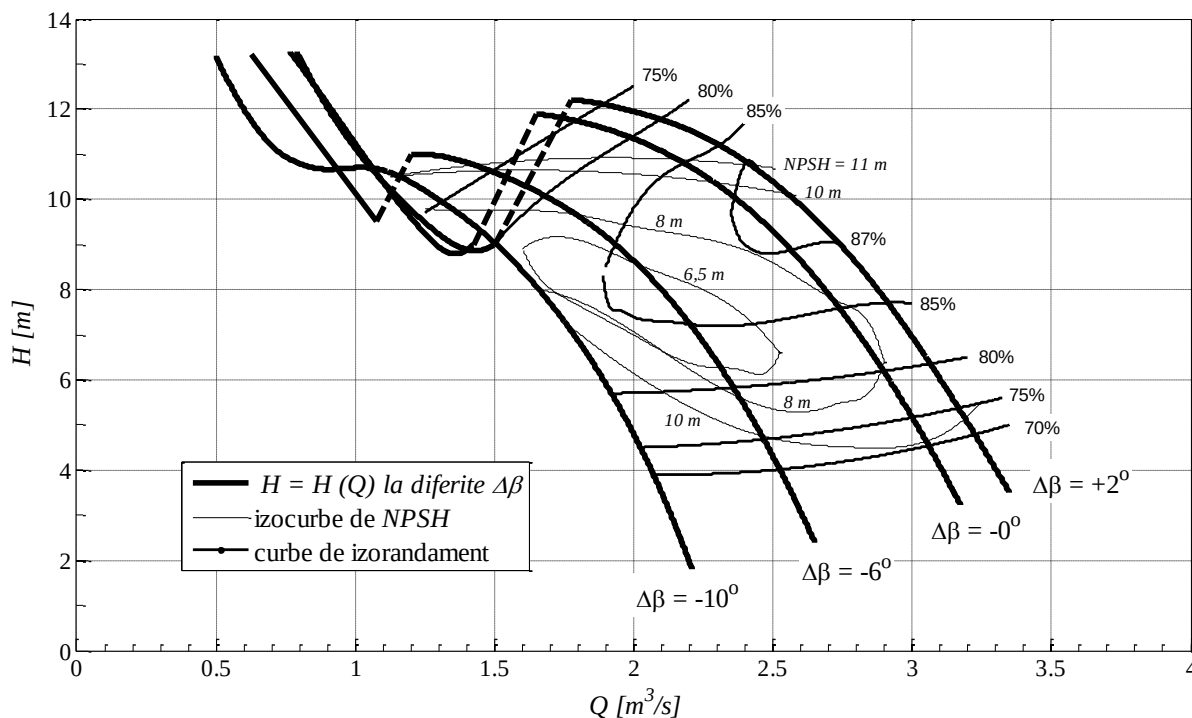


Fig. 1.21. – Topograma unei pompe axiale, trasate la aceeași turație ($n = const.$)

1.7.2. Punctul de funcționare energetică și punctul de funcționare cavitațională

Caracteristica instalației este reprezentarea grafică (figura 1.22) a variației sarcinii hidraulice H_{inst} în funcție de debit, $H_{inst} = H_{inst}(Q)$, definite de relația (1.45). Această curbă corespunde energiei raportate la greutate (H_{inst}), care ar trebui să fie furnizată instalației, pentru ca prin aceasta să fie vehiculat debitul Q . Pe de altă parte, **caracteristica energetică (de sarcină) a pompei** $H = H(Q)$, trasată în fig. 1.22, corespunde energiei raportate la greutate (H), pe care o poate furniza pompa respectivă, atunci când vehiculează debitul Q .

Funcționarea unei turbopompe într-o anumită instalație se realizează atunci când există un punct, în care pentru același debit Q , **energia specifică furnizată de pompă este egală cu energia specifică necesară instalației pentru funcționare**. Adică, pompa cu caracteristica energetică $H = H(Q)$ funcționează în instalația cu caracteristica $H_{inst} = H_{inst}(Q)$, în **punctul de intersecție a celor două curbe** reprezentate în planul $\{Q, H\}$. Acest punct este denumit **punct de funcționare energetică** și este notat **F** în figura 1.22.

În acest **punct F** de coordonate (Q_F, H_F) , debitul de lichid vehiculat de către pompă este egal cu debitul care tranzitează sistemul hidraulic, iar înălțimea de pompare este egală cu energia specifică necesară în instalație.

Pentru debitul corespunzător punctului de funcționare, pe caracteristica de randament $\eta = \eta(Q)$ trasată de asemenea în fig. 1.22, se citește valoarea randamentului η_F , în punctul **F**.

Puterea necesară funcționării pompei în punctul **F**, adică puterea electrică consumată pentru pompare, definită în (1.36), se scrie:

$$P_F = \frac{\rho g Q_F H_F}{\eta_F}. \quad (1.175)$$

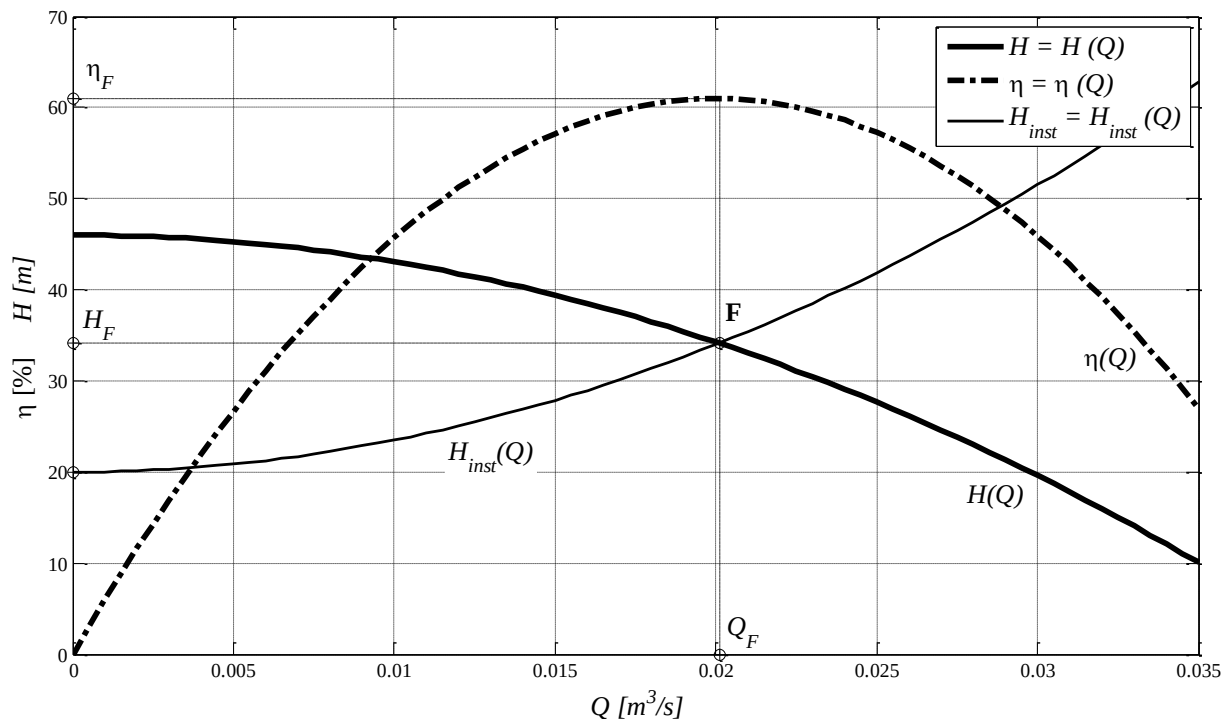


Fig. 1.22. – Punctul de funcționare energetică **F**

Sarcina pozitivă netă la aspirație disponibilă în instalație $NPSH_{inst}$ este definită prin relația (1.33). Ținând seama de condiția (1.32) impusă pentru **funcționarea fără cavitație**, prin care valoarea $NPSH$ -ului cerut de pompă trebuie să fie inferioară valorii $NPSH_{inst}$. În cazul în care această cerință nu este îndeplinită, pentru a evita cavitația trebuie luate măsuri, de exemplu prin: mărirea presiunii la intrarea în sistem, alegerea unei soluții de montare a pompei cu înălțime geodezică de aspirație mai mică, reducerea pierderilor de sarcină hidraulică totale pe conducta de aspirație.

Reprezentarea grafică a variației $NPSH_{inst} = NPSH_{inst}(Q)$ se numește **curbă cavitațională a instalației**. Punctul de intersecție dintre această caracteristică și **curba cavitațională a pompei** $NPSH = NPSH(Q)$ se numește **punct de funcționare cavitațională**, notat **C** în figura 1.23. În zona situată **la stânga punctului C**, funcționarea pompei se realizează **fără cavitație**, curba cavitațională a instalației fiind deasupra curbei cavitaționale a pompei, condiția (1.32) fiind astfel îndeplinită. În zona situată **la dreapta punctului C**, curba $NPSH_{inst}(Q)$ este sub curba $NPSH(Q)$ și corespunde funcționării **cu cavitație** (zona colorată în gri în figura 1.23). Cunoscând valoarea debitului Q_F corespunzător punctului de funcționare energetică **F**, **condiția (1.32) de funcționare fără cavitație a pompei se scrie:**

$$NPSH(Q_F) < NPSH_{inst}(Q_F), \quad (1.176)$$

adică *valoarea sarcinii pozitive nete la aspirație cerută de pompă trebuie să fie mai mică decât valoarea sarcinii pozitive nete la aspirație disponibilă în instalație pentru $Q = Q_F$.*

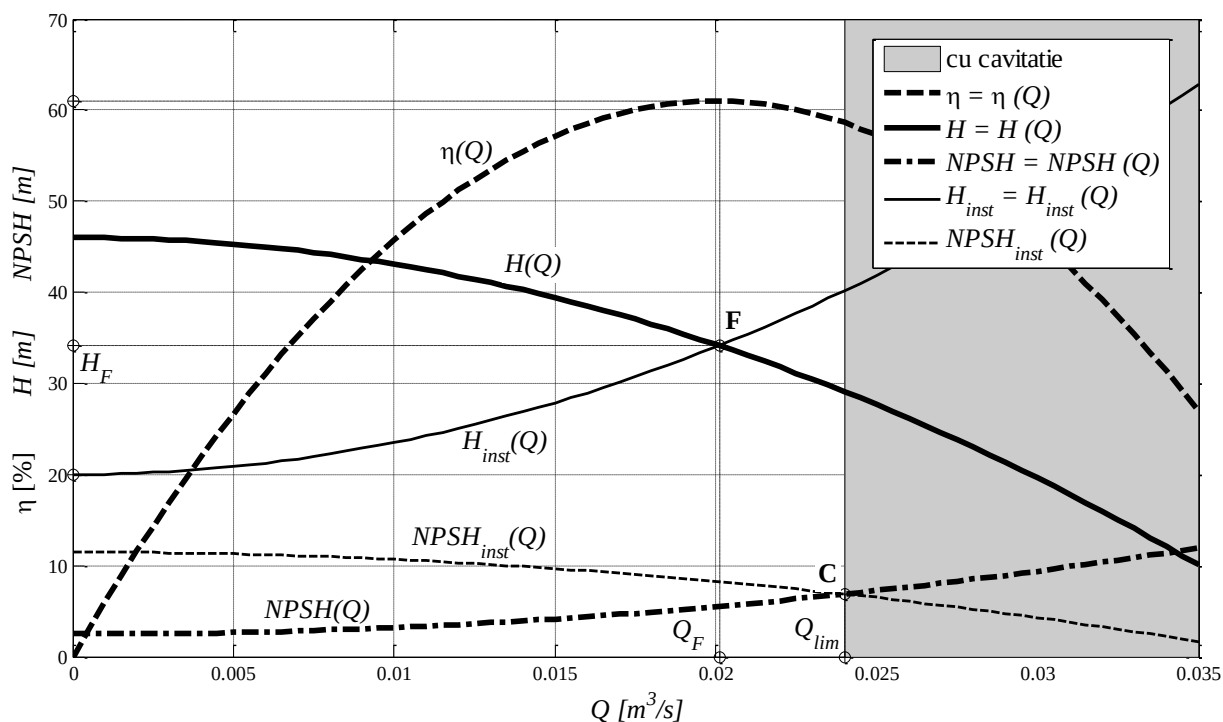


Fig. 1.23. – Punctul de funcționare cavitațională **C**, la dreapta punctului de funcționare energetică **F**

Astfel, pentru ca pompa să funcționeze **fără cavitație la aspirație**, este necesar ca *punctul de funcționare energetică **F** să fie situat la stânga punctului de funcționare cavitațională **C**.*

Această condiție semnifică faptul că debitul Q_F trebuie să fie **mai mic decât debitul limită** Q_{lim} aferent punctului **C**, adică:

$$Q_F < Q_{lim}. \quad (1.177)$$

În situația în care se obține egalitatea valorilor acestor debite, $Q_F = Q_{lim}$, sau dacă Q_F se află în apropierea debitului limită, anume: $Q_F \in [0.97Q_{lim}; 1.03Q_{lim}]$, variația fiind de $\pm 3\%$ din Q_{lim} , atunci pompa funcționează *la limita apariției cavitației*, denumită **incipiență cavitațională**. Cu aceste considerente, condiția (1.177) de funcționare fără cavitație devine:

$$Q_F < 0.97Q_{lim}. \quad (1.178)$$

Pentru valori $Q_F > Q_{lim}$ (mai exact $Q_F > 1.03Q_{lim}$), pompa **funcționează cu cavitație dezvoltată în zona de aspirație**. Dacă în urma calculelor rezultă $Q_F \geq 0.97Q_{lim}$, atunci se recomandă **modificarea parametrilor de proiectare** aferenți sistemului hidraulic, în sensul măririi valorilor $NPSH_{inst}$, prin măsurile descrise anterior. Dacă aceste modificări nu sunt suficiente pentru îndeplinirea condiției (1.178), atunci se recomandă **alegerea altei pompe**, cu o curbă caracteristică cavitațională care să permită funcționarea în condiții normale în sistemul considerat.

Pentru analizarea $NPSH_{inst}$ definit în relația (1.33), în figura 1.24 este prezentată o instalație de pompare cu o configurație corespunzătoare unei **situații defavorabile din punct de vedere cavitațional**, sistemul având un rezervor de aspirație deschis la presiune atmosferică și o turbopompă **P** montată la o cotă corespunzătoare unei înălțimi geodezice de aspirație pozitive, $H_{ga} > 0$. Pentru a înțelege semnificația noțiunii de $NPSH$, se consideră următoarea situație aflată la **limita admisibilă de funcționare fără cavitație**: presiunea absolută la intrare este egală cu presiunea atmosferică, $p_{absi} = p_{at}$, presiunea de vaporizare se consideră nulă, $p_v \cong 0$, iar pierderile de sarcină hidraulică totale pe conducta de aspirație sunt neglijabile, $h_{ri-a} \cong 0$.

Cu aceste considerente, relația (1.33) se reduce la forma:

$$NPSH_{inst} = \frac{p_{at}}{\rho g} - H_{ga}. \quad (1.179)$$

Presupunând că $NPSH$ cerut de pompă este nul, $NPSH = 0$, pentru *limita admisibilă de funcționare fără cavitație*, condiția (1.32) devine:

$$0 < \frac{p_{at}}{\rho g} - H_{ga}. \quad (1.180)$$

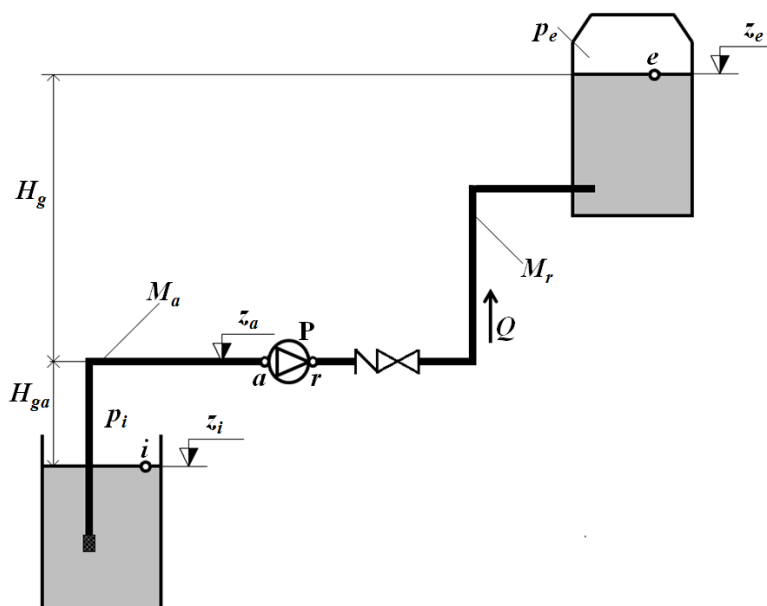


Fig. 1.24. – Instalație de pompare cu rezervor de aspirație deschis la presiunea atmosferică și $H_{ga} > 0$

Considerând $p_{at}/(\rho g) \cong 10\text{m}$, condiția (1.180) arată că **există o limitare a poziționării pompei**, anume: $H_{ga} < 10\text{m}$. Pentru valori mai mari ale înălțimii geodezice de aspirație, adică pentru $H_{ga} \geq 10\text{m}$, vaporizarea lichidului și degajarea gazelor dizolvate duc la **imposibilitatea amorsării pompei**. Se subliniază faptul că limita (1.180), scrisă $H_{ga} < 10\text{m}$, a fost stabilită cu niște ipoteze teoretice, practic imposibil de atins. În consecință, poziționarea pompei trebuie limitată la valori H_{ga} mult mai mici decât 10m.

Deoarece **presiunea de vaporizare crește cu temperatura**, favorizând diminuarea valorii $NPSH_{inst}$, pompele care vehiculează **lichide calde**, de exemplu, **pompele de condens**, sunt în mod uzual montate la o cotă inferioară radierului bazinului de condens, obținându-se astfel o creștere a $NPSH_{inst}$ prin $H_{ga} < 0$ (contrapresiune la aspirație).

Trebuie subliniat că, din punct de vedere energetic, funcționarea unei anumite pompe într-o instalație nu este influențată de poziția pompei în instalație (mai aproape de secțiunea de intrare, sau mai aproape de secțiunea de ieșire). Necesitatea evitării apariției cavitației impune singurele limitări de poziționare a unei pompe într-o anumită instalație.

1.7.3. Reglarea funcționării turbopompei într-un sistem hidraulic

Factorii care influențează forma curbelor caracteristice ale turbopompelor pot fi grupați în două mari categorii:

- *factori externi*, care țin în general de natura și proprietățile fluidului vehiculat prin pompă, anume: densitatea fluidului vehiculat, vâscozitatea fluidului, temperatura fluidului și, în cazuri speciale (pentru fluide bifazice), natura amestecului vehiculat;
- *factori interni*, care țin de pompa propriu-zisă, anume: diametrul exterior al rotorului pentru pompele centrifuge, unghiul de așezare al palelor rotorice pentru pompele axiale, turația (care poate varia în raport cu turația nominală).

⇒ **Factori externi care influențează forma curbelor caracteristice ale turbopompelor**

În cazul vehiculării cu aceeași pompă a unor **fluide cu densități diferite**, caracteristica energetică a pompei nu se modifică, în schimb puterea absorbită de pompă crește o dată cu creșterea densității fluidului. De asemenea, deși înălțimea de pompare rămâne constantă, regimul de presiuni din instalație crește o dată cu creșterea densității fluidului.

În cazul vehiculării cu aceeași pompă a unor **fluide cu vâscozitate diferită**, curbele caracteristice ale turbopompelor se modifică substanțial. Modificarea vâscozității duce la modificarea pierderilor de sarcină hidraulică, care, la rândul lor, duc la modificarea randamentelor pompelor. În general, creșterea vâscozității duce la scăderea înălțimii de pompare, la creșterea puterii absorbite de pompă și la scăderea randamentului acesteia.

Temperatura pare că nu influențează direct curbele caracteristice ale pompelor, totuși, o **variație de temperatură** duce la modificarea densității și vâscozității fluidului, ceea ce face ca, în mod indirect, temperatura să reprezinte unul din factorii externi care trebuie luați în considerare, atunci când se studiază modificarea curbelor caracteristice. De asemenea, creșterea temperaturii fluidului vehiculat prin pompă duce **la creșterea presiunii de vaporizare a gazelor dizolvate în fluid**, ceea ce influențează **caracteristica de cavitație a pompei**.

Parametrii amestecului bifazic vehiculat sunt importanți pentru stabilirea densității și vâscozității acestuia. În cazul **amestecurilor bifazice gaz–lichid**, se constată o scădere a înălțimii de pompare la creșterea **fracției de gaz** din amestec. De asemenea, randamentul și puterea absorbită scad și există **pericolul dezamorsării pompei**.

⇒ **Factori interni care influențează forma curbelor caracteristice ale turbopompelor**

Pentru a putea cuantifica influența factorilor interni asupra formei curbelor caracteristice ale unei turbopompe, se vor considera **criteriile de similitudine** care guvernează funcționarea turbopompelor. Între **două turbopompe similare**, notate cu indicele 1, respectiv cu indicele 2, care au *același randament* ($\eta_1 = \eta_2$), **înălțimile de pompare** trebuie să satisfacă relația:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \left(\frac{D_{ext1}}{D_{ext2}} \right)^2, \quad (1.181)$$

iar **debitul pompat** trebuie să satisfacă relația:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_{ext1}}{D_{ext2}} \right)^2 \sqrt{\frac{H_1}{H_2}}. \quad (1.182)$$

Substituind raportul înălțimilor de pompare (1.181) în (1.182), raportul debitelor devine:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \left(\frac{D_{ext1}}{D_{ext2}} \right)^3. \quad (1.183)$$

Raportul **puterilor absorbite** se scrie:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \left(\frac{D_{ext1}}{D_{ext2}} \right)^5, \quad (1.184)$$

unde puterea absorbită de motorul electric de antrenare al unei pompe este definită în (1.36).

Pentru a putea determina **influența modificării diametrului exterior al rotorului pompei** asupra curbelor caracteristice (vezi figura 1.19), se vor compara *două turbopompe centrifuge similare*, care au diametre diferite ($D_{ext1} \neq D_{ext2}$), care au același randament ($\eta_1 = \eta_2$), sunt acționate de motoare identice și funcționează cu **aceeași turație** ($n_1 = n_2$). Pentru acest caz, **relațiile de similitudine** (1.181), (1.183) și (1.184) permit determinarea raportului înălțimilor de pompare:

$$H_1/H_2 = (D_{ext1}/D_{ext2})^2, \quad (1.185)$$

raportului debitelor pompat:

$$Q_1/Q_2 = (D_{ext1}/D_{ext2})^3, \quad (1.186)$$

respectiv raportul puterilor absorbite:

$$P_1/P_2 = (D_{ext1}/D_{ext2})^5. \quad (1.187)$$

Pentru a putea determina **influența modificării turației** asupra curbelor caracteristice, se vor compara *două turbopompe similare*, care au același randament ($\eta_1 = \eta_2$), **aceleași dimensiuni** ($D_{ext1} = D_{ext2}$) și turații diferite ($n_1 \neq n_2$). Pentru acest caz, **relațiile de similitudine** (1.181), (1.183) și (1.184) permit determinarea raportului înălțimilor de pompare:

$$H_1/H_2 = (n_1/n_2)^2, \quad (1.188)$$

raportului debitelor pompate:

$$Q_1/Q_2 = n_1/n_2, \quad (1.189)$$

respectiv raportul puterilor absorbite:

$$P_1/P_2 = (n_1/n_2)^3. \quad (1.190)$$

Folosind relațiile (1.188)÷(1.190), pot fi calculate caracteristicile energetice și de putere ale unei turbopompe la care a fost modificată turația rotorului, plecând de la raportul turațiilor și de la curbele caracteristice corespunzătoare pompei cu turația nemodificată. De regulă, se alege ca referință, **turația nominală** n_0 a turbopompei. Variația curbei caracteristice energetice (de sarcină) a unei pompe centrifuge datorate modificării turației este trasată în figura 1.25, pentru valori ale turației în intervalul $n \in \{0.7n_0 \dots n_0\}$.

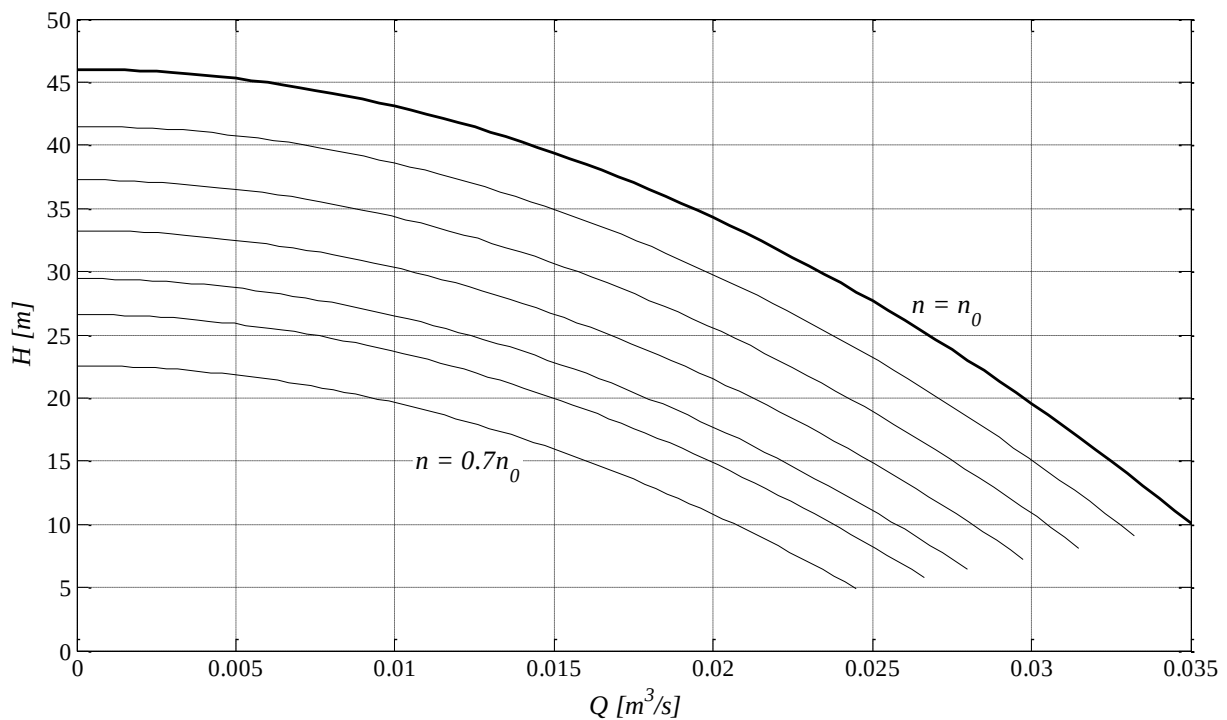


Fig. 1.25. – Curbe caracteristice energetice (de sarcină) $H = H(Q)$ ale unei turbopompe, la diferite valori ale turației n

Modificarea turației pompei se poate datora fie **schimbării motorului de antrenare** al acesteia, în cadrul operațiilor de întreținere efectuate în stațiile de pompare, fie **modificării frecvenței de alimentare a motorului de antrenare** al pompei (cu ajutorul unui *convertizor de frecvență*), în cadrul algoritmilor de reglare automată a funcționării stației de pompare.

Toți factorii prezentați anterior, care influențează curbele caracteristice ale pompelor, influențează corespunzător și punctul de funcționare energetică al acestora, în diferite tipuri de instalații. În afară de caracteristica energetică a pompei, un rol esențial în stabilirea punctului de funcționare energetică îl are caracteristica instalației.

⇒ În cele ce urmează, se prezintă **factorii care influențează punctul de funcționare energetică F din perspectiva caracteristicii instalației** (sau a sistemului hidraulic în care este montată pompa).

Caracteristica instalației a fost definită în (1.45), sub forma: $H_{inst} = (H_s + MQ^2)$, unde modulul de rezistență hidraulică M are formule de calcul diferite, în funcție de tipul instalației în care se efectuează calculul (pompa singulară montată în sistem, pompe cuplate în serie, sau pompe cuplate în paralel), iar debitul Q reprezintă debitul vehiculat prin instalație. În planul $\{Q, H\}$, caracteristica instalației $H_{inst} = H_{inst}(Q)$ este o parabolă (vezi figura 1.22), crescătoare la valori pozitive ale debitului, centrată față de axa înălțimilor de pompare.

Caracteristica instalației este deci influențată de doi factori și anume: *modulul de rezistență hidraulică* M al sistemului și *înălțimea statică* H_s corespunzătoare sistemului. Se reamintește că înălțimea statică a instalației este definită prin relația (1.29), care se simplifică la (1.30) și (1.31), pentru anumite situații (vezi paragraful §1.1.2).

În figura 1.26 este prezentată **influența modulului de rezistență hidraulică** M asupra curbei caracteristice a instalației și implicit, asupra punctului de funcționare energetică al turbopompei din sistem. Atunci când modulul de rezistență crește (spre exemplu datorită închiderii mai mult a vanelor de la consumatori), debitul prin instalație scade, iar valoarea înălțimii de pompare crește.

Din punctul de vedere al înălțimii statice H_s , există **trei cazuri posibile** (figura 1.27):

- **înălțimea statică pozitivă**, $H_s > 0$, care corespunde unei instalații la care nivelul piezometric la intrare este mai mic decât nivelul piezometric la ieșire, $H_{p_i} < H_{p_e}$ (adică o instalație în care, fără existența pompei, fluidul ar circula de la ieșire către intrare). În figura

1.27.a este prezentată o schemă cu rezervoare deschise la presiunea atmosferică, în care $H_s = H_g > 0$. În exemplul ales, înălțimea geodezică de aspirație este negativă: $H_{ga} < 0$;

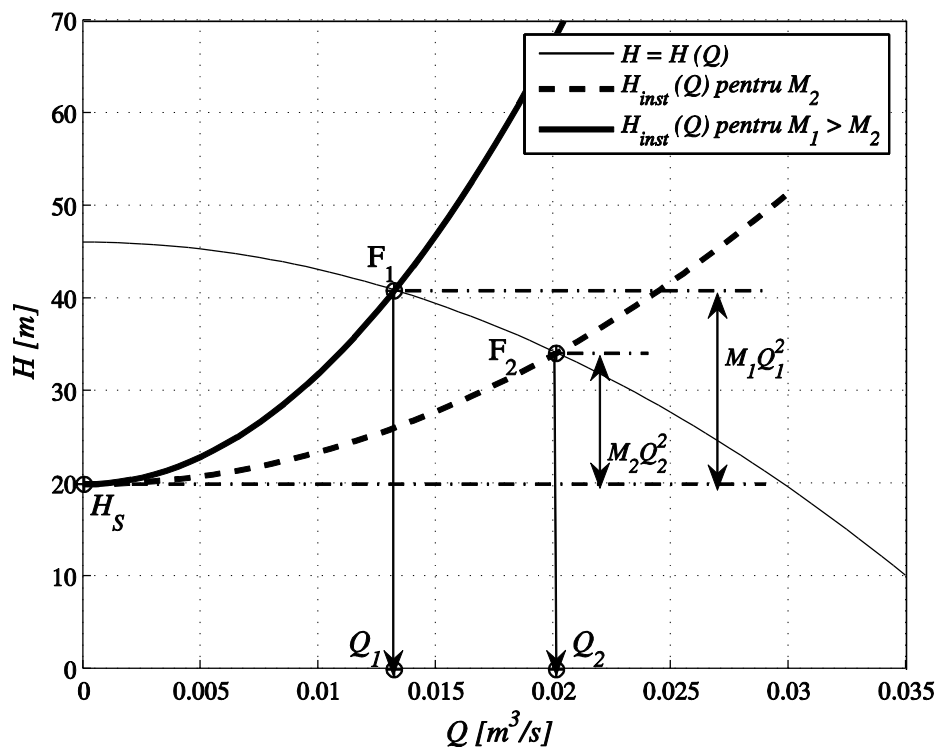


Fig. 1.26. – Influența modulului de rezistență hidraulică M asupra punctului de funcționare energetică

- **înălțimea statică nulă**, $H_s = 0$ (figura 1.27.b), care corespunde unei instalații la care nivelul piezometric la intrare este egal cu nivelul piezometric la ieșire, $H_{p_i} = H_{p_e}$ (adică o instalație în **circuit închis**, în care fără existența pompei, fluidul nu ar circula);
- **înălțimea statică negativă**, $H_s < 0$, care corespunde unei instalații la care nivelul piezometric la intrare este mai mare decât nivelul piezometric la ieșire $H_{p_i} > H_{p_e}$. În figura 1.27.c este prezentată o schemă cu rezervoare deschise la presiunea atmosferică, în care $H_s = H_g < 0$. În exemplul din figura 1.27.c, $H_{ga} < 0$.

În figura 1.28 este prezentată **influența înălțimii statice** H_s asupra curbei caracteristice a instalației și implicit, asupra punctului de funcționare energetică al pompei în instalația considerată. După cum se poate observa, atunci când înălțimea statică crește, debitul prin instalație scade, iar înălțimea de pompare crește. Pentru instalația din fig. 1.27.c, fără existența pompei, fluidul ar circula de la intrare către ieșire, cu un debit Q_4 mai mic decât debitul Q_3 , realizat în cazul existenței pompei.

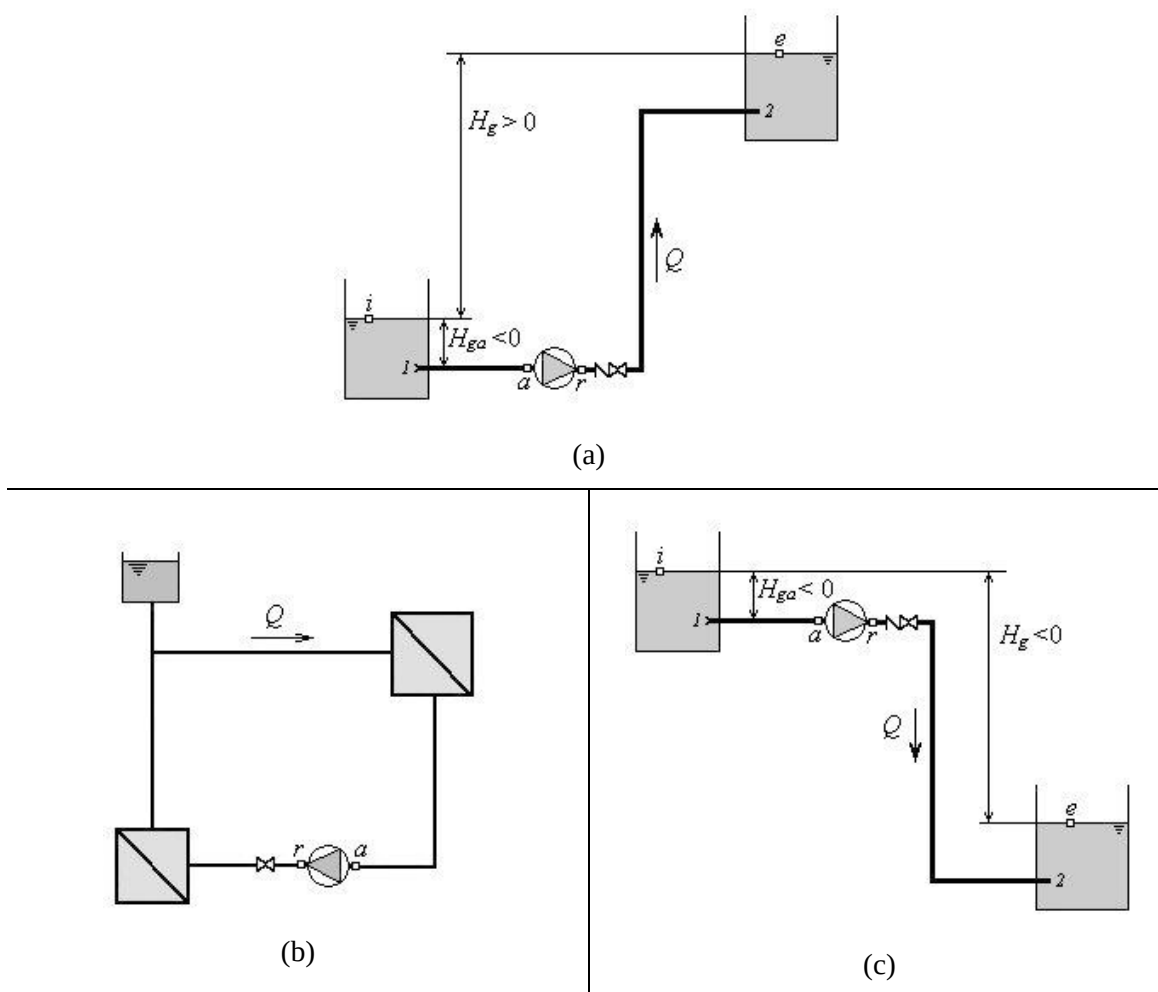
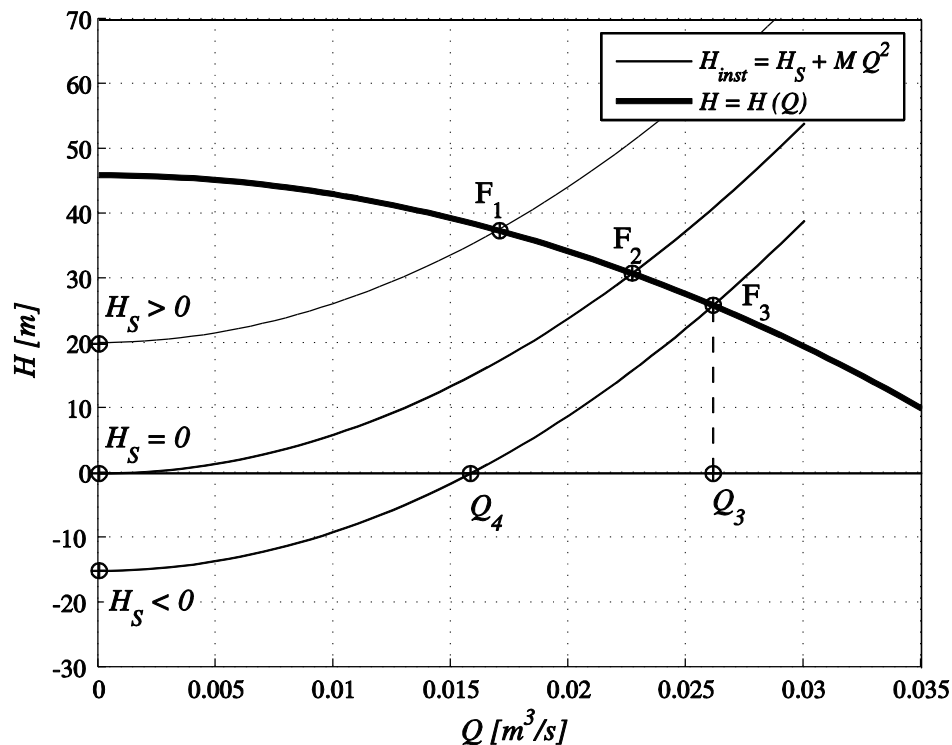


Fig. 1.27. – Scheme de instalații cu înălțime statică H_s : (a) pozitivă; (b) nulă; (c) negativă

De cele mai multe ori, necesitățile consumatorilor deserviți de către instalații hidraulice, care au în componența lor pompe, sunt **variabile în timp**. Din acest motiv, se impune ca parametrii de funcționare ai acestor instalații să poată fi modificați, astfel încât să poată satisface **cerințele consumatorilor**. Modificarea parametrilor de funcționare se materializează prin modificarea punctului de funcționare energetică aferent pompei, în sistemul hidraulic considerat. Este de dorit ca debitul Q_F și înălțimea de pompare H_F aferente punctului de funcționare energetică F , să poată varia într-o plajă cât mai largă, $Q_{min} \leq Q_F \leq Q_{max}$ și $H_{min} \leq H_F \leq H_{max}$, iar valorile randamentelor $\eta(Q_F)$ să fie cât mai ridicate (apropiate de randamentul maxim). Reglarea (modificarea) punctului de funcționare energetică F , se poate realiza *în mod discret*, obținându-se numai câteva perechi distincte de valori (Q_F, H_F) , sau *în mod continuu*, obținându-se o plajă continuă de valori ale debitelor și/sau înălțimilor de pompare.

Fig. 1.28. – Influența înălțimii statice H_s asupra punctului de funcționare energetică

⇒ **Reglarea funcționării pompelor în sisteme hidraulice** poate fi realizată prin:

- ① **modificarea caracteristicii instalației**, sistemul hidraulic fiind reglabil, în timp ce caracteristica energetică a pompei rămâne neschimbată, pompa fiind nereglabilă;
- ② **modificarea caracteristicii energetice a pompei**, pompa fiind reglabilă, în timp ce caracteristica instalației rămâne neschimbată, sistemul hidraulic fiind nereglabil;
- ③ **modificarea ambelor caracteristici**, cea energetică a pompei (pompa reglabilă) și cea a instalației (sistem hidraulic reglabil).

Se menționează că cele 3 tipuri de reglare a funcționării pompelor enumerate reprezintă variante de **reglare temporară**. Există însă și **reglare permanentă**, realizată de exemplu prin modificarea caracteristicii de sarcină a pompei în urma strunjirii rotorului (paragraful §1.7.1).

- ① Reglarea funcționării pompelor în sisteme hidraulice prin modificarea caracteristicii instalației poate fi realizată prin variația gradului de deschidere al **vanei de pe conducta de refulare**, sau prin utilizarea unei **conducte de by-pass** care, în general, recirculă o parte din debitul pompat, de la refulare către aspirația pompei, sau prin utilizarea unui **rezervor sub presiune**, montat între pompă și sistemul hidraulic.

①a Prin variația gradului de deschidere al **vanei de pe conducta de refulare** se modifică modulul global de rezistență hidraulică M al instalației (figura 1.29), caracteristica instalației putând varia între poziția corespunzătoare valorii minime M_{min} a acestui modul și cea corespunzătoare valorii maxime M_{max} (aflată la valori ale sarcinii instalației mai mici decât în primul caz). Se obține astfel o variație a sarcinii instalației între:

$$H_{inst1} = H_s + M_{min}Q^2 \quad \text{și} \quad H_{inst2} = H_s + M_{max}Q^2, \quad (1.191)$$

punctul de funcționare al pompei în sistemul hidraulic $F(Q_F, H_F)$ variind între punctele $F_1(Q_{max}, H_{min})$ și $F_2(Q_{min}, H_{max})$, definite în figura 1.29, la intersecția caracteristicii de sarcină a pompei $H = H(Q)$ cu caracteristicile (1.191) ale instalației.

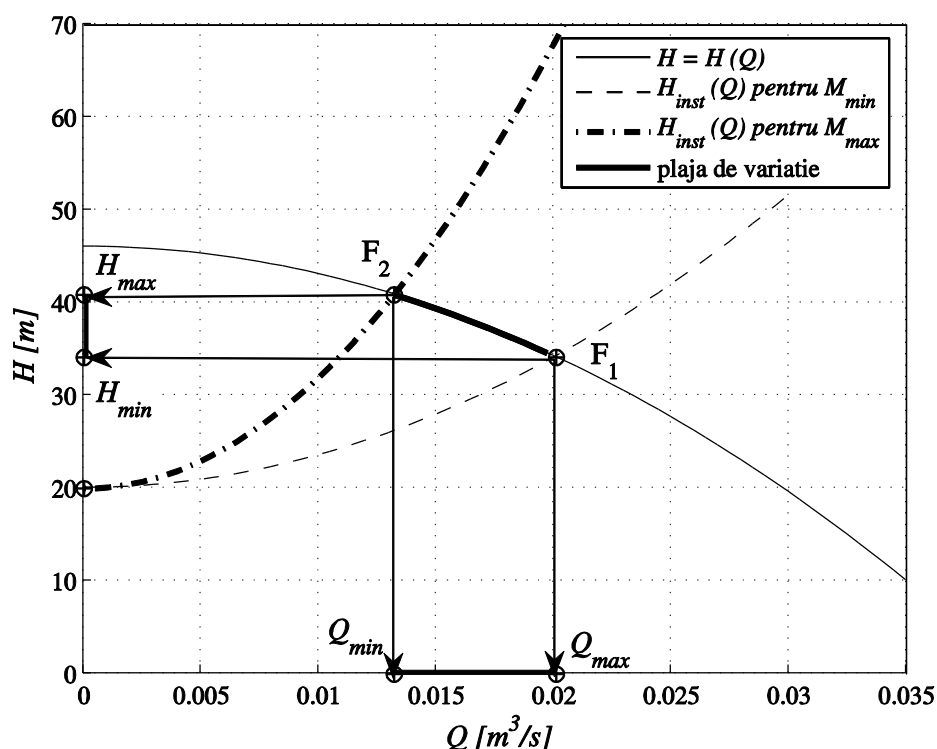


Fig. 1.29. – Reglarea funcționării prin variația deschiderii vanei de pe conducta de refulare

①b Dacă pe conducta de refulare a pompei se realizează o joncțiune cu o **conductă de by-pass (conductă de ocolire)** sau cu un alt element de instalații, o parte din debitul Q pompat poate fi eventual recirculat înapoi către aspirație. După trecerea prin pompă, energia fluidului crește, ceea ce înseamnă că, dacă punem în legătură (printr-o conductă) un punct situat imediat în aval de pompă, cu un punct situat în amonte, atunci, pe conducta de by-pass fluidul va curge,

în general, dinspre punctul aval de pompă, către punctul situat amonte de pompă, cu debitul Q_{bp} , iar prin instalație va fi vehiculat debitul Q_{inst} , mai mic decât debitul Q pompat.

În figura 1.30.a este exemplificată o schemă a unei instalații hidraulice alimentată de către o pompă cu arbore orizontal (de exemplu, o **pompă centrifugă**), a cărei conductă de by-pass este montată între un punct situat aval de punctul r pe conducta de refulare și un punct situat amonte față de punctul a pe conducta de aspirație a pompei.

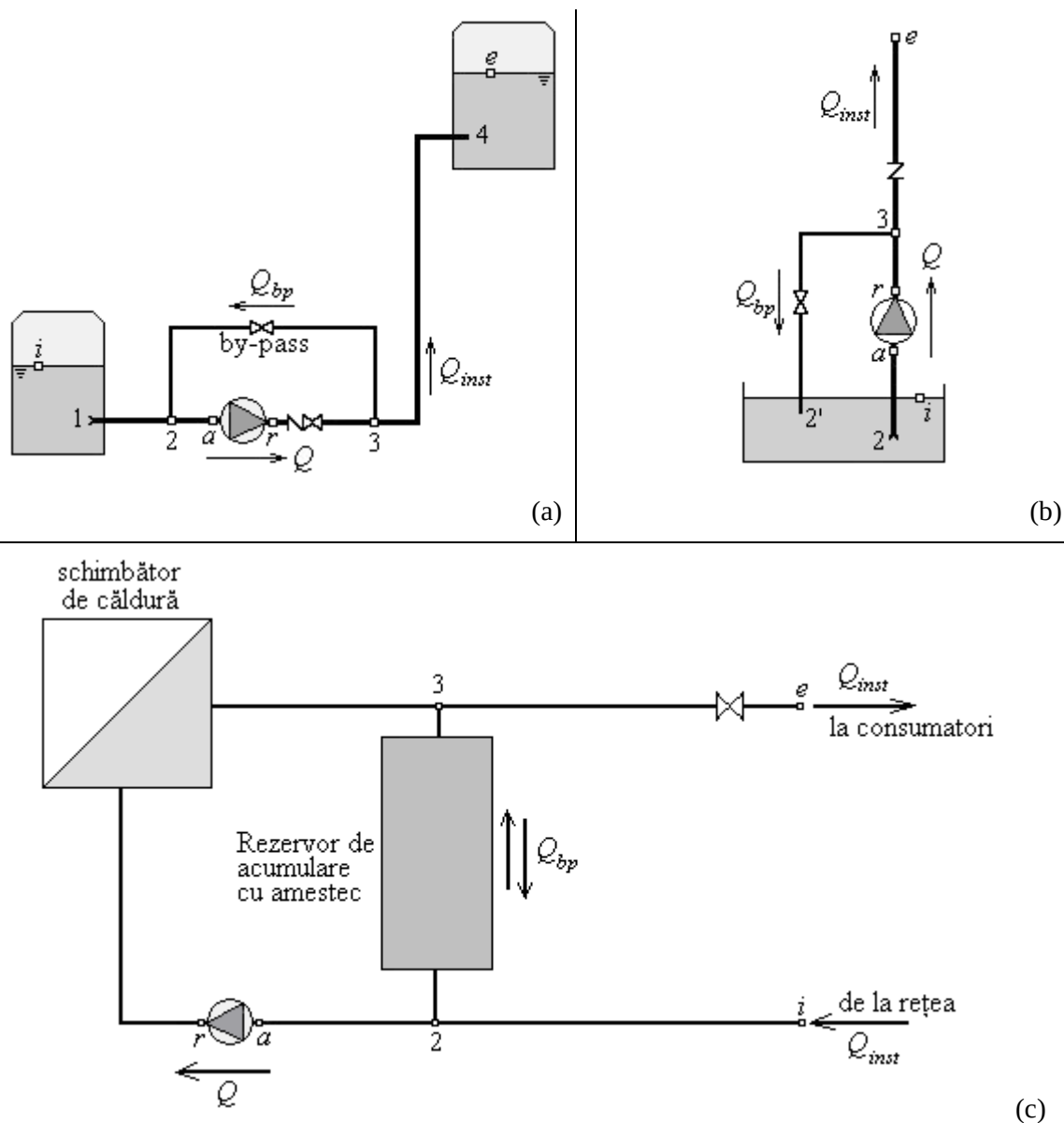


Fig. 1.30. – Instalație hidraulică cu conductă de by-pass montată în cazul unei: (a) pompe centrifuge; (b) pompe axiale; (c) instalații de preparare a apei calde cu acumulare prin amestec

În figura 1.30.b este exemplificată o schemă a unei instalații hidraulice alimentată de către o pompă cu arbore vertical (de exemplu, o **pompă axială**), conducta de by-pass refulând direct în rezervorul de aspirație (în fig. 1.30.b, nu s-a mai reprezentat rezervorul de refulare).

În figura 1.30.c este prezentată schema unei **instalații de preparare a apei calde cu acumulare prin amestec**. În acest caz, rolul conductei de by-pass este jucat de rezervorul de acumulare, iar reglarea funcționării instalației se efectuează cu vana situată la consumator. Prin modificarea modulului de rezistență al instalației se obțin puncte de funcționare care modifică sensul debitului pe conducta de by-pass (în rezervorul de acumulare cu amestec). Trebuie menționat că, în acest caz, cota piezometrică la intrarea în sistem H_{p_i} este mai mare decât cota piezometrică la ieșire H_{p_e} , pompa fiind aleasă astfel încât să asigure numai circulația de acumulare a apei calde în cazul unei cerințe reduse la consumatori.

Considerând **necunoscut sensul debitului** Q_{bp} pe conducta de by-pass (conductă pe care se alege **sensul pozitiv de la nodul 2 către nodul 3**, în figura 1.30), sistemul de ecuații care se poate scrie este format din **ecuația de continuitate** în nodul 2 (sau în nodul 3) și **legea energiei** scrisă între intrarea i și ieșirea e din sistem, pe cele două trasee posibile: prin tronsonul cu pompă, respectiv prin tronsonul de by-pass:

$$\begin{cases} Q_{inst} = Q + Q_{bp} \\ H_{p_i} + H(Q) = H_{p_e} + (M_{i-2} + M_{3-e})Q_{inst}^2 + (M_{2-a} + M_{r-3})Q^2, \\ H_{p_i} = H_{p_e} + (M_{i-2} + M_{3-e})Q_{inst}^2 + M_{bp}Q_{bp}|Q_{bp}| \end{cases} \quad (1.192)$$

unde M_{bp} este modulul de rezistență hidraulică al by-pass-ului.

În cazul pompei axiale, modulul de rezistență hidraulică notat M_{i-2} lipsește în sistemul de ecuații (1.192). Pentru cazurile din figurile 1.30.a și 1.30.b, **debitul prin by-pass are valoare negativă**, conform convenției de sens pozitiv adoptată. Pentru cazul din figura 1.30.c, **debitul prin by-pass poate fi pozitiv, sau negativ**.

Punând în evidență **caracteristica instalației** în membrul drept al legilor energiei din (1.192):

$$H_{inst}(Q_{inst}) = H_{p_e} - H_{p_i} + (M_{i-2} + M_{3-e})Q_{inst}^2, \quad (1.193)$$

se obține următorul sistem de ecuații:

$$\begin{cases} Q_{inst} = Q + Q_{bp} \\ H(Q) - (M_{2-a} + M_{r-3})Q^2 = H_{inst}(Q_{inst}) \\ -M_{bp}Q_{bp}|Q_{bp}| = H_{inst}(Q_{inst}) \end{cases} \quad (1.194)$$

În conformitate cu ecuația de continuitate, rezultă că *pentru găsirea soluției sistemului, trebuie căutat punctul de intersecție dintre caracteristica instalației și curba obținută prin însumarea (în paralel) a caracteristicii reduse a pompei,*

$$H_{red}(Q) = H(Q) - (M_{2-a} + M_{r-3})Q^2 \quad (1.195)$$

și a caracteristicii by-pass-ului,

$$H_{bp}(Q_{bp}) = -M_{bp}Q_{bp} | Q_{bp} |. \quad (1.196)$$

⇒ În figura 1.31. este reprezentată grafic **reglarea funcționării unei pompe centrifuge în cazul utilizării unei conducte de by-pass** (cazul din figura 1.30.a).

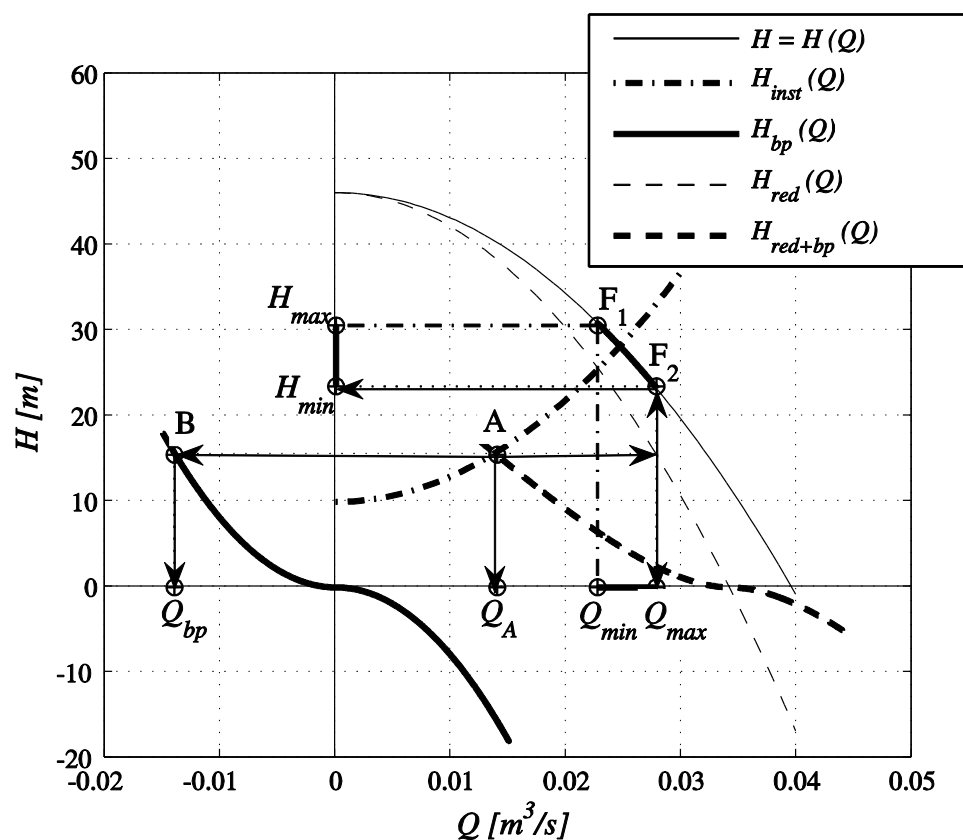


Fig. 1.31. – Reglarea funcționării unei pompe centrifuge cu o conductă de by-pass

Reglarea punctului de funcționare energetică este posibilă *între cele două situații limită de funcționare a ansamblului:*

- când **vana de pe conducta de by-pass este închisă**, debitul prin by-pass este nul, $Q_{bp} = 0$.

În acest caz, *debitul pompat este minim și egal cu debitul care alimentează instalația: $Q = Q_{inst}$, pompa funcționând la parametrii corespunzători punctului de funcționare $F_1(Q_{min}, H_{max})$,*

situat la intersecția dintre caracteristica de sarcină redusă a pompei $H_{red}(Q)$ și caracteristica instalației $H_{inst}(Q)$;

- când **vana de pe conducta de by-pass este deschisă la maxim**, caracteristica redusă a pompei se compune cu caracteristica by-pass-ului, pe orizontală²³, rezultând **caracteristica redusă a pompei cu by-pass deschis**: $H_{red+bp}(Q)$. Punctul de funcționare al sistemului este notat **A** în figura 1.31 și este definit la intersecția dintre caracteristica instalației, $H_{inst}(Q)$ și caracteristica redusă a pompei cu by-pass deschis: $H_{red+bp}(Q)$. Pompa funcționează la parametrii corespunzători punctului de funcționare $F_2(Q_{max}, H_{min})$. În această situație, *debitul pompat are valoare maximă și este egal cu suma dintre valoarea minimă a debitului prin instalație Q_A și modulul valorii maxime negative a debitului prin by-pass $|Q_{bp}|$* . Debitul maxim prin by-pass, corespunde punctului **B**, definit în figura 1.31 la intersecția dintre caracteristica by-pass-ului $H_{bp}(Q)$ și orizontala dusă prin **A**.

Din reprezentarea grafică prezentată în figura 1.31, rezultă că în cazul reglării funcționării unei pompe centrifuge cu o conductă de by-pass, *debitul pompat Q și debitul care alimentează instalația Q_{inst} variază în limite diferite, anume: $Q \in [Q_{min}, Q_{max}]$ și $Q_{inst} \in [Q_A, Q_{min}]$* . De asemenea se poate observa că pentru valori mai mari ale înălțimii statice H_s , poate apărea **curgerea invesă prin instalație**, $|Q_{bp}| > Q_{inst}$.

⇒ În figura 1.32 este reprezentată grafic situația corespunzătoare **pornirii și reglării funcționării unei pompe axiale, în cazul utilizării unei conducte de by-pass** (ca în figura 1.30.b). După cum se va demonstra în cele ce urmează, conducta de by-pass este folosită **la pornirea pompei axiale**, pentru atingerea mai rapidă a parametrilor de funcționare ceruți în instalație și, în consecință, este utilă pentru reglarea debitului furnizat consumatorilor (debitului de alimentare a instalației).

Datorită faptului că majoritatea pompelor axiale au o zonă a caracteristicii de sarcină **instabilă** (această zonă putând fi aproximată de zona de pe curba de sarcină cu **tangentă pozitivă**, adică zona reprezentată punctat între punctele **C** și **T** – vezi figura 1.32), **la pornirea pompei cu conducta de by-pass închisă**, se pot obține puncte de funcționare energetică în această zonă, puncte care sunt **instabile** și creează **șocuri** prin modificarea bruscă a parametrilor de funcționare la trecerea într-un punct stabil. Astfel, pentru cazul prezentat în figura 1.32,

²³ se adună debitele la sarcină constantă

pornirea pompei fără vana de pe conducta de by-pass deschisă, ar permite existența a trei puncte de funcționare diferite ale sistemului (situate pe caracteristica de sarcină a pompei, deasupra punctelor notate **1**, **2** și **3** în figura 1.32), rezultate din intersecția caracteristicii instalației cu caracteristica redusă a pompei axiale. În mod evident, funcționarea nu poate avea loc în punctul situat în zona instabilă **2**, în care orice mică perturbație apărută în sistem (o mică variație a debitului spre exemplu) poate duce la migrarea bruscă a punctului de funcționare energetică în oricare dintre celelalte două puncte de funcționare posibile, modificând astfel drastic parametrii de funcționare ai sistemului. Cu alte cuvinte, **la pornirea pompei cu vana de pe conducta de by-pass închisă, nu se pot obține prin instalație debite cuprinse între valorile limită Q_T și Q_C .**

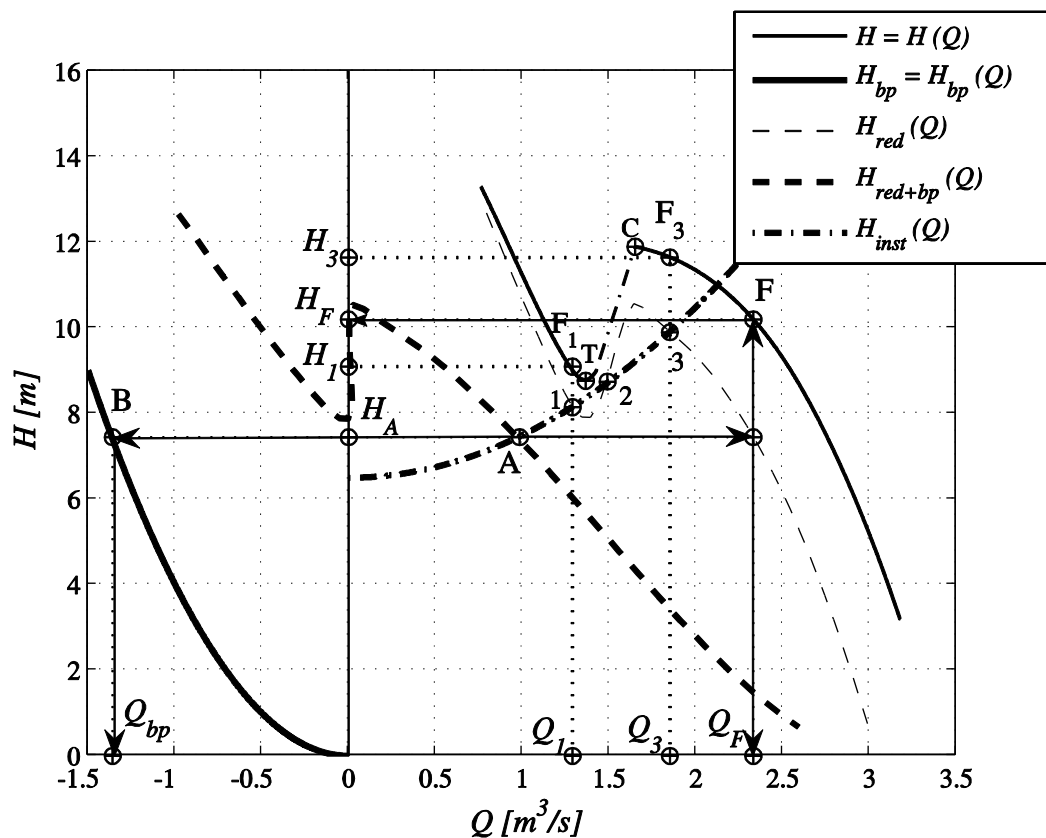


Fig. 1.32. – Pornirea și reglarea funcționării unei pompe axiale cu conductă de by-pass

În cazul **pornirii cu vana de pe conducta de by-pass deschisă**, funcționarea sistemului se produce la intersecția dintre caracteristica instalației și curba reprezentând însumarea (în paralel) dintre caracteristica redusă a pompei și caracteristica by-pass-ului (punct notat **A** în

figura 1.32). **Se evită astfel zona de instabilitate**, care datorită deschiderii conductei de by-pass, este deplasată către stânga, în zona debitelor negative.

În această situație, pompa funcționează la parametrii corespunzători punctului de funcționare **F**, anume: (Q_F, H_F) , unde *debitul pompat are valoare maximă*: $Q_F = Q_{max}$ și este egal cu suma dintre *valoarea minimă a debitului care alimentează instalația*: $Q_{inst} = Q_A$ și *modulul valorii maxime a debitului prin by-pass* $|Q_{bp}|$. Apoi, **închizând treptat vana conductei de by-pass**, punctul de funcționare al instalației se poate modifica, debitul prin sistem putând atinge și valori cuprinse între Q_T și Q_C , **utilizând numai zona stabilă** a curbei caracteristice a pompei. Reglarea funcționării pompei se poate efectua astfel între Q_F și Q_3 , corespunzător funcționării cu by-pass-ul complet închis. Se subliniază deci, că **nu se poate atinge direct punctul F₃ dacă pompa pornește cu by-pass-ul închis**.

Reprezentarea grafică din figura 1.32 ilustrează concluzia enunțată anterior, anume că *debitul pompat Q și debitul care alimentează instalația Q_{inst} variază în limite diferite*.

⇒ În figura 1.33 este prezentată grafic, **reglarea funcționării unei pompe centrifuge în cazul unei instalații de preparare a apei calde cu acumulare prin amestec** (cazul din figura 1.30.c, cu $H_{pe} < H_{pi}$).

Când **vana de la consumatori este deschisă complet**, caracteristica instalației este plată, iar sistemul funcționează în punctul **A₁**, cu debitul $Q_{inst} = Q_{A1}$, iar debitul pompat este maxim: $Q_{F1} = Q_{max}$. Deci, atât pompa, cât și rezervorul de acumulare cu amestec alimentează consumatorii: $Q_{A1} = Q_{F1} + Q_{bp1} = Q_{max} + Q_{bp1}$.

În cazul în care **vana de la consumatori este complet închisă**, caracteristica instalației se confundă cu axa H (deoarece $Q_{inst} = 0$), punctul de funcționare al sistemului devine **A₃**, iar întreg debitul pompat ($Q_{F3} = Q_{min}$) este acumulat: $Q_{bp3} < 0$, iar $|Q_{bp3}| = Q_{min}$.

În figura 1.33, a fost reprezentată și o situație intermediară cu **vana de la consumatori parțial deschisă**. În acest caz, punctul de funcționare al sistemului se găsește în **A₂**, o parte din debitul pompat (Q_{F2}) alimentează consumatorii: $Q_{inst} = Q_{A2}$, iar o parte este acumulată: $Q_{bp2} < 0$. Pentru acest tip de instalație, trebuie acordată o atenție deosebită alegerii pompei. O

pompă aleasă necorespunzător, poate duce la puncte de funcționare ale acesteia la înălțimi de pompare $H < 0$, în **regim de disipator de energie**.

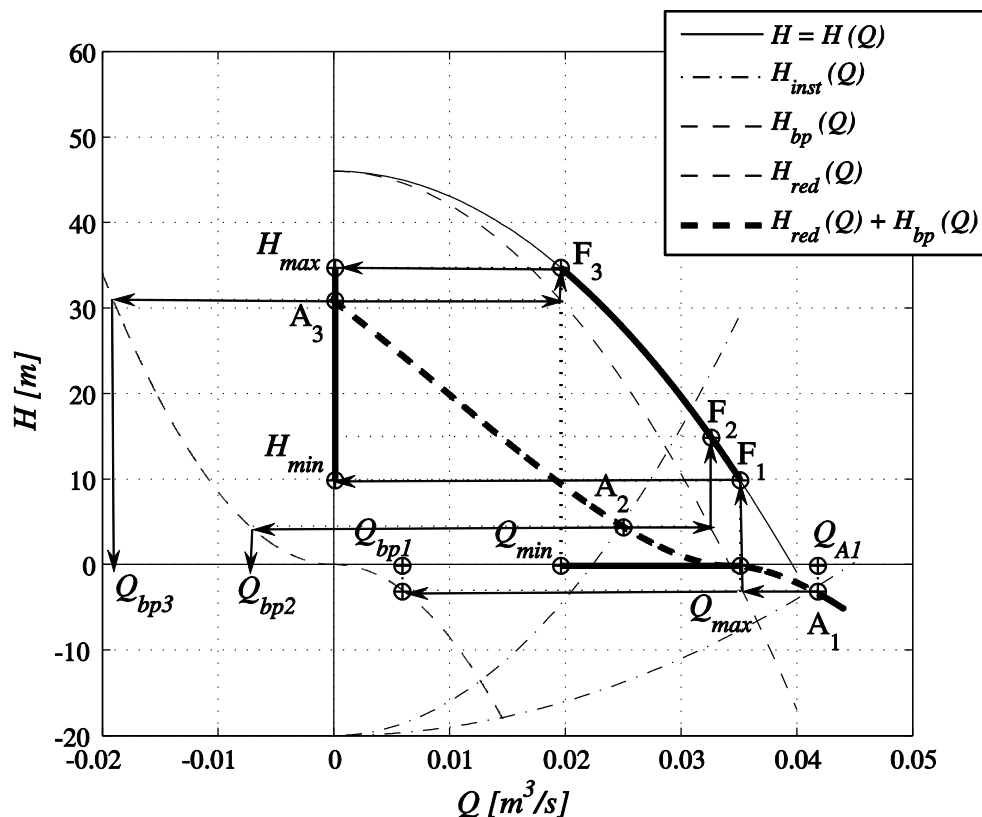


Fig. 1.33. – Reglarea funcționării unei pompe centrifuge în cazul unei instalații de preparare a apei calde cu acumulare prin amestec

①c În cazul în care pe conducta de refulare a pompei se montează un **rezervor sub presiune** (figura 1.34), **funcționarea pompei se decuplează de funcționarea sistemului hidraulic**.

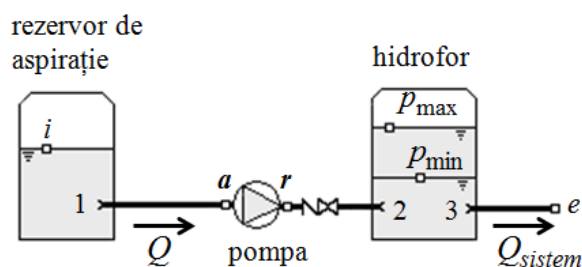


Fig. 1.34. – Sistem hidraulic alimentat prin intermediul unui hidrofor

Ansamblul format din pompă, rezervor sub presiune, compresor pentru menținerea pernei de gaz în rezervor la parametri proiectați, precum și aparatele care asigură funcționarea automată a acestui ansamblu, poartă numele de **instalație de hidrofor**. În mod uzual, recipientul instalației de hidrofor este denumit **hidrofor**, deși el este doar un *recipient (rezervor) sub presiune*. Cu această mențiune, în cele ce urmează, vom utiliza termenul de hidrofor pentru a desemna acest rezervor sub presiune.

În instalația cu hidrofor, pompa nu funcționează în mod continuu. Debitul Q refulat de către pompă alimentează hidroforul atât cât este necesar pentru ca *presiunea p la suprafața liberă a hidroforului să fie menținută între o valoare minimă și o valoare maximă:*

$$p \in [p_{min}, p_{max}]. \text{ Caracteristica instalației depinde de cota piezometrică } H_{phidr} = \left(\frac{p}{\rho g} + z \right) \text{ de}$$

la suprafața apei din hidrofor²⁴, unde $H_{pmin} \leq H_{phidr} \leq H_{pmax}$.

Cu notațiile din figura 1.34, **caracteristica instalației** este:

$$H_{inst} = H_s + h_{r1-2} = H_s + MQ^2, \quad (1.197)$$

unde **înălțimea statică** a instalației se scrie²⁵:

$$H_s = H_{phidr} - H_{pi}. \quad (1.198)$$

În general, la automatizarea funcționării pompei din instalațiile de hidrofor, se folosesc cele două niveluri: minim z_{min} , respectiv maxim z_{max} din recipient (rezervor), drept *parametri care determină pornirea sau oprirea pompei*. Instalația de hidrofor permite *acumularea fluidului la presiunea cerută de consumatori*, ceea ce face ca funcționarea pompei să poată fi automatizată numai în funcție de nivelurile sus menționate.

Când cota piezometrică a hidroforului este minimă, $H_{phidr} = H_{pmin}$, *înălțimea statică a instalației este minimă* (1.198): $H_{smin} = (H_{pmin} - H_{pi})$ și invers, când $H_{phidr} = H_{pmax}$, rezultă că *înălțimea statică a instalației este maximă*: $H_{smax} = (H_{pmax} - H_{pi})$.

În figura 1.35 este reprezentată grafic **reglarea punctului de funcționare energetică în cazul utilizării unui hidrofor**. Punctul de funcționare energetică al pompei în sistemul hidraulic variază între punctele $F_1(Q_{min}, H_{max})$ și $F_2(Q_{max}, H_{min})$, obținute la intersecția caracteristicii energetice a pompei $H = H(Q)$ cu caracteristicile instalației descrise de relația (1.197), în care

²⁴ Când crește consumul de apă din hidrofor, cota suprafeței libere scade, iar presiunea pe suprafața liberă scade de asemenea. Cota piezometrică minimă înseamnă deci cotă și presiune minime.

²⁵ Punctul de ieșire din instalație se alege pe suprafața liberă a lichidului din hidrofor, iar punctul de intrare i este ales pe suprafața liberă a lichidului din rezervorul de aspirație.

înălțimea statică (1.198) este H_{smin} pentru presiunea p_{min} în hidrofor, respectiv H_{smax} pentru presiunea p_{max} în hidrofor.

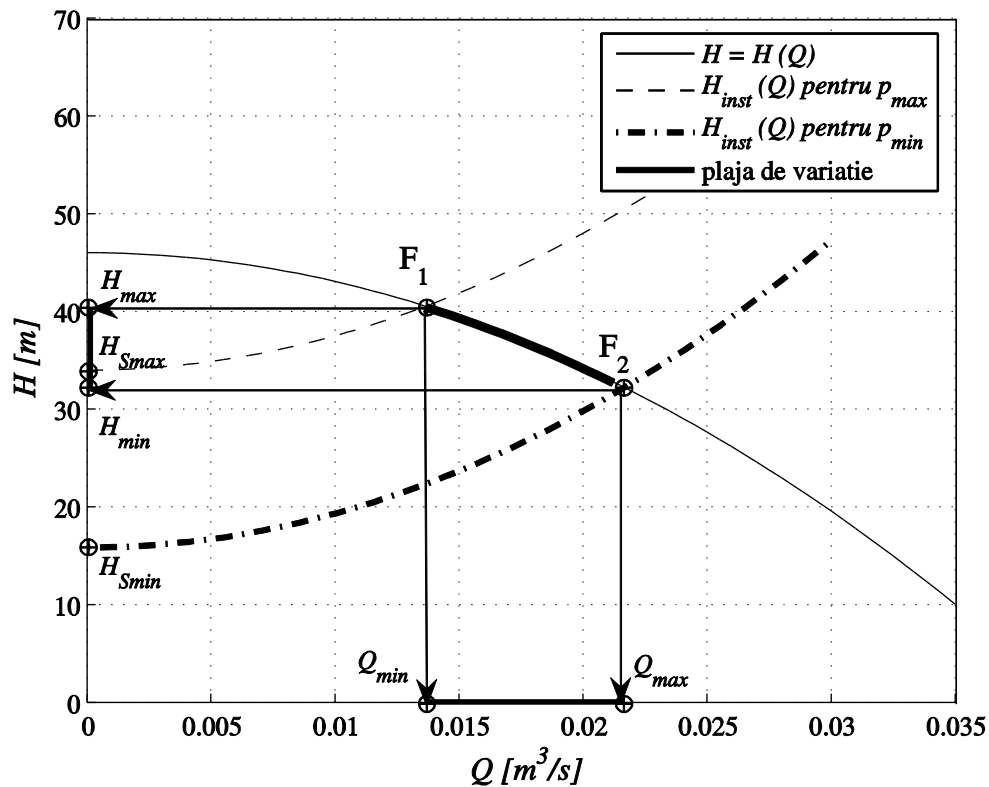


Fig. 1.35. – Reglarea punctului de funcționare energetică în cazul utilizării unui hidrofor

② **Reglarea funcționării prin modificarea caracteristicii energetice a turbopompei** corespunde *reglării cu consum minim de energie*. Acest tip de reglare a funcționării poate fi realizată dacă se utilizează *pompe cu turație variabilă*²⁶, sau *pompe cu pale rotorice reglabile* (palele reglabile sunt tipice rotoarelor axiale, dar pot fi întâlnite și la rotoare diagonale).

②a În figura 1.36 este exemplificată **reglarea funcționării în cazul modificării turației pompei**, între o valoare minimă $n = n_{min}$ și o valoare maximă $n = n_{max}$.

Pentru fiecare turație n , pompa are o anumită curbă caracteristică energetică $H = H(Q)$. **Caracteristica energetică a pompei**, variabilă în funcție de turația n considerată ca parametru al funcției: $H = H(Q, n)$, intersectează *caracteristica fixă a instalației* $H_{inst} = H_{inst}(Q)$ de-a

²⁶ Turația poate varia **continuu**, între o valoare minimă și o valoare maximă, sau poate varia **în trepte**

lungul unei curbe de variație, delimitată în figura 1.36 de punctele de funcționare $F_1(Q_{max}, H_{max})$ și $F_2(Q_{min}, H_{min})$; această curbă de variație este locul geometric al tuturor punctelor de funcționare ale pompei la diferite valori ale turației.

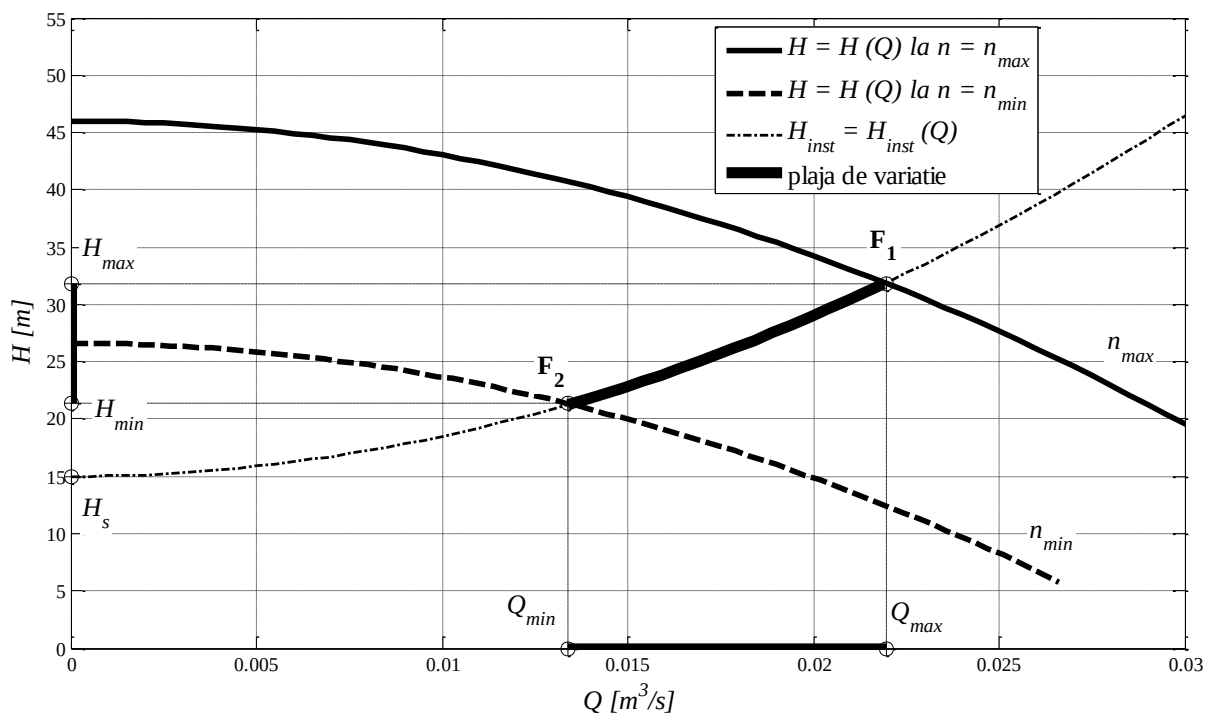


Fig. 1.36. – Reglarea funcționării pompei în cazul modificării turației

Fabricantul pompei pune la dispoziție **curbele caracteristice la turația nominală** n_0 , de exemplu $H_0 = H_0(Q_0)$ și $\eta_0 = \eta_0(Q_0)$. Din **criteriile de similitudine** ale turbopompelor, rezultă că pentru aceeași pompă care funcționează cu turații diferite, de exemplu cu n_0 și cu $n \neq n_0$, **raportul debitelor** este (1.189):

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{n}{n_0}, \quad (1.199)$$

iar **raportul înălțimilor de pompare** este (1.188):

$$\frac{H}{H_0} = \left(\frac{n}{n_0} \right)^2. \quad (1.200)$$

Plecând de la un număr de m perechi de valori $\{Q_{0j}, H_{0j}\}$ cunoscute la turația nominală n_0 , unde $j = 1 \div m$, cu ajutorul relațiilor de similitudine (1.199) și (1.200), pot fi obținute perechile

de valori $\{Q_j, H_j\}$ la altă turație n , unde $n \neq n_0$, perechi de valori care pot fi apoi trasate grafic sub forma: $H = H(Q)$. Punctul de funcționare energetică **F** al unei pompe la turația n , unde $n \neq n_0$, este situat la intersecția dintre caracteristica energetică $H = H(Q)$ și caracteristica instalației $H_{inst} = H_{inst}(Q)$.

În cele ce urmează vor fi discutate două aspecte pe care le presupune **efectuarea reglării punctului de funcționare al pompei prin variația turației**.

⇒ Primul aspect este cel al **determinării randamentului la care funcționează o pompă acționată cu motor cu turație variabilă, în momentul în care turația este diferită de turația nominală n_0** (pentru care sunt furnizate curbele caracteristice ale pompei).

Se consideră cunoscute caracteristica energetică $H_0 = H_0(Q_0)$ și caracteristica de randament $\eta_0 = \eta_0(Q_0)$ ale pompei funcționând la turația nominală n_0 , caracteristica (fixă) a instalației $H_{inst} = H_{inst}(Q)$, precum și turația n (unde $n \neq n_0$) la care se dorește determinarea parametrilor de funcționare ai pompei în instalația dată.

În acest caz, prin aplicarea relațiilor de similitudine (1.199) și (1.200), se poate construi caracteristica energetică a pompei funcționând la turația n , plecând de la un număr de m perechi de valori $\{Q_{0j}, H_{0j}\}$, unde $j = 1 \div m$, corespunzătoare turației nominale n_0 , astfel:

$$Q_j = \frac{n}{n_0} Q_{0j}, \quad (1.201)$$

$$H_j = \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 H_{0j}, \quad (1.202)$$

unde s-au notat cu $\{Q_j, H_j\}$ coordonatele punctului de pe caracteristica energetică $H = H(Q)$ corespunzătoare turației n . Cele două curbe caracteristice energetice $H_0 = H_0(Q_0)$ și $H = H(Q)$ sunt trasate în figura 1.37.

După construirea caracteristicii $H = H(Q)$ corespunzătoare turației n , se poate determina punctul de funcționare energetică **F** (figura 1.37), punct de coordonate $\{Q_F, H_F\}$, situat la intersecția acestei curbe cu caracteristica instalației $H_{inst} = H_{inst}(Q)$.

Pentru **determinarea randamentului η_F** corespunzător punctului de funcționare energetică **F**, trebuie determinat debitul $Q_{Fomolog}$ corespunzător **punctului omolog lui F**, punct notat

$\mathbf{F}_{omolog}$, situat pe caracteristica energetică $H_0 = H_0(Q_0)$ a pompei funcționând la turația nominală n_0 . Utilizând **relația de similitudine pentru debite** (1.199), se obține:

$$Q_{Fomolog} = \frac{n_0}{n} Q_F. \quad (1.203)$$

Pentru valoarea debitului $Q_{Fomolog}$ calculată cu (1.203), corepunzătoare punctului $\mathbf{F}_{omolog}$, se citește randamentul $\eta_{Fomolog}$ pe caracteristica de randament $\eta_0 = \eta_0(Q_0)$, furnizată de fabricantul pompei pentru turația nominală n_0 .

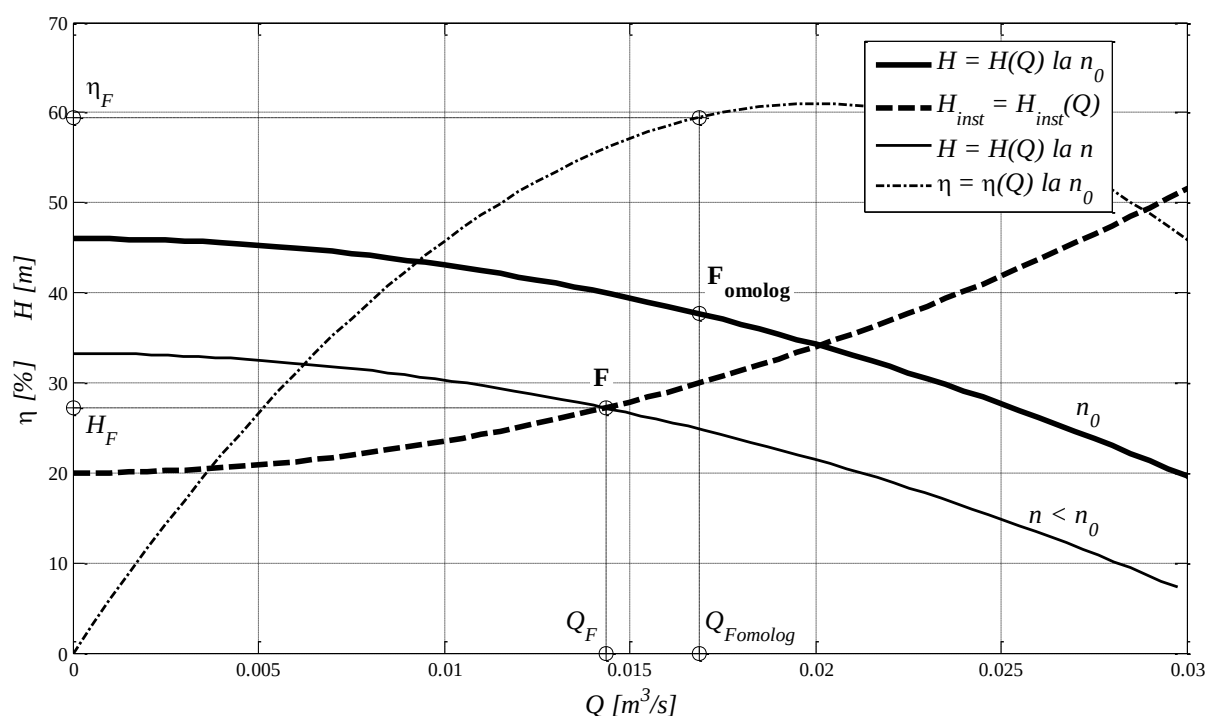


Fig. 1.37. – Determinarea randamentului η_F pentru un punct de funcționare $\mathbf{F}$ situat pe curba energetică corespunzătoare unei turații n , diferite de turația nominală n_0

Pentru valori ale turației pompei situate în intervalul $n \in [0.8n_0; n_0]$, plaja de variație a lui n reprezentând **20% din valoarea turației nominale** n_0 , se poate utiliza **aproximația**:

$$\eta_F = \eta_{Fomolog}. \quad (1.204)$$

Pentru $n < 0.8n_0$, randamentul η_F se determină printr-o **relație de corecție**, ca de exemplu cea indicată de Ionescu *et al.* [28]²⁷:

$$\eta_F = 1 - \left(1 - \eta_{F_{omolog}}\right) \left(\frac{n_0}{n}\right)^{0.1}. \quad (1.205)$$

⇒ Al doilea aspect este cel legat de **determinarea turației cu care ar trebui acționată o pompă, astfel încât aceasta să asigure o anumită valoare a debitului, sau o anumită valoare a înălțimii de pompare.**

Se consideră cunoscute caracteristica energetică $H_0 = H_0(Q_0)$ și caracteristica de randament $\eta_0 = \eta_0(Q_0)$ a pompei funcționând la turația nominală n_0 , caracteristica (fixă) a instalației $H_{inst} = H_{inst}(Q)$, precum și parametrul care trebuie realizat la turația n (necunoscută), unde $n \neq n_0$, adică **fie debitul Q_F , fie înălțimea de pompare H_F .**

În acest caz, se poate determina punctul de funcționare energetică **F** al pompei la turația n necunoscută (figura 1.38), situat fie la intersecția dintre verticala dusă prin Q_F și caracteristica instalației $H_{inst} = H_{inst}(Q)$ (în cazul în care se impune vehicularea prin instalație a debitului Q_F), fie la intersecția dintre orizontala dusă prin H_F și caracteristica instalației (în cazul în care se impune realizarea în instalație a înălțimii de pompare H_F).

Pentru oricare dintre cele două variante posibile prezentate, determinarea punctului de funcționare energetică **F** (vezi figura 1.38) duce la cunoașterea perechii de valori $\{Q_F, H_F\}$, corespunzătoare turației necunoscute n (unde $n \neq n_0$).

Pentru a putea determina turația n , se scriu relațiile de similitudine (1.199) și (1.200) pentru debite și înălțimi de pompare, între punctul **F** și **punctului omolog lui F** (notat **F_{omolog}**):

$$\begin{cases} \frac{Q_{omolog}}{Q_F} = \frac{n_0}{n} \\ \frac{H_{omolog}}{H_F} = \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 \end{cases}. \quad (1.206)$$

Acest sistem de două ecuații cu trei necunoscute $(n, Q_{omolog}, H_{omolog})$ nu poate fi rezolvat direct, în schimb, prin eliminarea raportului turațiilor între cele două ecuații, se obține relația:

²⁷ relația (11.4.19) din [28]

$$H_{omolog} = \left(\frac{H_F}{Q_F^2} \right) Q_{omolog}^2 = C Q_{omolog}^2, \quad (1.207)$$

unde constanta $C = H_F / Q_F^2$ este cunoscută.

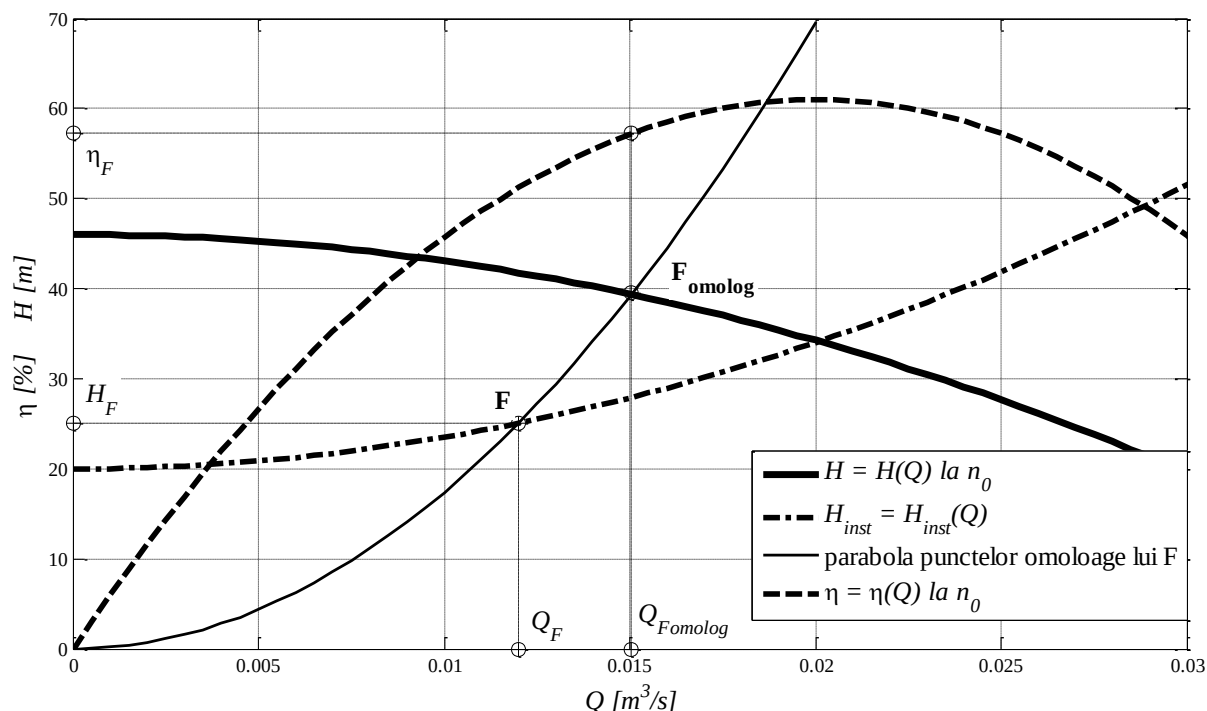


Fig. 1.38. – Determinarea turației n (unde $n \neq n_0$), la care ar trebui să funcționeze pompa, astfel încât prin instalație să se realizeze un anumit parametru (Q_F sau H_F)

Parabola $H_{omolog} = f(Q_{omolog})$ definită prin (1.207) reprezintă **locul geometric al punctelor omoloage lui F**. Se trasează grafic, în figura 1.38, această **parabolă a punctelor omoloage lui F** în planul $\{Q, H\}$, iar la intersecția acesteia cu caracteristica energetică $H_0 = H_0(Q_0)$ a pompei funcționând la turația nominală n_0 , se obține **punctul omolog F_{omolog}**, în dreptul căruia se citește pe abscisă valoarea debitului $Q_{Fomolog}$. Pentru determinarea turației n , se aplică **relația de similitudine** (1.199) **pentru debite** între punctele F și F_{omolog}, astfel:

$$n = n_0 \frac{Q_F}{Q_{Fomolog}}. \quad (1.208)$$

În continuare, se determină **randamentul** η_F **corespunzător funcționării pompei la turația** n în instalația dată (figura 1.38), prin citirea valorii randamentului $\eta_{F_{omolog}}$ ce corespunde debitului $Q_{F_{omolog}}$ pe caracteristica de randament $\eta_0 = \eta_0(Q_0)$, dată de fabricant pentru turația nominală n_0 . Pentru valori ale turației pompei situate în intervalul $n \in [0.8n_0; n_0]$, se poate aproxima (1.204): $\eta_F = \eta_{F_{omolog}}$. Pentru o modificare a turației n de peste 20% în raport cu n_0 este necesară corectarea valorii η_F față de valoarea $\eta_{F_{omolog}}$, de exemplu cu relația (1.205).

②b În figura 1.39 este exemplificată **reglarea funcționării prin modificarea caracteristicii de sarcină a unei pompe axiale**, $H = H(Q, \beta)$, în cazul **variației unghiului β de așezare a palei rotorice** (care poate varia între o limită minimă β_{min} și o limită maximă β_{max}).

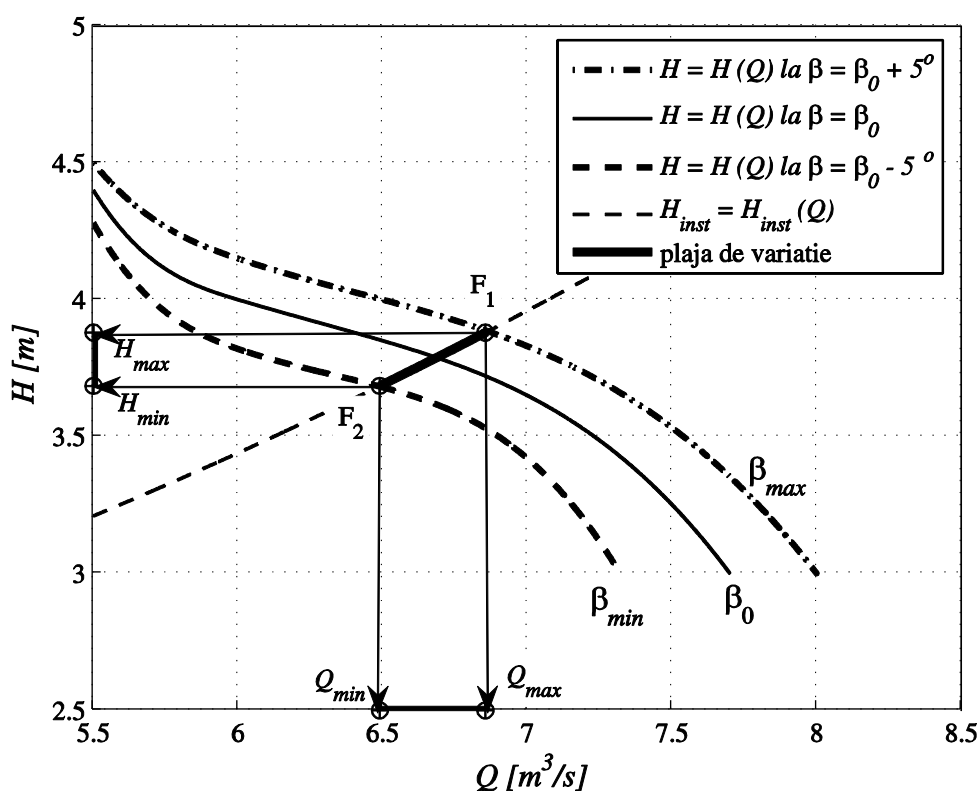


Fig. 1.39. – Reglarea funcționării în cazul modificării unghiului palei rotorice

S-a considerat o variație a acestui unghi cu $\Delta\beta = \pm 5^\circ$ față de valoarea nominală β_0 . Caracteristica de sarcină a pompei $H = H(Q, \beta)$ intersectează *caracteristica fixă a instalației* $H_{inst} = H_{inst}(Q)$ de-a lungul unei *curbe de variație*, delimitată în figură de punctele de funcționare $F_1(Q_{max}, H_{max})$ și $F_2(Q_{min}, H_{min})$.

În general, unghiul de așezare a palelor rotorice este modificat printr-un mecanism **comandat manual** de la cuplajul pompă-motor, acționarea acestui mecanism fiind posibilă *doar pe timpul staționării agregatului* (arborele pompei este găurit, iar prin interiorul acestuia trece tija de acționare a mecanismului de reglare a palelor rotorice).

Există însă și pompe axiale al căror mecanism de reglare a unghiului palelor rotorice poate fi acționat și **în timpul funcționării pompei**. Pentru aceste pompe, **pornirea agregatului nu necesită neapărat utilizarea unei conducte de by-pass** (ca în figura 1.30.b), ci poate fi realizată **prin modificarea unghiului β** ca în figura 1.40.

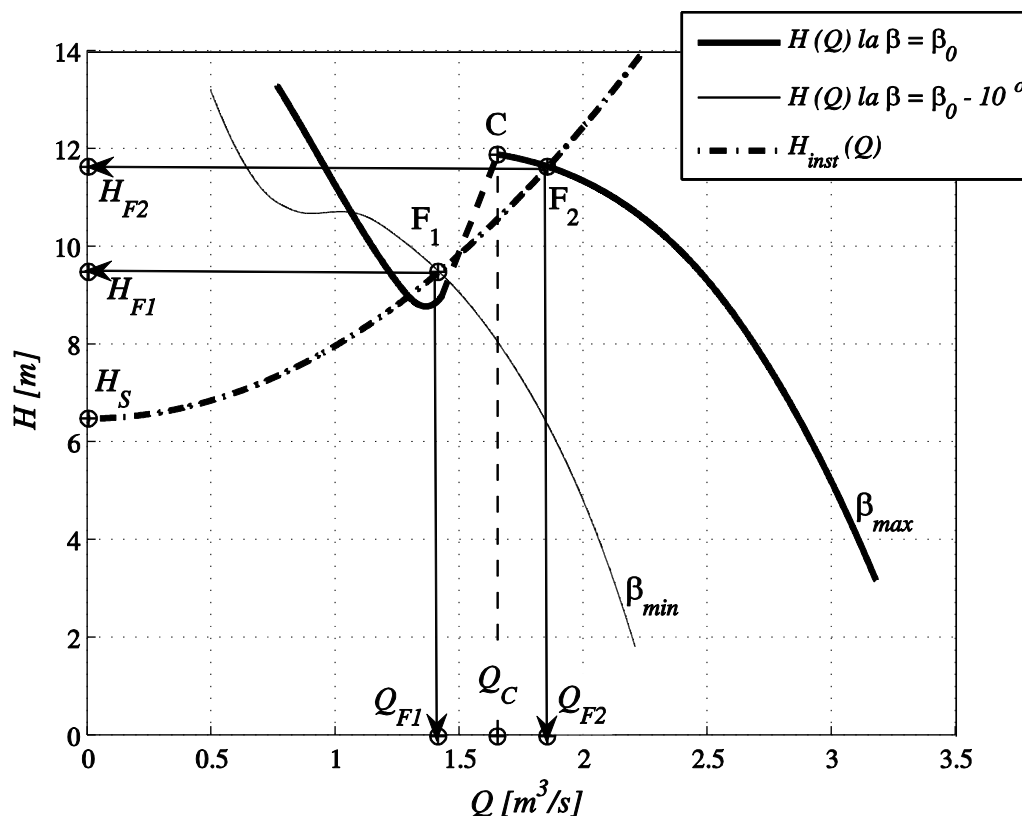


Fig. 1.40. – Pornirea unei pompe axiale, în cazul în care mecanismul de reglare a unghiului palelor rotorice poate fi acționat în timpul funcționării pompei

Pentru caracteristicile de sarcină ale pompei exemplificate în figura 1.40, **pornirea pompei trebuie realizată pentru o poziție a palelor rotorice cu unghiul de așezare minim**, $\beta = \beta_{min}$ caz în care, la intersecția cu caracteristica instalației, se obține punctul de funcționare energetică F_1 , situat **pe ramura stabilă** din partea dreaptă a caracteristicii energetice a pompei, $H = H(Q, \beta_{min})$. Apoi, prin modificarea treptată a unghiului de așezare, mai exact prin **mărirea acestui unghi**, se translatează punctul de funcționare energetică în punctul F_2 , corespunzător valorii maxime a unghiului de așezare, $\beta = \beta_{max}$.

Se subliniază că atingerea punctului de funcționare F_2 dorit nu poate fi realizată dacă pompa pornește direct cu palele rotorice în poziția nominală $\beta = \beta_{max}$, deoarece pentru o astfel de pornire, primul punct de intersecție a caracteristicii instalației cu caracteristica pompei s-ar obține pe ramura stabilă din partea stângă a curbei $H = H(Q, \beta_{max})$, la un debit inferior valorii critice Q_C .

1.7.4. Cuplarea turbopompelor

⇒ Cuplarea în serie a turbopompelor

În situația în care debitul necesar consumatorilor poate fi asigurat de către o turbopompă, însă înălțimea de pompare este insuficientă, se recurge la **cuplarea pompelor în serie**. În general, se preferă înlocuirea pompelor înseriate cu **pompe multietajate**. Există însă situații, în care conducta de refulare este foarte lungă și se utilizează cuplarea în serie a pompelor, amplasate la distanțe mari una de cealaltă, în scopul **repompării** (măririi succesive a presiunii de pe conducta de refulare).

În figura 1.41 este prezentată schema unei instalații hidraulice alimentate de două **pompe diferite**, P_1 și P_2 , **cuplate în serie**, caracteristicile energetice, respectiv de randament ale pompelor fiind: $H_1 = H_1(Q)$, $H_2 = H_2(Q)$, $\eta_1 = \eta_1(Q)$ și $\eta_2 = \eta_2(Q)$.

Instalația este compusă dintr-o conductă de aspirație (amonte de aspirația a_1 a pompei P_1), al cărei modul de rezistență hidraulică este M_1 , un tronson de conductă între cele două pompe înseriate (între punctele r_1 și a_2), al cărei modul de rezistență M_2 include și coeficientul de pierdere de sarcină hidraulică locală în vana montată pe tronson, respectiv o conductă de refulare (aval de refularea r_2 a pompei P_2), al cărei modul de rezistență hidraulică M_3 include și coeficienții de pierdere de sarcină hidraulică locală în clapeta anti-retur și vana din aval de pompa P_2 .

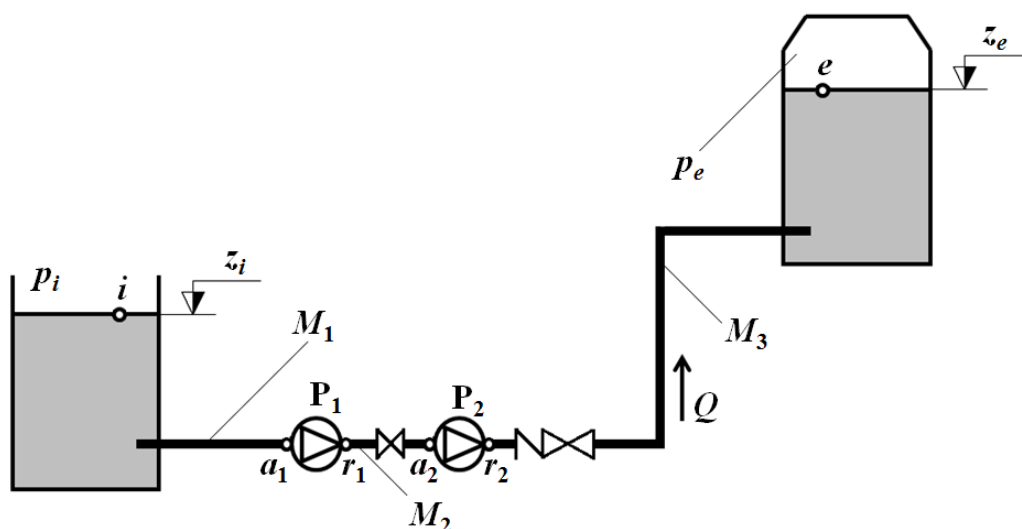


Fig. 1.41. – Instalație hidraulică alimentată de două pompe cuplate în serie

Legea energiilor între intrarea i și ieșirea e din sistemul hidraulic se scrie:

$$H_i + H_1 + H_2 = H_e + h_{r_{i-e}}, \quad (1.209)$$

unde H_1 și H_2 sunt înălțimile de pompare ale celor două pompe înseriate, iar $h_{r_{i-e}}$ sunt pierderile de sarcină hidraulică totale din sistem, exprimate cu relația:

$$h_{r_{i-e}} = (M_1 + M_2 + M_3)Q^2 = MQ^2, \quad (1.210)$$

în care M este modulul global de rezistență hidraulică al instalației.

Explicitând sarcinile hidrodinamice H_i , respectiv H_e (1.3), cu vitezele v_i și v_e neglijabile și utilizând relația (1.30) de definiție a înălțimii statice H_s , **legea energiilor** între intrarea și ieșirea din sistemul hidraulic (1.209) se scrie sub forma:

$$H_1 + H_2 = H_s + MQ^2. \quad (1.211)$$

Membrul drept al relației (1.211) reprezintă **caracteristica instalației**:

$$H_{inst} = H_s + MQ^2. \quad (1.212)$$

Cu alte cuvinte, **pentru cuplarea în serie a pompelor rezultă următorul sistem de ecuații**:

$$\begin{cases} Q = Q_1 = Q_2 \\ H_1 + H_2 = H_{inst} \end{cases}, \quad (1.213)$$

unde prima ecuație reprezintă **ecuația continuității**, iar H_{inst} reprezintă energia raportată la greutate, necesară în instalație pentru ca prin aceasta să fie vehiculat debitul Q . Se urmărește obținerea unei curbe similare, care să reprezinte energia raportată la greutate pe care o poate

furniza **ansamblul celor două pompe cuplate în serie**. Pentru aceasta, pornind de la caracteristicile energetice ale pompelor, $H_1 = H_1(Q)$ și $H_2 = H_2(Q)$, la **aceeași valoare a debitului** ($Q = \text{const.}$), se **adună valorile înălțimilor de pompare pe care le realizează pompele**. Se obține astfel curba:

$$H_{cs} = H_{cs}(Q) = H_1(Q) + H_2(Q), \quad (1.214)$$

care reprezintă **sarcina ansamblului de pompe înseriate**.

Punctul de funcționare energetică al ansamblului de pompe înseriate este notat **F** și se obține la intersecția dintre **caracteristica instalației** (1.212), $H_{inst} = H_{inst}(Q)$ și **caracteristica energetică a ansamblului de pompe înseriate**, $H_{cs} = H_{cs}(Q)$, definită prin (1.214). În punctul **F** (figura 1.42), debitul pompat are valoarea Q_F , iar înălțimea de pompare asigurată de cuplarea în serie a pompelor are valoarea $H_F = H_{cs}(Q_F)$.

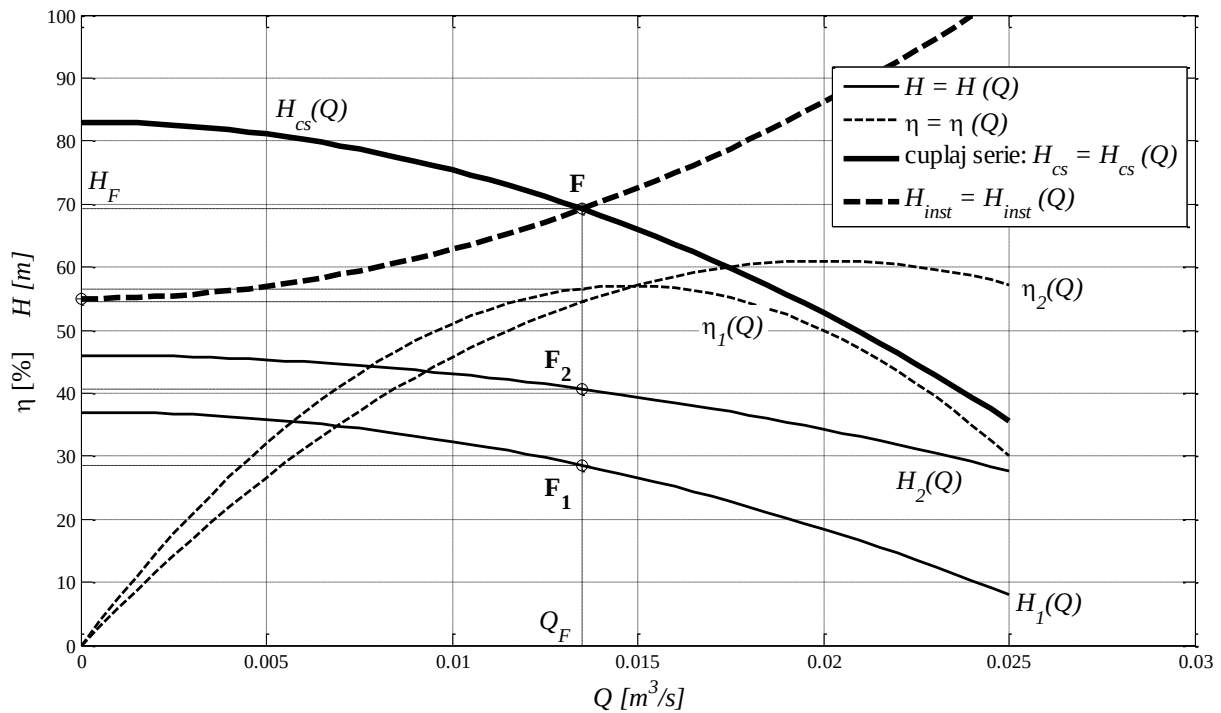


Fig. 1.42. – Cuplarea în serie a două pompe diferite

Debitul Q_F tranzitează fiecare pompă, deci la intersecția dintre caracteristica energetică a fiecărei pompe $H_j = H_j(Q)$, cu $j \in \{1; 2\}$ și verticala $Q = Q_F$, se obțin **punctele de funcționare energetică ale fiecărei pompe montate în serie**, anume punctul **F₁** pentru prima

pompă și punctul F_2 pentru cea de-a doua pompă (figura 1.42). **Înălțimile de pompare** asigurate de fiecare dintre cele două pompe au valorile: $H_{F1} = H_1(Q_F)$, respectiv $H_{F2} = H_2(Q_F)$. Pe caracteristicile de randament ale pompelor, trasate în figura 1.42, se citesc **valorile randamentului** corespunzător funcționării fiecărei pompe, anume: $\eta_{F1} = \eta_1(Q_F)$ și $\eta_{F2} = \eta_2(Q_F)$. **Puterea electrică consumată de fiecare pompă**, definită în (1.36), se calculează aici cu relația:

$$P_{Fj} = \frac{\rho g Q_F H_{Fj}}{\eta_{Fj}}, \text{ unde } j \in \{1; 2\}. \quad (1.215)$$

Randamentul global al ansamblului de pompe înseriate [1], notat η_{cs} , se determină cu relația:

$$\eta_{cs} = \frac{H_F}{\frac{H_{F1}}{\eta_{F1}} + \frac{H_{F2}}{\eta_{F2}}}, \quad (1.216)$$

dedusă din formula puterii electrice totale consumate de cele două pompe înseriate:

$$P = P_{F1} + P_{F2}, \quad (1.217)$$

scrisă sub forma:

$$\frac{\rho g Q_F H_F}{\eta_{cs}} = \frac{\rho g Q_F H_{F1}}{\eta_{F1}} + \frac{\rho g Q_F H_{F2}}{\eta_{F2}}. \quad (1.218)$$

În cazul **pompelor multietajate**, caracteristica energetică a pompei cu j etaje se obține grafic prin multiplicarea de j ori pe verticală (la același debit) a înălțimii de pompare corespunzătoare caracteristicii energetice a unui etaj.

Se subliniază faptul că în cazul în care înălțimea statică H_s are valori relativ mici, pot apărea puncte de intersecție între caracteristicile energetice ale pompelor și caracteristica instalației. **Aceste puncte de intersecție nu au relevanță** în cazul pompelor cuplate în serie, ci ele reprezintă perechi de valori care s-ar realiza **numai în cazul** funcționării unei singure pompe, dintre cele două montate în sistem.

⇒ **Cuplarea în paralel a turbopompelor**

În situația în care debitul necesar consumatorilor nu poate fi asigurat de către o singură turbopompă, se recurge la **cuplarea pompelor în paralel**. În figura 1.43 este prezentată schema unei instalații hidraulice alimentată de două **pompe diferite**, P_1 și P_2 , **cuplate în**

paralel, caracteristicile energetice, respectiv de randament ale pompelor fiind: $H_1 = H_1(Q)$, $H_2 = H_2(Q)$, $\eta_1 = \eta_1(Q)$ și $\eta_2 = \eta_2(Q)$.

Sistemul hidraulic este compus dintr-o *conductă magistrală de aspirație* (între rezervorul de aspirație și nodul **A**), al cărei modul de rezistență hidraulică este M_a , respectiv o *conductă magistrală de refulare* (între nodul **B** și rezervorul de refulare), al cărei modul de rezistență hidraulică este M_r . Între nodurile **A** și **B** sunt montate în paralel două pompe, cu caracteristici energetice diferite. Fiecare pompă are o conductă scurtă de aspirație (între punctele **A** și a_j), respectiv o conductă scurtă de refulare (între punctele r_j și **B**); aceste două conducte au împreună un modul de rezistență notat M_j , unde $j \in \{1; 2\}$, care include și coeficienții de pierdere de sarcină hidraulică locală în clapeta anti-retur și în vană.

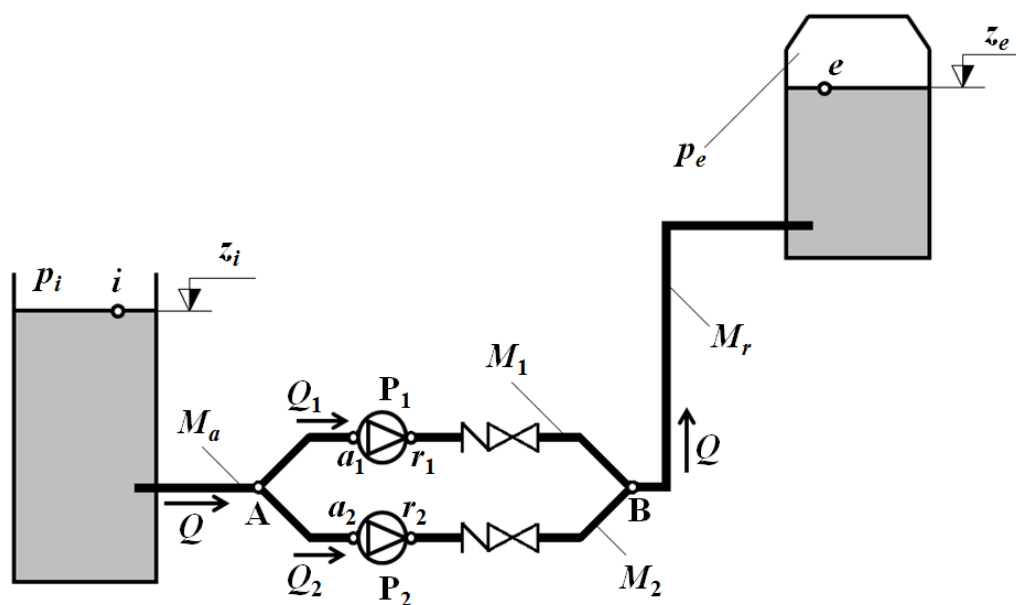


Fig. 1.43. – Instalație hidraulică cu două pompe cuplate în paralel

În cazul unui sistem hidraulic care include pompe cuplate în paralel, **legea energiilor între intrarea i și ieșirea e din sistem se poate scrie pe oricare dintre traseele care leagă cele două puncte**. Pentru configurația geometrică din figura 1.43, legea energiilor se poate scrie pe ambele trasee i -**A**- P_j -**B**- e (unde P_j este pompa j), cu $j \in \{1; 2\}$, rezultând:

$$H_i + H_j(Q_j) = H_e + h_{r_{i-e}}, \quad \text{cu } j \in \{1; 2\}. \quad (1.219)$$

Explicitând sarcinile hidrodinamice H_i , respectiv H_e (1.3), cu vitezele v_i și v_e neglijabile și utilizând relația (1.30) de definiție a înălțimii statice H_s , **legea energiei între intrarea și ieșirea din sistemul hidraulic** (1.219) devine:

$$H_j(Q_j) = H_s + h_{r_{i-A}} + h_{r_{A-P_j-B}} + h_{r_{B-e}}, \text{ cu } j \in \{1; 2\}. \quad (1.220)$$

Cu notațiile din figura 1.43, pierderile de sarcină hidraulică din relația (1.220) pot fi exprimate astfel:

- pierderile de sarcină hidraulică aferente conductelor magistrale (instalației), notate h_r unde

$$h_r = h_{r_{i-A}} + h_{r_{B-e}} = (M_a + M_r)Q^2 = MQ^2; \quad (1.221)$$

- pierderile de sarcină hidraulică aferente conductelor care conectează pompa P_j la nodurile **A** și **B**,

$$h_{r_{A-P_j-B}} = M_j Q_j^2, \text{ cu } j \in \{1; 2\}. \quad (1.222)$$

Cu (1.221) și (1.222), **legea energiei** (1.220) devine:

$$H_j(Q_j) = (H_s + MQ^2) + M_j Q_j^2, \text{ cu } j \in \{1; 2\}, \quad (1.223)$$

iar prin rearanjarea termenilor, rezultă:

$$H_j(Q_j) - M_j Q_j^2 = H_s + MQ^2, \text{ cu } j \in \{1; 2\}, \quad (1.224)$$

Membrul stâng al relației (1.224) reprezintă **caracteristica energetică redusă a pompei**, notată $H_{redj}(Q_j)$:

$$H_{redj}(Q_j) = H_j(Q_j) - M_j Q_j^2, \text{ cu } j \in \{1; 2\}, \quad (1.225)$$

iar membrul drept reprezintă **caracteristica instalației** (instalație care, pentru configurația din figura 1.43, este alcătuită din conductele magistrale din amonte, respectiv aval de cuplajul realizat între nodurile **A** și **B**):

$$H_{inst}(Q) = H_s + MQ^2. \quad (1.226)$$

Adăugând la (1.224) și ecuația continuității, **pentru cuplarea în paralel a pompelor se poate scrie următorul sistem de ecuații:**

$$\begin{cases} Q = Q_1 + Q_2 \\ H_{red1}(Q_1) = H_1(Q_1) - M_1 Q_1^2 = H_{inst}(Q) \\ H_{red2}(Q_2) = H_2(Q_2) - M_2 Q_2^2 = H_{inst}(Q) \end{cases}, \quad (1.227)$$

unde H_{inst} reprezintă energia raportată la greutate, pe care trebuie să o primească fluidul între nodurile **A** și **B**, pentru ca între punctele i și e să circule debitul Q . Se urmărește obținerea unei

curbe similare, care să reprezinte energia raportată la greutate pe care o poate introduce în instalație ansamblul pompelor cuplate în paralel. Pentru aceasta, pornind de la caracteristicile energetice ale pompelor, mai întâi sunt construite curbe de forma: $H_{redj} = H_{redj}(Q_j)$.

Reprezentarea grafică a relației (1.225) reprezintă **caracteristica energetică redusă a unei pompe montate în paralel**, sau (într-o terminologie simplificată) **caracteristica redusă a pompei** (trasată în figura 1.44). Apoi, prin **însumarea grafică în paralel a caracteristicilor reduse ale celor două pompe**, $H_{red1}(Q_1)$ și $H_{red2}(Q_2)$, adică prin **însumarea debitelor Q_1 și Q_2 la aceeași înălțime de pompare redusă** pentru fiecare pompă, se obține **caracteristica energetică a ansamblului de pompe cuplate în paralel**, notată $H_{cp} = H_{cp}(Q)$, trasată de asemenea în figura 1.44.

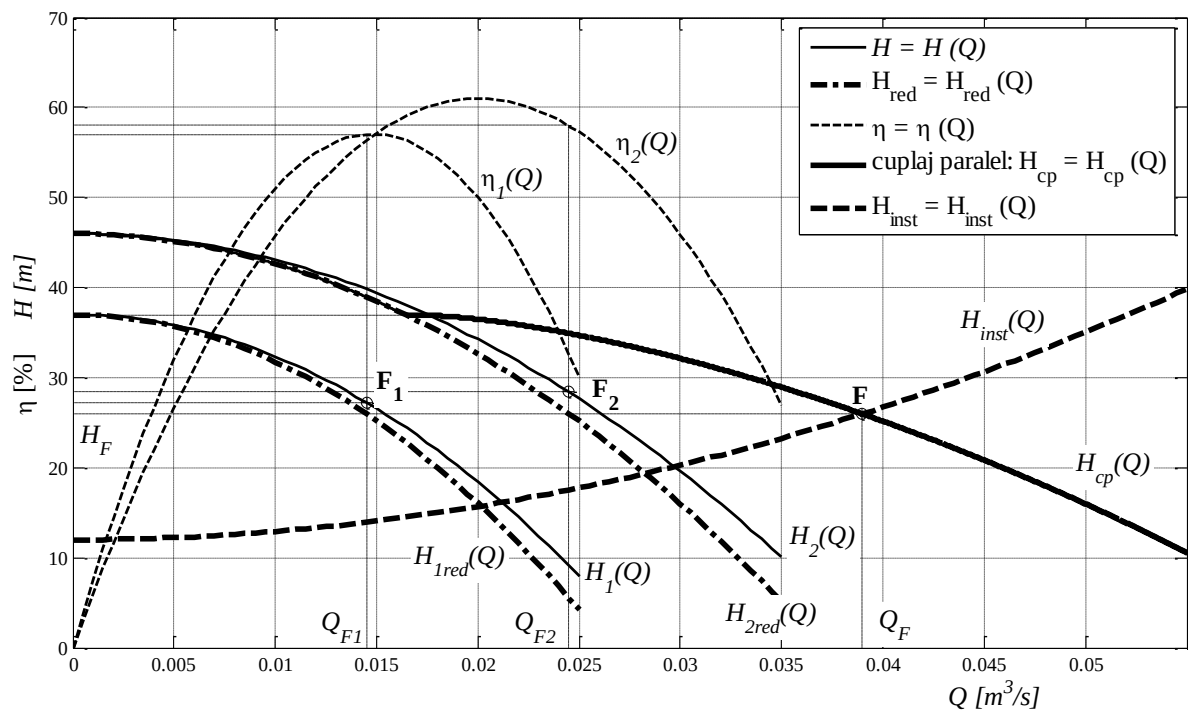


Fig. 1.44. – Cuplarea în paralel a două pompe diferite

Pentru înălțimi de pompare superioare valorii maxime corespunzătoare caracteristicii reduse a primei pompe, $H_{red1}(Q_1)$, caracteristica ansamblului $H_{cp} = H_{cp}(Q)$ coincide cu caracteristica $H_{red2}(Q_2)$ a celei de-a doua pompe, deoarece pompele au clapete anti-retur, montate după flanșa de refulare, acestea împiedicând recircularea lichidului.

Punctul de funcționare energetică al ansamblului în instalația dată este notat **F** și se obține la intersecția dintre **caracteristica instalației** $H_{inst} = H_{inst}(Q)$, definită prin (1.226) și **caracteristica energetică a ansamblului de pompe cuplate în paralel**, $H_{cp} = H_{cp}(Q)$.

În punctul **F** (figura 1.44), **debitul pompat** are valoarea Q_F , iar **înălțimea de pompare asigurată de cuplarea în paralel a pompelor** are valoarea $H_F = H_{cp}(Q_F)$. La intersecția dintre orizontala $H = H_F$ cu caracteristica energetică redusă a fiecărei pompe $H_{redj}(Q_j)$, cu $j \in \{1; 2\}$, se obțin valorile **debitului vehiculat prin fiecare pompă**: Q_{F_1} și Q_{F_2} .

Ecuția continuității poate fi verificată prin însumarea valorilor obținute, rezultând:

$$Q_F = Q_{F_1} + Q_{F_2}. \quad (1.228)$$

Punctele de funcționare energetică ale fiecărei pompe cuplate în paralel, anume punctul **F₁** pentru prima pompă și punctul **F₂** pentru cea de-a doua pompă (figura 1.44) se situează pe caracteristica energetică $H_j(Q_j)$ a fiecărei pompe, la intersecția fiecărei caracteristici cu verticala $Q = Q_{F_j}$, cu $j \in \{1; 2\}$. **Înălțimile de pompare asigurate de fiecare dintre cele două pompe** au valorile: $H_{F_1} = H_1(Q_{F_1})$, respectiv $H_{F_2} = H_2(Q_{F_2})$, **aceste valori fiind mai mari decât valoarea** $H_F = H_{cp}(Q_F)$, deci:

$$H_F < H_{F_j}, \text{ cu } j \in \{1; 2\}. \quad (1.229)$$

Pe caracteristicile de randament ale pompelor (figura 1.44), se citesc **valorile randamentelor** corespunzătoare funcționării fiecărei pompe, anume: $\eta_{F_1} = \eta_1(Q_{F_1})$ și $\eta_{F_2} = \eta_2(Q_{F_2})$.

Puterea electrică consumată de fiecare pompă, definită prin (1.36), se calculează cu relația:

$$P_{F_j} = \frac{\rho g Q_{F_j} H_{F_j}}{\eta_{F_j}}, \text{ cu } j \in \{1; 2\}. \quad (1.230)$$

1.7.5. Reglarea funcționării turbopompelor în stații de pompare

Problemele ridicate de re tehnologizarea stațiilor de pompare sunt deosebit de complexe. Ele se referă în principal la îmbunătățirea parametrilor de funcționare ai pompelor (reducerea consumului de energie aferent pompelor). Aceasta se poate realiza fie printr-o **reglare automată eficientă**, care să înlăture furnizarea apei la parametri care sunt mult peste necesarul consumului la un moment dat și să împiedice, pe cât posibil, efectuarea unor greșeli umane, fie prin **îmbunătățirea randamentului agregatelor de pompare**, fie prin combinarea ambelor

metode. În cazul îmbunătățirii randamentului, există două variante posibile: înlocuirea pompelor vechi (cu randamente scăzute) cu pompe noi, sau îmbunătățirea circulației apei prin pompe (care se poate realiza fie modificând rotorul acestora, fie reducând la maxim pierderile de sarcină hidraulică în pompă, prin prelucrarea superioară a suprafețelor interioare ale acesteia, fie prin ambele metode descrise mai sus).

Se va analiza modul de funcționare a pompelor într-o stație de pompare care alimentează o **rețea orășenească**. În stațiile de pompare, pompele sunt de regulă **cuplate în paralel**, ceea ce înseamnă că, global vorbind, caracteristica energetică a stației de pompare $H_{cp} = H_{cp}(Q)$ se determină după regulile cuplării în paralel a pompelor (însumarea grafică în paralel a caracteristicilor reduse ale pompelor), enunțate în paragraful §1.7.4.

Rețeaua hidraulică alimentată cu apă are o curbă caracteristică $H_{inst} = H_{inst}(Q)$ **variabilă în timp**, în funcție de consumul de apă existent la un moment dat. **Variația** $Q = Q(t)$ **a consumului zilnic** în limite relativ importante duce la necesitatea reglării funcționării stației de pompare.

⇒ **Reglarea discretă a funcționării pompelor în stații de pompare**

În cazul în care stațiile de pompare sunt echipate cu **pompe care funcționează exclusiv cu turație constantă**, se va realiza o **reglare discretă** a funcționării pompelor, termenul *discret* fiind legat de faptul că plaja de debite ce poate fi asigurată consumatorilor nu este o plajă continuă, ci este formată dintr-o *reuniune de intervale discrete de variație a debitului*.

Deoarece este vorba de un **regim de funcționare variabil**, vom analiza două cazuri diferite:

- ① cel în care **consumul de apă crește de la o valoare minimă, către o valoare maximă** (de exemplu, **dimineața**, când consumul crește de la minimul nocturn, la maximul diurn);
- ② cel în care **consumul de apă scade de la o valoare maximă spre o valoare minimă** (de exemplu, **seara**, când consumul scade de la maxim, la minimul nocturn).

Se consideră o **stație de pompare echipată cu 3 pompe identice, de turație constantă, cuplate în paralel**. Pornirea și oprirea pompelor este comandată în funcție de valoarea înălțimii de pompare în punctul de funcționare energetică al ansamblului de pompe cuplate în paralel. Valoarea acestei înălțimi de pompare **variază între o valoare minimă, H_{min} și o valoare maximă, H_{max}** .

Vom presupune că rețeaua de conducte alimentată de stația de pompare este echivalentă unei instalații hidraulice, al cărei modul global de rezistență hidraulică M variază între o valoare

minimă, M_{min} (la **vârf de consum**, când vanele consumatorilor din rețea sunt deschise) și o valoare maximă, M_{max} (la **gol de consum**, când majoritatea vanelor din rețea sunt închise). Pentru simplificare, se va presupune că înălțimea statică H_s a instalației este constantă.

① Să presupunem plasarea în **situația de dimineață**, când consumul de apă crește brusc de la o valoare minimă în cursul nopții, la valoarea maximă²⁸. În figura 1.45 este prezentat cazul în care **consumul de apă crește**.

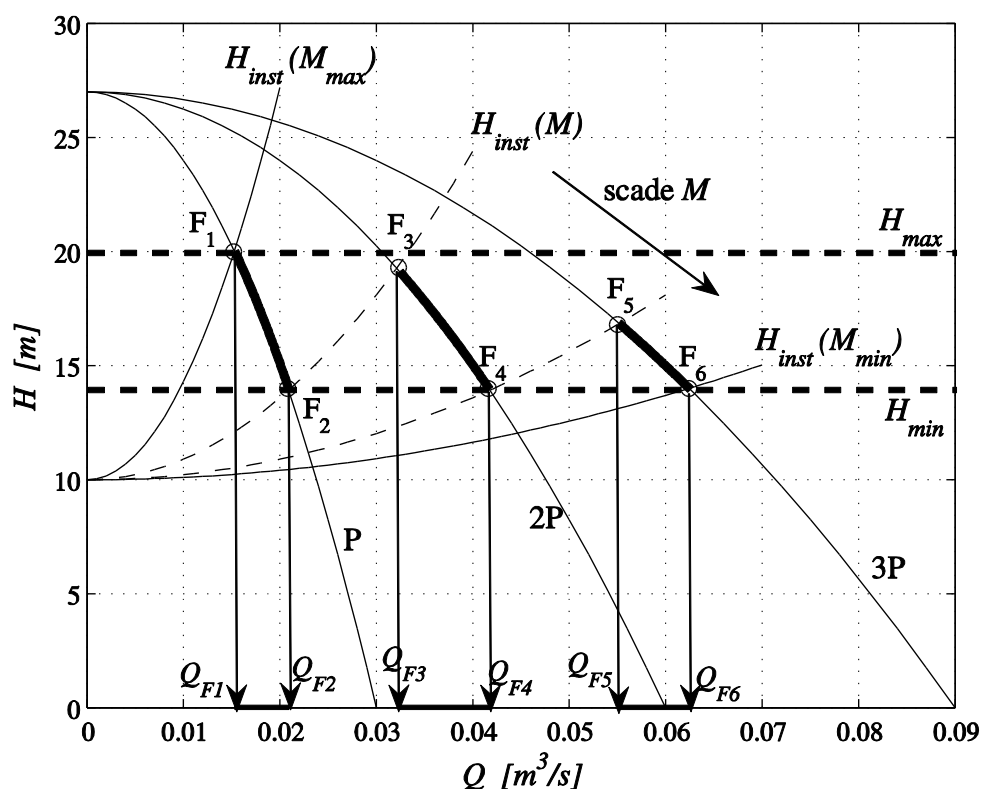


Fig. 1.45. – Reglarea discretă a funcționării pompelor într-o stație de pompare, în situația în care consumul de apă crește de la o valoare minimă la o valoare maximă

Când consumul de apă este mic (noaptea, de exemplu), majoritatea vanelor consumatorilor sunt închise, deci caracteristica instalației $H_{inst} = H_{inst}(Q)$ este cea corespunzătoare modulului de rezistență hidraulică maxim al rețelei, M_{max} , anume:

$$H_{inst} = H_s + M_{max}Q^2. \quad (1.231)$$

În această situație, în stația de pompare **funcționează o singură pompă**, a cărei caracteristică de sarcină este notată cu **P** în figura 1.45. Punctul **F₁** de funcționare energetică a pompei în

²⁸ Debitul maxim consumat într-o zonă urbană în cursul unei zile este relativ constant între orele 10 a.m. și 9 p.m. [40].

sistemul hidraulic se află la intersecția celor două curbe caracteristice, sarcina sa fiind maximă, anume $H_{F1} = H_{max}$.

În momentul în care crește debitul consumat de către utilizatori (se deschid mai multe vane în circuit), modulul de rezistență hidraulică al rețelei scade (caracteristica instalației "coboară"), iar punctul de funcționare energetică migrează pe caracteristica pompei, către valori mai mici ale înălțimii de pompare. **Cea de-a doua pompă este pornită** atunci când punctul de funcționare energetică ajunge în poziția F_2 (figura 1.45), în care înălțimea de pompare atinge valoarea minimă admisibilă pentru rețeaua considerată (valoare notată H_{min})²⁹. Pornirea celei de-a doua pompe modifică brusc curba caracteristică energetică a stației de pompare, atât debitul furnizat, cât și înălțimea de pompare asigurată de stație mărindu-și valorile (curba ansamblului celor două pompe cuplate în paralel, notată **2P** în figura 1.45). Punctul de funcționare sare deci în poziția F_3 , situată pe aceeași caracteristică a instalației ca și F_2 . Punctul de funcționare energetică continuă să migreze către F_4 , unde este **pusă în funcțiune și cea de-a treia pompă** din stația de pompare: din F_4 se produce un salt în punctul F_5 , situat la intersecția dintre caracteristica instalației care trece prin F_4 și caracteristica energetică a ansamblului de 3 pompe cuplate în paralel (notată **3P** în figura 1.45). În general, dacă sunt mai mult de 3 pompe, procesul se repetă **până la punerea în funcțiune a tuturor pompelor**.

Debitul maxim cerut de către consumatori poate fi atins cu cele 3 pompe cuplate în paralel și corespunde modulului de rezistență minim al rețelei, M_{min} , caracteristica instalației $H_{inst} = H_{inst}(Q)$ fiind în acest caz:

$$H_{inst} = H_s + M_{min} Q^2. \quad (1.232)$$

Punctul de funcționare corespunzător debitului maxim este notat F_6 în figura 1.45 și corespunde sarcinii minime din sistem, H_{min} .

Prin proiectarea punctelor de funcționare $F_1, F_2, \dots, F_6$ pe axa debitelor, se obțin **intervalele discrete de variație ale debitului furnizat consumatorilor**:

$$[Q_{F_1} = Q_{min}; \dots; Q_{F_2}] \cup [Q_{F_3}; \dots; Q_{F_4}] \cup [Q_{F_5}; \dots; Q_{F_6} = Q_{max}]. \quad (1.233)$$

După cum se poate observa din figura 1.45, o astfel de reglare a funcționării pompelor în stație, **nu poate asigura toate valorile debitelor cerute de consumatori**, între valoarea minimă (Q_{F_1} corespunzătoare punctului F_1) și valoarea maximă a debitului (Q_{F_6} corespunzătoare

²⁹ În mod practic, cea de-a doua pompă este pornită atunci când operatorul constată că presiunea pe magistrala de refulare a stației de pompare a scăzut sub valoarea minimă admisibilă.

punctului F_6). Din această cauză, acest tip de reglare se numește *reglare discretă a funcționării pompelor în stație*.

De asemenea, trebuie remarcat faptul că necesarul de apă la consumatori variază continuu, ceea ce face ca în *momentul imediat următor pornirii unei pompe*, debitul furnizat de stație să devină mai mare decât este necesar, existând astfel o *perioadă de timp în care se livrează în rețea un debit de apă excedentar*.

② Să presupunem plasarea în **situația de seară**, când consumul de apă scade de la o valoare maximă în cursul serii, către o valoare minimă în cursul nopții. În figura 1.46 este prezentat cazul în care **consumul de apă scade**.

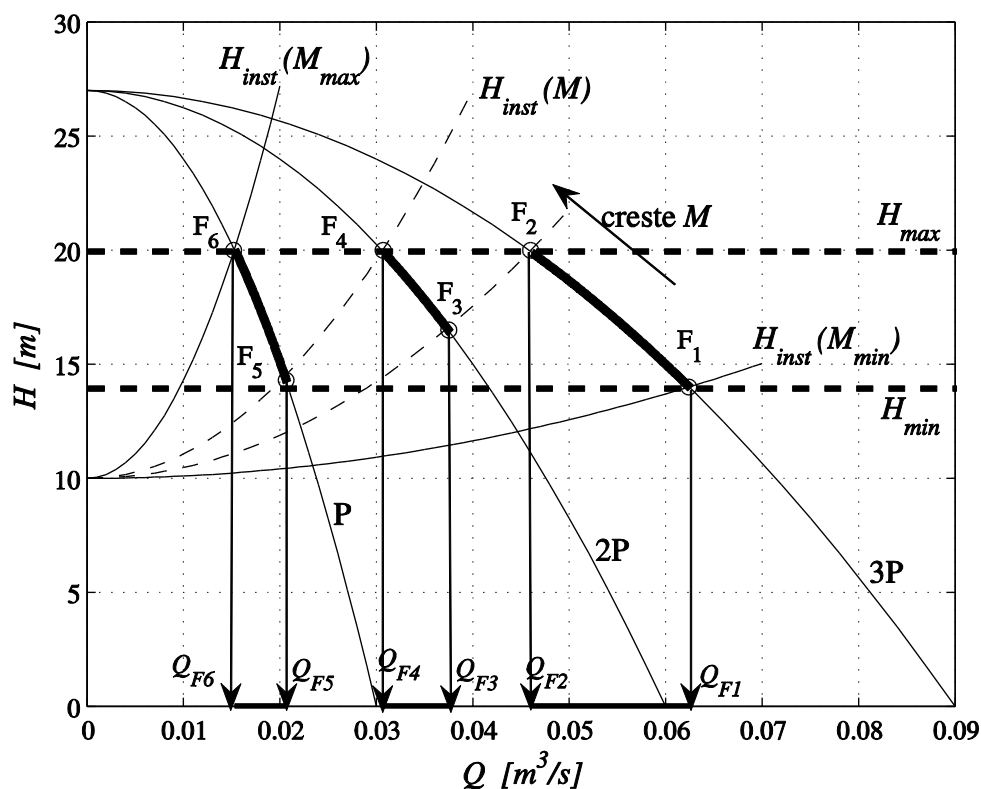


Fig. 1.46. – Reglarea discretă a funcționării pompelor într-o stație de pompare, în situația în care consumul de apă scade de la o valoare maximă la o valoare minimă

Când consumul este mare, vanele consumatorilor sunt deschise, deci caracteristica instalației este cea corespunzătoare modului de rezistență hidraulică minim, M_{min} (1.232), iar în stația de pompare funcționează toate pompele (curba notată **3P** în figura 1.46). Funcționarea se

produce la intersecția celor două curbe, în punctul F_1 din figura 1.46, sarcina sistemului fiind minimă, H_{min} .

În momentul în care la utilizatori scade nivelul de consum (se închid mai multe vane în circuit), modulul de rezistență hidraulică al instalației crește (caracteristica rețelei "se ridică"), iar punctul de funcționare energetică migrează pe caracteristica ansamblului (notată **3P**), către valori mai mari ale înălțimii de pompare. Atunci când înălțimea de pompare atinge valoarea maximă admisibilă pentru rețeaua considerată (notată H_{max}), adică la atingerea punctului F_2 din fig. 1.46, **este oprită una dintre pompe**, rămânând în funcțiune **doar 2 pompe**.

Oprirea unei pompe modifică brusc curba caracteristică energetică a stației de pompare, atât debitul furnizat, cât și înălțimea de pompare asigurată de stație micșorându-și valorile (curba notată **2P** în figura 1.46). Punctul de funcționare sare în poziția F_3 , situată pe aceeași caracteristică a instalației ca și F_2 . După atingerea punctului F_4 , rămâne **în funcțiune o singură pompă** (în cazul general, dacă sunt mai mult de 3 pompe, procesul se repetă până când în stația de pompare nu mai funcționează decât o singură pompă). Debitul minim cerut de către consumatori corespunde caracteristicii instalației definită prin relația (1.231), corespunzătoare modulului de rezistență hidraulică maxim, M_{max} . Acest debit minim este atins la sarcina maximă H_{max} , anume în punctul F_6 .

După cum se poate observa din figura 1.46, rezultă **același tip de reglare discretă a funcționării**, reglare care nu poate asigura toate valorile debitelor cerute de către consumatori, cuprinse între valoarea maximă (Q_{F_1} corespunzătoare punctului F_1) și cea minimă (Q_{F_6} corespunzătoare punctului F_6). Pentru cazul din figura 1.46, se obțin următoarele **intervale discrete de variație ale debitului furnizat consumatorilor**:

$$[Q_{F_6} = Q_{min}; \dots; Q_{F_5}] \cup [Q_{F_4}; \dots; Q_{F_3}] \cup [Q_{F_2}; \dots; Q_{F_1} = Q_{max}]. \quad (1.234)$$

Și aici trebuie remarcat faptul că necesarul de apă la consumatori variază continuu, ceea ce face ca în *momentul imediat următor opririi unei pompe*, debitul furnizat de stație să devină mai mic decât este necesar, existând astfel *o perioadă de timp în care se livrează în rețea un debit de apă insuficient*.

Din această analiză a funcționării unei **stații de pompare echipată cu pompe cu turație constantă**, rezultă că **reglarea discretă**, efectuată prin pornirea sau oprirea pompelor din stație, este relativ **ineficientă**, existând fie perioade în care se livrează consumatorilor un debit de apă excedentar, fie perioade în care se livrează un debit de apă insuficient.

⇒ Reglarea continuă a funcționării pompelor în stații de pompare

Pentru eliminarea neajunsurilor create de reglarea discretă a funcționării pompelor într-o stație de pompare, în condițiile unei variații mari a debitului care trebuie furnizat, se impune o soluție modernă, bazată pe combinarea reglării discrete cu o reglare continuă, corespunzătoare modificării continue a caracteristicii energetice a unei singure pompe. Astfel, **cel puțin una dintre pompele stației va fi prevăzută cu un motor acționat la turație variabilă**.

Se consideră o stație de pompare echipată cu **3 pompe identice cuplate în paralel**, dintre care **o pompă are turație variabilă**, iar **celelalte două pompe au turație constantă**. Pompa cu turație variabilă funcționează continuu și va fi desemnată drept **pompă de bază**. Pornirea și oprirea celorlalte două pompe este comandată **în funcție de turația pompei de bază**, precum și în funcție de valoarea înălțimii de pompare în punctul de funcționare energetică al ansamblului de pompe cuplate în paralel (această înălțime variază între o valoare minimă, H_{min} și o valoare maximă, H_{max}). Influența variației turației motorului de antrenare a pompei de bază poate fi observată în figura 1.47.

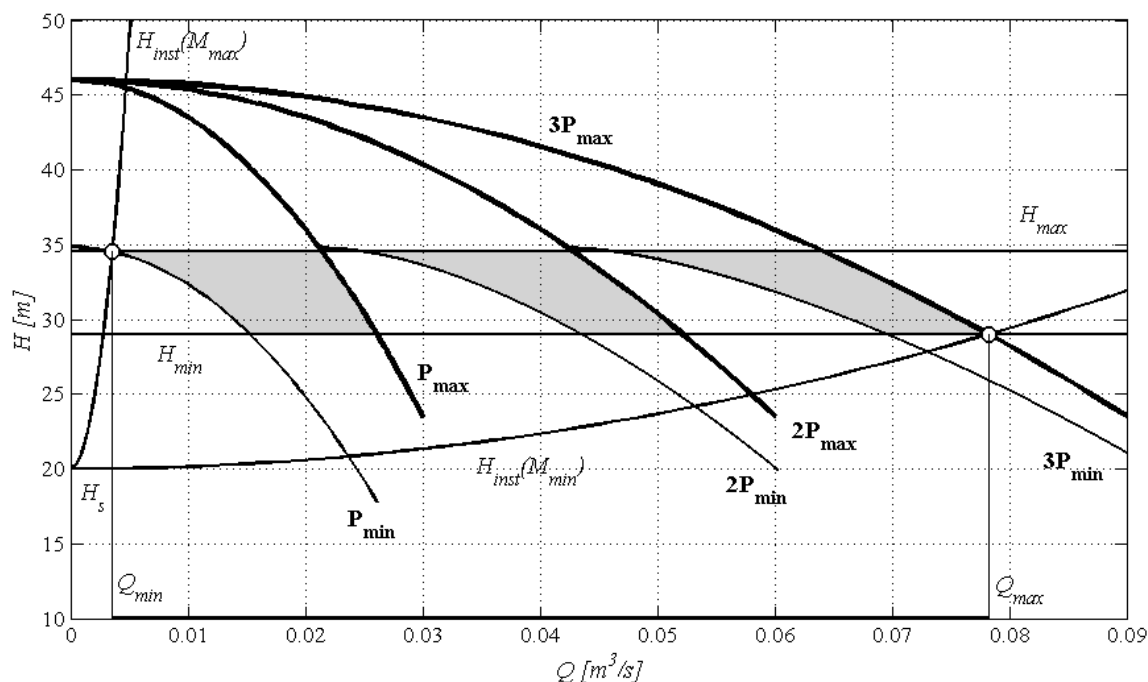


Fig. 1.47. – Reglarea continuă a funcționării pompelor într-o stație de pompare

Pentru simplificare, în această figură, **caracteristicile de sarcină ale pompei de bază** sunt notate cu $\mathbf{P_{min}}$ la turația minimă n_{min} , respectiv cu $\mathbf{P_{max}}$ la turația maximă n_{max} , fiind

obținute prin micșorarea turației cu maxim 20% față de turația nominală n_0 a acestei pompe. *Plaja de variație a turației pompei de bază*, între valorile $n_{min} = 0,8 n_0$ și $n_{max} = n_0$, este aleasă astfel încât randamentul pompei să poată fi determinat cu relația (1.204), iar punctele de funcționare energetică să se situeze în continuare la valori acceptabile ale randamentului pompei. **Pompele cu turație constantă sunt antrenate cu turația nominală n_0 .** La funcționarea pompei de bază **în paralel** cu alte pompe antrenate cu turația n_0 , **caracteristicile energetice ale stației de pompare**, anume $H_{cp} = H_{cp}(Q, n_{min})$, respectiv $H_{cp} = H_{cp}(Q, n_{max})$ sunt notate **2P_{min}**, **2P_{max}**, respectiv **3P_{min}**, **3P_{max}** (vezi figura 1.47).

Modificarea turației motorului de antrenare a pompei se poate face automat, în funcție de înălțimea de pompare H necesară în rețea la un moment dat. Înălțimea de pompare H este delimitată de valori minime, respectiv maxime admisibile: $H_{min} \leq H \leq H_{max}$.

① Să presupunem plasarea în **situația de dimineată**, când **consumul de apă crește** brusc de la o valoare minimă, la valoarea maximă. Când debitul cerut în sistem are valoarea minimă, Q_{min} (modulul de rezistență hidraulică al instalației este maxim), pompa de bază funcționează cu turația minimă (caracteristica energetică fiind **P_{min}**), la înălțimea de pompare maximă $H = H_{max}$ (figura 1.47). La creșterea consumului, modulul de rezistență hidraulică al instalației scade, iar turația pompei de bază crește, astfel încât, **prin variația turației pompei de bază** poate fi asigurat orice punct de funcționare energetică cuprins între caracteristicile energetice ale acestei pompe, **P_{min}** și **P_{max}** și înălțimile de pompare admisibile H_{min} , respectiv H_{max} (prima zonă colorată în gri, în formă de paralelogram curbiliniu, în partea stângă a figurii 1.47).

Atunci când înălțimea de pompare H nu mai poate fi asigurată de funcționarea pompei de bază la turația n_{max} (când se atinge $H = H_{min}$ pe caracteristica energetică **P_{max}**), se pune în funcțiune **doua pompă** (antrenată de un motor cu turație fixă), simultan cu reducerea turației de antrenare a motorului pompei de bază până la valoarea n_{min} , caracteristica energetică a cuplajului celor 2 pompe fiind curba **2P_{min}**; apoi se reia reglajul continuu prin mărirea turației motorului de antrenare al pompei de bază, caracteristica energetică a cuplajului migrând către **2P_{max}**. La atingerea înălțimii de pompare $H = H_{min}$ pe caracteristica energetică **2P_{max}**, este pusă în funcțiune și cea de-a **treia pompă** (antrenată de un motor cu turație fixă), simultan cu

reducerea turației de antrenare a motorului pompei de bază până la valoarea n_{min} , caracteristica energetică a cuplajului celor 3 pompe fiind curba $3P_{min}$; apoi se continuă reglajul prin creșterea turației motorului de antrenare al pompei de bază, caracteristica energetică a cuplajului migrând către $3P_{max}$. În cazul general, al unei stații de pompare cu mai mult de 3 pompe, procesul se repetă până la intrarea în funcțiune a tuturor pompelor. Când debitul cerut în sistem are valoarea maximă, Q_{max} (modulul de rezistență al instalației este minim), pompa de bază funcționează cu turația maximă, în paralel cu celelalte două pompe de turație constantă, iar sarcina sistemului este minimă.

② În **situația de seară**, când **consumul de apă scade** de la valoarea maximă, către o valoare minimă, reglarea continuă se efectuează pe considerente similare cazului precedent, însă **în sensul opririi succesive a pompelor cu turație constantă**, simultan cu creșterea turației motorului pompei de bază. Astfel, plecând de la punctul de funcționare la vârf de consum al cuplajului celor 3 pompe, situat la înălțimea de pompare $H = H_{min}$ pe caracteristica energetică $3P_{max}$, se ajunge la final la punctul de funcționare la gol de consum, situat la înălțimea de pompare $H = H_{max}$ pe caracteristica energetică P_{min} a pompei de bază.

Printr-o alegere judicioasă a pompei acționată cu motor cu turație variabilă și prin stabilirea corespunzătoare a limitelor de modificare a turației (n_{min} și n_{max}), **se poate acoperi întreaga plajă a debitelor cerute de consumatori**, cuprinsă între debitul minim și debitul maxim, în condițiile asigurării unei **înălțimi de pompare relativ constante**³⁰ (la acest tip de reglare, plaja valorilor cuprinse între H_{min} și H_{max} poate fi mult mai mică decât în cazul reglării discrete). Acest tip de reglare combinată (discretă și continuă) se numește pe scurt **reglare continuă a funcționării pompelor în stație**.

Acest proces de reglare continuă a funcționării pompelor în stație poate fi **automatizat**, într-o primă etapă în funcție de parametrii (debit, înălțime de pompare) achiziționați la ieșirea din stația de pompare, iar apoi, în funcție de debitul și sarcina hidrodinamică necesare în diferite puncte critice din rețea. **Dispar astfel variațiile de debit la consumatori**, ceea ce îmbunătățește parametrii globali de confort ai acestora, reducând concomitent risipa de energie.

³⁰ În exemplul din figura 1.47, există o diferență mare între palierale H_{min} și H_{max} , dar în sistemele reale, diferența dintre cele două valori ale înălțimilor de pompare este mult mai mică.

Referințe bibliografice pentru Partea 1

- [1] Anton A., 2013, *Mașini hidraulice – Curs Facultatea de Inginerie a Instalațiilor, UTCB, Platforma Informatică pentru Ingineria Fluidelor (PiiF)/ Cursuri/ Aplicații complexe în Ingineria Fluidelor*, web: <http://b.piif.ro/>
- [2] Cioc D., 1983, *Hidraulică*, ediția a 2-a, Editura Didactică și Pedagogică, București
- [3] Eaton J. W., Bateman D., Hauberg S., Wehbring R., 2011, *GNU Octave – A high-level interactive language for numerical computations*, 3rd edition for Octave version 3.8.0, <http://www.gnu.org/software/octave/octave.pdf>
- [4] Eiger G., Shamir U., Ben-Tal A., 1994, *Optimal design of water distribution networks*, Water Resources Research, 30(9), pp. 2637-2646
- [5] Georgescu A.-M., 2013, *Concepte în PiiF*, Platforma Informatică pentru Ingineria Fluidelor (PiiF)/ Concepte: B.2. Curgerea staționară în conducte/ & C.1. Rețele de conducte, sisteme de transport și distribuție pentru lichide și gaze/, web: <http://b.piif.ro/>
- [6] Georgescu A.-M., 2013, *Hidraulica II – Curs Facultatea de Inginerie a Instalațiilor, UTCB, Platforma Informatică pentru Ingineria Fluidelor (PiiF)/ Căi de învățare*, web: <http://www.piif.ro/> și <http://b.piif.ro/>
- [7] Georgescu A.-M., Coșoiu C.-I., Perju S., Georgescu S.-C., Hașegan L., Anton A., 2014, *Estimation of the efficiency for variable speed pumps in EPANET compared with experimental data*, Proceedings of the 16th Conference on Water Distribution System Analysis, WDSA 2014, July 14-17, Bari, Italy, 8p.
- [8] Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., 2013, *Hidraulica rețelelor de conducte cu EPANET*, Editura Printech, București
- [9] Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., 2013, *Aplicații simple de Mașini hidraulice*, Platforma Informatică pentru Ingineria Fluidelor (PiiF)/ Aplicații interactive/ Aplicații simple/ ID 023, web: <http://b.piif.ro/>
- [10] Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., 2007, *Hidraulica rețelelor de conducte și Mașini hidraulice*, Editura Printech, București
- [11] Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., Coșoiu C. I., Alboiu N. I., Hlevca D., 2014, *Probleme de Mașini hidraulice*, Editura Printech, București
- [12] Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., Petrovici T., Culcea M., 2007, *Pumping stations operating parameters upon a variable demand, determined numerically for the water distribution network*

- of Oradea, University Politehnica of Bucharest Scientific Bulletin, Series C: Electrical Engineering, 69(4), pp 643-650
- [13] Georgescu A.-M., Perju S., Georgescu S.-C., Anton A., 2014, *Numerical model of a district water distribution system in Bucharest*, Procedia Engineering (DOI: 10.1016/j.proeng.2014.02.077), vol. 70, pp. 707-714
- [14] Georgescu S.-C., 2013, *Concepte în PiiF*, Platforma Informatică pentru Ingineria Fluidelor (PiiF)/ Concepte: B.2. Curgerea staționară în conducte/ & C.1. Rețele de conducte, sisteme de transport și distribuție pentru lichide și gaze/ & C.4. Turbopompe și Ventilatoare/, web: <http://b.piif.ro/>
- [15] Georgescu S.-C., 2013, *Mașini hidraulice – Curs Facultatea de Energetică, UPB*, Platforma Informatică pentru Ingineria Fluidelor (PiiF)/ Cursuri/ Aplicații complexe în Ingineria Fluidelor, web: <http://www.piif.ro/> și <http://b.piif.ro/>
- [16] Georgescu S.-C., 2012, *HBMOA applied to design a water distribution network for a town of 50000 inhabitants*, University “Politehnica” of Bucharest Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering, 74(1), pp. 91-102
- [17] Georgescu S.-C., Georgescu A.-M., 2014, *Manual de EPANET*, Editura Printech, București
- [18] Georgescu S.-C., Georgescu A.-M., 2014, *Pumping station scheduling for water distribution networks in EPANET*, Lucrările celei de-a 8-a Conferințe a Hidro-energeticienilor din România “Dorin Pavel”, 22-23 Mai, București, S2_7, pp 143-154 (va apare în University “Politehnica” of Bucharest Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering)
- [19] Georgescu S.-C., Georgescu A.-M., 2014, *Application of HBMOA to pumping stations scheduling for a water distribution network with multiple tanks*, Procedia Engineering (DOI: 10.1016/j.proeng.2014.02.078), vol. 70, pp. 715-723
- [20] Georgescu S.-C., Georgescu A.-M., Dunca G., 2005, *Stații de pompare. Încadrarea turbopompelor în sisteme hidraulice*, Editura Printech, București
- [21] Georgescu S.-C., Popa R., 2010, *Application of Honey Bees Mating Optimization Algorithm to pumping station scheduling for water supply*, University “Politehnica” of Bucharest Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering, 72(1), pp. 77-84
- [22] Georgescu S.-C., Popa R., Georgescu A.-M., 2010, *Pumping stations scheduling for a water supply system with multiple tanks*, University “Politehnica” of Bucharest Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering, 72(3), pp. 129-140
- [23] Georgescu S.-C., Petrovici T., 2010, *Informatica cu GNU Octave – Fișe de laborator*, Facultatea de Energetică, UPB, web: <http://energ.curs.pub.ro>
- [24] Georgescu S.-C., Popa R., Petrovici T., 2005, *Metode numerice în Energetică – Îndrumar de laborator*, Partea I, Editura Printech, București
- [25] Giustolisi O., Savic D., Kapelan Z., 2008, *Pressure-driven demand and leakage simulation for water distribution networks*, Journal of Hydraulic Engineering, 134(5), 626–635

- [26] Iamandi C., Petrescu V., Damian R., Sandu L., Anton A., 2002, *Hidraulica instalațiilor. Calculul sistemelor hidraulice*, vol. II, Editura Tehnică, București, 320p.
- [27] Iamandi C., Petrescu V., Sandu L., Damian R., Anton A., Degeratu M., 1985, *Hidraulica instalațiilor. Elemente de calcul și aplicații*, Editura Tehnică, București
- [28] Ionescu D., Matei P., Ancușa V., Todicescu A., Buculei M., 1983, *Mecanica fluidelor și Mașini hidraulice*, Editura Didactică și Pedagogică, București
- [29] Isbășoiu E. C., Georgescu S.-C., 1995, *Mecanica Fluidelor*, Editura Tehnică, București
- [30] Perry S. (coordinator), Feagin N., Hudson J., Moseng E., Waybright B., 2009, *Water System Design Manual*, L. Waring (technical editor), Washington State Department of Health, Division of Environmental Health, Office of Drinking Water, DOH 331-123
- [31] Press W., Teukolsky S., Vetterling W., Flannery B., 1992, *Numerical recipes in FORTRAN. The art of scientific computing*, 2nd edition, Cambridge University Press, Cambridge, New York, Oakleigh Australia
- [32] Rossman L., 2000, *EPANET 2 Users Manual*, U. S. Environmental Protection Agency, EPA/600/R-00/057, Cincinnati, OH, USA
- [33] Swamee P. K., Jain A. K., 1976, *Explicit equations for pipe flow problems*, Journal of Hydraulic Engineering Division, 102(5), pp. 657–664
- [34] Swamee P. K., Sharma A. K., 2008, *Design of Water Supply Pipe Networks*, Wiley-Interscience, John Wiley & Sons Inc., New Jersey
- [35] Todini E., Pilati S., 1988, *A gradient algorithm for the analysis of pipe networks*, in Computer Applications in Water Supply, vol. 1 – System analysis and simulation, B. Coulbeck and C. H. Orr (eds), John Wiley & Sons Inc., London, pp. 1-20
- [36] Trifunović N., 2006, *Introduction to Urban Water Distribution*, Taylor & Francis Group, London, UK
- [37] Tudor A., Popa R., 1999, *Modelarea regimului hidraulic în rețele complexe de mari dimensiuni*, Conferința Sisteme Hidraulice sub Presiune SHP'99, 17-19 iunie, București, vol. I, pp. 19-32
- [38] Vintilă Șt., Cruceru T., Onciu L., 1995, *Instalații sanitare și de gaze*, Editura Didactică și Pedagogică, București
- [39] Yang W. Y., Cao W., Chung T.-S., Morris J., 2005, *Applied Numerical Methods using MATLAB®*, Wiley-Interscience, John Wiley & Sons Inc., New Jersey
- [40] ***, SR 1343-1:2006, *Alimentări cu apă – Determinarea cantităților de apă potabilă pentru localități urbane și rurale*, Asociația de Standardizare din România (ASRO)
- [41] ***, EN 12845:2004, *Instalații fixe de luptă împotriva incendiului. Sisteme automate de stingere tip sprinkler. Calcul, instalare și întreținere (Fixed firefighting systems – Automatic sprinkler systems – Design, installation and maintenance)*

- [42] ***, STAS 1478-90, *Instalații sanitare – Alimentarea cu apă la construcții civile și industriale. Prescripții fundamentale de proiectare*, Institutul Român de Standardizare
- [43] ***, I22-99, *Normativ pentru proiectarea și executarea conductelor de aducțiune și a rețelelor de alimentare cu apă și canalizare a localităților*
- [44] ***, I9-94, *Normativ privind proiectarea și executarea instalațiilor sanitare*
- [45] ***, Ordin ANRE³¹ 41/2013, *Ordin pentru aprobarea tarifelor reglementate la energia electrică livrată de furnizorii de ultimă instanță consumatorilor finali care nu și-au exercitat dreptul de eligibilitate, alții decât cei casnici și cei asimilați consumatorilor casnici, precum și a prețurilor pentru energia reactivă*, M.O., Partea I, nr. 378/2013
- [46] ***, P118/2- 2013, *Reglementarea tehnică "Normativ privind securitatea la incendiu a construcțiilor, Partea a II-a – Instalații de stingere"*.

³¹ Autoritatea Națională de Reglementare în domeniul Energiei

Partea a 2-a: REGLAREA FUNCȚIONĂRII POMPELOR ÎNTR-O STAȚIE DE POMPARE CARE ALIMENTEAZĂ O REȚEA CU CONSUM DE APĂ VARIABIL ÎN TIMP

3.7.1. Definirea problemei¹

În acest paragraf, vom prezenta o **metodologie de dimensionare a unui sistem hidraulic** compus dintr-o sursă de apă (bazin), o stație de pompare și o rețea inelară simplă de distribuție apei, cu consum de apă variabil în timp **și de stabilire a algoritmului de funcționare a pompelor cu turație variabilă, care asigură un consum minim de energie** pentru alimentarea rețelei, utilizând **EPANET**. Dimensionarea rețelei inelare de distribuție a apei, bazată pe **criteriul vitezelor economice** [20] (vezi paragraful §1.1), este prezentată în paragraful §3.7.2. Dimensionarea stației de pompare care alimentează rețeaua inelară este prezentată în paragraful §3.7.3. Stabilirea algoritmului de funcționare aferent pompelor din stația de pompare, de-a lungul a 24 de ore (cu pas orar), este efectuată în paragraful §3.7.4, pentru **două variante de reglare continuă a funcționării pompelor**, anume: **varianta clasică** (descrișă în paragraful §1.6.4, în care o pompă funcționează cu turație variabilă, iar orice altă pompă deschisă are turație constantă egală cu turația nominală [23], [8], [11]), respectiv o **variantă îmbunătățită**, propusă în Georgescu [22], [23], bazată pe considerentul că energia minimă consumată pentru pompare este atinsă atunci când toate pompele aflate în funcțiune sunt acționate cu aceeași turație [22] – această a doua variantă conduce, pentru variabilele studiate, la rezultate mai bune (energie consumată minimă și deci cost minim de-a lungul unei zile), față de varianta clasică.

În conformitate cu cele de mai sus, în cele ce urmează vom aborda **reglarea funcționării pompelor într-o stație de pompare** care alimentează o rețea cu consum de apă variabil în timp, **utilizând EPANET**, alegând ca **studiu de caz² sistemul hidraulic din figura 3.30**.

Acest sistem hidraulic constă dintr-un bazin de aspirație, cu nivel constant, deschis la presiunea atmosferică (notat R1); o stație de pompare echipată cu **3 pompe centrifuge identice, cu**

¹ Referințe bibliografice (în ordine cronologică): [38], [45], [11], [25], [8], [47], [20], [23], [22]

² Acest tip de studiu de caz a fost rezolvat cu EPANET în Georgescu [23], respectiv a fost rezolvat cu GNU Octave în Georgescu [22; capitolul §4].

turație variabilă (notate P1, P2 și P3), cuplate în paralel; 11 noduri și 20 de conducte (cu numărul de identificare/indicele $ID = j = 1 \div 20$); conducta cu $j = 1$ este magistrala de aspirație a stației de pompare, iar cea cu $j = 8$ este magistrala de refulare. În cadrul sistemului, 12 conducte (cele cu $j = 9 \div 20$) formează o **rețea inelară de distribuție a apei, cu 4 inele**, care alimentează 5 consumatori (notați C1÷C5); nodul R2 este nodul de alimentare al acestei rețele simple de distribuție a apei.

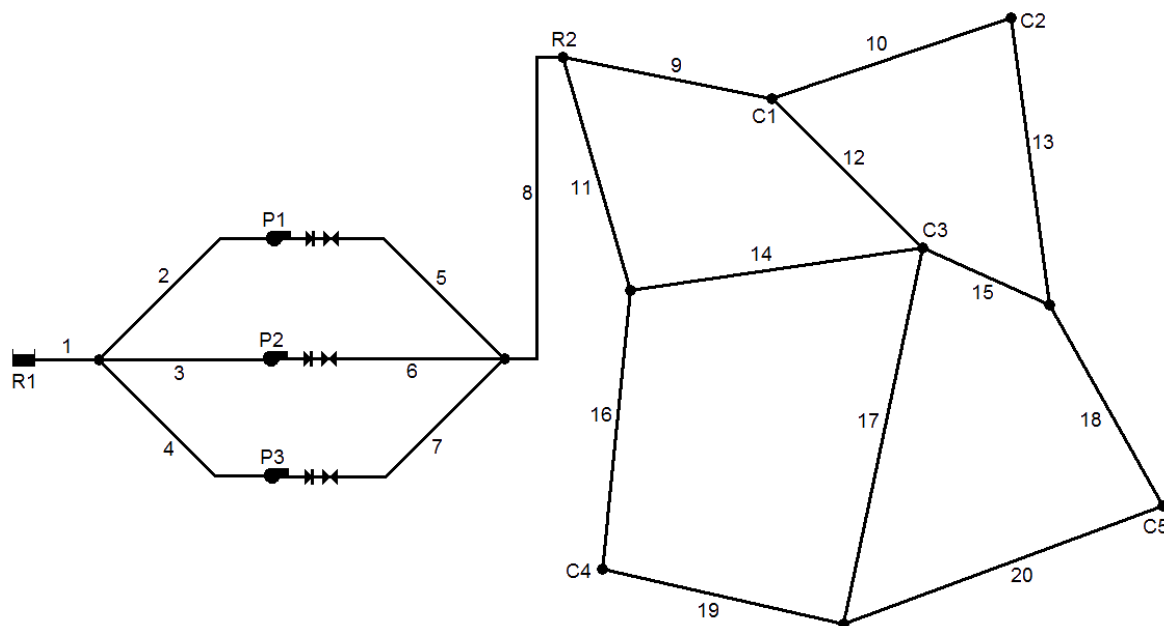


Fig. 3.30. – Sistemul hidraulic studiat în paragraful §3.7: bazinul R1; 20 de conducte ($ID = j = 1 \div 20$); 3 pompe (P1÷P3), care alimentează prin nodul R2 o rețea inelară cu 5 consumatori (C1÷C5)

Rețeaua se consideră a fi **plană**, deci toate nodurile se află la aceeași cotă, de exemplu $z = 0$. Cota piezometrică la suprafața liberă a bazinului de aspirație este egală cu 0, adică $H_{R1} = 0$. Presiunea de serviciu minimă cerută la consumatori este $p_s = 40 \text{ m.c.a.}$, adică $p_s/(\rho g) = 40 \text{ m}$. Se cunosc valorile lungimilor conductelor din rețea, L_j , unde $j = 1 \div 20$ (inserate în tabelul 3.13), însă **nu se cunosc valorile diametrelor** acestora, D_j . Se va considera că rugozitatea absolută a pereților conductelor are aceeași valoare, $k = 0.5 \text{ mm}$.

În fiecare dintre cele 5 noduri de consum ale rețelei, **debitul consumat în fiecare nod variază în timp**, $Q_c = Q_c(t)$, cu **pas de timp orar de-a lungul unei zile** (24 de ore), după o **curbă de variație orară a debitelor consumate** de forma (2.3):

$$Q_c = Q_c(t) = c_q(t) \bar{Q}_c, \quad (3.10)$$

unde timpul t este considerat în ore, $\bar{Q}_c = 88$ litri/s este valoarea medie a debitului orar consumat (valoare mediată pe o perioadă de timp de 24 de ore), iar $c_q = c_q(t)$ reprezintă **coeficienții de variație orară a debitului**. debitul orar consumat are aceeași valoare medie.

Tabelul 3.13. – Lungimile arterelor rețelei din figura 3.30, L_j cu indicele $j = 1 \div 20$

j	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L_j [m]	320	32	32	32	140	140	140	1080	300	375
j	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
L_j [m]	375	300	405	480	225	390	525	375	375	450

Pentru acest **studiu de caz**, selectăm din tabelul 2.7 (paragraful §2.3.2) coeficienții $c_q = c_q(t)$ corespunzători unui oraș de mărime medie³, dar modificăm [22] valorile coeficienților din intervalele orare 6-7 și 12-13, ca în tabelul 3.14, pentru a obține o **valoare unitară** $c_q = 1$ **de la ora 06:00, la 07:00 dimineața**, păstrând media zilnică unitară: $\bar{c}_q = 1$. După cum se va vedea în paragraful §3.7.3, această modificare permite stabilirea unei ipoteze de funcționare a stației de pompare, care este legată de alegerea pompelor și care se aplică pentru $c_q = 1$.

Tabelul 3.14. – Coeficienții de variație orară a debitului consumat, $c_q = c_q(t)$, aleși pentru **studiul de caz din acest paragraf** (valoarea timpului $t = 1$ corespunde intervalului orar de la 00:00, la 01:00, iar $t = 24$ corespunde intervalului orar de la 23:00, la 24:00)

t [h]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
c_q	0.36	0.36	0.36	0.36	0.48	0.72	1	1.32	1.44	1.32	1.44	1.44
t [h]	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
c_q	1.4	1.32	1.32	1.44	1.32	1.44	1.32	1.2	0.96	0.72	0.48	0.48

Pentru **energia consumată pentru pompare** se plătește un **tarif diferențiat pe intervale orare** [47; anexele 5 și 7] de-a lungul unei zile, $C_e = C_e(t)$, cu **pas de timp orar**, după o **curbă de variație orară a prețului energiei** de forma (2.6):

$$C_e = C_e(t) = c_e(t) \bar{C}_e, \quad (3.11)$$

³ alegere justificată de valoarea totală a debitului mediu orar consumat în rețeaua studiată, în raport cu valorile corespunzătoare consumului de apă casnic (gospodăresc) și public din centrele urbane [45]

unde timpul t este considerat în ore, $\bar{C}_e = 0.2882$ lei/kWh este valoarea medie zilnică a prețului energiei (perioada de timp aferentă curbei fiind de 24 de ore), iar $c_e = c_e(t)$ reprezintă **coeficienții de variație orară a prețului energiei**, prezentați în tabelul 3.15 pentru o zi lucrătoare din luna **aprilie 2014** [22], [23], coeficienți cu care se va multiplica valoarea medie a prețului $\bar{C}_e$.

Tabelul 3.15. – Prețul orar al energiei (3.11), în lei/kWh și coeficienții de variație orară a prețului energiei, $c_e = c_e(t)$, aleși pentru **studiul de caz din acest paragraf**, de exemplu, pentru o zi lucrătoare din luna **aprilie 2014** [47; anexele 5 și 7], diferențiat pe zone orare⁴: zona de gol de sarcină, zona normală și zona de vârf de sarcină (valoarea timpului $t = 1$ corespunde intervalului orar de la 00:00, la 01:00, iar $t = 24$ corespunde intervalului orar de la 23:00, la 24:00)

t [h]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
zona	gol de sarcină						norm.	vârf		normală		
C_e [lei/kWh]	0.1957						0.2610	0.5219		0.2610		
c_e [–]	0.6790						0.9056	1.8109		0.9056		
t [h]	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
zona	normală								vârf		normală	
C_e [lei/kWh]	0.2610								0.5219		0.2610	
c_e [–]	0.9056								1.8109		0.9056	

În acest studiu de caz **nu se cunosc datele aferente pompelor** (pompele vor fi alese în conformitate cu cerințele sistemului hidraulic studiat).

⇒ Pentru a dimensiona sistemul hidraulic din figura 3.30, într-o primă etapă **vom decupla stația de pompare** (căreia îi atașăm conductele numerotate cu indicele $j = 1 \div 8$), **de rețeaua inelară de distribuție a apei** (alcătuită din conductele cu indicele $j = 9 \div 20$), plasând în nodul R2 un **bazin cu nivel variabil**, deschis la presiunea atmosferică; în urma decuplării, rezultă **două sisteme hidraulice intermediare** (prezentate în figurile 3.31 și 3.32), pe care le vom studia pe rând.

Studiul celor 2 sisteme hidraulice intermediare presupune parcurgerea **următorilor pași**:

⁴ vezi Ordinul ANRE 41/2013 [47; anexa 5]: *Tarif binom diferențiat pe zone orare și durate de utilizare* – A33, joasă tensiune (0.1÷1 kV inclusiv) cu durata de utilizare mare, pentru energie, în lei/kWh & Ordinul ANRE 41/2013 [47; anexa 7]: *Zone orare pentru tariful A33*.

① dimensionarea rețelei inelare din figura 3.32 pentru valoarea medie a debitului de alimentare, $\bar{Q}_{R2} = 5\bar{Q}_c = 440$ litri/s (suma debitelor orare medii consumate în nodurile C1÷C5); rezultă deci valorile diametrelor D_j , unde $j = 9 \div 20$;

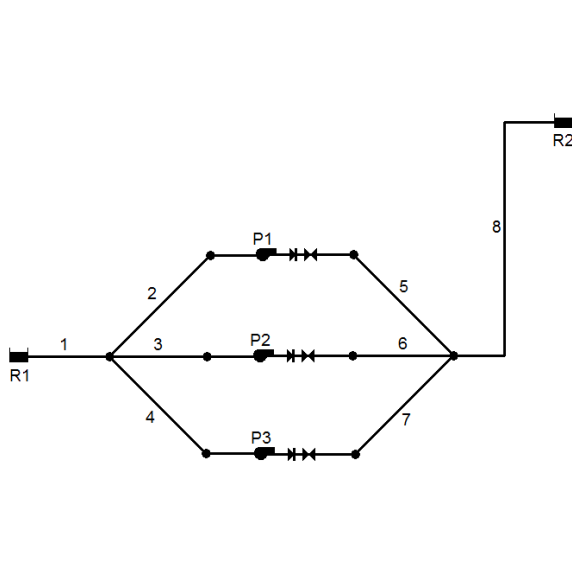


Fig. 3.31. – Primul sistem hidraulic intermediar: stația de pompare

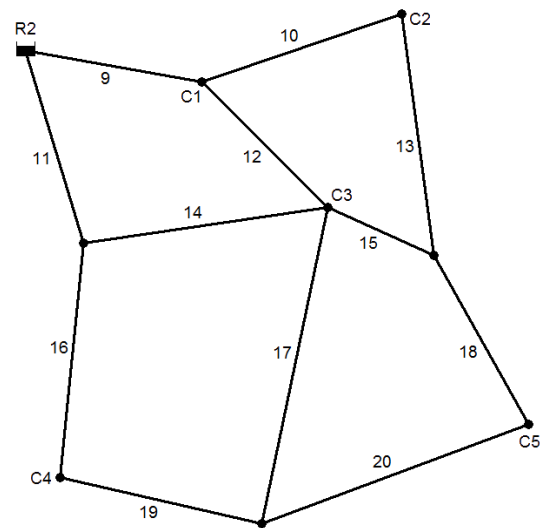


Fig. 3.32. – Al doilea sistem hidraulic intermediar: rețeaua inelară de distribuție a apei

② determinarea graficului de variație orară $H_{R2} = H_{R2}(t)$ a cotei piezometrice la suprafața liberă a bazinului care alimentează rețeaua din figura 3.32, pentru o perioadă de timp de 24 de ore, impunând asigurarea presiunii de serviciu minime la consumatorul cel mai dezavantajat din punct de vedere hidraulic, care în acest caz este consumatorul C5 [23];

③ transpunerea acestui grafic de variație orară $H_{R2} = H_{R2}(t)$ la bazinul R2 de refulare al stației de pompare din figura 3.31;

④ dimensionarea conductelor magistrale cu $j=1$ și $j=8$ ale sistemului hidraulic din figura 3.31, unde $D_1 = D_8$, pentru valoarea medie a debitului de alimentare, $\bar{Q}_{R2}$;

⑤ alegerea pompelor în ipoteza că debitul $\bar{Q}_{R2}$ este asigurat cu două pompe în funcțiune, ambele la turație nominală și cu același debit pompat, egal cu $\bar{Q}_{R2}/2$;

⑥ dimensionarea conductelor cu $j = 2 \div 7$ pentru debitul tranzitat egal cu $\bar{Q}_{R2}/2$, rezultând diametre egale, $D_2 = D_3 = \dots = D_7$.

⇒ În cea de-a doua etapă, **vom cupla cele 2 sisteme hidraulice intermediare, pentru a reconstitui sistemul inițial din figura 3.30**; pentru aceasta, bazinul R2 va fi înlocuit cu o **joncțiune**, în care cota piezometrică va varia în timp după curba $H_{R2} = H_{R2}(t)$ determinată în prima etapă. La final, vom propune **două variante de algoritm de funcționare a pompelor în stația de pompare**, în funcție de consumul de apă variabil în timp, anume: o **variantă clasică** (vezi paragraful §1.6.4), respectiv o **variantă îmbunătățită** [22], [23].

3.7.2. Dimensionarea rețelei inelare de distribuție a apei și stabilirea graficului de variație a cotei piezometrice în nodul de alimentare

⇒ **Dimensionarea rețelei inelare din figura 3.32**

În cele ce urmează vom aborda dimensionarea rețelei inelare din figura 3.32, utilizând EPANET. Dimensionarea rețelei se va realiza **pentru regimul de consum de apă mediu zilnic**, adică pentru valoarea medie a debitului de alimentare: $\bar{Q}_{R2} = 5\bar{Q}_c = 440$ litri/s. Acest regim de consum mediu se înregistrează în cazul studiat **de la ora 06:00, la ora 07:00 dimineața**, deci pentru al 7-lea pas de timp orar, cu începere de la miezul nopții, pentru care $t = 7$ h, iar $c_q = \bar{c}_q = 1$ în tabelul 3.14; pentru acest regim de consum, cota piezometrică la suprafața liberă a rezervorului R2 are valoarea medie $\bar{H}_{R2}$ (mediată pe o perioadă de timp de 24 de ore).

În conformitate cu **primii 2 pași ai algoritmului de dimensionare a rețelelor inelare** din paragraful §1.5.2, cunoscând debitul de alimentare $\bar{Q}_{R2} = 440$ litri/s și debitele $\bar{Q}_c = 88$ litri/s consumate în nodurile C1÷C5, se alege un sens de parcurgere al inelelor, precum și un sens de parcurgere al fiecărei artere, începând din nodul de alimentare (R2), în conformitate cu o **distribuție inițială a debitelor** Q_{0j} pe artere (cu $j = 9 \div 20$), calculată aproximativ (vezi tabelul 3.16), cu respectarea ecuației continuității în fiecare nod. Pentru această distribuție inițială a debitelor, se aleg diametrele inițiale ale conductelor D_{0j} (cu $j = 9 \div 20$), pe baza tabelului 1.2 (paragraful §1.1); valorile acestor diametre inițiale se inserează în tabelul 3.16.

Tabelul 3.16. – Aproximația **inițială** a debitelor Q_{0j} și diametrelor D_{0j} ; distribuția debitelor Q_j **după prima rulare**, pe conductele rețelei inelare din figura 3.32

j	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Q_{0j} [l/s]	230	100	210	42	12	90	24	120	20	36	32	52
D_{0j} [mm]	450	300	450	200	125	300	150	350	150	200	200	250
Q_j [l/s]	225.4	98.6	214.6	38.8	10.6	86.4	22.6	128.2	14.6	33.15	40.2	54.85

Rețeaua inelară studiată a fost schematizată în EPANET (ca în figura 3.32), proiectul a fost salvat cu denumirea **retea37a.net**, iar **datele de intrare** au fost introduse prin setări efectuate în **editoarele de proprietăți ale componentelor instalației**, după cum urmează:

- pentru **bazinul R2**, la prima iterație nu s-au efectuat setări, ci s-a lăsat valoarea implicită a cotei piezometrice la suprafața liberă, *Total Head* = 0 (metri);
- pentru **fiecare conductă** $j = 9 \div 20$, au fost setate valorile lungimilor L_j în metri (din tabelul 3.13) și diametrelor alese inițial D_{0j} în mm (din tabelul 3.16); utilizând editorul comun (*Group Edit*), au fost setate valorile rugozităților absolute ale pereților pentru toate conductele: *Roughness* = 0.5 (mm);
- pentru **nodurile de consum C1÷C5**, au fost setate valorile cotei (egale cu înălțimea dată de presiunea de serviciu, în metri), *Elevation* = 40, respectiv s-au setat valorile debitelor consumate, în litri/s, *Base Demand* = 88;
- pentru **joncțiunile de legătură** s-au lăsat setările implicite: *Elevation* = 0 și *Base Demand* = 0.

După rularea proiectului retea37a.net, s-a obținut un **mesaj de avertizare** (*Warning Messages were generated. See Status Report for details* → **WARNING: Negative pressures at 0:00:00 hrs**), deoarece au fost obținute valori negative ale presiunii relative în noduri. Au fost însă calculate debitele Q_j tranzitate pe conductele rețelei ($j = 9 \div 20$).

În figura 3.33 (imaginea din stânga) este prezentată distribuția inițială a debitelor Q_{0j} din tabelul 3.16 (cu valori în chenar), iar în figura 3.33 (imaginea din dreapta) este prezentată distribuția debitelor pe conductele rețelei după prima rulare.

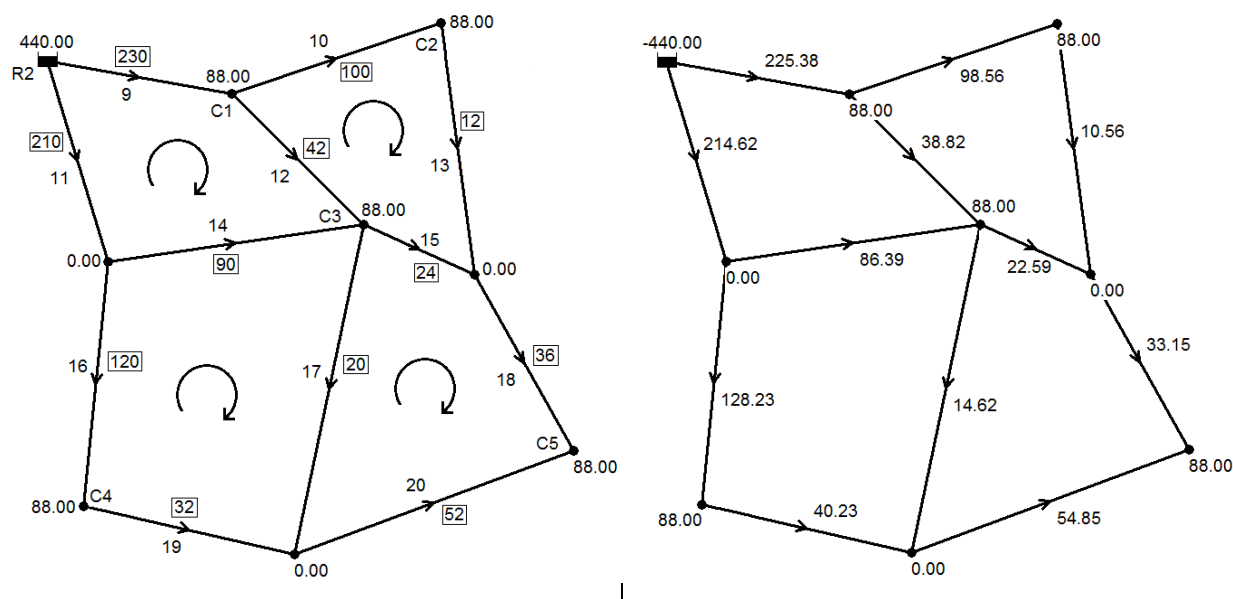


Fig. 3.33. – Distribuția inițială a debitelor (cu valori în litri/s încadrate în chenar) și debitele consumate în noduri (în stânga) și distribuția debitelor pe conductele cu $j = 9 \div 20$ după prima rulare (în dreapta)

Pentru valorile calculate ale debitelor tranzitate pe conductele rețelei inelare, din tabelul 1.2 rezultă că pe conductele cu $j = 13$ și $j = 17$, diametrele conductelor ar trebui micșorate, la valorile $D_{13} = 100$ mm (în loc de 125 mm), respectiv $D_{17} = 120$ mm (în loc de 150 mm). Din analiza valorilor vitezei apei pe conductele rețelei, reiese însă că pe aceste 2 conducte, valorile vitezelor (0.86 m/s, respectiv 0.83 m/s) rămân în **plaja vitezelor economice**, în conformitate cu tabelul 1.1. În consecință, **nu se va modifica dimensionarea conductelor**, iar pentru rețeaua inelară studiată, **diametrele finale vor fi identice cu cele alese inițial** în tabelul 3.16, adică: $D_j = D_{0j}$ (unde $j = 9 \div 20$).

Se reamintește faptul că repartitia debitelor Q_j pe conductele cu $j = 9 \div 20$, din tabelul 3.16 și din figura 3.33/dreapta, corespunde unui **regim de consum de apă mediu zilnic**, în care debitul de alimentare are valoarea medie $\bar{Q}_{R2} = 5\bar{Q}_c = 440$ litri/s, regim înregistrat la $t = 7$ h.

Pasul următor în calculul de dimensionare al rețelei inelare din figura 3.32 este **determinarea cotei pizometrice $\bar{H}_{R2}$ la suprafața liberă a bazinului R2**, pentru care se asigură **presiunea de serviciu impusă (40 m.c.a) la consumatorul cel mai dezavantajat**. Pentru aceasta, în proiectul **retea37a.net** se afișează valorile cotelor piezometrice în nodurile rețelei (de fapt, se afișează *Pressure*, având în vedere că s-a setat *Elevation* = 40 (metri) în nodurile de consum); rezultă astfel valorile din figura 3.34. Cea mai mare depresiune (– 50.624 m.c.a.) este afișată la **consumatorul C5**, care este **cel mai dezavantajat consumator** din punct de vedere hidraulic.

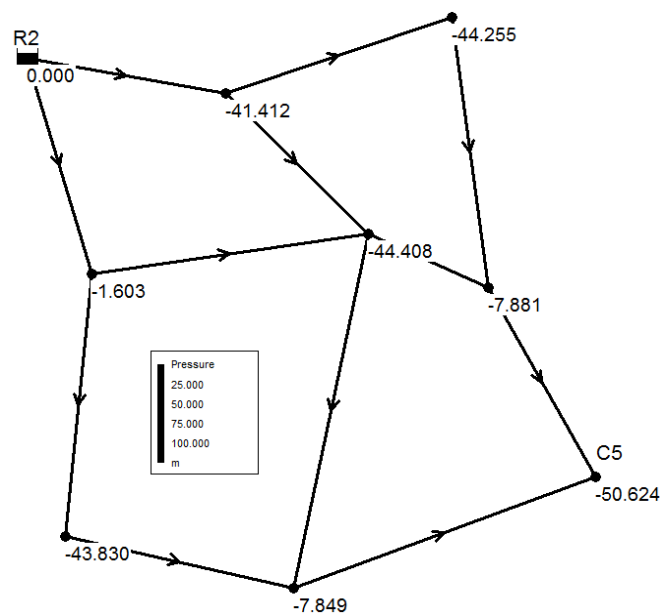


Fig. 3.34. – Distribuția deficitului de cotă piezometrică în nodurile rețelei inelare, în metri

Rezultă că pentru bazinul R2, trebuie setată valoarea cotei piezometrice la suprafața liberă a apei egală cu 50.624 m, adică $Total\ Head = 50.624$; deci, pentru **valoarea medie a cotei piezometrice la suprafața liberă a bazinului** $\bar{H}_{R2} = 50.624\text{ m}$, la consumatorul cel mai dezavantajat (consumatorul C5), presiunea este egală cu presiunea de serviciu (40 m.c.a.). În figura 3.35 este prezentată **distribuția cotei piezometrice în nodurile rețelei**, pentru **regimul de consum mediu zilnic** analizat.

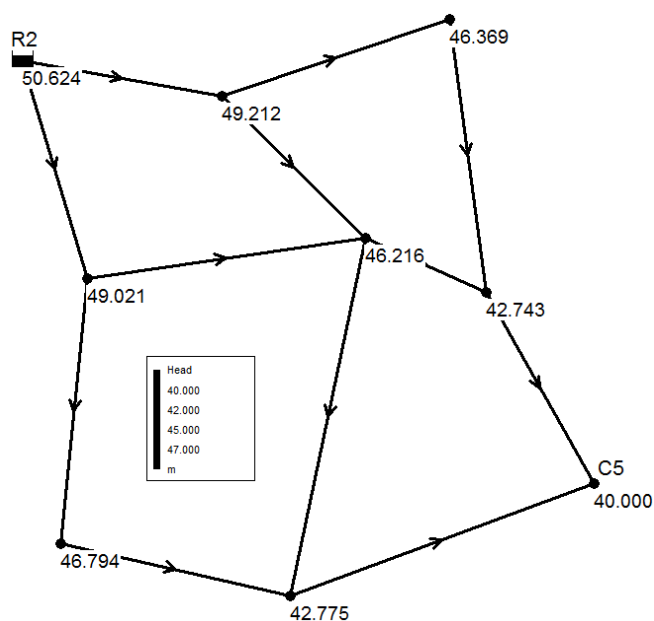


Fig. 3.35. – Distribuția cotei piezometrice în nodurile rețelei inelare, în metri, pentru regimul de consum de apă mediu zilnic

Cota piezometrică la suprafața liberă a rezervorului R2 variază în timp, $H_{R2} = H_{R2}(t)$, cu pas de timp orar, după o curbă de variație orară a cotei piezometrice de forma (2.5):

$$H_{R2} = H_{R2}(t) = c_h(t) \bar{H}_{R2}, \quad (3.12)$$

unde timpul t este considerat în ore, $\bar{H}_{R2} = 50.624$ m este valoarea medie a cotei piezometrice (mediată pe perioada de 24 de ore aferentă curbei), iar $c_h = c_h(t)$ reprezintă **coeficienții de variație orară a cotei piezometrice**, coeficienți cu care se va multiplica valoarea medie $\bar{H}_{R2}$. Pentru **regimul de consum de apă mediu**, care se înregistrează de la ora 06:00, la ora 07:00 dimineata, pentru $t = 7$ h și $c_q = \bar{c}_q = 1$, rezultă $c_h = 1$.

⇒ Verificarea hidraulică a rețelei inelare pentru consum de apă variabil în timp

Pentru rețeaua inelară de distribuție a apei din figura 3.32, care a fost dimensionată anterior, vom efectua în continuare verificarea hidraulică a rețelei, considerând un **consum de apă variabil în timp**, după relația (3.10), cu coeficienții $c_q = c_q(t)$ din tabelul 3.14.

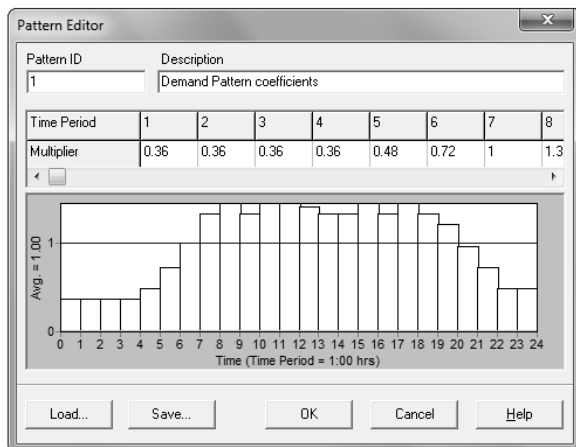
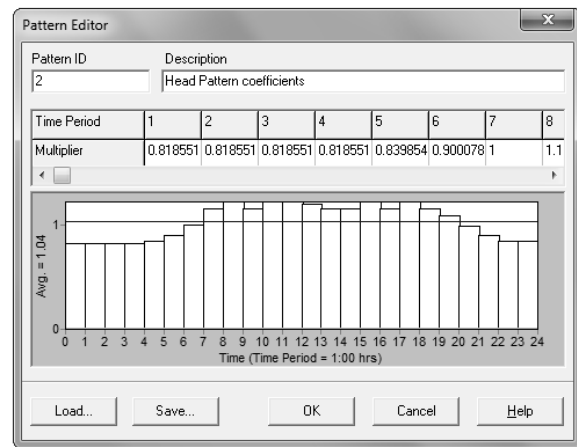
Pentru aceasta, vom salva proiectul **retea37a.net** sub denumirea **retea37b.net** și în acest nou proiect vom efectua următoarele operații:

- în *Times Options* (pe calea *Browser/ Data/ Options/ Times*), vom seta: *Total Duration* = 24 (ore); *Hydraulic Time Step* = 1 (o oră); *Pattern Time Step* = 1 (oră); *Report Start Time* = 0 : 00 și *Clock Start Time* = 0 : 00 (miezul nopții);
- pe calea *Browser/ Data/ Patterns*, cu *Add* se deschide *Pattern Editor* și se creează *Demand Pattern* cu ID=1 (vezi figura 3.36); cu butonul *Load* al acestui editor, se importă valorile coeficienților $c_q = c_q(t)$ dintr-un fișier de tip text, creat în prealabil cu Notepad++ și denumit **demand.pat**, fișier cu următoarea structură:

```
EPANET Pattern Data
Demand Pattern coefficients
0.36
⋮ (aici sunt inserate pe coloană valorile coeficienților din tabelul 3.14)
0.48
```

- în editoarele de proprietăți ale nodurilor de consum C1÷C5, se setează ID-ul câmpului *Demand Pattern*, egal cu 1, apoi se salvează proiectul.

Se rulează proiectul **retea37b.net** și se obține un mesaj lung de avertizare, datorită depresiunilor înregistrate în noduri la 13 momente de timp t , din totalul de 24 de momente.

Fig. 3.36. – Graficul de variație orară a debitelor consumate (*Demand Pattern*)Fig. 3.37. – Graficul de variație orară a cotei piezometrice în R2 (*Head Pattern*)

⇒ Graficul de variație a cotei piezometrice în nodul de alimentare

Prin rularea proiectului **retea37b.net**, în care cota piezometrică în R2 este **menținută constantă**, $\bar{H}_{R2} = 50.624$ m, iar **consumul de apă variază** cu pas de timp orar după *Demand Pattern* din figura 3.36, la cel mai dezavantajat consumator (C5), se va înregistra o **diferență de cotă piezometrică** $\Delta H = \Delta H(t)$ variabilă în timp:

$$\Delta H(t) = H_{C5}(t) - 40, \quad (3.13)$$

pozitivă sau negativă, în funcție de diferența dintre cota piezometrică $H_{C5}(t)$ în nodul C5 și înălțimea aferentă presiunii de serviciu cerute (40 m). Valorile **coeficienților de variație orară a cotei piezometrice** $c_h = c_h(t)$ vor fi calculate cu relația [23]:

$$c_h(t) = \frac{\bar{H}_{R2} - \Delta H(t)}{\bar{H}_{R2}}, \quad (3.14)$$

unde timpul t este considerat în ore.

Pentru metodologia de calcul prezentată în prezentul paragraf, experiența acumulată [22], [23] arată că valorile coeficienților $c_h = c_h(t)$ trebuie să fie calculate cu cât mai multe zecimale. În EPANET, în *File/ Preferences/ Formats/ Node Parameter*, se selectează cota piezometrică (*Head*) și se setează pentru aceasta **numărul maxim de zecimale** (6 zecimale). Astfel, valorile afișate pe schemă pentru *Head* în nodurile rețelei vor avea 6 zecimale. Pentru a salva valorile $H_{C5}(t)$, se selectează nodul C5, se face *click* pe *Table*, apoi în editorul *Table Selection* se alege *Time series for node (C5)*; în *Columns*, se lasă activ doar parametrul *Head* și apoi se apasă OK. Datele afișate se salvează cu *Edit/ Copy To (Copy Time Series Table)/ Clipboard*. După această operație, se recomandă inserarea datelor într-un fișier Excel, pentru a calcula cu ușurință

valorile coeficienților $c_h = c_h(t)$, pe baza relațiilor (3.13) și (3.14). Valorile obținute pentru acești **coeficienți de variație orară a cotei piezometrice** sunt inserate în tabelul 3.17. Pentru a facilita importarea lor în *Head Pattern*, aceste valori se inserează fișier de tip text, creat cu Notepad++ și denumit **head.pat**, fișier cu următoarea structură:

```
EPANET Pattern Data
Head Pattern coefficients
0.818551873
⋮ (aici sunt inserate pe coloană valorile coeficienților din tabelul 3.17)
0.839854219
```

În continuare, vom salva proiectul **rete37b.net** sub denumirea **rete37c.net** și în acest nou proiect vom efectua următoarele operații:

- pe calea *Browser/ Data/ Patterns*, cu *Add* se deschide *Pattern Editor* și se creează *Head Pattern* cu ID=2 (vezi figura 3.37); cu butonul *Load* al acestui editor, se importă valorile coeficienților $c_h = c_h(t)$ din fișierul **head.pat**;
- în editorul de proprietăți al bazinului R2, se setează ID-ul câmpului *Head Pattern*, egal cu 2, apoi se salvează proiectul.

Se rulează proiectul **rete37c.net** și se obține variația corectă a cotelor piezometrice în nodurile rețelei studiate. În figura 3.38, este prezentată variația în timp a cotei piezometrice la suprafața liberă a bazinului R2, $H_{R2} = H_{R2}(t)$, față de valoarea constantă în timp a cotei piezometrice $H_{C5} = 40$ m, la consumatorul C5 (cel mai dezavantajat consumator din punct de vedere hidraulic).

Tabelul 3.17. – Coeficienții de variație orară a cotei piezometrice în R2, $c_h = c_h(t)$, calculați pentru **studiul de caz din acest paragraf** (valoarea timpului $t = 1$ corespunde intervalului orar 00:00÷01:00, iar $t = 24$ corespunde intervalului orar 23:00÷24:00)

t [h]	1	2	3	4	5	6	7	8
c_h	0.81855	0.81855	0.81855	0.81855	0.83985	0.90008	1	1.15325
t [h]	9	10	11	12	13	14	15	16
c_h	1.22147	1.15325	1.22147	1.22147	1.19808	1.15325	1.15325	1.22147
t [h]	17	18	19	20	21	22	23	24
c_h	1.15325	1.22147	1.15325	1.09090	0.98376	0.90008	0.83985	0.83985

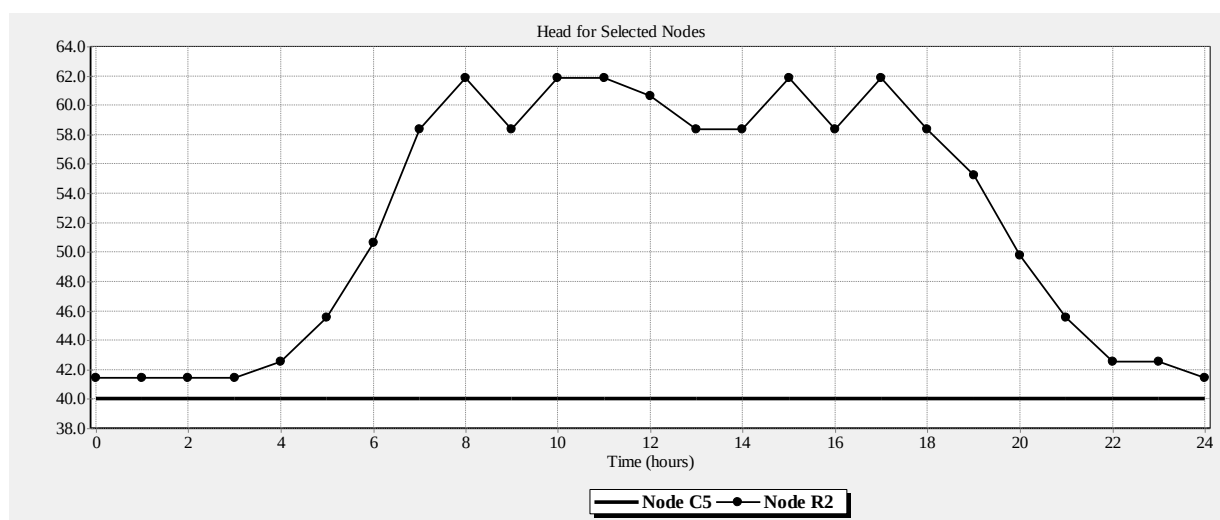


Fig. 3.38. – Variația în timp a cotei piezometrice la suprafața liberă a bazinului R2 (Node R2), față de valoarea constantă în timp a cotei piezometrice la consumatorul C5 (Node C5)

3.7.3. Stația de pompare care alimentează rețeaua inelară

După cum am menționat în paragraful §3.7.1, în cele ce urmează vom transpune graficul de variație orară $H_{R2} = H_{R2}(t)$ din figura 3.38, la bazinul de refulare R2 al stației de pompare din figura 3.31. Deci stația de pompare trebuie să funcționeze de-a lungul unei zile după un algoritm capabil să asigure variația orară a debitului de alimentare $Q_{R2} = Q_{R2}(t)$ cerută în R2, definită prin (3.10), respectiv să asigure înălțimea de pompare variabilă în timp, pentru care cota piezometrică variază cu pas de timp orar, după curba $H_{R2} = H_{R2}(t)$ definită prin (3.12).

Conductele magistrale de aspirație ($j=1$) și de refulare ($j=8$) ale stației de pompare din figura 3.31, vor fi **dimensionate pentru valoarea medie a debitului de alimentare** a bazinului R2, anume $\bar{Q}_{R2} = 440$ litri/s. Din considerente legate de ecuația continuității, diametrele celor două conducte magistrale sunt egale: $D_1 = D_8$. Valoarea nominală a acestor diametre se alege din tabelul 1.2, aferent vitezelor economice și rezultă: $D_1 = D_8 = 600$ mm.

Conform celor menționate în paragraful §3.7.1, **vom alege pompele în ipoteza că debitul $\bar{Q}_{R2}$ este asigurat cu două pompe în funcțiune** (de exemplu, pompele P1 și P2), ambele la turație nominală și cu același debit pompat, egal cu $\bar{Q}_{R2}/2$ (cea de-a 3-a pompă este oprită în acest caz). Rezultă că fiecare conductă cu indicele $j = 2 \div 7$ (vezi figura 3.31), va fi dimensionată pe criterii economice pentru debitul tranzitat egal cu $\bar{Q}_{R2}/2 = 220$ litri/s; rezultă următoarele diametre nominale ale acestor conducte: $D_2 = D_3 = \dots = D_7 = 450$ mm.

Pentru alegerea pompelor, considerăm cazul în care regimul de consum de apă este **regimul de consum mediu**, care se înregistrează dimineața, în intervalul orar 06:00÷07:00, deci pentru al 7-lea pas de timp orar, cu începere de la miezul nopții, pentru care $t = 7$ h, $c_q = 1$ și $c_h = 1$.

Pentru acest regim de consum mediu, la nivelul bazinului R2 se cunosc valorile: $\bar{H}_{R2} = 50.624$ m și $\bar{Q}_{R2} = 440$ litri/s = 0.44 m³/s.

Prin enunț, pompele sunt **centrifuge, identice**, iar alegerea lor presupune, în mod normal, selectarea unor **curbe caracteristice la turație nominală** dintr-un catalog, sau utilizarea unui program de selecție pus la dispoziția utilizatorilor de către fabricantul de pompe, plecând de la valorile debitului și înălțimii de pompare necesare în punctul de funcționare energetică aferent regimului de consum mediu. După efectuarea alegerii pompelor, curbele caracteristice ale acestora trebuie introduse în EPANET, în *Curve Editor*.

Pentru acest studiu de caz, **vom construi analitic curbele caracteristice ale pompelor** într-o formă specifică [22] (de exemplu, utilizând pentru curba energetică un polinom de gradul 2 fără termen de ordinul 1 pentru debit), această alegere nediminuând caracterul de generalitate al rezolvării.

În continuare vom face referire la o singură pompă, notată P_k , identificată prin $k = 1 \div 3$.

Curba caracteristică energetică a unei pompe la turația nominală n_0 , $H_{P_k} = H_{P_k}(Q_{P_k})$, va fi definită printr-o curbă polinomială de gradul 2, de forma:

$$H_{P_k} = H_{P_k}(Q_{P_k}) = a - b Q_{P_k}^2, \quad (3.15)$$

iar **curba caracteristică de randament** a unei pompe la turația nominală n_0 , $\eta_{P_k} = \eta_{P_k}(Q_{P_k})$, va fi definită printr-o curbă polinomială de gradul 2, de forma:

$$\eta_{P_k} = \eta_{P_k}(Q_{P_k}) = c Q_{P_k} - d Q_{P_k}^2, \quad (3.16)$$

în care coeficienții polinoamelor (a, b, c și d) trebuie să fie determinați/aleși.

Pentru **regimul de consum mediu**, debitul pompat cu o pompă (**de exemplu, pompa P1**) are valoarea: $Q_{P1m} = \bar{Q}_{R2}/2$, adică $Q_{P1m} = 0.22$ m³/s. **Legea energiilor** între suprafața liberă a bazinului de aspirație R1 și suprafața liberă a bazinului de refulare R2, **trecând prin pompa P1**, se scrie:

$$H_{R1} + H_{P1}(Q_{P1}) = \bar{H}_{R2} + (M_2 + M_5) Q_{P1}^2 + (M_1 + M_8) \bar{Q}_{R2}^2, \quad (3.17)$$

unde $H_{R1} = 0$ m; modulele de rezistență hidraulică M_j , pentru $j \in \{1; 2; 5; 8\}$, se calculează cu relația (1.15), în care coeficientul lui Darcy λ_j este definit prin formula Swamee-Jain (1.65), valabilă pentru întreg regimul de curgere turbulent.

Pentru **regimul de consum mediu**, din (3.17) se poate calcula valoarea înălțimii de pompare $H_{P1m} = H_{P1m}(Q_{P1m})$; rezultă valoarea $H_{P1m} = 56.94$ m. Cu aceasta, pentru regimul studiat, relația (3.15) se scrie:

$$56.94 = a - 0.22^2 b. \quad (3.18)$$

Există o multitudine de perechi de valori $\{a; b\}$ care întrunesc condiția (3.18). Ținând seama de faptul că pompele vor funcționa cu turație variabilă în cadrul sistemului studiat, într-o plajă largă în jurul turației nominale n_0 [23], pentru evitarea obținerii unor turații⁵ de peste $1.2n_0$, se recomandă [22] alegerea unei pompe cu o curbă energetică cu pantă mai mare, adică cu o sarcină la mers în gol mai mare. Alegând de exemplu o pompă care are la mers în gol sarcina egală cu 120m [22], adică $a = 120$, din condiția (3.18) rezultă coeficientul $b \cong 1303$, deci caracteristica energetică a pompei P_k se scrie:

$$H_{P_k} = H_{P_k}(Q_{P_k}) = 120 - 1303 Q_{P_k}^2, \text{ pentru } k = 1 \div 3, \quad (3.19)$$

cu valori ale înălțimii de pompare în metri, pentru valori ale debitului pompat în m^3/s .

Pentru curba de randament, se selectează coeficienții $c = 600$ și $d = 1270$ [22], pentru care curba (3.16) se scrie sub forma:

$$\eta_{P_k} = \eta_{P_k}(Q_{P_k}) = 600 Q_{P_k} - 1270 Q_{P_k}^2, \text{ pentru } k = 1 \div 3 \quad (3.20)$$

cu valori ale randamentului în procente [%], pentru valori ale debitului pompat în m^3/s .

Pentru valori discrete ale debitului pompat, de la 0 la 0.3 în m^3/s (cu pas 0.01 m^3/s), cu relațiile (3.19) și (3.20) se determină valorile înălțimii de pompare în metri, respectiv randamentului agregatului de pompare în procente (%). Perechile de valori {debit în litri/s – înălțime de pompare în metri} sunt inserate pe 2 coloane într-un fișier de tip text, creat cu Notepad++ și denumit **HQ.crv**, fișier cu următoarea structură:

```
EPANET Curve Data
PUMP
Head - flow rate curve
0    120
:    (aici sunt inserate valorile debitului pe coloana 1 și înălțimii de pompare pe coloana 2)
300  2.739
```

⁵ Majoritatea motoarelor acționate cu turație variabilă (*Variable-Frequency Drive Motor*, în engleză) pot asigura o turație de până la 20% mai mare decât turația nominală.

Perechile de valori {debit în litri/s – randament în %} sunt inserate pe 2 coloane într-un fișier de tip text, creat cu Notepad++ și denumit **etaQ.crv**, fișier cu următoarea structură:

```
EPANET Curve Data
EFFICIENCY
Efficiency curve
0      0
10     5.873
⋮      (aici sunt inserate valorile debitului pe coloana 1 și randamentului pe coloana 2)
300    65.7
```

Stația de pompare din figura 3.31 a fost schematizată în EPANET, proiectul a fost salvat cu denumirea **rete37d.net**, iar **datele de intrare** au fost introduse prin setări efectuate în **editoarele de proprietăți ale componentelor instalației**, după cum urmează:

- pentru **bazinul de aspirație R1**, cota piezometrică la suprafața liberă: *Total Head* = 0 (m);
- pentru **bazinul R2**, valoarea medie a cotei piezometrice: *Total Head* = 50.624 (metri) și *Head Pattern* cu ID egal cu 2;
- pentru **fiecare conductă** $j = 1 \div 8$, lungimile L_j în metri (din tabelul 3.13), diametrele D_j alese la începutul acestui paragraf, în mm și *Roughness* = 0.5 (mm);
- pentru **joncțiunile de legătură**: *Elevation* = 0 și *Base Demand* = 0;
- pentru **fiecare pompă**, P1÷P3: *Pump Curve* cu ID egal cu 1 și *Efficiency Curve* cu ID = 2;
- doar pentru **pompa P3**: *Initial Status* = *Closed*;
- în *Times Options* (pe calea *Browser/ Data/ Options/ Times*): *Total Duration* = 24 (ore); *Hydraulic Time Step* = 1 (o oră); *Pattern Time Step* = 1 (oră); *Report Start Time* = 0:00 și *Clock Start Time* = 0:00 (miezul nopții);
- pe calea *Browser/ Data/ Patterns*, cu comanda *Add*, în *Pattern Editor* ⇒ *Head Pattern* cu ID = 2; cu *Load* s-au importat valorile coeficienților $c_h = c_h(t)$ din fișierul **head.pat**;
- pe calea *Browser/ Data/ Curves*, cu comanda *Add*, în *Curve Editor* a fost setată *Pump Curve*, cu ID = 1; cu *Load* s-au importat perechile de valori {debit în litri/s – înălțime de pompare în metri} din fișierul **HQ.crv**; curba energetică obținută este prezentată în figura 3.39;
- pe calea *Browser/ Data/ Curves*, cu comanda *Add*, în *Curve Editor* a fost setată *Efficiency Curve*, cu ID = 2; cu *Load* s-au importat perechile de valori {debit în litri/s – randament în %} din fișierul **etaQ.crv**; curba de randament obținută este prezentată în figura 3.40.

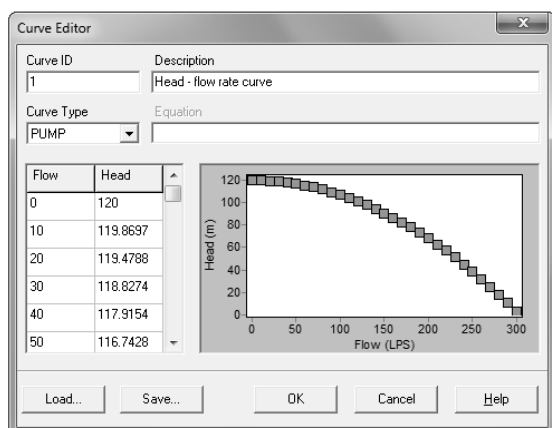


Fig. 3.39. – Curba caracteristică energetică a unei pompe (*Pump Curve*) la turația nominală

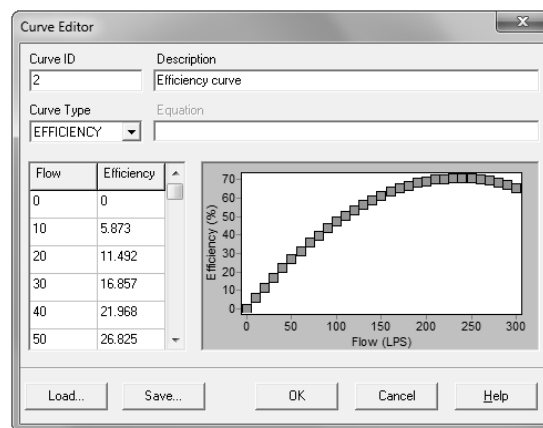


Fig. 3.40. – Curba caracteristică de randament a unei pompe (*Efficiency Curve*) la turația nominală

După rularea proiectului **retea37d.net**, se verifică valorile obținute la cel de-al 7-lea pas de timp, $t = 7$, **corespunzător regimului de consum mediu**, afișat în *Browser/ Map/ Time* cu valoarea **6** (adică **ora 06:00** – ora la care începe acest pas de timp, cuprins în intervalul 06:00÷07:00).

În figura 3.41 este prezentată distribuția debitelor și cotelor piezometrice la momentul de timp $t = 7$, pentru stația de pompare studiată cu proiectul **retea37d.net**. Pentru pompa P1, lângă schema sistemului hidraulic, este prezentat și editorul de proprietăți al pompei (*Pump P1*); în punctul de funcționare energetică al acestei pompe, debitul este 220 litri/s, iar înălțimea de pompare este egală cu 56.94m (valoarea afișată este *Headloss* = -56.94m; vezi explicațiile din tabelul 2.5 din paragraful §2.2.3).

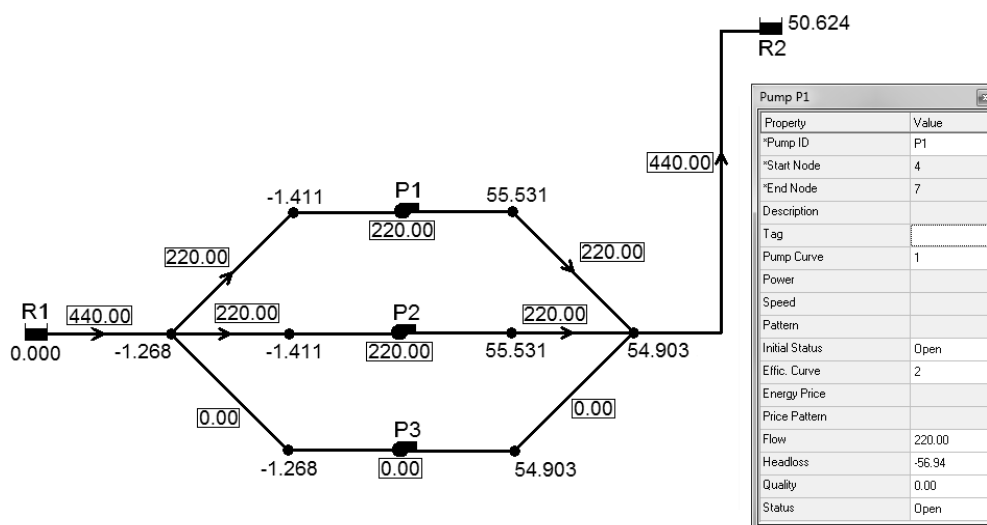


Fig. 3.41. – Distribuția debitelor și cotelor piezometrice la momentul de timp $t = 7$ (corespunzător regimului de consum mediu), pentru stația de pompare din figura 3.31

3.7.4. Stabilirea algoritmului de funcționare aferent pompelor din stația de pompare

Pentru a continua studiul, în acest paragraf vom cupla cele 2 sisteme hidraulice intermediare din figurile 3.31 și 3.32, pentru a reconstitui sistemul inițial din figura 3.30, prin intermediul relațiilor de variație în timp a cotei piezometrice și a debitului în bazinul R2. Astfel, vom înlocui bazinul R2 cu un **nod de distribuție** (notat R2 în figura 3.30), în care cota piezometrică va varia în timp după curba $H_{R2} = H_{R2}(t)$ determinată prin relația (3.12).

După cum am precizat în paragraful §3.7.1, vom stabili aici **algoritmul de funcționare aferent celor 3 pompe cuplate în paralel în stația de pompare**, astfel încât să fie asigurat regimul de consum cerut, cu pas orar de-a lungul a 24 de ore (începând de la miezul nopții).

Pentru a permite o analiză comparativă a rezultatelor finale (concretizate prin **costul zilnic al pompării**), vom realiza acest studiu pentru **două variante de reglare continuă a funcționării pompelor**, deci vom obține **două variante de algoritm de funcționare**, anume pentru:

- **varianta clasică** (din paragraful §1.6.4), descrisă în literatura de specialitate [22], [23], [8], [11], variantă în care o pompă funcționează cu turație variabilă de-a lungul întregii zile (de la turația minimă la gol de consum, până la turația nominală la vârf de consum), iar orice altă pompă are turație constantă egală cu turația nominală atunci când este pornită;
- **o variantă îmbunătățită**, propusă în Georgescu [22], [23], care se bazează pe faptul că energia minimă consumată pentru pompare este atinsă atunci când toate pompele aflate în funcțiune sunt acționate cu aceeași turație – această variantă conduce la rezultate mai bune decât varianta clasică, deoarece asigură o energie minimă consumată pentru pompare și deci un cost minim de-a lungul unei zile de funcționare a stației de pompare, în comparație cu varianta clasică.

⇒ Modelul numeric care descrie funcționarea stației de pompare

Vom nota cu r_k raportul dintre turația n_k a unei pompe P_k la un anumit moment de timp t și turația nominală n_0 a pompei, adică:

$$r_k(t) = \frac{n_k(t)}{n_0}, \quad (3.21)$$

unde timpul t este considerat în ore, iar fiecare indice $k = 1 \div 3$ este atașat unei pompe din stația de pompare (de exemplu, $k = 1$ pentru pompa P1). Raportul r_k este denumit **turație relativă a pompei**.

Pentru o pompă P_k ce funcționează cu turație diferită de turația nominală, deci cu **turație relativă** $r_k \neq 1$, aplicăm curbilor caracteristice (3.19) și (3.20) **relațiile de similitudine** pentru debite (1.128) și pentru înălțimi de pompare (1.129), respectiv aplicăm relația debitului (1.132) aferentă **punctului omolog de funcționare** și relația (1.133) pentru **randamentul la altă turație** decât cea nominală; pentru turații relative mai mici de 0.8, vom utiliza formula de corecție (1.134). Se obține astfel următoarea formă a curbilor caracteristice ale pompelor P_k , pentru $k = 1 \div 3$ (unde înălțimea de pompare rezultă în metri, respectiv randamentul agregatului de pompare rezultă în procente [%], pentru valori ale debitului pompat în m^3/s):

$$\begin{cases} H_{P_k} = H_{P_k}(Q_{P_k}) = 120 r_k^2 - 1303 Q_{P_k}^2; \\ \eta_{P_k} = \eta_{P_k}(Q_{omolog_{P_k}}) = 600 \frac{Q_{P_k}}{r_k} - 1270 \frac{Q_{P_k}^2}{r_k^2}, \quad \text{pentru } r_k \geq 0.8; \\ \eta_{P_k} = 1 - \left(1 - \eta_{P_k}(Q_{omolog_{P_k}})\right) \left(\frac{1}{r_k}\right)^{0.1}, \quad \text{pentru } r_k < 0.8; \end{cases} \quad (3.22)$$

Pentru a compacta scrierea, vom face următoarele notații pentru modulele de rezistență hidraulică aferente conductelor cu indice $j = 1 \div 8$:

$$\begin{aligned} M_{P1} &= M_2 + M_5; \\ M_{P2} &= M_3 + M_6; \\ M_{P3} &= M_4 + M_7; \\ M &= M_1 + M_8, \end{aligned} \quad (3.23)$$

unde modulul de rezistență hidraulică M_{P_k} (cu $k = 1 \div 3$) corespunde conductelor de aspirație și de refulare la care este conectată pompa P_k în cadrul cuplajului în paralel (în interiorul stației de pompare), iar M este modulul global de rezistență hidraulică, corespunzător magistralelor de aspirație și de refulare ale stației de pompare.

Pentru stația de pompare studiată, **la un anumit moment de timp** t (unde $t = 1 \div 24$ ore), în care orice pompă P_k poate funcționa cu o anumită valoare a turației relative r_k (cu $k = 1 \div 3$), se poate scrie următorul **sistem de 4 ecuații neliniare**, format din ecuația continuității la ieșirea din stația de pompare și din cele 3 legi ale energiilor, scrise între suprafața liberă a bazinului de aspirație R1 și nodul R2 din aval, trecând pe rând prin fiecare pompă:

$$\begin{cases} Q_{P1} + Q_{P2} + Q_{P3} = Q_{R2} \\ H_{R1} + 120 r_1^2 - 1303 Q_{P1}^2 = H_{R2} + M_{P1} Q_{P1}^2 + M Q_{R2}^2 \\ H_{R1} + 120 r_2^2 - 1303 Q_{P2}^2 = H_{R2} + M_{P2} Q_{P2}^2 + M Q_{R2}^2 \\ H_{R1} + 120 r_3^2 - 1303 Q_{P3}^2 = H_{R2} + M_{P3} Q_{P3}^2 + M Q_{R2}^2 \end{cases} \quad (3.24)$$

Se subliniază faptul că pompele pot funcționa cuplate în paralel cu valori diferite ale debitului pompat. Modulele de rezistență hidraulică (3.23), calculabile cu ajutorul relației (1.15), depind de debitele tranzitate pe conducte la fiecare pas de timp, prin intermediul relației (1.65) de calcul a coeficientului lui Darcy, deci: $M_{Pk} = M_{Pk}(Q_{Pk})$ și $M = M(Q_{R2})$.

Dacă inserăm valorile medii $\bar{Q}_{R2} = 0.44 \text{ m}^3/\text{s}$ și $\bar{H}_{R2} = 50.624 \text{ m}$, atunci rezultă următoarele curbe de variație în timp în nodul R2:

$$Q_{R2}(t) = c_q(t) \bar{Q}_{R2} = 0.44 c_q(t), \quad [\text{m}^3/\text{s}]; \quad (3.25)$$

$$H_{R2}(t) = c_h(t) \bar{H}_{R2} = 50.624 c_h(t), \quad [\text{m}]. \quad (3.26)$$

Știind că $H_{R1} = 0$, pentru **un anumit moment de timp t , sistemul de ecuații neliniare (3.24) poate fi rescris** sub următoarea formă:

$$\begin{cases} Q_{P1} + Q_{P2} + Q_{P3} = 0.44 c_q \\ 120 r_1^2 - 1303 Q_{P1}^2 = 50.624 c_h + M_{P1} Q_{P1}^2 + M (0.44 c_q)^2 \\ 120 r_2^2 - 1303 Q_{P2}^2 = 50.624 c_h + M_{P2} Q_{P2}^2 + M (0.44 c_q)^2 \\ 120 r_3^2 - 1303 Q_{P3}^2 = 50.624 c_h + M_{P3} Q_{P3}^2 + M (0.44 c_q)^2 \end{cases} \quad (3.27)$$

în care **toate variabilele depind de timpul t** ; valorile $c_q(t)$ și $c_h(t)$ pentru $t = 1 \div 24$, sunt prezentate în tabelele 3.14, respectiv 3.17.

Sistemul (3.27) are **4 ecuații neliniare și 6 necunoscute**: turațiile relative r_k și debitele pompate Q_{Pk} , unde $k = 1 \div 3$. Pentru soluționare, sunt necesare **condiții suplimentare**, legate de funcționarea pompelor, în strânsă conexiune cu regimul de consum (cu momentul de timp). În cele ce urmează, vom impune următoarele **condiții suplimentare pentru turațiile relative ale pompelor** [22], [23]. Astfel, vom presupune că **stația de pompare funcționează după următoarele reguli**:

- **Regula ①**: pentru $c_q \leq 0.5$, pompa P1 este deschisă, cu $r_1 \neq 0$ și $Q_{P1} \neq 0$, în timp ce pompele P2 și P3 sunt închise ($r_2 = r_3 = 0$ și $Q_{P2} = Q_{P3} = 0$);

- **Regula ②:** pentru $0.5 < c_q < 1$, pompele P1 și P2 sunt deschise, cu $r_1 \neq 0$ și $r_2 \neq 0$, respectiv cu $Q_{P1} \neq 0$ și $Q_{P2} \neq 0$, în timp ce pompa P3 este închisă ($r_3 = 0$ și $Q_{P3} = 0$);
- **Regula ③:** pentru $c_q = 1$, așa cum s-a stabilit în paragraful §3.7.3, la alegerea pompelor, pompele P1 și P2 sunt deschise și funcționează la turație nominală, deci $r_1 = r_2 = 1$, în timp ce pompa P3 este închisă ($r_3 = 0$ și $Q_{P3} = 0$); relația $r_1 = r_2$ și geometria conductelor cu $j = \{2; 3; 5; 6\}$ duc la egalitatea debitelor pompate, $Q_{P1} = Q_{P2} \neq 0$;
- **Regula ④:** pentru $c_q > 1$, toate cele 3 pompe sunt deschise, cu $r_k \neq 0$ și $Q_{Pk} \neq 0$, pentru $k = 1 \div 3$.

La final, după obținerea valorilor $r_k = r_k(t)$, unde $k = 1 \div 3$ și determinarea tuturor punctelor de funcționare energetică aferente pompelor (pe baza relațiilor (3.22)), se poate calcula **puterea electrică consumată pentru pompare de către fiecare pompă Pk, la fiecare pas de timp**, cu o relație de tipul (1.36):

$$P_{Pk}(t) = \frac{\rho g Q_{Pk}(t) H_{Pk}(t)}{\eta_{Pk}(t)}, \text{ cu } k = 1 \div 3 \text{ și } t = 1 \div 24. \quad (3.28)$$

Valoarea energiei consumate pentru pompare în întreaga stație de pompare, pe durata fiecărui interval orar $\delta t = 1 \text{ h}$, se determină cu relația:

$$E(t) = (P_{P1}(t) + P_{P2}(t) + P_{P3}(t)) \delta t, \text{ cu } t = 1 \div 24. \quad (3.29)$$

Energia consumată pentru pompare în stația de pompare pe durata întregii zile (24 de ore), E_{zi} , este definită astfel:

$$E_{zi} = \sum_{t=1}^{24} E(t). \quad (3.30)$$

În concordanță cu valorile **coeficienților de variație orară a prețului energiei**, $c_e = c_e(t)$, din tabelul 3.15 și ținând seama de valoarea medie zilnică a prețului energiei, $\bar{C}_e = 0.2882 \text{ lei/kWh}$ (vezi paragraful §3.7.1), **costul total C_{zi} al energiei consumate pentru pompare pe durata întregii zile** (24 de ore) se obține cu relația:

$$C_{zi} = \sum_{t=1}^{24} (c_e(t) \bar{C}_e E(t)). \quad (3.31)$$

⇒ Pentru **regula ①**, în tabelul 3.14 sunt doar 2 valori $c_q < 0.5$, anume: $c_q = 0.36$ (pentru momentele de timp $t = 1 \div 4$, în ore, pentru care $c_h = 0.81855$), respectiv $c_q = 0.48$ (pentru

$t = \{5; 23; 24\}$ în ore, pentru care $c_h = 0.83985$). Pentru această regulă simplă, sistemul (3.27) se simplifică sub forma:

$$\begin{cases} Q_{P1} = 0.44 c_q \\ 120 r_1^2 = 1303 Q_{P1}^2 + 50.624 c_h + M_{P1} Q_{P1}^2 + M Q_{P1}^2 \end{cases}, \quad (3.32)$$

care de fapt se reduce la o singură ecuație de forma:

$$120 r_1^2 = (1303 + M_{P1} + M)(0.44 c_q)^2 + 50.624 c_h, \quad (3.33)$$

a cărei soluție este dată de expresia:

$$r_1 = \sqrt{\frac{(1303 + M_{P1} + M)(0.44 c_q)^2 + 50.624 c_h}{120}}, \quad (3.34)$$

unde $M_{P1} = M_{P1}(0.44 c_q)$ și $M = M(0.44 c_q)$. Soluția (3.34) poate fi obținută prin **rezolvare "manuală"**, sau cu ajutorul software-ului **GNU Octave** (sau **MATLAB**) [22, paragraful §4.4.1]. Rezultă următoarele **valori ale turației relative ale pompei P1**: $r_1 = 0.7920$ pentru $c_q = 0.36$ la $t = 1 \div 4$ ore, respectiv $r_1 = 0.9249$ pentru $c_q = 0.48$ la $t = \{5; 23; 24\}$ în ore.

Formularea regulilor ② și ④ nu este suficientă pentru obținerea soluției. În continuare, în funcție de varianta considerată pentru reglarea continuă a funcționării pompelor, **vor fi adăugate condiții suplimentare regulilor ② și ④**, pentru a calcula valorile turației relative ale fiecărei pompe, pentru $0.5 < c_q < 1$ și $c_q > 1$.

⇒ Algoritmul clasic

În conformitate cu descrierea făcută anterior variantei clasice de reglare continuă a funcționării pompelor, pentru stația de pompare studiată vom considera că **una dintre pompe** (de exemplu, pompa P1) **este pompa de bază, anume pompa care funcționează cu turație variabilă de-a lungul întregii zile**, cu turația relativă $r_1(t) \neq 0$ pentru $t = 1 \div 24$, de la turația minimă la gol de consum (definită prin valoarea $r_1 = 0.7920$, calculată pentru $c_q = 0.36$), până la turația nominală; **celelalte pompe, atunci când sunt deschise, funcționează cu turație constantă, egală cu turația nominală** ($r_2 = 1$; $r_3 = 1$).

Pentru această variantă clasică, **vor fi adăugate următoarele condiții suplimentare regulilor ② și ④ enunțate inițial**, anume:

- **Regula ②a:** pentru $0.5 < c_q < 1$, pompa P1 este deschisă cu $r_1 = 1$ ($Q_{P1} \neq 0$), pompa P2 este deschisă cu $r_2 \neq 0$ ($Q_{P2} \neq 0$), în timp ce pompa P3 este închisă ($r_3 = 0$ și $Q_{P3} = 0$);
- **Regula ④a:** pentru $c_q > 1$, pompele P1 și P2 sunt deschise cu turația relativă unitară, $r_1 = r_2 = 1$ ($Q_{P1} = Q_{P2} \neq 0$), în timp ce pompa P3 este deschisă cu $r_3 \neq 0$ ($Q_{P3} \neq 0$).

⇒ Pentru **regula ②a**, valabilă pentru $0.5 < c_q < 1$, sistemul (3.27) se reduce la următorul sistem de 3 ecuații neliniare:

$$\begin{cases} Q_{P1} + Q_{P2} = 0.44 c_q \\ 120 - 1303 Q_{P1}^2 = 50.624 c_h + M_{P1} Q_{P1}^2 + M(0.44 c_q)^2 \\ 120 r_2^2 - 1303 Q_{P2}^2 = 50.624 c_h + M_{P2} Q_{P2}^2 + M(0.44 c_q)^2 \end{cases}, \quad (3.35)$$

ale cărui necunoscute sunt debitele Q_{P1} și Q_{P2} , respectiv turația relativă r_2 ; în acest caz, $M_{P1} = M_{P1}(Q_{P1})$, $M_{P2} = M_{P2}(Q_{P2})$ și $M = M(0.44 c_q)$. Sistemul (3.35) trebuie să fie **rezolvat pentru acele momente de timp t** pentru care este îndeplinită condiția $0.5 < c_q < 1$, anume pentru $t = \{6; 21; 22\}$ în ore.

Sistemul (3.35) poate fi soluționat **prin substituție**, astfel: din a doua ecuație a sistemului, se determină valoarea Q_{P1} ; apoi din prima ecuație, se calculează valoarea Q_{P2} în funcție de Q_{P1} ; la final, din a treia ecuație, rezultă r_2 în funcție de Q_{P2} . Pentru a rezolva sistemul de ecuații neliniare (3.35), se recomandă însă utilizarea software-ului GNU Octave (sau MATLAB) [22, paragraful §4.4.2]. Rezultă următoarele **valori ale turației relative ale pompei P2**: $r_2 = 0.6937$ pentru $c_q = 0.72$ la $t = \{6; 22\}$ ore, respectiv $r_2 = 0.9479$ pentru $c_q = 0.96$ la momentul de timp $t = 21$.

⇒ Pentru **regula ④a**, valabilă pentru $c_q > 1$, pentru care $r_1 = r_2 = 1$ și $Q_{P1} = Q_{P2}$, sistemul (3.27) se scrie sub forma:

$$\begin{cases} 2Q_{P1} + Q_{P3} = 0.44 c_q \\ 120 - 1303 Q_{P1}^2 = 50.624 c_h + M_{P1} Q_{P1}^2 + M(0.44 c_q)^2 \\ 120 r_3^2 - 1303 Q_{P3}^2 = 50.624 c_h + M_{P3} Q_{P3}^2 + M(0.44 c_q)^2 \end{cases}, \quad (3.36)$$

ale cărui necunoscute sunt debitele Q_{P1} și Q_{P3} , respectiv turația relativă r_3 ; în acest caz, $M_{P1} = M_{P1}(Q_{P1})$, $M_{P3} = M_{P3}(Q_{P3})$ și $M = M(0.44 c_q)$. Sistemul (3.36) trebuie să fie rezolvat pentru momentele de timp $t = 8 \div 20$ în ore, pentru care este îndeplinită condiția $c_q > 1$.

Sistemul (3.36) poate fi soluționat **prin substituție**, astfel: din a doua ecuație a sistemului, se determină valoarea Q_{P1} ; apoi din prima ecuație, se calculează valoarea Q_{P3} în funcție de Q_{P1} ; la final, din a treia ecuație, rezultă r_3 în funcție de Q_{P3} . Pentru a rezolva sistemul de ecuații neliniare (3.36), se recomandă însă utilizarea software-ului GNU Octave (sau MATLAB) [22, paragraful §4.4.2]. Rezultă următoarele **valori ale turației relative ale pompei P3**: $r_3 = 0.8165$ pentru $c_q = 1.2$ la $t = 20$; $r_3 = 0.9682$ pentru $c_q = 1.32$ la momentele de timp $t = \{8; 10; 14; 15; 17; 19\}$ în ore; $r_3 = 1.0902$ pentru $c_q = 1.4$ la $t = 13$, respectiv $r_3 = 1.1563$ pentru $c_q = 1.44$ la momentele de timp $t = \{9; 11; 12; 16; 18\}$ în ore.

Valorile turațiilor relative $r_k = r_k(t)$, cu $k = 1 \div 3$ și $t = 1 \div 24$, obținute pentru **varianta clasică** a algoritmului de funcționare a stației de pompare, sunt inserate în tabelul 3.18.

Tabelul 3.18. – Turațiile relative r_k ale pompelor, cu $k = 1 \div 3$, pentru **algoritmul stabilit cu varianta clasică** ($t = 1$ corespunde intervalului 00:00÷01:00, iar $t = 24$ corespunde intervalului 23:00÷24:00)

t [h]	r_1 [–]	r_2 [–]	r_3 [–]
1	0.7920	0	0
2	0.7920	0	0
3	0.7920	0	0
4	0.7920	0	0
5	0.9249	0	0
6	1	0.6937	0
7	1	1	0
8	1	1	0.9682
9	1	1	1.1563
10	1	1	0.9682
11	1	1	1.1563
12	1	1	1.1563
13	1	1	1.0902
14	1	1	0.9682
15	1	1	0.9682
16	1	1	1.1563
17	1	1	0.9682
18	1	1	1.1563
19	1	1	0.9682

20	1	1	0.8165
21	1	0.9479	0
22	1	0.6937	0
23	0.9249	0	0
24	0.9249	0	0

Pentru fiecare pompă, cele 24 de valori ale turației relative r_k , cu $k = 1 \div 3$, din tabelul 3.18, se inserează pe coloană într-un fișier de tip text, în Notepad++; rezultă astfel 3 fișiere, denumite **r1c.pat**, **r2c.pat** și **r3c.pat**, cu următoarea structură (exemplul de mai jos este pentru **r1c.pat**):

```

EPANET Pattern Data
Turatia relativa a pompei P1
0.7920
⋮ (aici sunt inserate pe coloană valorile  $r_1(t)$  din tabelul 3.18)
0.9249

```

După determinarea turațiilor relative din tabelul 3.18, putem trece la etapa finală, anume **cuplarea celor 2 sisteme hidraulice intermediare** din figurile 3.31 și 3.32, **pentru a reconstitui sistemul inițial din figura 3.30**, cu un **nod de distribuție R2** în locul bazinului R2. Pentru a realiza aceasta, se combină în EPANET componentele ”concrete” din proiectul **retea37d.net** (aferent stației de pompare), cu componentele ”concrete” din proiectul **retea37c.net** (aferent rețelei inelare), iar schema globală se salvează sub denumirea **retea37_clasic.net**.

În proiectul global **retea37_clasic.net**, **datele de intrare** au fost introduse prin setări efectuate în **editoarele de proprietăți ale componentelor instalației**, după cum urmează:

- pentru **bazinul de aspirație R1**: *Total Head* = 0 (m);
- pentru **nodul R2**: *Elevation* = 0 (metri); *Base Demand* = 0 și *Demand Pattern* cu ID = 1;
- pentru **fiecare conductă** $j = 1 \div 20$, lungimile L_j în metri și diametrele D_j în mm, din proiectele **retea37d.net** și **retea37c.net**; utilizând editorul comun (*Group Edit*), au fost setate valorile rugozităților absolute ale pereților pentru toate conductele: *Roughness* = 0.5 (mm);
- pentru **nodurile de consum C1÷C5**: *Elevation* = 40 (m); *Base Demand* = 88 (litri/s); *Demand Pattern* cu ID = 1;
- pentru restul **joncțiunilor de legătură**: *Elevation* = 0 și *Base Demand* = 0;
- pentru **fiecare pompă**, P1÷P3: *Pump Curve* cu ID = 1; *Efficiency Curve* cu ID = 2; *Initial Status* = Open;
- pentru **pompa P1**: *Speed* = 3 (ID-ul pentru *Speed Pattern* în care sunt valorile $r_1(t)$);
- pentru **pompa P2**: *Speed* = 4 (ID-ul pentru *Speed Pattern* în care sunt valorile $r_2(t)$);

- pentru **pompa P3**: $Speed = 5$ (ID-ul pentru *Speed Pattern* în care sunt valorile $r_3(t)$);
- în *Times Options* (pe calea *Browser/ Data/ Options/ Times*): $Total\ Duration = 24$ (ore); $Hydraulic\ Time\ Step = 1$ (o oră); $Pattern\ Time\ Step = 1$ (oră); $Report\ Start\ Time = 0:00$ și $Clock\ Start\ Time = 0:00$ (miezul nopții);
- pe calea *Browser/ Data/ Patterns*, cu comanda *Add*, în *Pattern Editor* $\Rightarrow$ *Demand Pattern* cu ID=1; cu *Load* s-au importat valorile coeficienților $c_q = c_q(t)$ din fișierul **demand.pat**;
- pe calea *Browser/ Data/ Patterns*, cu comanda *Add*, în *Pattern Editor* $\Rightarrow$ *Head Pattern* cu ID=2; cu *Load* s-au importat valorile coeficienților $c_h = c_h(t)$ din fișierul **head.pat**;
- pe calea *Browser/ Data/ Patterns*, cu comanda *Add*, în *Pattern Editor* $\Rightarrow$ *Speed Pattern* cu ID=3; cu *Load* s-au importat valorile $r_1(t)$ din fișierul **r1c.pat**;
- pe calea *Browser/ Data/ Patterns*, cu comanda *Add*, în *Pattern Editor* $\Rightarrow$ *Speed Pattern* cu ID=4; cu *Load* s-au importat valorile $r_2(t)$ din fișierul **r2c.pat**;
- pe calea *Browser/ Data/ Patterns*, cu comanda *Add*, în *Pattern Editor* $\Rightarrow$ *Speed Pattern* cu ID=5; cu *Load* s-au importat valorile $r_3(t)$ din fișierul **r3c.pat**;
- pe calea *Browser/ Data/ Curves*, cu comanda *Add*, în *Curve Editor* $\Rightarrow$ *Pump Curve*, cu ID=1; cu *Load* s-au importat perechile de valori {debit în litri/s – înălțime de pompare în metri} din fișierul **HQ.crv**;
- pe calea *Browser/ Data/ Curves*, cu comanda *Add*, în *Curve Editor* $\Rightarrow$ *Efficiency Curve*, cu ID=2; cu *Load* s-au importat perechile de valori {debit în litri/s – randament în %} din fișierul **etaQ.crv**.

Pentru **analiza energetică și determinarea costului energiei consumate pentru pompare**, cele 24 de valori ale coeficienților de variație orară a prețului energiei, $c_e = c_e(t)$, din tabelul 3.15, se inserează pe coloană într-un fișier de tip text, în Notepad++, denumit **pret.pat**, cu următoarea structură:

```

EPANET Pattern Data
Coeficientii de variatie orara a pretului energiei
0.679
⋮ (aici sunt inserate pe coloană valorile  $c_e = c_e(t)$  din tabelul 3.15)
0.9056

```

În proiectul global **retea37_clasic.net**, se adaugă următoarele setări:

- în *Energy Options* (pe calea *Browser/ Data/ Options/ Energy*): $Energy\ Price/kWh = 0.2882$ (în lei/kWh); *Price Pattern* cu ID=6;

- pe calea *Browser/ Data/ Patterns*, cu comanda *Add*, în *Pattern Editor* $\Rightarrow$ *Price Pattern* cu ID = 6; cu *Load* s-au importat valorile $c_e = c_e(t)$ din fișierul **pret.pat**.

Se rulează proiectul **rete37_clasic.net**, corespunzător algoritmului stabilit cu **varianta clasică** și se prelucrează rezultatele.

În figura 3.42 este prezentată variația în timp a cotei piezometrice la ieșirea din stația de pompare (*Node SP*), în nodul R2 (*Node R2*), alături de valoarea constantă în timp înregistrată la consumatorul C5 (*Node C5* –cel mai dezavantajat consumator). În figura 3.43 este prezentată variația în timp a debitului pe magistrala de refulare cu $j = 8$ (*Link 8*), alături de debitele pompate de către cele 3 pompe (*Link Pump 1* – pentru pompa P1; *Link Pump 2* – pentru pompa P2; *Link Pump 3* – pentru pompa P3).

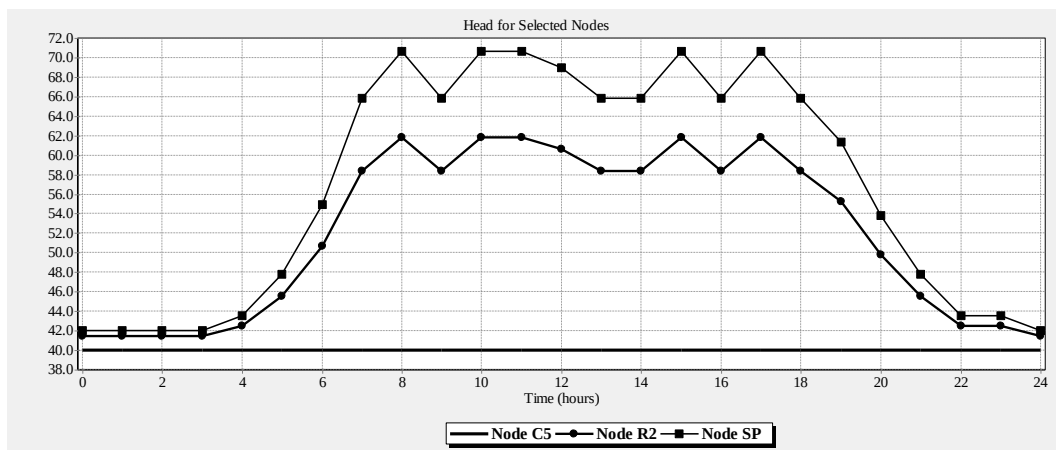


Fig. 3.42 – Variația în timp a cotei piezometrice în nodul SP (*Node SP*) la ieșirea din stația de pompare, din nodul R2 (*Node R2*), față de valoarea constantă în timp a cotei piezometrice la consumatorul C5 (*Node C5*), pentru algoritmul stabilit cu **varianta clasică**

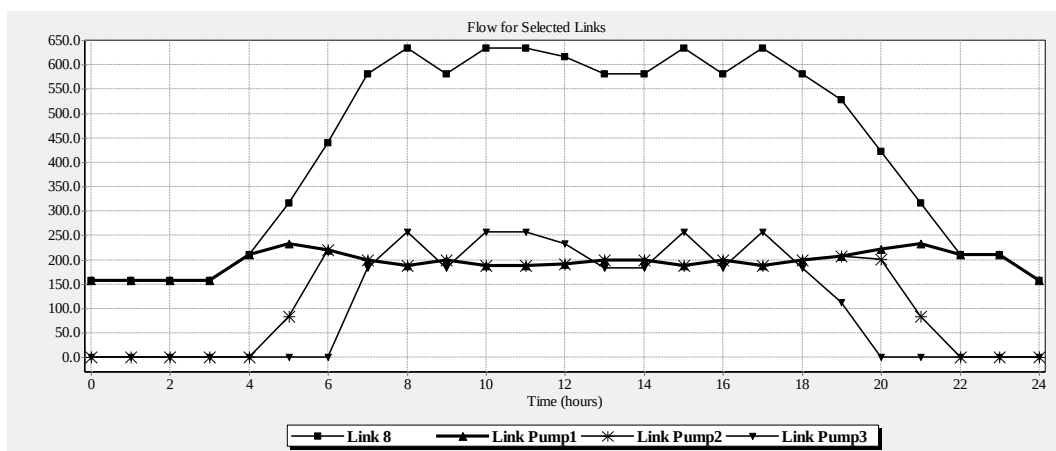


Fig. 3.43 – Variația în timp a debitului pe magistrala de refulare cu $j = 8$ (*Link 8*), alături de debitele pompate de către cele 3 pompe (*Link Pump 1* – pentru P1; *Link Pump 2* – P2; *Link Pump 3* – P3), pentru algoritmul stabilit cu **varianta clasică**

Pentru **varianta clasică**, în figura 3.44 este prezentată schema/harta întregului sistem hydraulic studiat, cu **distribuția debitelor** pe conductele rețelei (*Flow* în litri/s, înscrise în chenar) și cu **distribuția cotelor piezometrice** în nodurile rețelei (*Head* în metri), la **vârf de consum de apă**, de exemplu la momentul de timp $t = 9\text{h}$, înregistrat în intervalul orar 08:00÷09:00, când sunt în funcțiune toate pompele ($c_q = 1.44$).

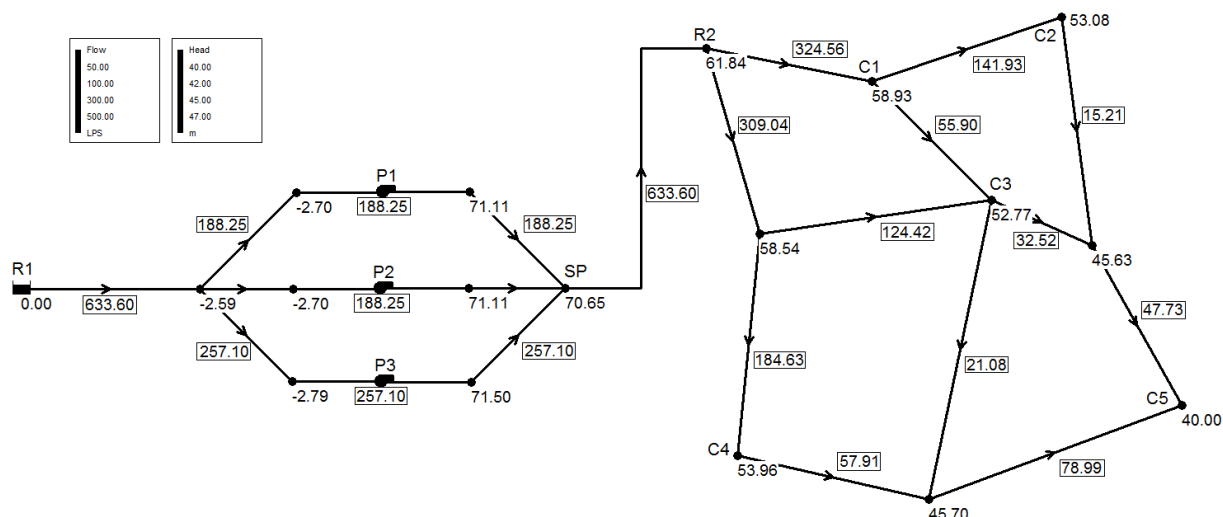
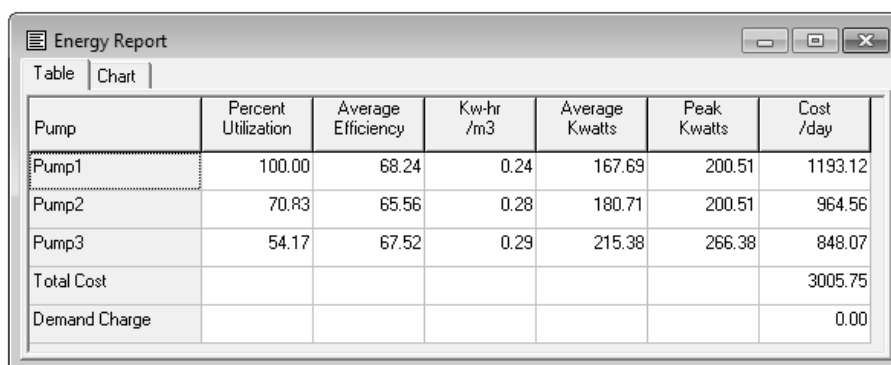


Fig. 3.44 – Distribuția debitelor pe conducte (în litri/s, înscrise în chenar) și distribuția cotelor piezometrice în noduri (în metri), la vârf de consum de apă, pentru **varianta clasică**

După cum s-a specificat în tabelul 2.5 (paragraful §2.2.3), pentru **funcționarea unei pompe la altă turație decât turația nominală**, EPANET nu transpune curba caracteristică de randament pentru turația $n \neq n_0$, deci nu aplică relația de similitudine pentru debitul punctului omolog de funcționare (1.132), ignorând astfel relațiile (1.133) și (1.134) pentru randamentul la altă turație decât cea nominală. Cu alte cuvinte, pentru proiectul **retea37_clasic.net**, EPANET va calcula randamentul agregatului de pompare utilizând doar valorile din *Efficiency Curve*, definite prin relația (3.20).

Astfel, în raportul energetic (*Energy Report*) va fi afișată valoarea medie a randamentului pompei (*Average Efficiency*), mediată pe durata simulării (deci nu pot fi afișate valori ale randamentului la momentul de timp selectat). În figura 3.45 este prezentat **Raportul energetic** (*Energy Report*) furnizat de EPANET pentru proiectul **retea37_clasic.net**.



Pump	Percent Utilization	Average Efficiency	Kw-hr /m3	Average Kwatts	Peak Kwatts	Cost /day
Pump1	100.00	68.24	0.24	167.69	200.51	1193.12
Pump2	70.83	65.56	0.28	180.71	200.51	964.56
Pump3	54.17	67.52	0.29	215.38	266.38	848.07
Total Cost						3005.75
Demand Charge						0.00

Fig. 3.45 – Raportul energetic (*Energy Report*) pentru **varianta clasică**

Costul total al energiei consumate pentru pompare pe durata întregii zile, raportat în *Energy Report* (figura 3.45), definit prin relația (3.31), este $C_{zi} = 3005.75$ lei.

Pentru a corecta acest rezultat, se selectează pe rând fiecare pompă și în *Toolbars/ Table/ Table Selection*, se setează *Time series for link Pump1* (de exemplu pentru pompa P1); la *Columns* se lasă bifate doar câmpurile *Flow (debit pompat)* și *Unit Headloss* (care pentru pompă **reprezintă de fapt înălțimea de pompare**, numită aici *Headloss* și afișată cu valori negative în metri, conform explicațiilor din tabelul 2.5), apoi se face *click* pe *OK*. Tabelul cu valorile afișate poate fi copiat utilizând *Edit/ Copy To/ Clipboard*, apoi datele pot fi lipite (de preferință) într-un fișier din Excel. Astfel, se pot calcula cu ușurință **valorile corecte ale randamentelor din punctele de funcționare energetică ale fiecărei pompe**, cu ajutorul relațiilor (3.22), în care debitul este inserat în m^3/s . Cu relațiile (3.28)÷(3.30) se calculează puterea electrică consumată de către fiecare pompă și energia consumată în întreaga stație de pompare pe durata fiecărui interval orar, respectiv **energia totală consumată pentru pompare pe durata întregii zile**, E_{zi} . Pe baza coeficienților $c_e = c_e(t)$ din tabelul 3.15, cu relația (3.31) se determină **costul total al energiei consumate** pentru pompare pe durata întregii zile. **Rezultă următoarele valori:** $E_{zi} = 9790.5$ kWh și $C_{zi} = 2975.24$ lei (o valoare a costului ușor mai mică decât valoarea furnizată în *Energy Report*).

⇒ Algoritmul îmbunătățit

Varianta îmbunătățită de reglare continuă a funcționării pompelor, propusă în Georgescu [22], [23], se bazează pe faptul că **energia minimă consumată pentru pompare** este atinsă atunci când **toate pompele aflate în funcțiune sunt acționate cu aceeași turație**, nu neapărat egală cu turația nominală. În conformitate cu acest enunț, pentru varianta îmbunătățită, **vor fi adăugate următoarele condiții suplimentare regulilor ② și ④ enunțate inițial**, anume:

- **Regula ②b:** pentru $0.5 < c_q < 1$, pompele P1 și P2 sunt deschise cu $r_1 = r_2 \neq 0$ și $Q_{P1} = Q_{P2} \neq 0$, în timp ce pompa P3 este închisă ($r_3 = 0$ și $Q_{P3} = 0$);
- **Regula ④b:** pentru $c_q > 1$, toate cele 3 pompe sunt deschise cu turații relative egale, $r_1 = r_2 = r_3 \neq 0$ și $Q_{P1} = Q_{P2} = Q_{P3} \neq 0$.

⇒ Pentru **regula ②b**, valabilă pentru $0.5 < c_q < 1$, la momentele de timp $t = \{6; 21; 22\}$ în ore, sistemul (3.27) se reduce la următorul sistem de 2 ecuații:

$$\begin{cases} 2Q_{P1} = 0.44 c_q \\ 120 r_1^2 - 1303 Q_{P1}^2 = 50.624 c_h + M_{P1} Q_{P1}^2 + M (0.44 c_q)^2 \end{cases}, \quad (3.37)$$

ale cărui necunoscute sunt debitul Q_{P1} și turația relativă r_1 . Ținând seama de faptul că debitul se obține din prima ecuație: $Q_{P1} = 0.44 c_q / 2$, sistemul (3.37) se reduce la o ecuație de forma $f(r_1) = 0$, a cărei soluție este dată de expresia:

$$r_1 = \sqrt{\frac{\left(\left(1303 + M_{P1} \right) \frac{1}{4} + M \right) (0.44 c_q)^2 + 50.624 c_h}{120}}, \quad (3.38)$$

unde $M_{P1} = M_{P1}(0.22 c_q)$ și $M = M(0.44 c_q)$. Soluția (3.38) poate fi obținută prin **rezolvare "manuală"**, sau cu **GNU Octave** (sau MATLAB) [22, paragraful §4.4.3]. Rezultă următoarele **valori ale turației relative ale pompelor P1 și P2:** $r_1 = r_2 = 0.8244$ pentru $c_q = 0.72$ la $t = \{6; 22\}$ ore, respectiv $r_1 = r_2 = 0.9736$ pentru $c_q = 0.96$ la momentul de timp $t = 21$.

⇒ Pentru **regula ④b**, valabilă pentru $c_q > 1$, la momentele de timp $t = 8 \div 20$ în ore, sistemul (3.27) se reduce la următorul sistem de 2 ecuații:

$$\begin{cases} 3Q_{P1} = 0.44 c_q \\ 120 r_1^2 - 1303 Q_{P1}^2 = 50.624 c_h + M_{P1} Q_{P1}^2 + M (0.44 c_q)^2 \end{cases}, \quad (3.39)$$

ale cărui necunoscute sunt debitul Q_{P1} și turația relativă r_1 . La fel ca în cazul precedent, debitul se obține din prima ecuație: $Q_{P1} = 0.44 c_q / 3$, iar sistemul (3.39) se reduce la o funcție de forma $f(r_1) = 0$, a cărei soluție este dată de expresia:

$$r_1 = \sqrt{\frac{\left(\left(1303 + M_{P1} \right) \frac{1}{9} + M \right) (0.44 c_q)^2 + 50.624 c_h}{120}}, \quad (3.40)$$

unde $M_{P1} = M_{P1}(0.44 c_q/3)$ și $M = M(0.44 c_q)$. Soluția (3.40) poate fi obținută prin **rezolvare "manuală"**, sau cu **GNU Octave** (sau MATLAB) [22, paragraful §4.4.3]. Rezultă următoarele **valori ale turației relative ale pompelor P1÷P3**: $r_1 = r_2 = r_3 = 0.9311$ pentru $c_q = 1.2$ la $t = 20$; $r_1 = r_2 = r_3 = 0.9892$ pentru $c_q = 1.32$ la $t = \{8; 10; 14; 15; 17; 19\}$ în ore; $r_1 = r_2 = r_3 = 1.0290$ pentru $c_q = 1.4$ la $t = 13$, respectiv $r_1 = r_2 = r_3 = 1.0492$ pentru $c_q = 1.44$ la momentele de timp $t = \{9; 11; 12; 16; 18\}$ în ore.

Valorile turațiilor relative $r_k = r_k(t)$, cu $k = 1 \div 3$ și $t = 1 \div 24$, obținute pentru **varianta îmbunătățită** a algoritmului de funcționare a stației de pompare, sunt inserate în tabelul 3.19.

Tabelul 3.19. – Turațiile relative r_k ale pompelor, cu $k = 1 \div 3$, pentru **algoritmul stabilit cu varianta îmbunătățită** (unde $t = 1$ pentru intervalul 00:00÷01:00, iar $t = 24$ pentru intervalul 23:00÷24:00)

t [h]	r_1 [–]	r_2 [–]	r_3 [–]
1	0.7920	0	0
2	0.7920	0	0
3	0.7920	0	0
4	0.7920	0	0
5	0.9249	0	0
6	0.8244	0.8244	0
7	1	1	0
8	0.9892	0.9892	0.9892
9	1.0492	1.0492	1.0492
10	0.9892	0.9892	0.9892
11	1.0492	1.0492	1.0492
12	1.0492	1.0492	1.0492
13	1.0290	1.0290	1.0290
14	0.9892	0.9892	0.9892
15	0.9892	0.9892	0.9892
16	1.0492	1.0492	1.0492
17	0.9892	0.9892	0.9892
18	1.0492	1.0492	1.0492
19	0.9892	0.9892	0.9892
20	0.9311	0.9311	0.9311
21	0.9736	0.9736	0
22	0.8244	0.8244	0
23	0.9249	0	0
24	0.9249	0	0

Pentru fiecare pompă, cele 24 de valori ale turației relative r_k , cu $k = 1 \div 3$, din tabelul 3.19, se inserează pe coloană într-un fișier de tip text, în Notepad++; rezultă astfel 3 fișiere, denumite **r1b.pat**, **r2b.pat** și **r3b.pat**, cu structura descrisă anterior pentru fișierul **r1c.pat**.

După determinarea turațiilor relative din tabelul 3.19, proiectul **rete37_clasic.net** realizat pentru varianta clasică se salvează sub denumirea **rete37_best.net**.

În proiectul **rete37_best.net**, singurele modificări necesare față de versiunea clasică sunt legate de *Speed Pattern*, care trebuie actualizat pentru fiecare pompă, după cum urmează:

- pe calea *Browser/ Data/ Patterns*, se selectează tiparul cu ID = 3, se apasă pe butonul *Edit* și se deschide *Pattern Editor* (în care sunt valorile anterioare, din fișierul **r1c.pat**); cu comanda *Load* se importă valorile $r_1(t)$ din fișierul **r1b.pat**, iar la final se apasă butonul OK; se actualizează astfel *Speed Pattern* cu ID = 3, cu noile valori din **r1b.pat**;
- în *Browser/ Data/ Patterns*, se selectează tiparul cu ID = 4, se apasă *Edit*, iar în *Pattern Editor* se încarcă valorile $r_2(t)$ din **r2b.pat**; se actualizează astfel *Speed Pattern* cu ID = 4;
- în *Browser/ Data/ Patterns*, se selectează tiparul cu ID = 5, se apasă *Edit*, iar în *Pattern Editor* se încarcă valorile $r_3(t)$ din **r3b.pat**; se actualizează astfel *Speed Pattern* cu ID = 5.

Se rulează proiectul **rete37_best.net**, corespunzător algoritmului stabilit cu **varianta îmbunătățită** și se prelucrează rezultatele.

În figura 3.46 este prezentată variația în timp a debitului pe magistrala de refulare cu $j = 8$ (*Link 8*), alături de debitele pompate de către cele 3 pompe (*Link Pump 1* – pentru pompa P1; *Link Pump 2* – pentru pompa P2; *Link Pump 3* – pentru pompa P3).

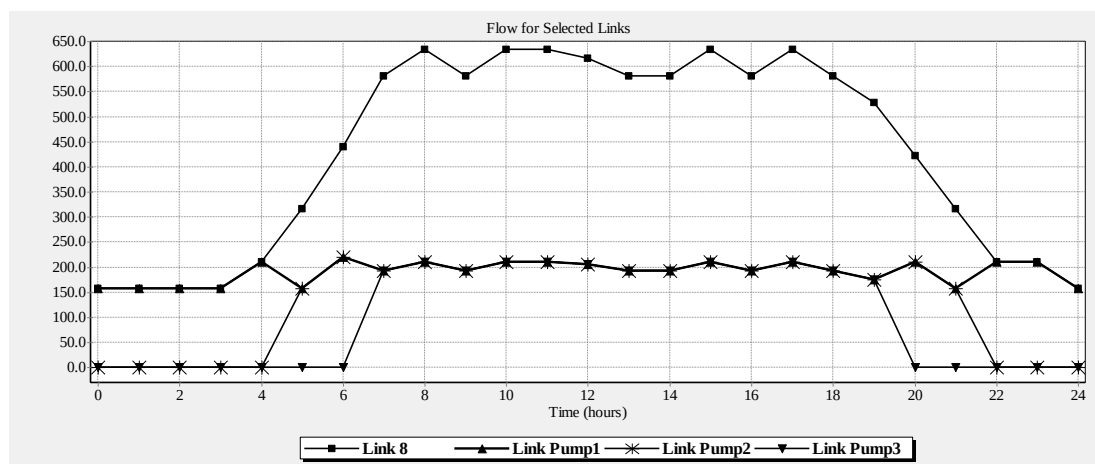


Fig. 3.46 – Variația în timp a debitului pe magistrala de refulare cu $j = 8$ (*Link 8*), alături de debitele pompate de către cele 3 pompe (*Link Pump 1* – pentru P1; *Link Pump 2* – P2; *Link Pump 3* – P3), pentru algoritmul stabilit cu **varianta îmbunătățită**

Pentru **varianta îmbunătățită**, în figura 3.47 este prezentată schema/harta întregului sistem hidraulic studiat, cu **distribuția debitelor** pe conductele rețelei (*Flow* în litri/s, înscrise în chenar) și cu **distribuția cotelor piezometrice** în nodurile rețelei (*Head* în metri), **la vârf de consum de apă**, de exemplu la momentul de timp $t = 9\text{h}$, înregistrat în intervalul orar $08:00 \div 09:00$, când sunt în funcțiune toate pompele ($c_q = 1.44$).

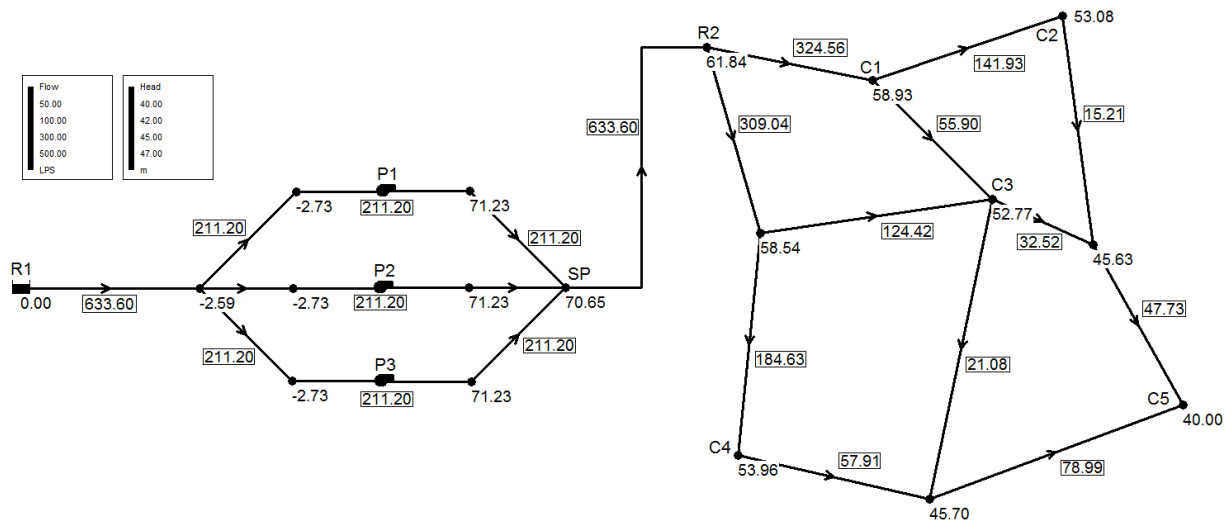


Fig. 3.47 – Distribuția debitelor pe conducte (în litri/s, înscrise în chenar) și distribuția cotelor piezometrice în noduri (în metri), la vârf de consum de apă, pentru **varianta îmbunătățită**

În figura 3.48 este prezentat **Raportul energetic** (*Energy Report*) furnizat de EPANET pentru proiectul **retea37_best.net**.

Energy Report						
Table Chart						
Pump	Percent Utilization	Average Efficiency	Kw-hr /m3	Average Kwatts	Peak Kwatts	Cost /day
Pump1	100.00	67.79	0.24	166.60	218.57	1180.52
Pump2	70.83	68.48	0.26	187.35	218.57	1004.16
Pump3	54.17	69.02	0.28	200.48	218.57	786.79
Total Cost						2971.47
Demand Charge						0.00

Fig. 3.48 – Raportul energetic (*Energy Report*) pentru **varianta îmbunătățită**

Costul total al energiei consumate pentru pompare pe durata întregii zile, raportat în *Energy Report* (figura 4.48), este $C_{zi} = 2971.47$ lei.

Pentru a corecta acest rezultat, prin procedura descrisă anterior, se selectează pe rând fiecare pompă și se copiază seriile temporale corespunzătoare câmpurilor **debitului pompat** și **înălțimii de pompare**, apoi se calculează separat (de exemplu, în Excel) **valorile corecte ale randamentelor** din punctele de funcționare energetică ale fiecărei pompe, cu ajutorul relațiilor (3.22), în care debitul este inserat în m^3/s . Cu relațiile (3.28)÷(3.30) se calculează puterea electrică consumată de către fiecare pompă și energia consumată în întreaga stație de pompare pe durata fiecărui interval orar, respectiv **energia totală consumată pentru pompare pe durata întregii zile**, E_{zi} . La final, se determină **costul total al energiei consumate** pentru pompare pe durata întregii zile. **Rezultă următoarele valori:** $E_{zi} \cong 9737$ kWh, respectiv $C_{zi} = 2957.84$ lei (o valoare a costului ușor mai mică decât valoarea furnizată în *Energy Report*).

În concluzie, pentru cele **două variante de algoritm de funcționare a pompelor din stația de pompare** determinate în paragraful §3.7.4, s-au obținut datele sintetizate în tabelul 3.20, anume: energia consumată zilnic pentru pompare, E_{zi} definită prin relația (3.30), respectiv costul total al acestei energii, C_{zi} definit prin relația (3.31).

Tabelul 3.20. – Rezultatele care permit compararea celor două variante: cea clasică și cea îmbunătățită, anume energia consumată zilnic pentru pompare, E_{zi} în kWh și costul zilnic C_{zi} în lei

Varianta studiată	E_{zi} [kWh]	C_{zi} [lei]
varianta clasică	9790.5	2975.24
varianta îmbunătățită	9737	2957.84

După cum se observă din analiza valorilor din tabelul 3.20, **varianta îmbunătățită conduce, teoretic, la rezultate mai bune decât varianta clasică**, deoarece asigură o energie minimă consumată zilnic pentru pompare și deci un cost minim de-a lungul unei zile de funcționare a stației de pompare, în comparație cu varianta clasică.

Deși există o diferență între consumurile de energie rezultate din calculul efectuat cu cele două variante, **în realitate este greu de apreciat care dintre ele este mai eficientă** [22, capitolul §4] – în acest studiu de caz, au fost considerate numai o parte dintre costurile de exploatare ale stației de pompare.

Varianta clasică necesită existența unui singur convertizor de frecvență, dar în cazul pompelor de putere mare cu turație fixă, egală cu turația nominală, trebuie implementată **pornirea stea-triunghi** a motoarelor electrice de acționare. În același timp, implementarea algoritmului de comandă a funcționării pompelor este **mai simplă**, deși calculul numeric al punctelor de funcționare energetică pare **mai complicat**.

Cea de-a doua variantă necesită existența a 3 convertizoare de frecvență, dar nu mai este necesară pornirea stea-triunghi. În același timp, algoritmul de comandă este **mai complicat**, deși calculul numeric al punctelor de funcționare energetică este **mai simplu**.

Fără o estimare exactă a costurilor necesare investiției, precum și a costurilor de exploatare aferente stației de pompare, care nu au fost considerate în acest studiu de caz (spre exemplu, costuri de întreținere), nu se poate afirma cu certitudine că una dintre variantele de stabilire a algoritmului de funcționare a pompelor este "mai bună" decât cealaltă. Un astfel de calcul tehnico-economic trebuie efectuat pentru fiecare caz în parte, rezultatele putând fi diferite.

Referințe bibliografice pentru Partea a 2-a

- [1] Anton A., 2013, *Mașini hidraulice – Curs Facultatea de Inginerie a Instalațiilor, UTCB, Platforma Informatică pentru Ingineria Fluidelor (PiiF)/ Cursuri/ Aplicații complexe în Ingineria Fluidelor*, web: <http://b.piif.ro/>
- [2] Cioc D., 1983, *Hidraulică*, ediția a 2-a, Editura Didactică și Pedagogică, București
- [3] Georgescu A.-M., 2013, *Concepte în PiiF*, Platforma Informatică pentru Ingineria Fluidelor (PiiF)/ Concepte: B.2. Curgerea staționară în conducte/ & C.1. Rețele de conducte, sisteme de transport și distribuție pentru lichide și gaze/, web: <http://b.piif.ro/>
- [4] Georgescu A.-M., 2013, *EPANET: Problema celor 3 rezervoare*, Platforma Informatică pentru Ingineria Fluidelor (PiiF)/ Aplicații interactive/ Aplicații complexe/ ID 002, web: <http://www.piif.ro/> și <http://b.piif.ro/>
- [5] Georgescu A.-M., 2013, *Problema pompe (Problema 4.29.4)*, Platforma Informatică pentru Ingineria Fluidelor (PiiF)/ Aplicații interactive/ Aplicații complexe/ ID 082, web: <http://www.piif.ro/> și <http://b.piif.ro/>
- [6] Georgescu A.-M., Coșoiu C.-I., Perju S., Georgescu S.-C., Hașegan L., Anton A., 2014, *Estimation of the efficiency for variable speed pumps in EPANET compared with experimental data*, Proceedings of the 16th Conference on Water Distribution System Analysis, WDSA 2014, July 14-17, Bari, Italy, 8p.
- [7] Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., 2013, *Aplicații simple de Mașini hidraulice*, Platforma Informatică pentru Ingineria Fluidelor (PiiF)/ Aplicații interactive/ Aplicații simple/ ID 023, web: <http://b.piif.ro/>
- [8] Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., 2013, *Hidraulica rețelelor de conducte cu EPANET*, Editura Printech, București
- [9] Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., 2013, *Numerical modelling of chlorine distribution in an urban water supply system*, Environmental Engineering and Management Journal, 12(4), pp. 657-664
- [10] Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., 2012, *Chlorine concentration decay in the water distribution system of a town with 50000 inhabitants*, University “Politehnica” of Bucharest Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering, 74(1), pp. 103-114
- [11] Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., 2007, *Hidraulica rețelelor de conducte și Mașini hidraulice*, Editura Printech, București

- [12] Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., 2005, *Energy consumption quantification for a pumping or booster station using EPANET*, Proceedings of the 2nd International Conference on Energy and Environment CIEM2005, Editura Universul Energiei, October 20-21, Bucharest, S3_L18, 6p.
- [13] Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., 2004, *Pagina web interactivă pentru rezolvarea problemelor simple de Mașini hidraulice*, Hidrotehnica, vol. 49, no. 1, pp. 3-9
- [14] Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., Ciulacu C., Moiceanu A., 2006, *Modelarea numerică a transportului de clorină prin rețeaua de alimentare cu apă a unei localități cu circa 10000 de locuitori*, Lucrările celei de-a 4-a Conferințe a Hidroenergeticienilor din România “Dorin Pavel”, Editura Printech, 26-27 Mai, București, vol. I, pp 141-152
- [15] Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., Coșoiu C. I., Alboiu N. I., Hlevca D., 2014, *Probleme de Mașini hidraulice*, Editura Printech, București
- [16] Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., Hașegan L. V., Coșoiu C. I., Degeratu M., Stroia L., 2013, *Standuri experimentale pentru Hidraulica instalațiilor*, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara
- [17] Georgescu A.-M., Georgescu S.-C., Petrovici T., Culcea M., 2007, *Pumping stations operating parameters upon a variable demand, determined numerically for the water distribution network of Oradea*, University Politehnica of Bucharest Scientific Bulletin, Series C: Electrical Engineering, 69(4), pp 643-650
- [18] Georgescu A.-M., Perju S., Georgescu S.-C., Alboiu N., 2004, *Energy savings quantification for the refurbishment of a pumping station*, Scientific Bulletin of the “Politehnica” University of Timișoara, Transactions on Mechanics, 49(63), Special Issue Proceedings 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, October 21-22, Timișoara, eds R. Resiga, S. Bernad, S. Muntean & M. Popoviciu, pp 195-200
- [19] Georgescu A.-M., Perju S., Georgescu S.-C., Anton A., 2014, *Numerical model of a district water distribution system in Bucharest*, Procedia Engineering (<http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2014.02.077>), vol. 70, pp. 707-714
- [20] Georgescu S.-C., 2013, *Concepte în PiiF*, Platforma Informatică pentru Ingineria Fluidelor (PiiF)/ Concepte: B.2. Curgerea staționară în conducte/ & C.1. Rețele de conducte, sisteme de transport și distribuție pentru lichide si gaze/ & C.4. Turbopompe și Ventilatoare/, web: <http://b.piif.ro/>
- [21] Georgescu S.-C., 2013, *Mașini hidraulice – Curs Facultatea de Energetică, UPB*, Platforma Informatică pentru Ingineria Fluidelor (PiiF)/ Cursuri/ Aplicații complexe în Ingineria Fluidelor, web: <http://www.piif.ro/> și <http://b.piif.ro/>
- [22] Georgescu S.-C., Georgescu A.-M., 2014, *Calculul rețelilor hidraulice cu GNU Octave*, Editura Printech, București

- [23] Georgescu S.-C., Georgescu A.-M., 2014, *Pumping station scheduling for water distribution networks in EPANET*, Lucr. celei de-a 8-a Conferințe a Hidroenergeticienilor din România “Dorin Pavel”, 22-23 Mai, București, S2_7, pp 143-154
- [24] Georgescu S.-C., Georgescu A.-M., Dunca G., 2005, *Stații de pompare. Încadrarea turbopompelor în sisteme hidraulice*, Editura Printech, București
- [25] Georgescu S.-C., Popa R., Georgescu A.-M., 2010, *Pumping stations scheduling for a water supply system with multiple tanks*, University “Politehnica” of Bucharest Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering, 72(3), pp. 129-140
- [26] Giustolisi O., Savic D., Kapelan Z., 2008, *Pressure-driven demand and leakage simulation for water distribution networks*, Journal of Hydraulic Engineering, 134(5), 626–635
- [27] Iamandi C., Petrescu V., Damian R., Sandu L., Anton A., 2002, *Hidraulica instalațiilor. Calculul sistemelor hidraulice*, vol. II, Editura Tehnică, București
- [28] Iamandi C., Petrescu V., Damian R., Sandu L., Anton A., 1994, *Hidraulica instalațiilor*, vol. 1, Editura Tehnică, București
- [29] Iamandi C., Petrescu V., Sandu L., Damian R., Anton A., Degeratu M., 1985, *Hidraulica instalațiilor. Elemente de calcul și aplicații*, Editura Tehnică, București
- [30] Ionescu D., Matei P., Ancușa V., Todicescu A., Buculei M., 1983, *Mecanica fluidelor și Mașini hidraulice*, Editura Didactică și Pedagogică, București
- [31] Isbășoiu E. C., Georgescu S.-C., 1995, *Mecanica Fluidelor*, Editura Tehnică, București
- [32] Perry S. (coordinator), Feagin N., Hudson J., Moseng E., Waybright B., 2009, *Water System Design Manual*, L. Waring (technical editor), Washington State Department of Health, Division of Environmental Health, Office of Drinking Water, DOH 331-123
- [33] Rossman L., 2008, *EN2source (Source code for Version 2 of the EPANET Pipe Network Analysis system)/ epanet2/ hydraul.c (Hydraulic Simulator for EPANET Program)*, EPA – National Risk Management Research Laboratory, USA
- [34] Rossman L., 2000, *EPANET 2 Users Manual*, U. S. Environmental Protection Agency, EPA/600/R-00/057, Cincinnati, OH, USA
- [35] Swamee P. K., Jain A. K., 1976, *Explicit equations for pipe flow problems*, Journal of Hydraulic Engineering Division, 102(5), pp. 657–664
- [36] Swamee P. K., Sharma A. K., 2008, *Design of Water Supply Pipe Networks*, Wiley-Interscience, John Wiley & Sons Inc., New Jersey
- [37] Todini E., Pilati S., 1988, *A gradient algorithm for the analysis of pipe networks*, in Computer Applications in Water Supply, vol. 1 – System analysis and simulation, B. Coulbeck and C. H. Orr (eds), John Wiley & Sons Inc., London, pp. 1-20
- [38] Trifunović N., 2006, *Introduction to Urban Water Distribution*, Taylor & Francis Group, London, UK

- [39] Vintilă Șt., Cruceru T., Onciu L., 1995, *Instalații sanitare și de gaze*, Editura Didactică și Pedagogică, București
- [40] ***, AGIR, 2010, *Enciclopedia Tehnică de Instalații. Manualul de instalații. Instalații sanitare*, ediția a II-a, Editura Artecno, București
- [41] ***, EN 12845:2004, *Instalații fixe de luptă împotriva incendiului. Sisteme automate de stingere tip sprinkler. Calcul, instalare și întreținere (Fixed firefighting systems – Automatic sprinkler systems – Design, installation and maintenance)*
- [42] ***, I22-99, *Normativ pentru proiectarea și executarea conductelor de aducțiune și a rețelelor de alimentare cu apă și canalizare a localităților*
- [43] ***, I9-94, *Normativ privind proiectarea și executarea instalațiilor sanitare*
- [44] ***, P118/2- 2013, *Reglementarea tehnică "Normativ privind securitatea la incendiu a construcțiilor, Partea a II-a – Instalații de stingere"*
- [45] ***, SR 1343-1:2006, *Alimentări cu apă – Determinarea cantităților de apă potabilă pentru localități urbane și rurale*, Asociația de Standardizare din România (ASRO)
- [46] ***, STAS 1478-90, *Instalații sanitare – Alimentarea cu apă la construcții civile și industriale. Prescripții fundamentale de proiectare*, Institutul Român de Standardizare
- [47] ***, Ordin ANRE⁶ 41/2013, *Ordin pentru aprobarea tarifelor reglementate la energia electrică livrată de furnizorii de ultimă instanță consumatorilor finali care nu și-au exercitat dreptul de eligibilitate, alții decât cei casnici și cei asimilați consumatorilor casnici, precum și a prețurilor pentru energia reactivă*, M.O., Partea I, nr. 378/2013.

⁶ Autoritatea Națională de Reglementare în domeniul Energiei

Anexa la Partea a 2-a: INTRODUCERE ÎN EPANET

2.1. Capabilitățile, funcționarea, interfața grafică și setările inițiale¹

EPANET este unul dintre cele mai utilizate și mai robuste software-uri pentru **calculul rețelelor de conducte sub presiune**². EPANET este dezvoltat de către EPA³ – Agenția de Protecție a Mediului din S.U.A. Utilizarea EPANET la nivel mondial se datorează în mare măsură **avantajelor** pe care le oferă utilizatorilor, față de alte software-uri similare comerciale:

- este *free software* – utilizatorii au libertatea de a-l descărca⁴, copia, utiliza și distribui;
- este pus la dispoziția utilizatorilor sub formă compilată, care rulează sub **Windows**⁵;
- are o interfață grafică cu utilizatorul (*Graphical User Interface*) simplu de folosit;
- este *open source* – codul sursă⁶ [33], cu toate funcțiile aferente calculului numeric, este disponibil în limbaj **C** (în arhiva **epanet2.zip**), astfel încât să poată fi modificat de către utilizatorii experimentați; de asemenea, este pus la dispoziția utilizatorilor experimentați și codul⁶ Borland Delphi (în arhiva **epanet2w.zip**), care cuprinde interfața grafică cu utilizatorul;
- necesită resurse hardware modeste – programul executabil de instalare aferent versiunii EPANET 2.00.12 are un volum foarte mic (1.51 MB), iar după instalare ocupă un spațiu pe disc de numai 2.15 MB; în timpul rulării, EPANET 2 consumă foarte puțină memorie RAM;
- este pus la dispoziția utilizatorilor un manual de utilizare în format pdf⁷ [34], manual de 200 pagini în limba engleză, bine conceput;
- este pusă la dispoziția utilizatorilor experimentați o librărie de funcții (*Dynamic Link Library – DLL*), în cadrul **EPANET Programmer's Toolkit**⁸, ce permite programatorilor să

¹ Referințe bibliografice în ordine cronologică: [34], [33], [8]

² <http://www.epa.gov/nrmrl/wswrd/dw/epanet.html>

³ United States Environmental Protection Agency

⁴ <http://www.epa.gov/nrmrl/wswrd/dw/epanet.html#downloads> / Self-extracting installation program for EPANET 2.00.12 (exe)

⁵ conceput pentru Windows 95/98/NT/XP, poate rula sub orice versiune recentă Windows, 32-bit/64-bit

⁶ <http://www.epa.gov/nrmrl/wswrd/dw/epanet.html#downloads> / EPANET 2 source code files (zip)

⁷ <http://www.epa.gov/nrmrl/wswrd/dw/epanet.html#downloads> / EPANET 2 Users Manual (pdf)

⁸ <http://www.epa.gov/nrmrl/wswrd/dw/epanet.html#downloads> / EPANET 2 Programmer's Toolkit files (arhivă zip)

își personalizeze EPANET după necesitățile proprii, adăugând capabilități de analiză bazate pe: proiectarea asistată de calculator (CAD), sistemul informațional geografic (GIS) și pachete de baze de date; cele peste 50 de funcții DLL pot fi încorporate în aplicații Windows 32-bit, scrise în următoarele limbaje de programare: C/C++, Delphi, Pascal, Visual Basic, sau în orice alt limbaj care apelează funcții în cadrul Windows DLL.

2.1.1. Capabilitățile software-ului EPANET

După cum s-a precizat anterior, EPANET modelează distribuția apei în rețele de conducte sub presiune. EPANET efectuează atât **calculul de verificare hidraulică** al acestor rețele de conducte, cât și **calculul evoluției calității apei în rețea** (concentrația dezinfectanților sau poluanților, vârsta apei), pe **perioade extinse de timp**, conform unor **grafice/tipare de variație în timp a parametrilor**, respectiv conform **opțiunilor de analiză și control** setate de către utilizator.

EPANET este **setat implicit pentru vehicularea apei reci** prin rețea, însă permite alegerea unui **alt lichid** (sau a apei calde), prin setarea proprietăților fizice ale lichidului (densitate și vâscozitate cinematică).

EPANET permite **modelarea oricărui tip de rețea hidraulică sub presiune** (ramificată, inelară, sau mixtă), **de orice mărime** (de mici dimensiuni sau de talie urbană). În EPANET sunt luate în considerare **două categorii de componente ale rețelei de conducte**:

- **componente "concrete"** [34], care apar explicit pe schema/harta rețelei și care sunt la rândul lor, împărțite în două categorii: **noduri** (*Nodes*), respectiv **legături** (*Links*) conectate între două noduri. **Nodurile pot fi**: joncțiuni⁹ (*Junctions*), respectiv bazine¹⁰ (*Reservoirs*) sau rezervoare¹¹ (*Tanks*) la care este conectată minim câte o legătură. **Legăturile pot fi**: conducte (*Pipes*), pompe (*Pumps*) – cu turație constantă sau variabilă, respectiv vane¹² (*Valves*);
- **componente "abstracte"** [34], care deși nu apar în mod explicit pe schema rețelei, sunt legate de funcționarea unora dintre componentele "concrete" existente în rețea, anume: **curbe de funcționare** (*Curves*) ale unor componente ale sistemului (rezervoare, pompe sau vane), **grafice/tipare de variație în timp** (*Patterns*) aferente diferiților parametri ai rețelei (debite consumate în joncțiuni, cote piezometrice în bazine, turația pompelor, costul energiei, sursa de

⁹ Joncțiunile pot fi intersecții de minim două legături sau pot fi orificii/ajutaje/sprinklere.

¹⁰ Bazinele sunt definite drept rezervoare cu nivel variabil, deschise la presiunea atmosferică, care sunt o sursă externă infinită de apă pentru rețea.

¹¹ Rezervoarele pot avea orice formă, au volum finit și nivel variabil în funcție de curba lor de capacitate.

¹² Vanele sunt de diferite tipuri și pot avea grad de deschidere variabil.

contaminant), respectiv comenzi pentru **controlul funcționării rețelei** (*Controls*), care pot implementa algoritmul de funcționare al nodurilor și legăturilor prin **structuri de control**, mai exact prin **atribuirea directă** a unor valori anumitor parametri din rețea sau prin structuri alternative de tip **if-then** (*Simple Controls*) – denumite **reguli simple**, sau prin structuri alternative de tip **if-then-else** (*Rule-Based Controls*) – denumite **reguli compuse**.

Prin interfața grafică cu utilizatorul, EPANET oferă un mediu integrat pentru:

- **preprocesare** – prin intermediul unui editor al rețelei, care permite desenarea schemei/hărții rețelei hidraulice, editarea proprietăților componentelor rețelei (introducerea/modificarea datelor), introducerea diferitelor curbe de funcționare sau grafice/tipare de variație în timp a parametrilor, precum și setarea opțiunilor de analiză și control;
- **rularea** simulărilor – prin activarea butoanelor *Run* sau *Run Analysis*;
- **postprocesare** – vizualizarea rezultatelor și salvarea acestora.

După rulare (deci după soluționarea sistemului de ecuații neliniare care descrie funcționarea rețelei hidraulice), **pentru fiecare pas de timp, EPANET furnizează:**

- **în fiecare nod** (joncțiune/ bazin/ rezervor) – debitul consumat; cota piezometrică; presiunea și parametrul de calitate analizat (concentrația dezinfectantului/poluantului, sau vârsta apei);
- **pentru fiecare conductă** – debitul tranzitat; viteza apei; pierderea de sarcină hidraulică uniform distribuită raportată la unitatea de lungime a conductei; coeficientul de pierdere de sarcină hidraulică uniform distribuită (*friction factor*)¹³; rata de reacție și parametrul de calitate analizat (concentrația dezinfectantului/poluantului, sau vârsta apei);
- **pentru fiecare pompă** – debitul pompat și înălțimea de pompare în punctul de funcționare energetică;
- **pentru fiecare vană** – debitul tranzitat; viteza apei; pierderea de sarcină hidraulică; alți parametri disponibili în funcție de tipul vanei și parametrul de calitate analizat.

EPANET permite **postprocesarea datelor** calculate, prin:

- **hărți ale rețelei**, colorate codificat (în funcție de preferințele utilizatorului), cu indicarea sensurilor de curgere a apei;
- **afișarea valorilor** parametrilor calculați pe legăturile și în nodurile rețelei, colorate codificat (în funcție de preferințele utilizatorului) pe diferite intervale de variație specificate în legende;
- diferite tipuri de **grafice de variație** aferente parametrilor calculați;

¹³ pentru formula Darcy-Weisbach (1.14), acesta este coeficientul lui Darcy: λ

- **tabele** cu valorile parametrilor introduși inițial și/sau calculați;
- diferite rapoarte și calcule globale, anume un **raport energetic** (*Energy Report*) care conține randamentul și puterea fiecărei pompe, respectiv energia consumată pentru pompare pe perioada de timp analizată și costul aferent; un **raport de calibrare** (*Calibration Report*); un **raport de calitate** (*Reaction Report*) atașat analizei de calitate a lichidului vehiculat; respectiv un **raport general** (*Full Report*) aferent întregii simulări numerice – de exemplu, pentru o rețea mixtă cu 52 de noduri și 86 de conducte, cu un consum orar variabil, pentru care calculul hidraulic s-a efectuat pentru o perioadă de 72 de ore, raportul general are un volum de 36 MB; pentru acest caz, rularea durează circa 3 secunde, pe un computer cu memorie RAM de 16 GB. EPANET **nu permite analiza funcționării cavitaționale a pompelor** – acest aspect poate fi studiat separat, în afara acestui software, pe baza valorilor parametrilor hidraulici calculați cu ajutorul EPANET.

2.1.2. Cum funcționează EPANET

Un fișier/proiect corespunzător unei rețele hidraulice create în EPANET este salvat cu extensia **.net** (de exemplu, cu denumirea **nume_retea.net**). Fiind creat și distribuit de către EPA, la deschiderea software-ului pentru a crea un nou proiect **.net**, EPANET este **implicit setat** să ruleze cu **unități de măsură utilizate în S.U.A.**, respectiv cu formula de calcul pentru pierderile de sarcină hidraulică uniform distribuite utilizată în S.U.A. – **formula Hazen-Williams** (1.47).

Opțiunile de calcul hidraulic (*Hydraulics Options*) permit modificarea unităților de măsură, a formulei de calcul pentru pierderile de sarcină hidraulică uniform distribuite, precum și a tipului de lichid vehiculat în rețea (dacă este altul decât apa rece), în funcție de preferințele utilizatorului. Trebuie reținut faptul că aceste opțiuni de calcul hidraulic trebuie să fie **setate o singură dată, la începutul unui proiect** (după deschiderea EPANET), mai exact, înainte de editarea proprietăților componentelor care compun rețeaua. După salvarea rețelei construite (de exemplu, ca **nume_retea.net**), setările efectuate vor fi menținute și după închiderea și redeschiderea fișierului.

Pentru soluționarea studiilor de caz din capitolele §3 și §4, EPANET va fi setat să ruleze utilizând sistemul metric de unități de măsură și formula Darcy-Weisbach (1.14) sau (1.48) pentru calculul pierderilor de sarcină hidraulică uniform distribuite.

EPANET efectuează calcule hidraulice pentru rețelele de conducte sub presiune, în **regim permanent și cvasipermanent** (acestea din urmă, approximate printr-o succesiune de calcule în

regim permanent, valabile pentru câte un pas de timp, ce poate fi ales foarte mic). Calculele hidraulice pot fi completate de analize legate de reacțiile chimice care au loc în rețea, la curgerea în regim permanent sau cvasipermanent.

2.1.3. Interfața grafică din EPANET

Spațiul de lucru aferent interfeței grafice din EPANET este exemplificat în figura 2.1, pentru o rețea de alimentare cu apă a unei localități.

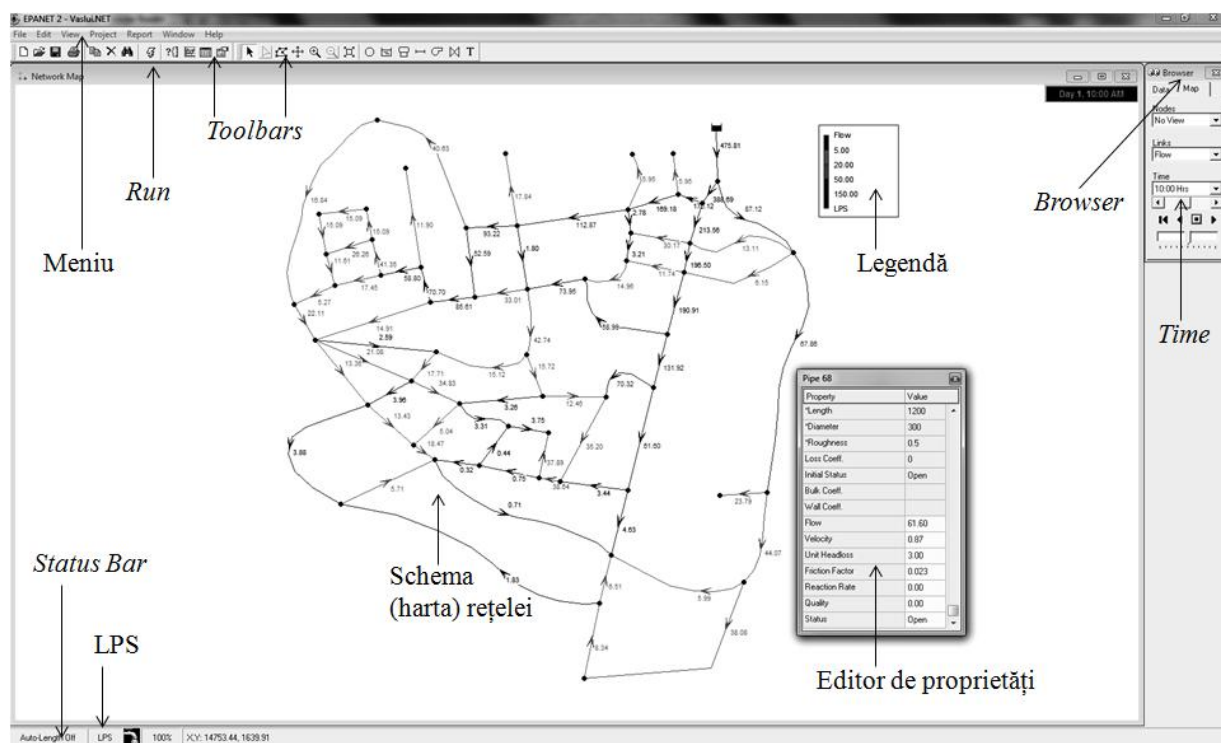


Fig. 2.1. – Interfața grafică din EPANET

Elementele principale ale **interfeței grafice din EPANET** (menționate în figura 2.1), sunt enumerate mai jos, cu precizarea denumirii lor în limba engleză:

- Meniul de lucru (*Menu Bar*), la partea superioară a ferestrei;
- Schema sau harta rețelei (*Network Map*), în mijlocul ferestrei;
- Barele de instrumente (*Toolbars*), poziționate sub Meniul de lucru;
- Bara de stare (*Status Bar*), la partea inferioară a ferestrei, cu simbolul LPS corespunzător unității de măsură a debitului (LPS – *liters per second*; indică setarea în sistem metric, în l/s);
- Meniul de căutare/selecție/setare (*Browser*), din partea dreaptă de sus a ferestrei; în *Browser* sunt **două file**: o filă cu datele aferente tuturor componentelor rețelei (*Data*) și altă filă cu

elementele ce pot fi afișate pe harta rețelei (*Map*); la partea inferioară a filei *Map*, se află **cursorul pentru alegerea momentului de timp** (*Time*) la care sunt afișate rezultatele pe harta rețelei; sub cursor sunt butoane pentru **animație** (prezentarea animată a variației în timp a parametrilor de pe hartă) – butoane *Forward* pentru pornire și *Stop* pentru oprirea animației;

- Editorul de proprietăți (*Property Editor*), care se deschide pentru orice componentă ”concretă” a rețelei, printr-un dublu *click* pe respectiva componentă, sau prin selectarea acesteia din *Browser/ Data/* (în figura 2.1, Editorul de proprietăți deschis este atașat conductei cu ID = 68);

- Legenda (*Legend*), aferentă parametrului afișat pe legăturile sau în nodurile rețelei, cu denumirea și unitatea sa de măsură, cu codul de culori, respectiv cu plaja de valori și diviziunile scării valorilor; în figura 2.1, Legenda este atașată debitului (*Flow*) care tranzitează conductele rețelei); există și un Editor al legendei (*Legend Editor*), ce poate fi activat (prin *click*-dreapta pe *Legend*) pentru modificarea culorilor și intervalelor de variație a culorilor.

În fila *Data* din *Browser* sunt incluse și pot fi accesate pentru editare **11 elemente specifice configurării rețelei**, denumite (în ordinea listării): *Junctions* (joncțiuni), *Reservoirs* (bazine), *Tanks* (rezervoare), *Pipes* (conducte), *Pumps* (pompe), *Valves* (vane), *Labels* (etichete), *Patterns* (grafice/tipare de variație în timp), *Curves* (curbe de funcționare), *Controls* (reguli simple/compuse) și *Options*, care la rândul său include opțiuni de analiză pentru calculul hidraulic (*Hydraulics Options*), calitatea lichidului (*Quality Options*), reacțiile chimice (*Reactions Options*), calculul temporal (*Times Options*) și calculul energetic (*Energy Options*).

Meniul de lucru al EPANET este prezentat în figura 2.2. Cele 7 butoane ale meniului de lucru, enumerate de la stânga, către dreapta, sunt: *File*, *Edit*, *View*, *Project*, *Report*, *Window* și *Help*. Pe lângă rolurile comune oricărui software (roluri care nu necesită explicații), aceste butoane au și următoarele **roluri specifice în EPANET**:

- butonul *File*, activat în imaginea din figura 2.2, permite deschiderea unui nou proiect (ce trebuie să fie salvat cu extensia **.net**); deschiderea unui proiect existent (de exemplu, **nume_retea.net**); importul și exportul de hartă/scenariu/rețea; setări ale preferințelor (ca de exemplu, numărul de zecimale afișate pentru valorile calculate);

- butonul *View* permite activarea/dezactivarea Legendei și Barelor de instrumente din EPANET; ultimul buton din *View* este un **Editor al opțiunilor de vizualizare** (*Map Options*), prezentat în figura 2.3; acesta este foarte des utilizat pentru setarea mărimii nodurilor și legăturilor, setarea etichetelor, afișarea în *Notation* (figura 2.3) a numerelor de identificare ale

nodurilor (*Display Node ID's*) și legăturilor (*Display Link ID's*), precum și afișarea valorilor calculate pentru noduri (*Display Node Values*) și legături (*Display Link Values*), cu o anumită mărime a caracterelor, setarea tipului și mărimii săgeților care indică sensul de curgere pe conducte, setarea unei culori pentru fundalul schemei rețelei (implicit, este setat un fundal alb);

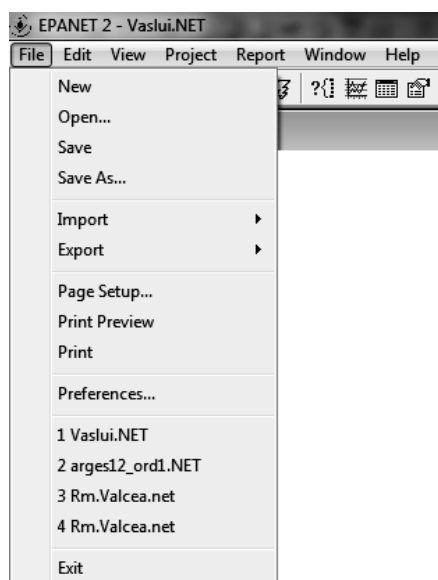


Fig. 2.2. – Meniul de lucru

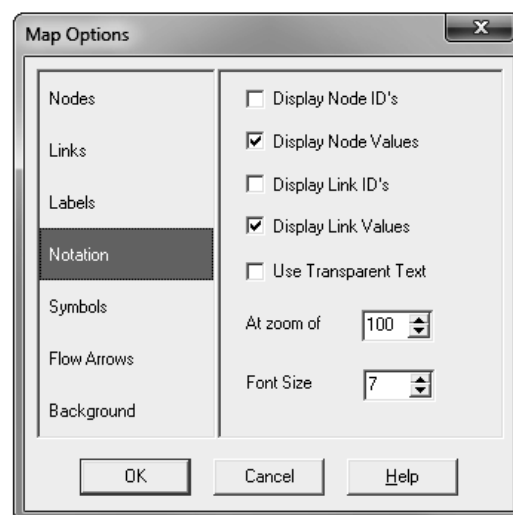


Fig. 2.3. – Editor al opțiunilor de vizualizare

- butonul *Project* are o fereastră de înregistrare a fișierelor care conțin datele de calibrare ale modelului (*Calibration Data*); un tabel de opțiuni de analiză¹⁴ (*Analysis Options*); precum și butonul de rulare a simulării (*Run Analysis*), care este inserat și în *Toolbars*, prin simbolul de forma unui fulger de culoare galbenă (*Run* în figura 2.1);
- butonul *Report* este utilizat în postprocesare, pentru vizualizarea rapoartelor (*Energy Report*; *Calibration Report*; *Reaction Report*; *Full Report*), precum și pentru vizualizarea graficelor selectate (cu *Graph Selection*) și tabelelor selectate (cu *Table Selection*).

La utilizarea EPANET pentru modelarea unui sistem de distribuție a apei, trebuie urmați câțiva pași importanți:

1. setarea în prealabil a **opțiunilor de calcul hidraulic** anterior menționate;
2. **desenarea schemei/hărții rețelei** sau importarea unei descrieri de bază a rețelei hidraulice, dintr-un fișier de tip text; în prealabil, se bifează vizualizarea numerotării nodurilor

¹⁴ *Analysis Options* deschide varianta de opțiuni de analiză care este selectată în *Browser/ Data/ Options/* (dacă nu este selectată o anumită opțiune de analiză în *Browser/ Data/ Options/*, atunci *Analysis Options* deschide în mod implicit varianta *Hydraulics Options*)

și/sau legăturilor, în tabelul de opțiuni din Meniul de lucru, pe calea *View/ Options/ Notations/ Display Node ID's* și/sau *Display Link ID's*; schema rețelei poate fi importată în EPANET din alte software-uri, cu ajutorul unor programe *freeware*, spre exemplu **EpaCAD**, **pentru importul din AutoCAD** [<http://www.epacad.com/caracteristicas-en.php>];

3. **editarea proprietăților** componentelor rețelei și introducerea/modificarea datelor;
4. setarea **opțiunilor de analiză** temporală, energetică și/sau de calitate/reacție (pe calea *Browser/ Data/ Options/*), respectiv setarea **opțiunilor de control** (pe calea *Browser/ Data/ Controls/*);
5. **rularea calculului hidraulic** și de **analiză a calității a apei** (dacă aceasta din urmă face obiectul studiului). Dacă apar **erori la rulare**, este afișat următorul mesaj de avertizare: „*Run was unsuccessful*”, urmat de un Raport asupra erorilor (*Run Status Report*);
6. **vizualizarea rezultatelor** simulării numerice; în prealabil, trebuie bifată afișarea valorilor parametrilor aferenți nodurilor și legăturilor în tabelul de opțiuni din Meniul de lucru, pe calea *View/ Options/ Notations/ Display Node Values* și/sau *Display Link Values*.

2.1.4. Setările inițiale

⇒ **Setarea unității de măsură a debitului** (*Flow Units* în *Hydraulic Options*) și **implicit setarea unităților de măsură ale celorlalte variabile**

După cum s-a precizat deja, EPANET are o setare implicită pentru unități de măsură specifice utilizatorilor din S.U.A. În Bara de stare (*Status Bar*) a interfeței grafice din EPANET (figura 2.1) este în permanență **afișat simbolul unității de măsură a debitului**, astfel încât utilizatorul să știe care este setul de unități de măsură în care introduce/citește datele. Setarea implicită corespunde debitului în galoane pe minut, iar simbolul afișat este **GPM**. Pentru varianta implicită **GPM**, unitățile de măsură în care sunt introduse/citite datele sunt: debitul – în galoane pe minut [gpm]; lungimea unei conducte, diametrul unui rezervor, cota unei joncțiuni (*Elevation*) și cota piezometrică (*Head*) într-un nod – în picioare (*feet*) [ft]; diametrul unei conducte – în țoli [inch]; presiunea (mai exact, presiunea relativă) – în *pounds per square inch gauge* [psig].

În Manualul utilizatorilor EPANET 2 [34, pagina 135] sunt indicate cele 5 variante de unități de măsură ale debitului, care pot fi setate în EPANET de către utilizatorii din S.U.A. (*US customary units*) și din Marea Britanie (*imperial units*). De asemenea, în EPANET pot fi setate **5 variante de unități de măsură ale debitului în sistem metric**, anume: litru pe secundă [l/s],

cu simbol **LPS**; litru pe minut [l/min], cu simbol **LPM**; megalitru pe zi [Ml/zi], cu simbol **MLD**; metru cub pe oră [m^3/h], cu simbol **CMH**; metru cub pe zi [m^3/zi], cu simbol **CMD**.

Pentru **calculul rețelelor hidraulice din prezentul manual, vom utiliza preponderent varianta LPS** (debitul în litri/s), **pentru care variabilele au următoarele unități de măsură:**

- debitul – în litri pe secundă [l/s];
- lungimea conductei; diametrul rezervorului; cota joncțiunii; cota piezometrică în nod – în metri [m];
- diametrul conductei sau vanei; rugozitatea absolută a pereților conductei – în [mm];
- presiunea (mai exact, presiunea relativă) – în m.c.a., sau metri coloană de lichid pentru alte lichide; EPANET afișează de fapt înălțimea dată de presiunea relativă, $p/(\rho g)$, în metri [m];
- viteza – în metri pe secundă [m/s];
- volumul – în metri cubi [m^3];
- puterea electrică consumată pentru pompare – în kilowatt [kW];
- randamentul pompei – în procente [%];
- energia – în kilowatt-oră [kWh];
- timpul – în ore [h], sau în minute [min], în funcție de setările din *Times Options*;
- concentrația de dezinfectant/poluant – în miligrame pe litru [mg/l];
- constanta de reacție în volumul de fluid dintr-o conductă sau dintr-un rezervor – în [zi^{-1}];
- coeficientul de reacție la peretele unei conducte – în [m/zi], pentru reacții de ordinul 1 la peretele conductei;
- rata de reacție, în [mg/(litru · zi)];
- vârsta apei – în ore [h].

În cele ce urmează este explicat **modul în care se setează în EPANET sistemul metric de unități de măsură**, de exemplu, pentru **varianta LPS** (cu debitul în litri pe secundă):

- se deschide tabelul cu opțiunile de calcul hidraulic (*Hydraulics Options*), pe calea *Browser/ Data/ Options/ Hydraulics Options*; primul câmp din tabel corespunde unităților de măsură ale debitului (*Flow Units*); în imaginea din partea stângă a figurii 2.4, este prezentat conținutul implicit al tabelului cu opțiuni de calcul hidraulic, cu varianta **GPM**;
- pentru a schimba setarea **din GPM în LPS**, utilizatorul trebuie să aleagă simbolul LPS în meniul derulant în dreptul câmpului cu *Flow Units* – vezi imaginea din mijloc, în figura 2.4;

- în imaginea din partea dreaptă a figurii 2.4, este prezentat conținutul modificat al tabelului cu opțiuni de calcul hidraulic, cel aferent variantei **LPS** (dorite), din sistemul metric.

După finalizarea acestei setări, va fi afișat simbolul **LPS** în Bara de stare (*Status Bar*) a interfeței grafice din EPANET (figura 2.1). După cum s-a precizat anterior, unitățile de măsură trebuie să fie **setate o singură dată**, la începutul unui proiect.

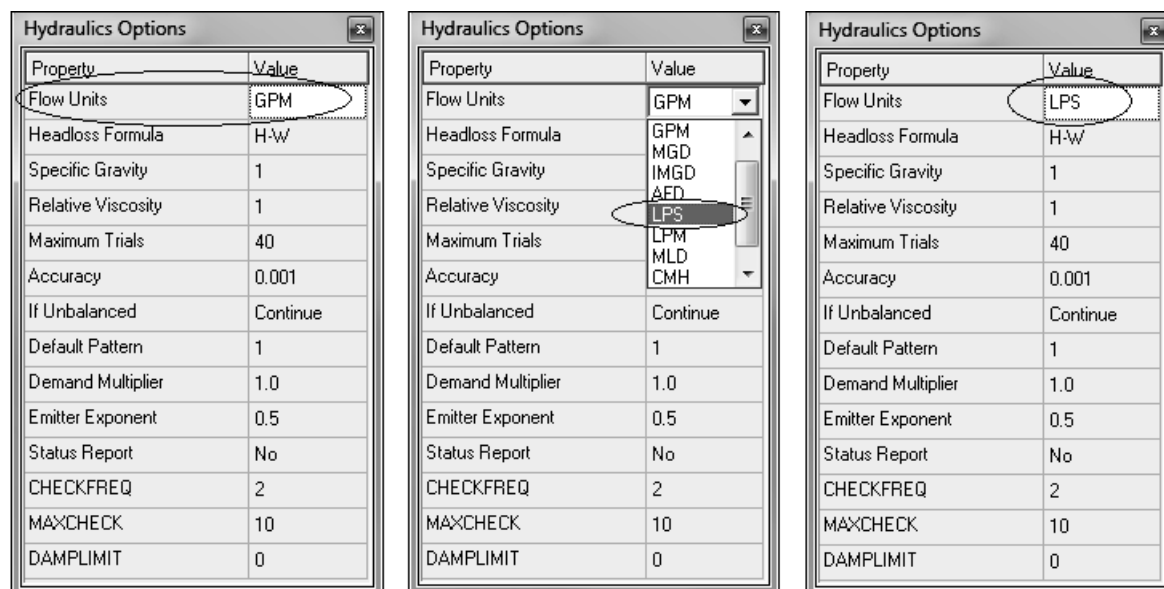


Fig. 2.4. – Înlocuirea variantei GPM, cu varianta LPS a setului de unități de măsură

⇒ **Setarea formulei pentru calculul pierderilor de sarcină hidraulică uniform distribuite** (*Headloss Formula* în *Hydraulics Options*)

Formulele pentru calculul pierderilor de sarcină hidraulică uniform distribuite, $h_d = h_d(Q)$, pot fi definite în funcție de debitul Q cu o relație generală de forma (1.46). EPANET poate efectua calcule hidraulice cu 3 astfel de formule, anume cu:

- **formula Hazen-Williams** (1.47), simbolizată **H-W** în câmpul *Headloss Formula* din *Hydraulics Options*;
- **formula Darcy-Weisbach** (1.48), simbolizată **D-W** în câmpul *Headloss Formula*;
- **formula Chézy-Manning** (1.49), simbolizată **C-M** în câmpul *Headloss Formula*.

În cele ce urmează (figura 2.5) este explicat **modul în care se setează în EPANET formula Darcy-Weisbach**, simbolizată **D-W**:

- se deschide tabelul cu opțiunile de calcul hidraulic (*Hydraulics Options*), pe calea *Browser/ Data/ Options/ Hydraulics Options*; cel de-al doilea câmp din tabel corespunde formulelor pentru calculul pierderilor de sarcină hidraulică uniform distribuite (*Headloss Formula*); în

imaginea din partea stângă a figurii 2.5, este prezentat conținutul implicit al tabelului cu opțiuni de calcul hidraulic, aferent formulei **H-W**;

- pentru a schimba setarea **din H-W în D-W**, utilizatorul trebuie să aleagă simbolul **D-W** în meniul derulant în dreptul câmpului cu *Headloss Formula* (imaginea din mijloc din figura 2.5);
- în imaginea din partea dreaptă a figurii 2.5, este prezentat conținutul modificat al tabelului cu opțiuni de calcul hidraulic, aferent formulei **D-W** (dorite).

După cum s-a precizat anterior, *Headloss Formula* trebuie să fie **setată o singură dată**, la începutul unui proiect.

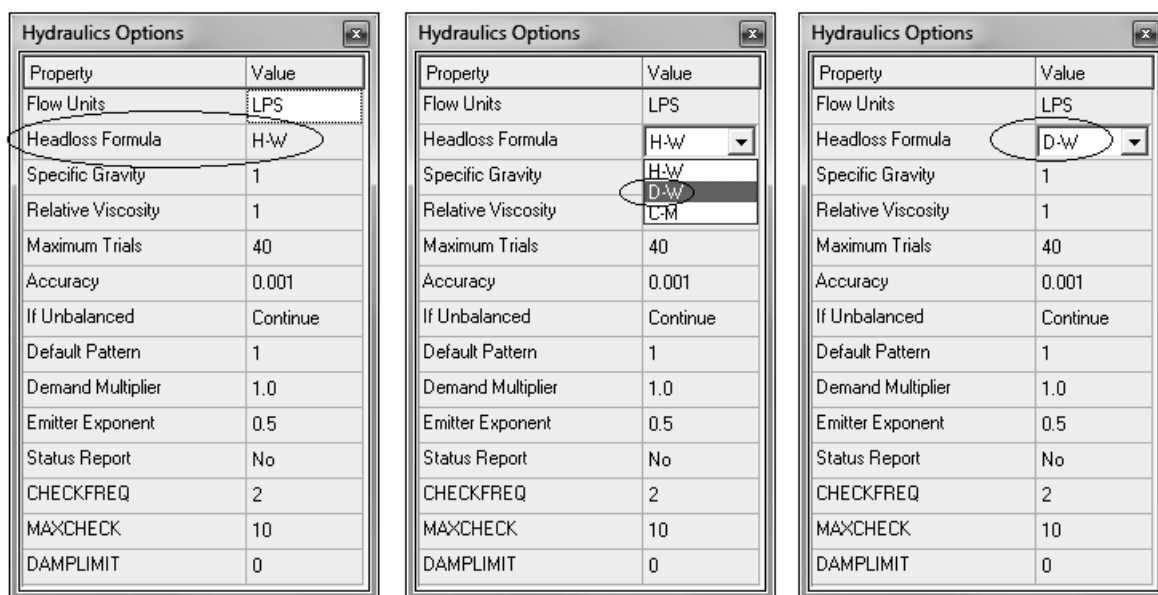


Fig. 2.5. – Înlocuirea formulei Hazen-Williams (H-W), cu formula Darcy-Weisbach (D-W)

⇒ **Setarea proprietăților fizice ale lichidului vehiculat în rețea, dacă este altul decât apa rece** (*Specific Gravity* și *Relative Viscosity* în *Hydraulics Options*)

După cum s-a precizat, EPANET este setat **implicit pentru vehicularea apei reci**. În acest software, pot fi setate valorile proprietăților fizice ale oricărui lichid newtonian, anume densitatea ρ și vâscozitatea cinematică ν , prin **raportare la valorile de referință ale apei**, rezultând astfel mărimi relative (adimensionale), anume: **densitatea relativă a lichidului** (*Specific Gravity*),

$$\rho_r = \rho / \rho_{apa}, \quad (2.1)$$

respectiv **vâscozitatea cinematică relativă a lichidului** (*Relative Viscosity*):

$$\nu_r = \nu / \nu_{apa}, \quad (2.2)$$

unde s-a considerat ca referință densitatea apei $\rho_{apa} = 1000 \text{ kg/m}^3$ (la temperatura de 4°C) și vâscozitatea cinematică a apei $\nu_{apa} = 1 \text{ cSt} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (la temperatura de 20°C).

Astfel, pentru **apa rece rezultă valori unitare** ale densității relative ($\rho_{rapa} = 1$) și vâscozității cinematice relative ($\nu_{rapa} = 1$). Aceste două valori unitare ale densității relative și vâscozității cinematice relative sunt setate implicit în EPANET, în *Hydraulics Options* (vezi cele două câmpuri, *Specific Gravity* și *Relative Viscosity*, aflate pe pozițiile 3 și 4 ale tabelului din partea dreaptă a figurii 2.5).

Deoarece setarea implicită corespunde vehiculării apei reci, pentru a seta în EPANET **un alt lichid**, care are valori ale densității relative și vâscozității cinematice relative diferite de unitate (chiar și apa caldă are valori diferite), trebuie **înlocuite valorile unitare** din *Hydraulics Options*, cu valorile adimensionale calculate cu relațiile (2.1) și (2.2).

După cum s-a precizat anterior, **setarea tipului de lichid** (altul decât apa rece) trebuie să fie efectuată **o singură dată**, la începutul unui proiect.

2.2. Componentele concrete ale sistemelor hidraulice¹⁵

2.2.1. Simbolurile grafice

Schema/harta unei rețele hidraulice poate fi desenată cu ușurință de către utilizator, cu ajutorul **simbolurilor grafice** din bara de instrumente amplasată în partea superioară a interfeței grafice din EPANET (vezi figurile 2.1 și 2.6). În total, sunt **6 simboluri grafice care corespund componentelor "concrete"** care pot fi incluse în rețea (enumerate în ordinea din bara de instrumente): **joncțiune** (*Junction*); **bazin** (*Reservoir*); **rezervor** (*Tank*); **conductă** (*Pipe*); **pompă** (*Pump*) și **vană** (*Valve*). Toate componentele inserate în schema/harta rețelei sunt **numerotate automat** (primesc un ID): *Node ID's* și *Link ID's* (orice ID poate fi schimbat ulterior, în Editorul de proprietăți).

Pentru selectarea unui **simbol grafic – obiect** (*object*), se activează săgeata de selectare a obiectului (*Select Object*), vezi figura 2.6, se face *click* pe acel obiect din bara de instrumente, apoi se poziționează și se lipește obiectul în schema/harta rețelei, în locul dorit (prin *click*); ulterior, poziția unui obiect poate fi schimbată, prin selectare și mutare cu ajutorul mouse-ului.

¹⁵ Referințe bibliografice în ordine cronologică: [34], [45], [33], [26], [8]

Se începe desenarea rețelei cu **amplasarea nodurilor** (bazine; rezervoare; joncțiuni), apoi se trece la **amplasarea legăturilor** (conducte; pompe; vane), deoarece acestea din urmă nu pot fi conectate decât între două noduri. După finalizarea desenării rețelei, proiectul se salvează (de exemplu cu denumirea: **nume_retea.net**).

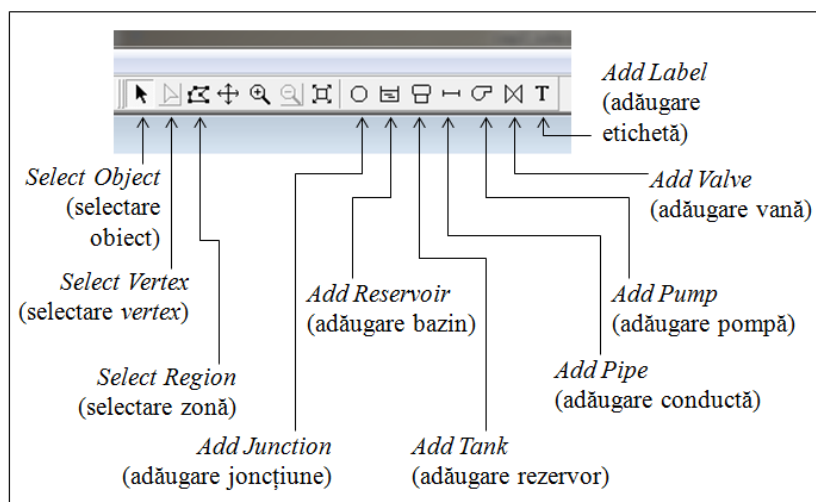


Fig. 2.6. – Bara de instrumente cu simbolurile grafice ale componentelor rețelei

Rețeaua desenată în EPANET nu trebuie să reproducă cu exactitate (la scară) rețeaua reală, în sensul că **nu trebuie reprodusă harta reală a rețelei**, ci este suficient să fie desenat în EPANET un **model simplificat al configurației geometrice** aferente rețelei. Oricum, schema rețelei este desenată în planul xOy , deci este o schemă 2D, însă EPANET va efectua calcule pentru rețeaua setată 3D (în spațiul cartezian $xOyz$), deoarece cota z a fiecărui nod și (opțional) valorile x și y ale poziției nodului în planul xOy , pot fi setate cu exactitate în Editorul de proprietăți aferent nodului. La fel, deși în schema desenată, lungimea conductelor nu este reprezentată la scară, lungimea reală (utilizată în calcule) este setată cu exactitate în Editorul de proprietăți al conductei. Pentru rețelele plane desenate la scara 1:1, există posibilitatea calculării automate a lungimii conductei (plecând de la coordonatele x și y ale nodurilor de capăt) și inserarea acestei lungimi în proprietățile conductei.

Pentru a curba o conductă (ca în figura 2.1), de-a lungul conductei poate fi inserat cel puțin un punct de inflexiune (punct de extrem local al curburii), cu ajutorul selectorului de *vertex* (*Select Vertex* în figura 2.6), care prin comanda *Add Vertex* (adaugă un *vertex*) permite poziționarea punctului de inflexiune pe conductă (punct în care **conducta liniară poate fi îndoită/deviată cu un anumit unghi**). Pe o conductă pot fi amplasate mai multe puncte succesive de tip *vertex*, apoi, cu ajutorul mouse-ului, ele pot fi selectate și trase/mutate pe rând,

până la atingerea curburii dorite pentru conducta respectivă (se obține de fapt o linie frântă, dar dacă sunt folosite multe puncte de tip *vertex*, atunci conducta pare a fi curbată uniform). Această operație este utilă pentru desenarea rețelelor de alimentare cu apă a localităților, ținând seama de faptul că majoritatea conductelor magistrale urmează traseele stradale din localitate. Introducerea de puncte de inflexiune pe conductă este o **opțiune pur virtuală**, care nu modifică cu nimic calculul hidraulic efectuat.

Editorul de proprietăți (*Property Editor*) este asociat unei anumite componente ”concrete” a rețelei. Acest Editor permite **introducerea/modificarea datelor** aferente acelei componente. În bara de instrumente prezentată în figura 2.6, se observă cele 6 simboluri grafice (obiecte) aferente componentelor rețelei: joncțiune, bazin, rezervor, conductă, pompă și vană. Fiecărui obiect îi este atașat un Editor de proprietăți – sub forma unui tabel în care există diferite câmpuri, aferente diferiților parametri. Nu trebuie să fie completate toate câmpurile, ci doar acele **câmpuri obligatorii**, de care depinde rularea – aceste câmpuri obligatorii sunt **marcate cu asterisc ***, poziționat ca exponent înaintea denumirii aceluiași parametru. Editorul de proprietăți este alcătuit din **3 zone**: zona superioară (cu date descriptive), zona de mijloc (cu date de intrare) și zona inferioară (cu date calculate).

① În **zona superioară**,

- toate obiectele au un **număr de identificare** – un **ID** (**Object ID*); ID-ul este obligatoriu și este atribuit automat în momentul desenării rețelei;
- **pentru noduri**, urmează **coordonatele x și y** ale obiectului plasat în planul xOy al desenului; valorile *x-Coordinate* și *y-Coordinate* afișate la prima deschidere a Editorului corespund poziționării obiectului desenat în planul xOy; opțional, aceste coordonate pot fi înlocuite cu valorile reale de pe harta rețelei (EPANET rulează și dacă acestea nu sunt setate);
- **pentru legături**, urmează **ID-ul nodului de intrare** (**Start Node*) și **ID-ul nodului de ieșire** (**End Node*), între aceste două noduri fiind conectată legătura¹⁶; ID-urile celor 2 noduri sunt obligatorii; completarea ID-urilor acestor 2 noduri se face automat în timpul desenării rețelei; numerotarea lor poate fi ulterior modificată de către utilizator;
- toate obiectele au un câmp de **descriere**, care poate fi completat opțional;

¹⁶ În cazul în care o legătură este conectată (desenată) de la *Start Node* către *End Node*, iar în urma rulării rezultă că apa curge de la *End Node* către *Start Node*, atunci pe acea legătură, valoarea debitului va fi afișată cu semnul minus; sensul de curgere pe conductă va fi desenat corect (săgeata – *Arrow* va fi desenată corect), de la *End Node* către *Start Node*. Acest inconvenient poate fi corectat la final prin ștergerea legăturii respective (cu comanda *Delete*, accesabilă prin *click-dreapta* cu mouse-ul pe acea legătură), urmată de redesenarea legăturii cu conectare corectă între noduri, reluarea setării parametrilor în Editorul de proprietăți al legăturii și reluarea rulării, pentru a obține valori pozitive ale debitului pe acea legătură.

- toate obiectele au și o **etichetă** (*Tag*), care poate fi completată opțional și care este utilă, de exemplu, pentru a asigna nodurile unor zone predefinite pe harta rețelei (zone de înaltă/ medie/ joasă presiune), sau pentru a preciza materialul din care este confecționată conducta.

② În **zona din mijloc**, aferentă diferitelor **date pe care le introduce/modifică utilizatorul** înaintea rulării, există câmpuri goale (necompletate) – unde utilizatorul poate introduce valori, precum și câmpuri completate implicit cu o valoare – unde utilizatorul poate modifica (opțional) valorile implicite;

③ În **zona inferioară** sunt câmpurile aferente datelor ce sunt calculate în EPANET, deci aceste câmpuri **se vor umple automat cu valori abia după rulare**; înaintea rulării, în aceste câmpuri este scris simbolul **#N/A** (derivat din abrevierea cuvintelor: *Not Applicable*, sau *Not Available*, sau *No Answer*), interpretat aici drept **necalculat**. Dacă rularea s-a efectuat pe o perioadă de timp, cu un anumit pas de timp (definit în *Times Options*), **atunci rezultatele sunt afișate pentru fiecare moment de timp t** , selectat prin mutarea cursorului de la partea inferioară a câmpului *Time*, pe calea *Browser/ Map/ Time*.

În cele ce urmează, **vom prezenta succint Editorul de proprietăți atașat fiecăreia dintre cele 6 componente "concrete" (obiecte) enumerate**, cu particularitățile aferente (altele decât cele comune, menționate aici).

Unitățile de măsură aferente valorilor ce vor fi introduse/modificate de către utilizator în fiecare Editor de proprietăți corespund în cele ce urmează setului de unități de măsură simbolizat **LPS**, în care debitul este în litri pe secundă (vezi paragraful §2.1.4).

2.2.2. Editoarele de proprietăți pentru noduri

⇒ Editorul de proprietăți pentru joncțiuni

În partea stângă a figurii 2.7, este prezentat Editorul de proprietăți al unei **joncțiuni** (*Junction*) – un nod în care **se intersectează minim două conducte**, sau în care **se află un orificiu, un ajutoraj, un sprinkler, un punct de consum sau o sursă**. În figura 2.7, sunt prezentate și 2 Editoare adiționale (*Demands Editor* și *Source Editor*), care se deschid din interiorul Editorului principal. Conținutul editoarelor corespunde **primei accesări** (înainte de introducerea datelor). În tabelul 2.1 sunt prezentate câmpurile Editorului de proprietăți al unei joncțiuni și Editoarelor adiționale, cu explicații asupra semnificației acestor câmpuri și a modului de introducere/ modificare/ citire a valorilor corespunzătoare.

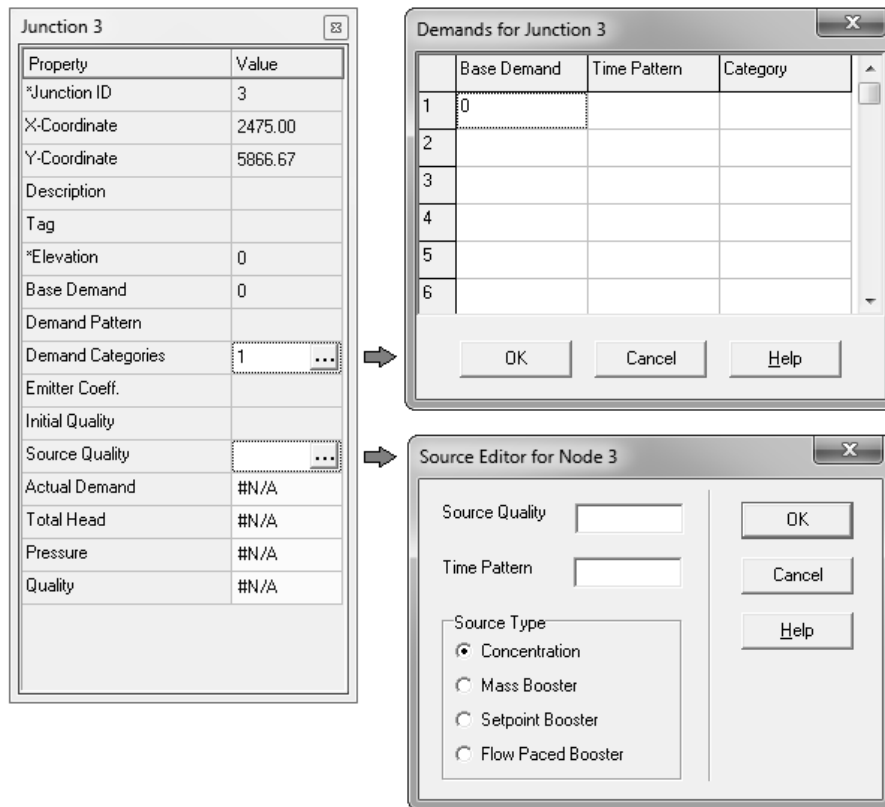


Fig. 2.7. – Editorul de proprietăți al unei joncțiuni (*Junction*) și Editoarele adiționale

Pentru cazul în care **debitul consumat în nod variază în timp**, $Q_c = Q_c(t)$, de exemplu de-a lungul unei perioade de 24 de ore, cu **pas de timp orar**, se poate defini **o curbă (un tipar) de variație orară a debitelor consumate** de forma:

$$Q_c = Q_c(t) = c_q(t) \bar{Q}_c, \quad (2.3)$$

unde timpul t este considerat în ore, $\bar{Q}_c$ este valoarea medie a debitului orar consumat, iar $c_q = c_q(t)$ reprezintă **coeficienții de variație orară a debitului**, definiți de regulă prin standard, de exemplu, conform SR 1343-1:2006 [45; Anexa 2]. Curba/tiparul (2.3) se numește *Demand Pattern* și în EPANET îi este atașat un ID (un număr de identificare) unic.

Un anumit *Demand Pattern* (cu un ID atașat) conține de fapt **doar valorile coeficienților de variație orară a debitului** $c_q(t)$ **pentru fiecare pas de timp** t ; cu valorile $c_q(t)$ este înmulțită apoi **orice valoare** $\bar{Q}_c$ (*Base Demand*), inserată în Editorul de proprietăți al oricărei **joncțiuni**, dacă pentru acea joncțiune s-a completat ID-ul acestui *Demand Pattern*.

Valorile coeficienților $c_q(t)$ se introduc printr-un editor, anume *Pattern Editor* (pe calea *Browser/ Data/ Patterns/ Pattern Editor*), iar ID-ul corespunzător va fi identic cu *Demand Pattern ID* inserat în Editorul de proprietăți al joncțiunii.

Curba/tiparul *Demand Pattern* se corelează cu setările efectuate în *Times Options* (pe calea *Browser/ Data/ Options/ Times*), astfel încât, pasul de timp al tiparului (*Pattern Time Step*) să fie același; de asemenea, trebuie precizat momentul începerii aplicării tiparului (*Pattern Start Time*). În *Times Options*, durata totală a simulării (*Total Duration*) nu este obligatoriu să fie egală cu perioada pentru care s-a definit curba/tiparul (2.3) – simulările se pot face pe mai multe zile, sau doar pe câteva ore dintr-o zi, caz în care, începând de la momentul definit în *Pattern Start Time*, se aplică (2.3) pentru acel număr limitat de ore.

Dacă joncțiunea reprezintă un *Emitter*, adică orificiu, ajutoraj sau sprinkler, debitul consumat în nod, Q_c (debitul evacuat prin orificiu/ajutoraj/sprinkler), depinde de cota piezometrică H_p din acel nod (deci implicit, depinde de presiunea din nod). **Coeficientul caracteristic** sau **factorul nominal**¹⁷ (*Emitter Coefficient*) al orificiului/ajutorajului/sprinklerului, notat a sau K , este definit printr-o relație de forma:

$$a = K = \frac{Q_c}{H_p^{0.5}}. \quad (2.4)$$

În EPANET, orificiul, ajutorajul sau sprinklerul reprezintă o proprietate a joncțiunii, care se setează în Editorul de proprietăți al joncțiunii, deci acestea nu sunt considerate drept componente ”concrete”.

Tabelul 2.1. – Câmpurile din Editorul de proprietăți al unei joncțiuni (*Junction*) și din Editoarele adiționale (*Demands Editor* și *Source Editor*)

Denumirea în engleză	Denumirea în română	Semnificația proprietății, detalii legate de completarea sau citirea valorii
* <i>Elevation</i>	*Cota joncțiunii	Cota z a joncțiunii, în metri. Pentru un consumator care necesită presiune de serviciu, se introduce cota piezometrică
<i>Base Demand</i>	Debitul consumat	Debitul consumat în nod Q_c , în litri/s. Poate fi introdus: • cu valoare nulă (dacă nu există consum în nod);

¹⁷ După cum s-a menționat în Georgescu [22; paginile 176÷177], în cazul **ajutorajelor și sprinklerelor**, coeficientul caracteristic este notat K și este denumit **factor nominal**. Pentru sprinklere, K se măsoară în $[(\text{litru}/\text{min}) \cdot \text{bar}^{-0.5}]$, formula de calcul fiind: $K = Q/p^{0.5}$, cu debitul în litri/min și presiunea p în bar. În EPANET însă, factorul nominal trebuie introdus în $[\text{litri} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-0.5}]$.

		• cu valoare constantă în timp; • cu valoarea medie orară $\bar{Q}_c$, în cazul în care se setează <i>Demand Pattern</i>, definit printr-o relație de forma (2.3). Debitul consumat în nod se introduce cu valoare negativă dacă debitul intră (este injectat) în rețea prin acea joncțiune
<i>Demand Pattern</i>	Curba/tiparul de variație în timp a debitului consumat	Pentru <i>Demand Pattern</i> , utilizatorul completează aici numai ID-ul asociat curbei/tiparului (2.3). <i>Demand Pattern</i> este setat separat, în <i>Pattern Editor</i> , pe calea <i>Browser/ Data/ Patterns/</i>
<i>Demand Categories</i>	Categorii de consum	Prin dublu <i>click</i>, aici se deschide Editorul adițional <i>Demands Editor</i> (fig. 2.7), aferent categoriilor de consum, în care se poate seta câte o valoare a debitului consumat (<i>Base Demand</i>) pentru diferiți consumatori, care pot fi, de exemplu, consumatori casnici (<i>Category = Domestic</i>) sau industriali (<i>Category = Factory</i>); pentru fiecare categorie de consumatori, debitul consumat poate fi constant, sau variabil în timp după câte un tipar (<i>Time Pattern</i>) al acelor consumatori, tipar definit în <i>Demands Editor</i> prin ID-ul său. Fiecare <i>Time Pattern</i> cu ID-ul său este definit separat, în <i>Pattern Editor</i>, pe calea <i>Browser/ Data/ Patterns/</i>. Dacă din acea joncțiune este alimentat un singur tip de consumatori, atunci câmpul <i>Demand Categories</i> poate fi ignorat, în sensul că nu necesită vreo setare
<i>Emitter Coefficient</i>	Coeficientul caracteristic sau Factorul nominal	În cazul în care joncțiunea reprezintă un <i>Emitter</i> (orificiu, ajutor sau sprinkler), aici se introduce valoarea coeficientului caracteristic/ factorului nominal (2.4), în $[\text{litri} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-0.5}]$
<i>Initial Quality</i>	Parametrul de calitate la momentul inițial	Valoarea inițială a parametrului de calitate, de exemplu, nivelul inițial al concentrației dezinfectantului/poluantului din apă în acea joncțiune, în mg/litru. Acest câmp poate fi lăsat gol dacă nivelul inițial este nul. De exemplu, dacă la începutul simulării, la $t = 0$, se injectează clorină la nivelul nodului de alimentare, concentrația de clorină în celelalte noduri ale rețelei este nulă la $t = 0$
<i>Source Quality</i>	Curba/tiparul de variație în timp a parametrului de calitate	Prin <i>click</i>, aici se deschide Editorul adițional <i>Source Editor</i> (fig. 2.7), aferent calității apei care intră din exterior în rețea, prin joncțiune. Dacă există o sursă externă de debit de apă contaminată, care intră în joncțiune după un anumit grafic/ tipar de variație în timp, atunci aici se poate seta concentrația de contaminant intrat în nod (în mg/litru), în funcție de un tipar de timp (<i>Time Pattern</i>) – definit prin ID-ul său în <i>Source Editor</i>, tipar care se aplică valorii medii a concentrației din câmpul <i>Source Quality</i>. <i>Time Pattern</i> cu ID-ul său este definit separat, în <i>Pattern Editor</i>, pe calea <i>Browser/ Data/ Patterns/</i>
<i>Actual Demand</i>	Debitul total consumat	Valoarea calculată a debitului total consumat în nod, în l/s, la momentul de timp selectat, ca sumă a debitelor consumate în acel moment de către diferitele categorii de consumatori
<i>Total Head</i>	Cota piezometrică	Valoarea calculată a cotei piezometrice în nod, în metri, la

		momentul de timp selectat
<i>Pressure</i>	Înălțimea dată de presiunea relativă	Valoarea calculată a înălțimii date de presiunea relativă în nod, $p/(\rho g)$ în metri, peste valoarea cotei sau cotei piezometrice (<i>Elevation</i>) setate inițial – valoarea <i>Pressure</i> este dată la momentul de timp selectat
<i>Quality</i>	Parametrul de calitate	Valoarea calculată în nod pentru parametrul de calitate analizat, la momentul de timp selectat. Dacă pentru joncțiune s-a setat <i>Demand Pattern</i> , atunci parametrul de calitate calculat va varia în timp, deoarece modelul de amestec în joncțiune depinde de debit (vezi relația (4.14), în paragraful §4.1). Dacă adițional, prin joncțiune intră în rețea apă contaminată din sursă externă, după un <i>Time Pattern</i> setat în <i>Source Quality</i> , parametrul de calitate calculat va varia în timp și după acest tipar adițional

⇒ Editorul de proprietăți pentru bazine

În partea stângă a figurii 2.8, este prezentat Editorul de proprietăți al unui **bazin** (*Reservoir*) – definit în EPANET drept un **rezervor cu nivel variabil, deschis la presiunea atmosferică**, rezervor care reprezintă o **sursă externă infinită de apă pentru rețea**. În partea dreaptă a figurii 2.8, este prezentat Editorul adițional (*Source Editor*). Conținutul editoarelor corespunde primei accesări (înainte de introducerea datelor). În tabelul 2.2 sunt prezentate câmpurile Editorului de proprietăți al unui bazin.

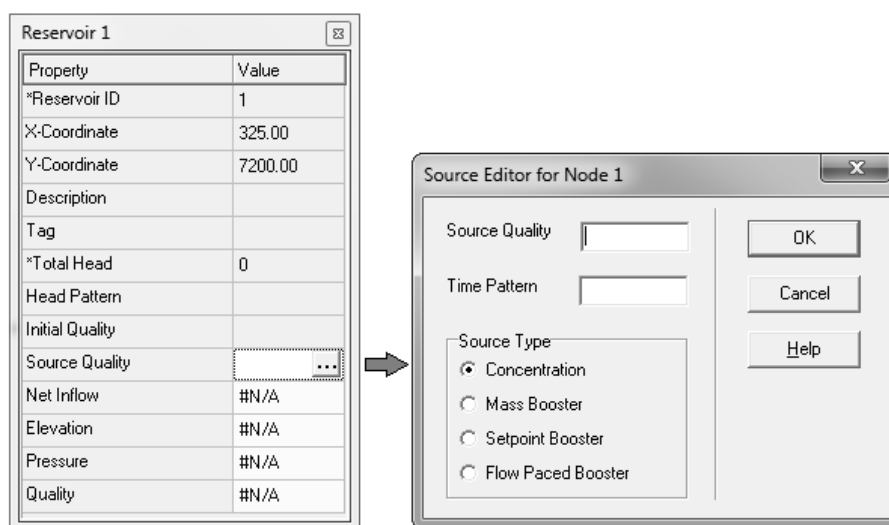


Fig. 2.8. – Editorul de proprietăți al unui bazin (*Reservoir*) și Editorul adițional

Pentru cazul în care **cota piezometrică la suprafața liberă (sau cota suprafeței libere) variază în timp**, $H_R = H_R(t)$, de exemplu cu pas de timp orar, se poate defini **o curbă (un tipar) de variație orară a cotei piezometrice** de forma:

$$H_R = H_R(t) = c_h(t) \bar{H}_R, \quad (2.5)$$

unde timpul t este considerat în ore, $\bar{H}_R$ este valoarea medie a cotei piezometrice (mediată pe perioada de timp aferentă curbei/tiparului), iar $c_h = c_h(t)$ reprezintă **coeficienții de variație orară a cotei piezometrice**, coeficienți cu care se va multiplica valoarea medie $\bar{H}_R$, inserată în câmpul *Total Head*. Curba/tiparul (2.5) se numește *Head Pattern* și în EPANET îi este atașat un ID (un număr de identificare) unic.

Un anumit *Head Pattern* (cu un ID atașat) conține de fapt **doar valorile coeficienților de variație orară a cotei piezometrice $c_h(t)$ pentru fiecare pas de timp t** ; cu valorile $c_h(t)$ este înmulțită apoi **orice valoare $\bar{H}_R$ (*Total Head*)**, inserată în Editorul de proprietăți al **oricărui bazin din rețea**, dacă pentru acel bazin s-a completat ID-ul acestui *Head Pattern*.

Valorile coeficienților $c_h(t)$ se introduc printr-un editor, anume *Pattern Editor* (pe calea *Browser/ Data/ Patterns/ Pattern Editor*), iar ID-ul corespunzător va fi identic cu *Head Pattern ID* inserat în Editorul de proprietăți al bazinului.

Curba/tiparul *Head Pattern* se corelează cu setările efectuate în *Times Options* (pe calea *Browser/ Data/ Options/ Times*), astfel încât, pasul de timp al tiparului (*Pattern Time Step*) să fie același; de asemenea, trebuie precizat momentul începerii aplicării tiparului (*Pattern Start Time*). În *Times Options*, durata totală a simulării (*Total Duration*) nu este obligatoriu să fie egală cu perioada pentru care s-a definit curba/tiparul (2.5).

Tabelul 2.2. – Câmpurile din Editorul de proprietăți al unui bazin (*Reservoir*) și din Editorul adițional (*Source Editor*)

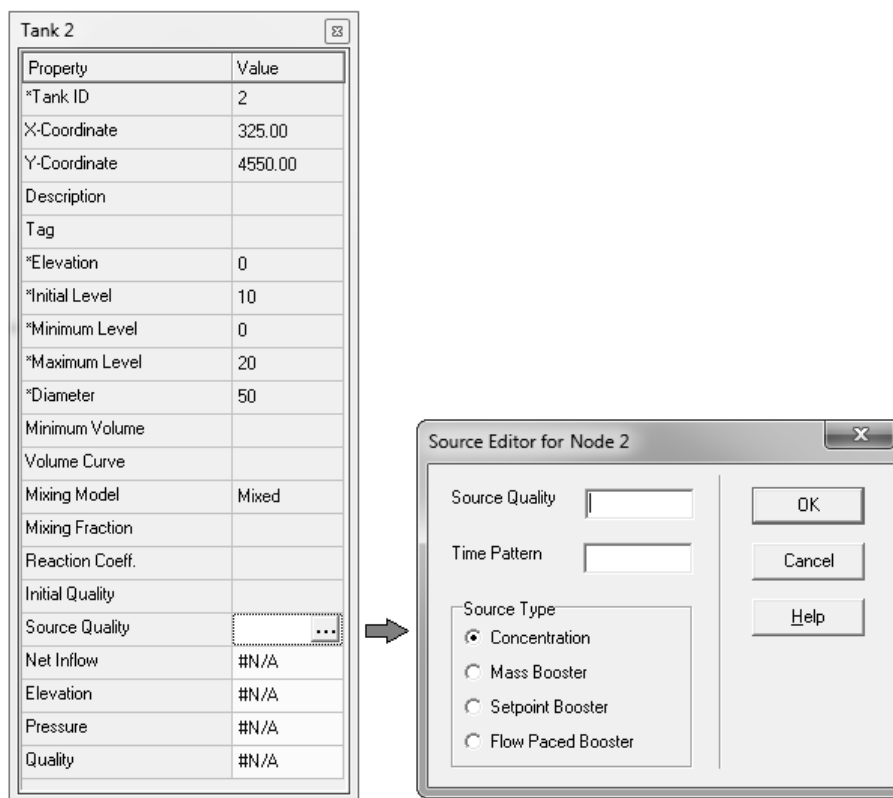
Denumirea în engleză	Denumirea în română	Semnificația proprietății, detalii legate de completarea sau citirea valorii
* <i>Total Head</i>	Cota piezometrică	Cota piezometrică la suprafața liberă a bazinului, în metri. Poate fi introdusă: • cu valoare constantă în timp, $H_R = const.$; • cu valoarea medie $\bar{H}_R$, în cazul în care se setează <i>Head Pattern</i>, pe o perioadă de timp, sub forma (2.5)
<i>Head Pattern</i>	Curba/tiparul de variație în timp a cotei piezometrice	Pentru <i>Head Pattern</i> , utilizatorul completează aici doar ID-ul asociat curbei/tiparului (2.5). <i>Head Pattern</i> este setat separat, în <i>Pattern Editor</i> , pe calea <i>Browser/ Data/ Patterns/</i>

<i>Initial Quality</i>	Parametrul de calitate la momentul inițial	Valoarea inițială a parametrului de calitate, de exemplu, nivelul inițial al concentrației dezinfectantului/poluantului în apa din bazin, în mg/litru
<i>Source Quality</i>	Curba/tiparul de variație în timp a parametrului de calitate	Prin <i>click</i> , aici se deschide Editorul adițional <i>Source Editor</i> (fig. 2.8), aferent calității sursei de apă (<i>Source Quality</i>). Dacă din bazin intră în rețea un debit de apă contaminată cu o concentrație de contaminant variabilă în timp, atunci aici se poate seta concentrația de contaminant intrat în bazin (în mg/litru), în funcție de un tipar de timp (<i>Time Pattern</i>) – definit prin ID-ul său în <i>Source Editor</i> , tipar care se aplică valorii medii a concentrației din câmpul <i>Source Quality</i> . <i>Time Pattern</i> cu ID-ul său este definit separat, în <i>Pattern Editor</i> , pe calea <i>Browser/ Data/ Patterns/</i>
<i>Net Inflow</i>	Debitul de alimentare al rețelei	Valoarea calculată a debitului care iese din bazin (adică valoarea debitului de alimentare al rețelei), în litri/s, la momentul de timp selectat. Valoarea debitului este afișată cu semnul minus, care indică sensul de ieșire din bazin
<i>Elevation</i>	Cota suprafeței libere	Valoarea calculată a cotei piezometrice la suprafața liberă a bazinului, în metri, la momentul de timp selectat
<i>Pressure</i>	Înălțimea dată de presiunea relativă	Valoarea calculată a înălțimii date de presiunea relativă la suprafața liberă a bazinului, în metri, la momentul de timp selectat (în cazul bazinului, această valoare este nulă)
<i>Quality</i>	Parametrul de calitate	Valoarea calculată în bazin pentru parametrul de calitate analizat, la momentul de timp selectat. Dacă din bazin intră în rețea apă contaminată după un <i>Time Pattern</i> setat în <i>Source Quality</i> , parametrul de calitate calculat va varia în timp și după acest tipar adițional

⇒ Editorul de proprietăți pentru rezervoare

În figura 2.9, este prezentat Editorul de proprietăți al unui **rezervor** (*Tank*), alături de Editorul adițional (*Source Editor*). Conținutul editoarelor corespunde primei accesări (înainte de introducerea datelor). În EPANET, rezervoarele pot avea orice formă, au volum finit și nivel variabil în funcție de curba lor de capacitate. Sunt de fapt rezervoare care funcționează între un nivel minim și un nivel maxim – EPANET oprește golirea rezervorului dacă s-a atins nivelul minim, respectiv oprește umplerea sa dacă s-a atins nivelul maxim; la momentul inițial, se precizează nivelul inițial al apei.

În tabelul 2.3 sunt prezentate câmpurile Editorului de proprietăți al unui rezervor.

Fig. 2.9. – Editorul de proprietăți al unui rezervor (*Tank*) și Editorul adiționalTabelul 2.3. – Câmpurile din Editorul de proprietăți al unui rezervor (*Tank*) și din Editorul adițional (*Source Editor*)

Denumirea în engleză	Denumirea în română	Semnificația proprietății, detalii legate de completarea sau citirea valorii
<i>*Elevation</i>	Cota la baza rezervorului	Cota piezometrică la baza rezervorului, în metri
<i>*Initial Level</i>	Nivelul inițial	Cota piezometrică inițială, care se consideră peste cota piezometrică de la baza rezervorului (peste <i>Elevation</i>), în [m]
<i>*Minimum Level</i>	Nivelul minim	Cota piezometrică minimă, care se consideră peste cota piezometrică de la baza rezervorului (peste <i>Elevation</i>), în [m]
<i>*Maximum Level</i>	Nivelul maxim	Cota piezometrică maximă, care se consideră peste cota piezometrică de la baza rezervorului (peste <i>Elevation</i>), în [m]
<i>*Diameter</i>	Diametrul echivalent al rezervorului	Diametrul echivalent al rezervorului, în [m]. Pentru rezervoare cu secțiune non-circulară, se va echivala aria rezervorului cu aria unui cerc de diametru egal cu cel echivalent
<i>Minimum Volume</i>	Volumul minim	Volumul minim al rezervorului, în [m ³]. Reprezintă volumul minim de apă existent pentru nivelul minim al apei din rezervor (util pentru rezervoare cu secțiune non-circulară, pentru care nu se furnizează o curbă de capacitate completă)
<i>Volume Curve</i>	Curba de capacitate	Curba de capacitate a rezervorului este definită ca variația volumului în funcție de nivelul apei din rezervor (aici nivelul este cota piezometrică la suprafața liberă, considerată peste

		cota piezometrică de la baza rezervorului). Pentru această curbă, utilizatorul completează aici numai un număr de identificare asociat curbei, un ID (dacă lipsește acest ID, EPANET consideră implicit că rezervorul este cilindric). Curba de capacitate este setată separat, în <i>Curve Editor</i> , unde va fi introdusă curba <i>Volume Curve</i> cu ID-ul său, pe calea <i>Browser/ Data/ Curves/ Curve Editor/ Volume Curve</i>
<i>Mixing Model</i>	Modelul de amestec	Există 4 modele de amestec în rezervoare [34; paginile 42÷43]. Se recomandă utilizarea modelului implicit – <i>Mixed</i> , setat în figura 2.9, care corespunde amestecului complet (<i>Complete Mixing</i>)
<i>Mixing Fraction</i>	Fracția de amestec	Fracția din volumul total al rezervorului care conține compartimentul în care se află conductele de intrare/ieșire, în modelul de amestec cu 2 compartimente (<i>Two-Compartment Mixing</i>) [34]. Nu se completează pentru alt model de amestec
<i>Bulk Reaction Coefficient</i>	Constanta de reacție în volumul de fluid	Constanta de reacție în volumul de fluid din rezervor k_b în $[z_i^{-1}]$, cu valori pozitive pentru creștere și valori negative pentru descreștere (de exemplu, descreșterea în timp a concentrației de clorină). Nu se completează câmpul acestei constante de reacție, dacă se setează o constantă globală de reacție în volumul de fluid (<i>Global Bulk Reaction Coefficient</i>) în opțiunile de reacție (<i>Reaction Options</i>), pe calea <i>Browser/ Data/ Options/ Reactions</i>
<i>Initial Quality</i>	Parametrul de calitate la momentul inițial	Valoarea inițială a parametrului de calitate, de exemplu, nivelul inițial al concentrației dezinfectantului/poluantului în apa din rezervor, în mg/litru
<i>Source Quality</i>	Curba/tiparul de variație în timp a parametrului de calitate	Prin <i>click</i> , aici se deschide Editorul adițional <i>Source Editor</i> (fig. 2.9), aferent calității sursei de apă (<i>Source Quality</i>). Dacă există o sursă externă de debit de apă contaminată, care intră în rezervor după un anumit grafic/tipar de variație în timp, atunci aici se poate seta concentrația de contaminant intrat în rezervor (în mg/litru), în funcție de un tipar de timp (<i>Time Pattern</i>) – definit prin ID-ul său în <i>Source Editor</i> , tipar care se aplică valorii medii a concentrației din câmpul <i>Source Quality</i> . <i>Time Pattern</i> cu ID-ul său este definit separat, în <i>Pattern Editor</i> , pe calea <i>Browser/ Data/ Patterns/</i>
<i>Net Inflow</i>	Debitul de golire sau de umplere a rezervorului	Valoarea calculată a debitului care iese din rezervor (cu semnul minus pentru sensul de ieșire), sau a debitului care intră în rezervor (cu semnul plus pentru sensul de intrare), în litri/s, la momentul de timp selectat
<i>Elevation</i>	Cota piezometrică la suprafața liberă	EPANET furnizează aici valoarea calculată a cotei piezometrice la suprafața liberă a rezervorului, în metri, la momentul de timp selectat
<i>Pressure</i>	Înălțimea dată de presiunea relativă	Valoarea calculată a înălțimii date de presiunea relativă la suprafața liberă a rezervorului, în metri, la momentul de timp selectat. Această valoare este de fapt cota piezometrică ce se consideră peste cota piezometrică de la baza rezervorului și

		valoarea sa este situată între valorile <i>Minimum Level</i> și <i>Maximum Level</i>
Quality	Parametrul de calitate	Valoarea calculată în rezervor pentru parametrul de calitate analizat, la momentul de timp selectat. Dacă în rețea există minim o joncțiune pentru care s-a setat <i>Demand Pattern</i>, debitul intrat/ieșit din rezervor va varia în timp, deci parametrul de calitate calculat va varia în timp – modelul de amestec în rezervor depinde de debit (vezi relația (4.15), în paragraful §4.1). Dacă adițional, în rezervor intră apă contaminată după un <i>Time Pattern</i> setat în <i>Source Quality</i>, parametrul de calitate calculat va varia în timp și datorită acestui tipar adițional

2.2.3. Editoarele de proprietăți pentru legături

⇒ Editorul de proprietăți pentru conducte

În tabelul 2.4 sunt prezentate câmpurile Editorului de proprietăți al unei **conducte** (*Pipe*). În figura 2.10 este prezentat acest Editor, conținutul acestuia corespunzând primei accesări.

Tabelul 2.4. – Câmpurile din Editorul de proprietăți al unei conducte (*Pipe*)

Denumirea în engleză	Denumirea în română	Semnificația proprietății, detalii legate de completarea sau citirea valorii
* <i>Length</i>	Lungimea conductei	Lungimea L a conductei, în metri
* <i>Diameter</i>	Diametrul conductei	Diametrul D al conductei, în milimetri
* <i>Roughness</i>	Rugozitatea absolută	Rugozitatea absolută k a pereților conductei, în milimetri
<i>Loss Coefficient</i>	Coeficientul de pierderi de sarcină hidraulică locale	Dacă pe conductă sunt singularități care introduc pierderi de sarcină hidraulică locale (de exemplu, coturi sau singularități introduse la echilibrarea hidraulică a rețelelor de conducte ramificate sau binare), aici se introduce valoarea coeficientului global de pierderi de sarcină hidraulică locale
<i>Initial Status</i>	Starea inițială a conductei	Opțional, poate fi setată starea inițială a conductei, care poate fi deschisă (<i>Open</i>) – poziție setată implicit în EPANET pentru orice conductă; sau poate fi închisă (<i>Closed</i>) – caz în care conducta poate fi deschisă ulterior prin opțiunile de control (<i>Controls</i>) pe calea <i>Browser/ Data/ Controls/</i> . Tot în acest câmp, se poate adăuga și o clapetă anti-retur (CV – <i>Check Valve</i>), pentru a preveni curgerea apei de la nodul de ieșire (<i>End Node</i>) către nodul de intrare (<i>Start Node</i>)
<i>Bulk Reaction Coefficient</i>	Constanta de reacție în volumul de fluid	Constanta de reacție în volumul de fluid (în nucleul curgerii) din conductă, k_b în $[z\cdot l^{-1}]$, cu valori pozitive pentru creștere și valori negative pentru descreștere (de exemplu, descreșterea în timp a concentrației de clorină). Nu se completează câmpul

		acestei constante de reacție, dacă se setează o constantă globală de reacție în volumul de fluid (<i>Global Bulk Reaction Coefficient</i>), în opțiunile de reacție (<i>Reaction Options</i>), pe calea <i>Browser/ Data/ Options/ Reactions</i> . Se poate seta o constantă globală de reacție în volumul de fluid valabilă pentru aproape toate conductele, excepție făcând câteva conducte pentru care se setează în mod explicit (în Editorul de proprietăți al fiecărei conducte) o altă valoare a constantei de reacție în volumul de fluid
<i>Wall Reaction Coefficient</i>	Coeficientul de reacție la peretele conductei	Coeficientul de reacție la peretele conductei, notat k_{gw} , introdus în [m/zi], pentru reacții de ordinul 1 și de ordinul 2, cu valori pozitive pentru creștere și valori negative pentru descreștere (de exemplu, descreșterea în timp a concentrației de clorină). Acest coeficient se calculează după indicațiile din paragraful §4.1. Nu se recomandă setarea în opțiunile de reacție (<i>Reaction Options</i>) a unui coeficient global de reacție la perete, valabil pentru toate conductele (<i>Global Wall Reaction Coefficient</i>), deoarece k_{gw} depinde de debitul tranzitat pe fiecare conductă. Pentru simplificarea calculului, se poate seta un coeficient global de reacție la perete, constant, valabil pentru aproape toate conductele, excepție făcând câteva conducte pentru care se setează în mod explicit (în Editorul de proprietăți al fiecărei conducte) o altă valoare a coeficientului de reacție la perete
<i>Flow</i>	Debitul tranzitat	Valoarea calculată a debitului volumic tranzitat pe conductă, în litri/s, la momentul de timp selectat
<i>Velocity</i>	Viteza	Valoarea calculată a vitezei apei, în metri pe secundă, la momentul de timp selectat
<i>Unit Headloss</i>	Pierdere de sarcină hidraulică uniform distribuită unitară	Valoarea calculată a pierderii de sarcină hidraulică uniform distribuite, raportată la lungimea conductei, h_d/L , în metru pe kilometru [m/km], la momentul de timp selectat
<i>Friction Factor</i>	Coeficientul de pierdere de sarcină hidraulică uniform distribuită (aici, λ)	Valoarea calculată a coeficientului de pierdere de sarcină hidraulică uniform distribuită, la momentul de timp selectat. În cazul formulei Darcy-Weisbach (D-W) setate, acesta este coeficientul lui Darcy λ
<i>Reaction Rate</i>	Rata de reacție	Valoarea calculată a ratei de reacție, în [mg/(litru·zi)], la momentul de timp selectat (mediată pe lungimea conductei)
<i>Quality</i>	Parametrul de calitate	Valoarea calculată (mediată pe lungimea conductei) pentru parametrul de calitate analizat, la momentul de timp selectat. Dacă s-a setat <i>Demand Pattern</i> pentru minim o joncțiune, atunci parametrul de calitate calculat pe conductă va varia în timp, deoarece în ecuația de transport a contaminantului intră și viteza fluidului $v = v(t)$
<i>Status</i>	Starea conductei	Starea conductei – deschisă (<i>Open</i>) sau închisă (<i>Closed</i>), la momentul de timp selectat

Property	Value
*Pipe ID	1
*Start Node	1
*End Node	3
Description	
Tag	
*Length	1000
*Diameter	12
*Roughness	100
Loss Coeff.	0
Initial Status	Open
Bulk Coeff.	
Wall Coeff.	
Flow	#N/A
Velocity	#N/A
Unit Headloss	#N/A
Friction Factor	#N/A
Reaction Rate	#N/A
Quality	#N/A
Status	#N/A

Fig. 2.10. – Editorul de proprietăți al unei conducte (*Pipe*)

Property	Value
*Pump ID	3
*Start Node	3
*End Node	4
Description	
Tag	
Pump Curve	
Power	
Speed	
Pattern	
Initial Status	Open
Effic. Curve	
Energy Price	
Price Pattern	
Flow	#N/A
Headloss	#N/A
Quality	#N/A
Status	#N/A

Fig. 2.11. – Editorul de proprietăți al unei pompe (*Pump*)

⇒ Editorul de proprietăți pentru pompe

În figura 2.11 este prezentat Editorul de proprietăți al unei **pompe** (*Pump*), conținutul acestuia corespunzând primei accesări (înainte de introducerea datelor). În tabelul 2.5 sunt prezentate câmpurile Editorului.

În cazul în care pentru **energia consumată pentru pompare se plătește un tarif diferențiat pe zone orare** de-a lungul unei zile [47; anexele 5 și 7], $C_e = C_e(t)$, de exemplu cu pas de timp orar, se poate defini o **curbă (un tipar) de variație orară a prețului energiei** de forma:

$$C_e = C_e(t) = c_e(t) \bar{C}_e, \quad (2.6)$$

unde timpul t este considerat în ore, $\bar{C}_e$ este valoarea medie zilnică a prețului energiei (perioada de timp aferentă curbei/tiparului fiind egală cu 24 de ore), iar $c_e = c_e(t)$ reprezintă **coeficienții de variație orară a prețului energiei**, coeficienți cu care se va multiplica valoarea medie $\bar{C}_e$, inserată în câmpul *Energy Price*. Curba/tiparul (2.6) se numește *Price Pattern* și în EPANET îi este atașat un ID (un număr de identificare) unic.

Un anumit *Price Pattern* (cu un ID atașat) conține **doar valorile coeficienților de variație orară a prețului energiei $c_e(t)$ pentru fiecare pas de timp t . Valorile coeficienților $c_e(t)$**

se introduc în Price Pattern printr-un editor, anume prin *Pattern Editor* (pe calea *Browser/ Data/ Patterns/ Pattern Editor*), iar ID-ul corespunzător va fi identic cu *Price Pattern ID* inserat în Editorul de proprietăți al pompei.

Curba/tiparul *Price Pattern* se corelează cu setările efectuate în *Times Options* (pe calea *Browser/ Data/ Options/ Times*), astfel încât, pasul de timp al tiparului (*Pattern Time Step*) să fie același; de asemenea, trebuie precizat momentul începerii aplicării tiparului (*Pattern Start Time*). În *Times Options*, durata totală a simulării (*Total Duration*) nu este obligatoriu să fie egală cu perioada pentru care s-a definit curba/tiparul (2.6).

Tabelul 2.5. – Câmpurile din Editorul de proprietăți al unei pompe (*Pump*)

Denumirea în engleză	Denumirea în română	Semnificația proprietății, detalii legate de completarea sau citirea valorii
<i>Pump Curve</i>	Curba caracteristică energetică a pompei	Dacă este disponibilă curba caracteristică energetică (curba de sarcină) la turația nominală a pompei, atunci utilizatorul completează aici numai un număr de identificare asociat curbei: un ID. Curba caracteristică energetică a pompei este setată separat, în <i>Curve Editor</i> , unde va fi introdusă curba <i>Pump Curve</i> cu ID-ul său, pe calea <i>Browser/ Data/ Curves/ Curve Editor/ Pump Curve</i> . Pentru funcționarea pompei la alte turații decât turația nominală, EPANET transpune curba caracteristică energetică pentru turația $n \neq n_0$, utilizând relațiile de similitudine pentru debite (1.128) și pentru înălțimi de pompare (1.129)
<i>Power</i>	Puterea electrică consumată pentru pompare	Aici se completează puterea electrică consumată pentru pompare, în kW, numai dacă nu sunt setate curbele caracteristice (energetică și de randament) ale pompei
<i>Speed</i>	Raportul turațiilor (turația pompei raportată la turația nominală)	Raportul turațiilor $r = n/n_0$ (sau turația relativă), adică turația pompei n raportată la turația nominală n_0 a pompei. Implicit, EPANET consideră aici $r = 1$ (chiar dacă nu este nici o valoare afișată). Nu se completează aici nimic (adică se lasă setarea implicită), dacă se setează un grafic/tipar (<i>Pattern</i>) de variație al turației
<i>Pattern</i>	Curba/tiparul de variație în timp a turației pompei	Pentru turația pompei, mai exact pentru raportul $r = n/n_0$, se poate defini o curbă (un tipar) de variație în timp $r = r(t)$, acest tipar fiind denumit simplu: <i>Pattern</i> . Pentru <i>Pattern</i> , utilizatorul completează aici doar ID-ul asociat curbei/tiparului. <i>Pattern</i> este setat separat, în <i>Pattern Editor</i> , pe calea <i>Browser/ Data/ Patterns/</i> . Pentru $r = 0$, pompa se oprește
<i>Initial Status</i>	Starea inițială a pompei	Opțional, poate fi setată starea inițială a pompei, care poate fi deschisă (<i>Open</i>) – poziție setată implicit în EPANET pentru

		orice pompă; sau poate fi închisă (<i>Closed</i>) – caz în care pompa poate fi deschisă ulterior prin opțiunile de control (<i>Controls</i>) pe calea <i>Browser/ Data/ Controls/</i>
<i>Efficiency Curve</i>	Curba caracteristică de randament a pompei	Dacă este disponibilă curba caracteristică de randament, la turația nominală a pompei, atunci utilizatorul completează aici numai un număr de identificare asociat curbei, un ID. Curba caracteristică de randament a pompei este setată separat, în <i>Curve Editor</i> unde va fi introdusă curba <i>Efficiency Curve</i> cu ID-ul său, pe calea <i>Browser/ Data/ Curves/ Curve Editor/ Efficiency Curve</i>. Dacă nu este disponibilă curba caracteristică de randament a pompei, atunci EPANET consideră că pompa funcționează cu o valoare implicită a randamentului, constantă, egală cu 75% (setată în <i>Energy Options</i>). Pentru funcționarea pompei la alte turații decât turația nominală, EPANET nu transpune curba caracteristică de randament pentru turația $n \neq n_0$, deci nu aplică relația de similitudine pentru debitul punctului omolog de funcționare (1.132), ignorând astfel relațiile (1.133) și (1.134) pentru randamentul la altă turație decât cea nominală. Acest inconvenient reprezintă un dezavantaj al EPANET-ului. În raportul energetic (<i>Energy Report</i>) va fi afișată valoarea medie a randamentului pompei (<i>Average Efficiency</i>), mediată pe durata simulării (deci nu pot fi afișate valori ale randamentului la momentul de timp selectat)
<i>Energy Price</i>	Prețul energiei	Prețul energiei consumate pentru pompare, C_e, în unitatea monetară dorită pe kWh consumat. EPANET va afișa în raportul energetic (<i>Energy Report</i>) costul total pe zi (de exemplu, în lei/zi, dacă s-a setat prețul în lei/kWh). Prețul energiei poate fi introdus: • cu valoare constantă în timp (de exemplu, dacă se aplică un tarif unic pe zi); • cu valoarea medie zilnică $\bar{C}_e = C_{med_{zi}}$, dacă se aplică un tarif diferențiat pe zone orare de-a lungul unei zile, caz în care se setează <i>Price Pattern</i>, după relația (2.6)
<i>Price Pattern</i>	Curba/tiparul de variație în timp a prețului energiei	În cazul aplicării unui tarif diferențiat de-a lungul unei zile, pentru <i>Price Pattern</i> utilizatorul completează aici doar ID-ul asociat curbei/tiparului (2.6). <i>Price Pattern</i> este setat separat, în <i>Pattern Editor</i>, pe calea <i>Browser/ Data/ Patterns/</i>
<i>Flow</i>	Debitul pompat	Valoarea calculată a debitului pompat, în litri/s, la momentul de timp selectat
<i>Headloss</i>	Înălțimea de pompare	Valoarea calculată a înălțimii de pompare, în metri, la momentul de timp selectat. EPANET afișează aici o valoare negativă a înălțimii de pompare, deoarece o interpretează drept un salt (câștig) de energie specifică
<i>Quality</i>	Parametrul de	Valoarea calculată pentru parametrul de calitate analizat, la

	calitate	momentul de timp selectat. Dacă s-a setat <i>Demand Pattern</i> pentru minim o joncțiune, atunci parametrul de calitate calculat în pompă va varia în timp, deoarece în ecuația de transport a contaminantului intră și viteza fluidului $v = v(t)$
Status	Starea pompei	Starea pompei – deschisă (<i>Open</i>) sau închisă (<i>Closed</i>), la momentul de timp selectat

⇒ Editorul de proprietăți pentru vane

În tabelul 2.6 sunt prezentate câmpurile Editorului de proprietăți al unei **vane** (*Valve*). În figura 2.12 este prezentat acest Editor, conținutul acestuia corespunzând primei accesări (înainte de introducerea datelor).

Tabelul 2.6. – Câmpurile din Editorul de proprietăți al unei vane (*Valve*)

Denumirea în engleză	Denumirea în română	Semnificația proprietății, detalii legate de completarea sau citirea valorii
* <i>Diameter</i>	Diametrul vanei	Diametrul vanei, în milimetri
* <i>Type</i>	Tipul vanei: • PRV • PSV • PBV • FCV • TCV • GPV	EPANET cuprinde 6 tipuri de vane: • Vane de reducere a presiunii (<i>Pressure Reducing Valve</i>, simbolizate PRV) – mențin presiunea în nodul amonte sub o anumită valoare; • Vane de menținere a presiunii (<i>Pressure Sustaining Valve</i>, simbolizate PSV) – mențin presiunea în nodul aval peste o anumită valoare; • Vane de rupere a presiunii (<i>Pressure Breaker Valve</i>, simbolizate PBV) – forțează apariția unei pierderi de presiune specificate; • Vane de control a debitului (<i>Flow Control Valve</i>, simbolizate FCV) – limitează debitul la o valoare specificată; • Vane de control (<i>Throttle Control Valve</i>, simbolizate TCV) – simulează o vană parțial închisă, prin introducerea coeficientului de pierderi de sarcină hidraulică locale; • Vane de uz general (<i>General Purpose Valve</i>, simbolizate GPV) – utilizate pentru a reprezenta o legătură pentru care utilizatorul furnizează o curbă de variație $h_r = h_r(Q)$ a pierderilor de sarcină hidraulică în vană în funcție de debit (<i>Headloss Curve</i>), curbă care înlocuiește formula uzuală pentru calculul acestor pierderi. Vanele notate GPV pot fi folosite pentru a modela turbine hidraulice în EPANET, caz în care <i>Headloss Curve</i> este caracteristica $H = H(Q)$ a turbinei, unde H este căderea turbinei și Q este debitul turbinat.

		Vanele de separație , care se închid sau se deschid complet, nu sunt considerate ca vane în categoria legăturilor, ci sunt incluse ca proprietate a conductei pe care sunt montate
<i>*Setting</i>	Parametrul de control al funcționării vanei	Parametru ce definește setările pentru funcționarea vanei, unitatea de măsură a acestui parametru depinzând de tipul vanei [34; pagina 73]. Astfel, pentru fiecare tip de vană, acest parametru de control este: • PRV – înălțimea dată de presiunea relativă în nodul amonte, în metri; • PSV – înălțimea dată de presiunea relativă în nodul aval, în metri; • PBV – înălțimea dată de pierderea de presiune în vană, în metri; • FCV – debitul limită, în litri/s; • TCV – coeficientul de pierdere de sarcină hidraulică locală; • GPV – <i>Headloss Curve ID</i> (aici se trece doar ID-ul acestei curbe). Curba va fi setată separat, în <i>Curve Editor</i>, unde va fi introdusă <i>Headloss Curve</i> cu ID-ul său, pe calea <i>Browser/ Data/ Curves/ Curve Editor/ Headloss Curve</i>
<i>Loss Coefficient</i>	Coeficientul de pierdere de sarcină hidraulică locală în vana deschisă	Coeficientul de pierdere de sarcină hidraulică locală în vană, valabil pentru cazul în care vana este complet deschisă (dacă nu este introdusă o valoare, atunci acest coeficient se consideră egal cu zero)
<i>Fixed Status</i>	Starea vanei	Starea vanei la începutul simulării poate fi setată: • <i>None</i> – stare nespecificată, caz în care funcționarea vanei va fi controlată de parametrul <i>Setting</i>; • <i>Open</i> (deschisă) sau <i>Closed</i> (închisă), caz în care parametrul <i>Setting</i> va fi ignorat și vana va funcționa ca o legătură deschisă sau închisă. Starea vanei poate fi modificată în timpul simulării prin opțiunile de control (<i>Controls</i>), pe calea <i>Browser/ Data/ Controls/</i>
<i>Flow</i>	Debitul tranzitat	Valoarea calculată a debitului volumic tranzitat prin vană, în litri/s, la momentul de timp selectat
<i>Velocity</i>	Viteza	Valoarea calculată a vitezei apei, în metri pe secundă, la momentul de timp selectat
<i>Headloss</i>	Pierderea de sarcină hidraulică totală în vană	Valoarea calculată a pierderii de sarcină hidraulică totală în vană, în metri, la momentul de timp selectat
<i>Quality</i>	Parametrul de calitate	Valoarea calculată pentru parametrul de calitate analizat, la momentul de timp selectat. Dacă s-a setat <i>Demand Pattern</i> pentru minim o joncțiune, atunci parametrul de calitate calculat în vană va varia în timp, deoarece în ecuația de transport a contaminantului intră și viteza fluidului $v = v(t)$
<i>Status</i>	Starea vanei	Starea vanei la momentul de timp selectat, stare care poate fi activă (<i>Active</i>), dacă <i>Fixed Status</i> a fost <i>None</i> , sau poate fi deschisă (<i>Open</i>) sau închisă (<i>Closed</i>)

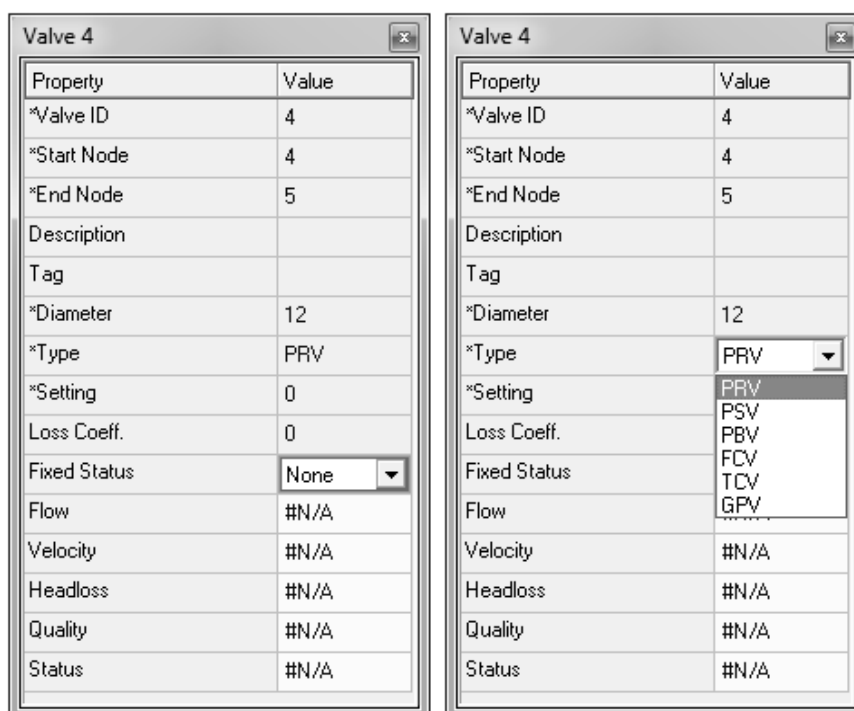


Fig. 2.12. – Editorul de proprietăți al unei vane (Valve)

⇒ Editarea în grup a proprietăților joncțiunilor și conductelor (Group Edit)

În cazul în care se setează aceeași valoare a proprietății unei joncțiuni (ca de exemplu cota – *Elevation*, sau debitul consumat – *Base Demand*) pentru mai multe joncțiuni, sau în cazul în care se setează aceeași valoare a proprietății unei conducte (ca de exemplu, rugozitatea pereților – *Roughness*) pentru mai multe conducte, există posibilitatea editării simultane – editarea întregului grup de joncțiuni/conducte cu ajutorul ferestrei *Group Edit* (figura 2.13). Pentru aceasta, din *Toolbars* se accesează butonul de selectare a unei zone – *Select Region* (vezi figura 2.6) și se trasează pe harta rețelei un perimetru în care sunt încadrate toate joncțiunile/conductele care urmează a fi editate în grup. Apoi, din meniul de lucru, se accesează **editorul comun**, pe calea *Edit/ Group Edit*.

Pentru joncțiuni (Junctions), **editorul comun** *Group Edit* permite (vezi imaginea de sus din figura 2.13): înlocuirea (*Replace*), multiplicarea (*Multiply*) sau adăugarea (*Add*) valorii specificate (*with valoare inserată*), pentru toate cotele (**Elevation*), sau debitele consumate (*Base Demand*), sau graficele/tiparele de variație în timp a debitului consumat (*Demand Pattern*), sau pentru toți coeficienții caracteristici/factorii nominali (*Emitter Coefficient*), sau parametrii de calitate la momentul inițial (*Initial Quality*).

Pentru conducte (Pipes), **editorul comun** *Group Edit* permite (vezi imaginea de jos din figura 2.13): înlocuirea (*Replace*), multiplicarea (*Multiply*) sau adăugarea (*Add*) valorii specificate

(with **valoare_inserată**), pentru toate diametrele conductelor (**Diameter*), sau rugozitățile pereților (**Roughness*), sau pentru toți coeficienții de pierderi de sarcină hidraulică locale (*Loss Coefficient*), sau constantele de reacție în volumul de fluid (*Bulk Reaction Coefficient*), sau coeficienții de reacție la peretele conductei (*Wall Reaction Coefficient*).

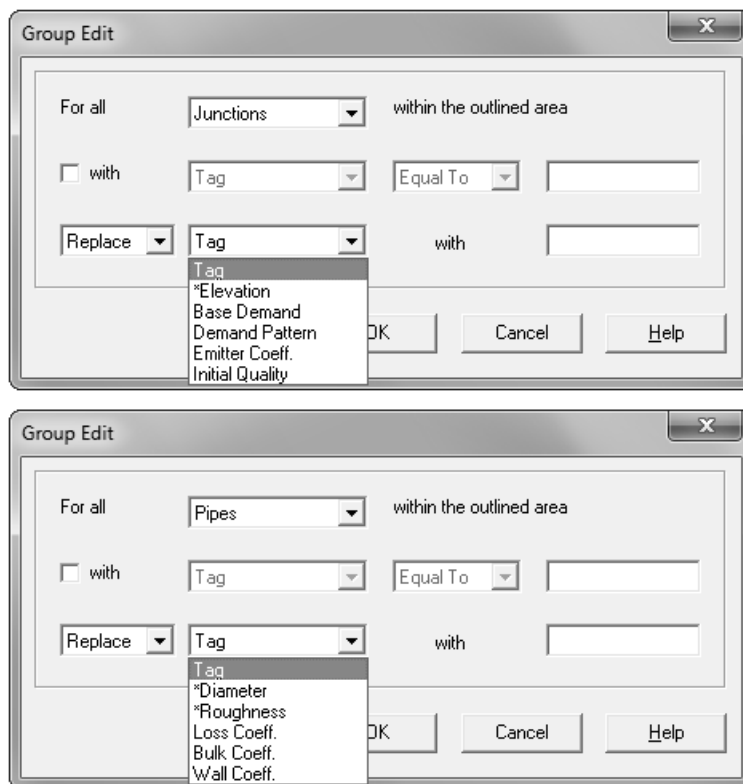


Fig. 2.13. – Editarea în grup a proprietăților joncțiunilor și conductelor (*Group Edit*)

Editarea în grup poate fi selectivă, de exemplu, se poate înlocui cu o **valoare_nouă** toate valorile unei proprietăți, care sunt egale cu o anumită **valoare_veche**. Pentru aceasta, în *Group Edit* se alege varianta: *For all Junctions/Pipes within the outlined area*, ☒ with **Proprietate Equal To** (sau *Below*, sau *Above*) **valoare_veche**, **Replace Proprietate with valoare_nouă**, unde **Proprietate** este una dintre variantele de proprietăți editabile în grup, enumerate pentru fiecare caz: joncțiune/conductă.

2.3. Componentele abstracte ale sistemelor hidraulice

2.3.1. Curbele de funcționare

În EPANET, curbele de funcționare (*Curves*) sunt componente ”abstracte” ale rețelei, accesabile pe următoarea cale: *Browser/ Data/ Curves/ Curve Editor*.

Pot fi introduse următoarele **4 tipuri de curbe de funcționare** (*Curve Type*) – vezi figura 2.14:

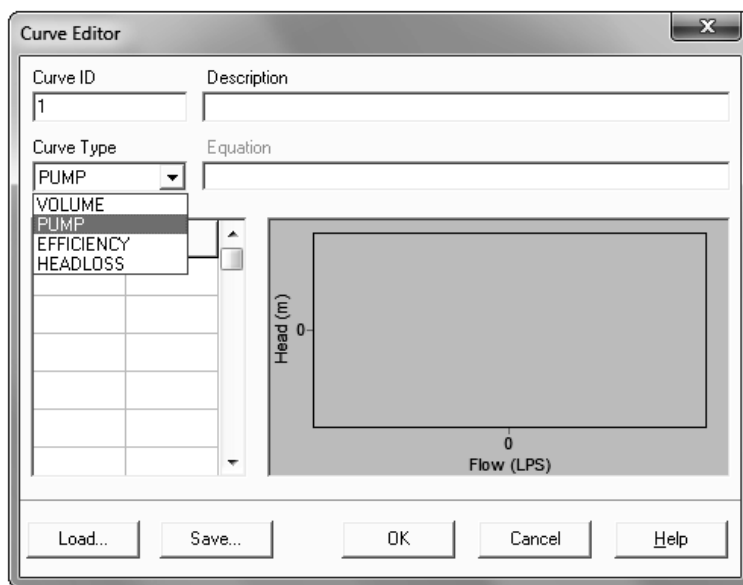


Fig. 2.14. – Editorul de curbe (*Curve Editor*), cu cele 4 tipuri de curbe de funcționare disponibile

- **curba de capacitate** (*Volume Curve*), definită pentru un rezervor – este dependența dintre nivelul apei (de fapt cota piezometrică la suprafața liberă H_p , considerată peste cota piezometrică de la baza rezervorului), în metri și volumul V al rezervorului în $[m^3]$; această curbă este trasată sub forma: $V = V(H_p)$;
- **curba caracteristică energetică a pompei** (*Pump Curve*) – este dependența $H = H(Q)$, dintre înălțimea de pompare, în metri și debitul pompat, în litri/s;
- **curba caracteristică de randament a pompei** (*Efficiency Curve*) – este dependența $\eta = \eta(Q)$, dintre randamentul agregatului de pompare în [%] și debitul pompat, în litri/s;

- **curba de pierdere de sarcină hidraulică în funcție de debit** (*Headloss Curve*), definită pentru o vană de uz general (GPV – *General Purpose Valve*) – este dependența $h_r = h_r(Q)$, dintre pierderea de sarcină hidraulică (sau **căderea turbinei**, dacă GPV simulează o turbină), în metri și debitul tranzitat (**debitul turbinat**), în litri/s.

Pentru a introduce **o curbă nouă**, adică pentru a adăuga o curbă de funcționare într-un proiect, se accesează **Editorul de curbe** (*Curve Editor*) și se face *click* pe butonul *Add* (adaugă). Pentru a edita **o curbă existentă**, se selectează curba (adică se selectează ID-ul curbei din lista definită automat în *Browser/ Data/ Curves*) și se face *click* pe butonul *Edit*.

O curbă de funcționare poate fi **salvată** de la butonul *Save* (vezi figura 2.14); fișierul rezultat are extensia **.crv** (*Curve File*) – este un fișier de tip text, care poate fi vizualizat/editat cu orice editor de text, de exemplu cu Notepad++. O curbă de funcționare poate fi **importată** (încărcată) de la butonul *Load* (vezi figura 2.14); fișierul importat trebuie să aibă extensia **.crv** (*Curve File*) și să conțină, în ordine, cele 3 rânduri de mai jos (al doilea semnificând tipul curbei – aici curba energetică a pompei $H = H(Q)$), urmate de cele 2 coloane de date – prima coloană cu valorile primului parametru (debitul în acest caz) și a doua coloană cu valorile celui alt parametru din curbă (înălțimea de pompare în acest caz):

```
EPANET Curve Data
PUMP
descriere (Description)
coloana_1 coloana_2
```

unde între cele două coloane, datele situate pe același rând sunt separate numai printr-un spațiu (nu se utilizează nici *Tab*, nici mai multe spații).

2.3.2. Curbele/tiparele de variație în timp

În EPANET, curba/tiparul de variație în timp (*Pattern*) a unui parametru reprezintă o componentă ”abstractă” a rețelei, accesabilă pe următoarea cale: *Browser/ Data/ Pattern/ Pattern Editor*.

Pentru a introduce **un Pattern nou**, se accesează **Editorul de tipare** (*Pattern Editor*) și se face *click* pe butonul *Add* (adaugă). Pentru a edita **un Pattern existent**, se selectează tiparul (adică se selectează ID-ul tiparului din lista definită automat în *Browser/ Data/ Pattern*) și se face *click* pe butonul *Edit*.

În standardul SR 1343-1:2006 [45; Anexa 2] sunt propuși **coeficienții de variație orară a debitului consumat** pentru o zi lucrătoare, după mărimea localității: sat, oraș mic/mediu/mare; valorile sunt date în procente din durata totală de 24 de ore. Pentru a trasa *Demand Pattern*, în tabelul 2.7 sunt prezentați acești coeficienți $c_q = c_q(t)$ în format zecimal, media valorilor acestora pe durata de 24 de ore fiind egală cu unitatea. În figura 2.15 este prezentat, ca exemplu, *Demand Pattern* pentru un oraș mediu (conform datelor din tabelul 2.7).

Un *Pattern* poate fi **salvat** de la butonul *Save* (vezi figura 2.15); fișierul rezultat are extensia **.pat** (*Pattern File*) – este un fișier de tip text, care poate fi vizualizat/editat cu orice editor de text, de exemplu cu Notepad++. Un *Pattern* poate fi **importat** (încărcat) de la butonul *Load* (vezi figura 2.15); fișierul importat trebuie să aibă extensia **.pat** (*Pattern File*) și să conțină, în ordine, cele 2 rânduri de mai jos, urmate de coloana de date, cu valorile coeficienților de variație orară:

```
EPANET Pattern Data
descriere (Description)
coloana_coeficienți
```

Tabelul 2.7. – Coeficienții de variație orară a debitului consumat, $c_q = c_q(t)$, pentru o zi lucrătoare, după mărimea localității, prelucrați după standard [45; Anexa 2]

Ora	Sat	Oraș mic	Oraș mediu	Oraș mare	Ora	Sat	Oraș mic	Oraș mediu	Oraș mare
0-1	0.24	0.48	0.36	0.62	12-13	2.40	2.28	1.32	1.25
1-2	0.12	0.36	0.36	0.58	13-14	2.16	2.40	1.32	1.22
2-3	0.12	0.24	0.36	0.53	14-15	0.36	2.04	1.32	1.18
3-4	0.12	0.12	0.36	0.50	15-16	0.36	1.20	1.44	1.08
4-5	0.12	0.12	0.48	0.53	16-17	0.48	0.84	1.32	1.01
5-6	1.56	0.36	0.72	1.01	17-18	0.48	0.72	1.44	1.13
6-7	2.88	0.60	1.08	1.27	18-19	0.72	1.20	1.32	1.20
7-8	2.04	0.72	1.32	1.37	19-20	1.32	1.92	1.20	1.20
8-9	0.84	0.84	1.44	1.34	20-21	2.16	1.44	0.96	1.01
9-10	0.72	0.96	1.32	1.30	21-22	2.04	0.96	0.72	0.79
10-11	0.72	1.20	1.44	1.27	22-23	0.72	0.72	0.48	0.70
11-12	1.08	1.68	1.44	1.27	23-24	0.24	0.60	0.48	0.65

După cum s-a precizat deja, **pot fi create curbe/tipare de variație în timp pentru:** debitele consumate în joncțiuni – *Demand Pattern*; cotele piezometrice în bazine – *Head Pattern*; turația pompelor – (*Speed*) *Pattern*; costul energiei – *Price Pattern*, sursa de contaminant din joncțiune sau din rezervor (*Source Quality*) *Time Pattern*.

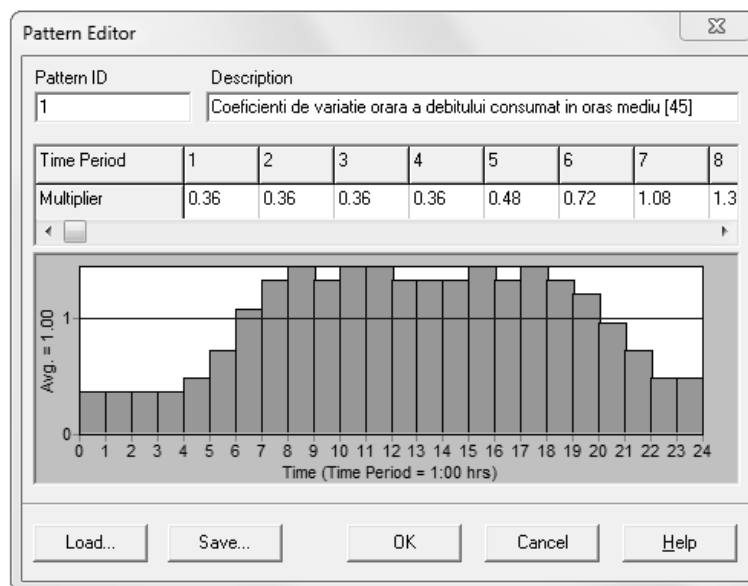


Fig. 2.15. – *Demand Pattern*, pentru un oraș mediu, cu valorile $c_q = c_q(t)$ din tabelul 2.7

2.3.3. Comenzile pentru controlul funcționării rețelei

În EPANET, comenzile pentru controlul funcționării rețelei (*Controls*) reprezintă componente ”abstracte” ale rețelei, stabilite de către utilizator, accesabile pe următoarea cale: *Browser/ Data/ Controls*. Există **reguli simple** (structuri de **atribuire directă** sau structuri de control alternative de tip **if-then**), ce pot fi implementate pe calea *Browser/ Data/ Controls/ Simple Controls Editor*, respectiv **reguli compuse** (structuri de control alternative de tip **if-then-else**), ce pot fi implementate pe calea *Browser/ Data/ Controls/ Rule-Based Controls Editor*. **Regulile se inserează în limba engleză**, ca în orice limbaj de programare.

Prin controlul funcționării rețelei se înțelege, de exemplu: modificarea stării legăturilor; modificarea nivelului apei în funcție de timp în rezervoare; modificarea parametrului de control al vanelor în funcție de timp (a valorilor precizate în câmpul *Setting* al vanelor); modificarea valorii unui anumit parametru obținut în rețea; stabilirea unor condiții de presiune în anumite puncte din rețea, care determină pornirea/oprirea pompelor, sau modificarea turației acestora.

⇒ **Regulile simple** (*Simple Controls*) pot schimba starea sau setarea unei legături sau unui nod, precum: nivelul apei din rezervor; durata unei simulări; ora de start a ceasului. Aceste reguli sunt prezentate într-una din următoarele **forme**:

```
LINK linkID stare IF NODE nodeID ABOVE valoare
LINK linkID stare IF NODE nodeID BELOW valoare
```

```
LINK linkID stare AT TIME timp
LINK linkID stare AT CLOCKTIME timp_ceas AM/PM
```

unde: *linkID* = ID-ul legăturii; **stare** = *open* (deschis) sau *closed* (închis), sau *speed* – raportul dintre turația pompei și turația nominală, sau un parametru de control al funcționării vanei; *nodeID* = ID-ul nodului; **valoare** = valoarea presiunii într-o joncțiune sau nivelul într-un rezervor (cota piezometrică la suprafața liberă), în metri; **timp** = timpul de la începerea simulării – ca număr de ore sau în format ore:minute; **timp_ceas** = timpul corespunzător ceasului, în ore:minute antemeridian/postmeridian.

În cele ce urmează sunt prezentate câteva **exemple de reguli simple**:

```
link 2 closed if node 3 above 5
    (legătura 2 închisă dacă în rezervorul 3 cota piezometrică depășește 5 m);
link 1 open if node 17 below 20
    (legătura 1 deschisă dacă în joncțiunea 17 înălțimea dată de presiunea relativă < 20 m);
link 4 0.95 at time 6
    (pompa 4 funcționează cu raportul turațiilor egal cu 0.95 – adică cu 95% din turația nominală, la al 6-lea moment de timp al modelării/simulării);
link 6 open at clocktime 8 am
link 6 closed at clocktime 9 pm
    (legătura 6 deschisă dimineața, la ora 8 am și apoi închisă seara, la ora 9 pm).
```

⇒ **Regulile compuse** (*Rule-Based Controls*) permit schimbarea statutului și a setărilor componentelor rețelei, în funcție de diferite condiții complexe ce pot apărea pe durata modelării.

```
RULE ruleID
IF condiție_1 AND condiție_2 OR condiție_3
THEN acțiune_1 AND acțiune_2 OR acțiune_3
ELSE acțiune_4 AND acțiune_5 OR acțiune_6
```

unde *ruleID* este numărul de identificare al regulii. O **condiție** are următorul format:

```
| obiect ID atribut relație valoare
```

unde

- **obiect** = componentă a rețelei, desemnată printr-unul din următoarele cuvinte cheie: *node*, *junction*, *reservoir*, *tank*, *link*, *pipe*, *pump*, *valve* sau *system* (pentru *system* nu se dă un ID);
- **ID** = ID-ul obiectului (componentei rețelei);
- **atribut** = un atribut sau o proprietate a obiectului; de exemplu, **atributele unui nod** pot fi: *demand* (debit consumat), *head* (cotă piezometrică), *pressure* (presiune); **atributele unui rezervor** pot fi: *level* (nivel), *filltime* (ore necesare pentru umplere), *drainetime* (ore necesare pentru golire); **atributele unei legături** pot fi: *flow* (debit), *status* (care poate fi *open/ closed/*

active), *setting* (care poate fi *speed* – raportul turațiilor pentru pompe, sau parametrul de control al funcționării vanelor); **atributele sistemului** pot fi: *demand* (debitul total consumat în sistem), *time* (timpul de la începerea simulării – ca număr de ore sau în format ore:minute); *clocktime* (timpul corespunzător ceasului, în ore:minute antemeridian/postmeridian);

- **relație** = un operator relațional, ca de exemplu = (egal: *is*), <> (diferit: *not*), < (mai mic: *below*), > (mai mare: *above*), <= (mai mic sau egal), >= (mai mare sau egal);
- **valoare** = valoarea atributului/proprietății.

O **acțiune** are următorul format:

```

obiect ID STATUS IS valoare
obiect ID SETTING IS valoare

```

unde

- **obiect** = componentă a rețelei, desemnată printr-unul din următoarele cuvinte cheie: *link*, *pipe*, *pump* sau *valve*;
- **ID** = ID-ul obiectului (componentei rețelei);
- **valoare** = starea (*status*) – deschisă *open*, sau închisă *closed*; pentru *setting* – *speed* (raportul turațiilor pentru pompe), sau parametrul de control al funcționării vanelor.

De exemplu, parametrul care comandă pornirea/oprirea pompelor într-o stație de pompare este presiunea pe magistrala de refulare, la ieșirea din stație (spre exemplu, dacă presiunea este sub 50m.c.a., este pornită o pompă, iar dacă presiunea este de peste 55m.c.a., este oprită o pompă). Bineînțeles, utilizatorul trebuie să specifice care pompă este pornită și care pompă este oprită.

Este importantă **ordinea în care sunt stabilite regulile compuse** (ele sunt evaluate în EPANET în ordinea ID-ului lor). Astfel, la un moment de timp, EPANET calculează parametrii hidraulici și de calitate din rețea, apoi pentru rezultatele obținute evaluează condițiile din prima regulă (*RULE 1*) și aplică acțiunile specifice în funcție de condițiile îndeplinite. Apoi trece la a doua regulă, *RULE 2*, evaluează condițiile **pentru același set de parametri calculați** și aplică acțiunile specifice în funcție de condițiile îndeplinite, ș.a.m.d. până la ultima regulă, *RULE n*. După ce au fost evaluate toate regulile, EPANET trece la pasul de timp următor și **recalculează** parametrii hidraulici și de calitate din rețea. Este evident faptul că ordinea în care sunt stabilite regulile este crucială pentru soluționarea problemei.

Spre exemplu, pentru **simularea funcționării unei stații de pompare**, ca cea din figura 2.16, cu 3 turbopompe cu turație constantă, la care trebuie menținută presiunea pe magistrala de refulare din stație între valorile de 50 m.c.a. și 55 m.c.a, pot fi introduse **regulile compuse** din

tabelul 2.8, considerând că Pompa 1 va funcționa tot timpul. În exemplul considerat, **joncțiunea 2 este nod de comandă**, deoarece în funcție de presiunea calculată în joncțiunea 2, pornesc sau se opresc pompele 2 sau 3.

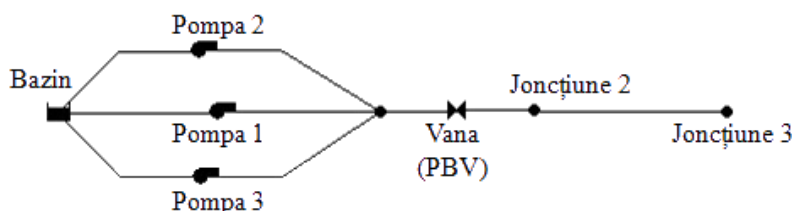


Fig. 2.16. – Stație de pompare pentru care se aplică reguli compuse (*Rule-Based Controls*)

Tabelul 2.8. – Regulii compuse (*Rule-Based Controls*) pentru stația de pompare din figura 2.16

<i>rule 1</i> <i>if junction 2 pressure < 50</i> <i>and pump 2 status is open</i> <i>and pump 3 status is closed</i> <i>then pump 3 status is open</i> <i>rule 2</i> <i>if junction 2 pressure < 50</i> <i>and pump 2 status is closed</i> <i>and pump 3 status is closed</i> <i>then pump 2 status is open</i> Dacă presiunea în joncțiunea 2 scade sub 50 m.c.a., cele două reguli vor deschide: Pompa 2 – dacă ambele pompe sunt inițial închise; Pompa 3 – dacă inițial Pompa 2 era deschisă	<i>rule 3</i> <i>if junction 2 pressure > 55</i> <i>and pump 2 status is open</i> <i>and pump 3 status is closed</i> <i>then pump 2 status is closed</i> <i>rule 4</i> <i>if junction 2 pressure > 55</i> <i>and pump 2 status is open</i> <i>and pump 3 status is open</i> <i>then pump 3 status is closed</i> Dacă presiunea în joncțiunea 2 depășește 55 m.c.a., cele două reguli vor închide: Pompa 3 – dacă ambele pompe erau inițial deschise; Pompa 2 – dacă Pompa 3 era inițial închisă
---	--

Să presupunem că în timpul simulării, la un anumit moment de timp t , presiunea în nodul 2 este mai mică decât 50m.c.a., iar pompele 2 și 3 sunt oprite. EPANET evaluează Regula 1 (*rule 1*) din tabelul 2.8 și nu efectuează nici o acțiune, deoarece condiția ca pompa 2 să fie pornită nu este îndeplinită. În continuare, condițiile din Regula 2 (*rule 2*) sunt îndeplinite, deci va fi pornită pompa 2. La Regulile 3 și 4 (*rule 3*; *rule 4*) nu este îndeplinită condiția de presiune, deci nu va fi efectuată nici o acțiune. În continuare, EPANET va efectua simularea

hidraulică la următorul moment de timp, $(t + \delta t)$. Cu alte cuvinte, între simularea hidraulică a funcționării la momentul t și simularea hidraulică la următorul moment $(t + \delta t)$, a fost pornită pompa 2.

Să presupunem acum că în aceeași situație din simulare, Regulile 1 și 2 ar fi fost **inversate** (*rule 2* din tabelul 2.8 devine *rule 1'*, respectiv *rule 1* devine *rule 2'*), Regulile 3 și 4 rămânând identice. În acest caz, la evaluarea Regulii 1', toate condițiile sunt îndeplinite și EPANET va porni pompa 2. La evaluarea Regulii 2', toate condițiile sunt îndeplinite (pompa 2 a fost pornită de Regula 1'), deci EPANET va porni și pompa 3. La Regulile 3 și 4 nu este îndeplinită condiția de presiune, deci nu va fi efectuată nici o acțiune. În continuare, EPANET va efectua simularea hidraulică la momentul de timp următor, $(t + \delta t)$. Cu alte cuvinte, între simularea hidraulică a funcționării la momentul t și simularea hidraulică la următorul moment $(t + \delta t)$, au fost pornite atât pompa 2, cât și pompa 3. În mod normal, după pornirea pompei 2 **ar trebui recalculată condiția de presiune în nodul 2**, înainte de pornirea pompei 3 (pornirea pompei 2 poate fi suficientă pentru asigurarea presiunii în nodul 2 între limitele specificate). Deci **prima variantă** a ordonării regulilor compuse (cea din tabelul 2.8) este **cea care simulează corect funcționarea stației de pompare**.

Algoritmul de calcul al EPANET face ca ordinea regulilor să fie foarte importantă. De asemenea, trebuie menționat faptul că la raportarea rezultatelor (spre exemplu a variației în timp a presiunii din nodul 2), între cele 2 momente de timp t și $(t + \delta t)$ ale simulării hidraulice, parametrul de control (presiunea în nodul 2) va fi raportat(ă) cu valoarea obținută în simularea de la momentul t (presiunea mai mică decât 50m.c.a.), iar efectele pornirii pompei 2 vor apărea abia după finalizarea simulării hidraulice efectuate la următorul pas de timp $(t + \delta t)$.

2.3.4. Editoarele de opțiuni de analiză

⇒ Editorul de Opțiuni de calcul hidraulic (*Hydraulic Options*)

Tabelul corespunzător opțiunilor de calcul hidraulic (*Hydraulic Options*), accesabil pe calea *Browser/ Data/ Options/ Hydraulics*, este prezentat în figurile 2.4 și 2.5. Setările de bază, referitoare la unitatea de măsură a debitului (*Flow Units*), formula de calcul a pierderilor de sarcină hidraulică uniform distribuite (*Headloss Formula*) și proprietățile fluidului (*Specific Gravity*) și (*Relative Viscosity*) au fost deja explicate în paragraful §2.1.4.

Restul câmpurilor din *Hydraulic Options* corespund:

- unor parametri aferenți solver-ului și nu se recomandă modificarea acestora (*Maximum Trials; Accuracy; If Unbalanced; Checkfreq; Maxcheck; Damplimit*);
- setărilor din rețea, unde
 - *Default Pattern* este egal cu 1 și corespunde tiparului *Demand Pattern* cu ID=1, care va fi aplicat implicit în joncțiunile unde nu este setat deloc un ID de *Demand Pattern* (dacă în rețea nu se setează deloc *Demand Pattern*, atunci debitul consumat nu va varia deloc în joncțiuni);
 - *Demand Multiplier* este recomandat să fie lăsat egal cu 1, deoarece este coeficientul cu care se multiplică valorile debitelor consumate în rețea;
 - *Emitter Exponent* este egal cu 0.5 și este valoarea exponentului din relația (2.4) aferentă cotei piezometrice (presiunii) din nod. Dacă într-o joncțiune de tip *Emitter* se dorește **simularea pierderilor de apă/ scurgerilor** (*Leakage*) dintr-o conductă conectată la acest nod, *Emitter Exponent* poate varia în funcție de tipul spărturii, fiind egal, de exemplu [26] cu: 0.5 pentru găuri simple; 1.5 pentru spărturi longitudinale; 2 ÷ 2.5 pentru spărturi pe circumferință; din măsurători în teren, s-a obținut valoarea 1.18;
 - *Status Report* se referă la volumul de informații raportate după efectuarea simulării.

⇒ **Editorul de Opțiuni de analiză aferente calității apei** (*Quality Options*)

Tabelul corespunzător opțiunilor de analiză aferente calității apei (*Quality Options*), accesabil pe calea *Browser/ Data/ Options/ Quality*, este prezentat în figura 2.17.

Property	Value
Parameter	None
Mass Units	mg/L
Relative Diffusivity	1
Trace Node	
Quality Tolerance	0.01

Fig. 2.17. – Opțiuni de analiză aferente calității apei (*Quality Options*)

Property	Value
Bulk Reaction Order	1
Wall Reaction Order	First
Global Bulk Coeff.	0
Global Wall Coeff.	0
Limiting Concentration	0
Wall Coeff. Correlation	0

Fig. 2.18. – Opțiuni de analiză aferente reacțiilor chimice (*Reactions Options*)

În *Quality Options*, se setează următoarele:

- **parametrul de calitate** analizat (*Parameter*), care poate fi: *None* – caz în care nu se efectuează modelarea calității apei; *Chemical* – caz în care calculează concentrația substanței chimice, cum ar fi Clorina (acest câmp poate fi redenumit, de exemplu *Chlorine*); *Trace* –

procentul din debit care are originea într-o anumită sursă (un rezervor sau o joncțiune – *Trace Node*); *Age* – caz în care calculează vârsta apei în rețea;

- **unitatea de măsură a concentrației de contaminant** (*Mass Units*) în mg/litru (se poate opta și pentru $\mu\text{g/litru}$); unitățile de măsură pentru *Trace* și *Age* sunt implicit setate în procente, respectiv ore;
- **difuzivitatea relativă** (*Relative Diffusivity*) – raportul dintre difuzivitatea contaminantului analizat în raport cu difuzivitatea Clorinei la 20°C; pentru Clorină, această valoare este egală cu unitatea; difuzivitatea relativă se setează egală cu 0 dacă se ignoră reacțiile chimice la peretele conductei;
- **ID-ul nodului al cărui debit este urmărit** (*Trace Node*);
- **toleranța** aferentă parametrului de calitate (*Quality Tolerance*) – egală cu 0.01 pentru concentrații în mg/litru, respectiv pentru *Trace* și vârsta apei.

⇒ Editorul de Opțiuni de analiză aferente reacțiilor chimice (*Reactions Options*)

Tabelul corespunzător opțiunilor de analiză aferente reacțiilor chimice (*Reactions Options*), accesabil pe calea *Browser/ Data/ Options/ Reactions*, este prezentat în figura 2.18.

În *Reactions Options*, se setează tipurile de reacții care se aplică în modelarea calității apei (prezentate în paragraful §4.1), reacții definite prin:

- **ordinul de reacție în volumul de fluid** (*Bulk Reaction Order*) – implicit este ordinul 1, dar se poate seta și ordinul 2; ordinul 0 se setează doar dacă se calculează vârsta apei;
- **ordinul de reacție la peretele conductei** (*Wall Reaction Order*) – poate fi ordinul 1 (*First-Order*), sau ordinul 0 (*Zero-Order*) – în acest manual nu este abordată reacția de ordinul 0 la peretele conductei;
- **constanta globală de reacție în volumul de fluid**, notată k_b (*Global Bulk Reaction Coefficient*) – se aplică pentru toate conductele și rezervoarele care nu au setată altă valoare *Bulk Reaction Coefficient* în Editorul de proprietăți al conductei, respectiv rezervorului;
- **coeficientul global de reacție la peretele conductei**, notat k_{gw} (*Global Wall Reaction Coefficient*) – se aplică pentru toate conductele care nu au setată altă valoare *Wall Reaction Coefficient* în Editorul de proprietăți al conductei (nu se recomandă setarea unei valori globale, constante, valabile pentru toate conductele, deoarece coeficientul k_{gw} depinde de debitul tranzitat pe conductă);

- **concentrația limită** (*Limiting Concentration*) – concentrația maximă ce poate fi atinsă în reacțiile cu creștere de concentrație, respectiv concentrația minimă ce poate fi atinsă în reacțiile cu descreștere de concentrație (cum este cazul Clorinei, a cărei concentrație scade în timp și spațiu); acest parametru nu poate fi setat egal cu 0;
- **factorul care corelează coeficientul de reacție la peretele conductei cu rugozitatea conductei**, notat f (*Wall Coefficient Correlation*) – acest factor depinde de formula de calcul a pierderilor de sarcină hidraulică uniform distribuită [34; pagina 45]; acest parametru nu poate fi setat egal cu 0.

⇒ Editorul de Opțiuni de analiză temporală (*Times Options*)

Pentru a implementa un grafic/tipar de variație în timp (*Pattern*) în calculul hidraulic și de analiză a calității apei, trebuie selectate anumite **opțiuni de calcul temporal**, pe următoarea cale: *Browser/ Data/ Options/ Times*, unde se face *click* pe *Edit* și se deschide tabelul *Times Options* (ca în figura 2.19).

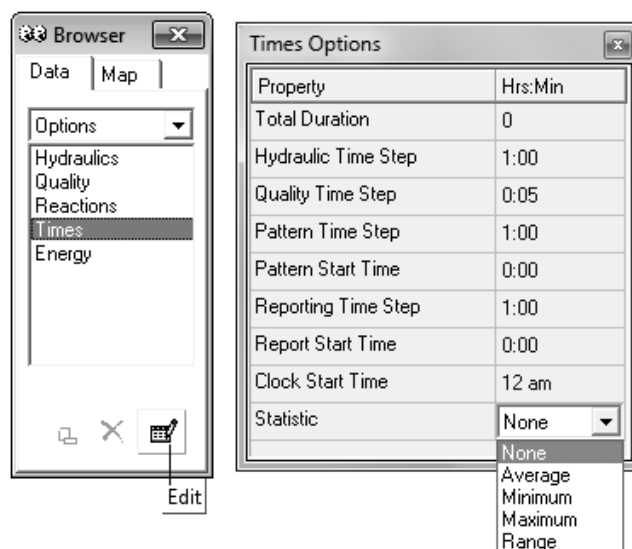


Fig. 2.19. – Opțiuni de analiză temporală (*Times Options*)

În *Times Options*, se setează următoarele:

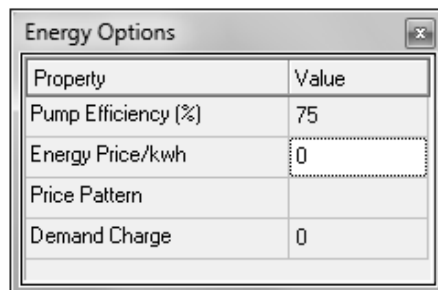
- **perioada totală** (*Total Duration*) pe care se efectuează modelarea, în ore:minute – egală cu 24 de ore în figura 2.19, în acest caz identică cu perioada din *Demand Pattern* (figura 2.15). Pentru setările din figura 2.19, calculul hidraulic este cvasi-permanent, aproximat pentru totalul de 24 de ore printr-o succesiune de 24 de pași de calcul în regim permanent, cu pas de timp orar. Dacă valoarea *Total Duration* este egală cu zero, calculul hidraulic se efectuează pentru

un singur moment de timp (în regim permanent); în acest caz, restul câmpurilor sunt ignorate, excepție făcând doar *Clock Start Time*. Modelarea calității apei necesită în mod obligatoriu o valoare non-nulă a perioadei totale;

- **pasul de calcul hidraulic** (*Hydraulic Time Step*), în ore:minute – egal cu o oră (1:00 ore:min) în figura 2.19;
- **pasul de calcul în analiza calității apei** (*Quality Time Step*), în ore:minute – egal cu 5 minute (0:05 ore:min) în figura 2.19. Dacă se efectuează modelarea calității apei, atunci *Quality Time Step* trebuie să fie mult mai mic decât *Hydraulic Time Step* [34], de exemplu *Quality Time Step* în minute, față de *Hydraulic Time Step* în ore;
- **pasul de timp al curbei/tiparului de variație** (*Pattern Time Step*), în ore:minute – egal cu o oră (1:00 ore:min) în figura 2.19, în concordanță cu pasul de timp orar din *Demand Pattern* (figura 2.15). Acest pas de timp are aceeași valoare pentru toate tiparele setate în rețea;
- **momentul de timp de la care începe să se aplice graficul/tiparul de variație** (*Pattern Start Time*) – valoarea implicită este 0:00, ceea ce înseamnă că modelarea începe cu *Pattern* aplicat de la prima oră a tiparului; de exemplu, pentru valoarea 5:00, modelarea începe cu *Pattern* aplicat de la a 5-a oră a tiparului;
- **pasul de timp pentru înregistrarea/raportarea datelor** (*Reporting Time Step*), în ore:minute – de exemplu, egal cu o oră (1:00 ore:min); de regulă, este egal cu cel mai mic pas de calcul (*Quality Time Step*, dacă se efectuează și modelarea calității apei);
- **momentul de timp de la care încep să fie înregistrate datele** (*Report Start Time*), în ore:minute – implicit este 0:00, ca și *Pattern Start Time*;
- **ora de start a ceasului** (*Clock Start Time*), în ore:minute – ora din zi de la care începe modelarea numerică; implicit este setată ora 12 am (miezul nopții în EPANET);
- **tipul de statistică** (*Statistic*) utilizată pentru sintetizarea rezultatelor raportate, în cazul modelărilor efectuate pe o perioadă de timp, anume (vezi figura 2.19):
 - **statistică neprecizată** (*None*), caz în care se utilizează raportarea la fiecare pas de tip *Reporting Time Step*;
 - **mediere** (*Average*) – rezultatele sunt mediate în timp (mediate pe *Total Duration*);
 - **valori minime** (*Minimum*), caz în care sunt raportate rezultatele cu valori minime;
 - **valori maxime** (*Maximum*), caz în care sunt raportate rezultatele cu valori maxime;
 - **plaja de variație** (*Range*) – sunt raportate diferențele dintre valorile maxime și minime.

⇒ **Editorul de Opțiuni de analiză energetică (Energy Options)**

Tabelul corespunzător opțiunilor de analiză energetică (*Energy Options*), accesabil pe calea *Browser/ Data/ Options/ Energy*, este prezentat în figura 2.20.



Property	Value
Pump Efficiency (%)	75
Energy Price/kwh	0
Price Pattern	
Demand Charge	0

Fig. 2.20. – Opțiuni de analiză energetică (*Energy Options*)

În *Energy Options*, se setează:

- **randamentul agregatului de pompare (*Pump Efficiency*)** – cu valoarea implicită, constantă, egală cu 75%; această valoare se aplică numai în cazul în care nu s-a introdus o curbă caracteristică de randament a pompei (*Efficiency Curve*);
- **prețul energiei pe kWh (*Energy Price/kWh*)** – prețul energiei consumate pentru pompare va fi introdus în unitatea monetară dorită pe kWh consumat, după indicațiile din tabelul 2.5 (în funcție de tariful unic sau de tariful diferențiat aplicat [47]), de exemplu, în lei/kWh;
- **curba/tiparul de variație în timp a prețului energiei (*Price Pattern*)** – în cazul aplicării unui tarif diferențiat de-a lungul unei zile, pentru *Price Pattern*, utilizatorul completează aici doar ID-ul asociat curbei/tiparului (2.6); *Price Pattern* este setat separat, în *Pattern Editor*, pe calea *Browser/ Data/ Patterns/*; **Tariful diferențiat** are de regulă 3 componente (aplicate pentru anumite intervale orare din zi, diferit în funcție de zi lucru/ zi liberă, respectiv de luna calendaristică) și cuprinde prețul energiei în orele de vârf de sarcină, care se aplică energiei consumate în orele de vârf de sarcină aprobate, prețul energiei în orele normale, care se aplică energiei consumate în orele normale, respectiv prețul energiei în orele de gol, care se aplică energiei consumate în orele de gol de sarcină aprobate [47], [<http://electricafurnizare.ro/agenti-economici/tarife-in-vigoare/>];
- **prețul puterii în orele de vârf de sarcină (*Demand Charge*)** – care se aplică puterii maxime (în kW) măsurate în orele de vârf de sarcină aprobate [47], [<http://electricafurnizare.ro/agenti-economici/tarife-in-vigoare/>].

⇒ **Raportul energetic** (*Energy Report*)

În acest raport, accesabil din meniu pe calea *Report/ Energy*, pentru fiecare pompă este afișat:

- **procentul de utilizare** a pompei (*Percent Utilization*) pe durata modelării numerice;
- **randamentul mediu** al pompei (*Average Efficiency*), mediat pe durata modelării;
- **consumul specific** de energie electrică pentru furnizarea apei, în kWh/m³;
- **puterea electrică medie** consumată pentru pompare, în kW (*Average kwatts*);
- **puterea electrică maximă** consumată pentru pompare, în kW (*Peak kwatts*);
- **costul total ale energiei consumate pe zi** (*Cost/day*), de exemplu, în lei/zi, dacă s-a setat prețul în lei/kWh.

Raportul energetic este prezentat atât **sub formă tabelară** (*Table*), cât și **sub formă grafică** (*Chart*). Pentru varianta grafică, în fila *Chart* se poate selecta pe rând câte unul din cei 6 parametri enumerați mai sus, iar pentru parametrul ales, este afișat **graficul de variație a acestui parametru în timp** (în reprezentare grafică de tip bare).

2.4. Vizualizarea și editarea graficelor în EPANET

Pentru a reprezenta grafic **variația în timp a unui parametru hidraulic** într-un nod sau în mai multe **noduri**, respectiv pe una sau pe mai multe **legături** (de exemplu, *Head* în **3 noduri**, sau *Flow* pe **3 legături**), se procedează astfel:

- se selectează primul nod sau prima legătură, apoi se deschide *Toolbars/ Graph/ Graph Selection* (sau *Report/ Graph/ Graph Selection*);
- se selectează următorul nod sau următoarea legătură, apoi se adaugă în *Graph Selection*, cu *click* pe butonul *Add*; operația se repetă și cu cel de-al 3-lea nod sau cu cea de-a 3-a legătură (dacă sunt în total 3 noduri/legături vizate; operația se repetă dacă sunt vizate *n* noduri/legături);
- pentru tipul graficului (*Graph Type*) se selectează seriile temporale (*Time Series*)¹⁸, iar la parametru (*Parameter*) se selectează, de exemplu, cota piezometrică (*Head*) pentru noduri (ca în figura 2.21), sau debitul (*Flow*) pentru legături, apoi se face *click* pe *OK*.

¹⁸ Există 5 tipuri de grafice: *Time series/ Profile Plot/ Contour Plot/ Frequency Plot/ System Flow* (detalii referitoare la utilizarea acestora pot fi găsite în Rossman [34; pagina 103]).

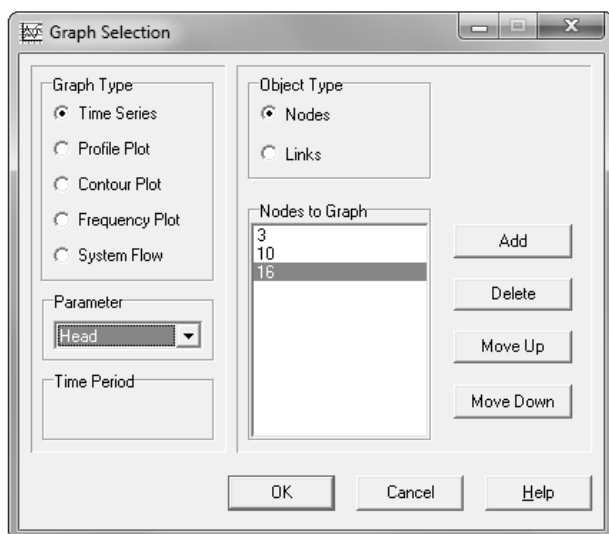


Fig. 2.21. – Selectarea curbelor cu editorul *Graph Selection* (în 3 noduri cu ID = 3, 10 și 16)

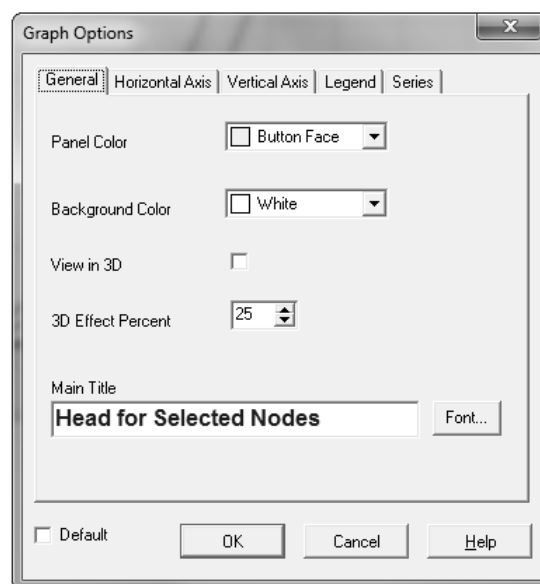


Fig. 2.22. – Editorul de opțiuni grafice (*Graph Options*)

După afișare, **graficul poate fi personalizat** deschizând cu *click-dreapta* **opțiunile grafice** (*Graph Options*) cu următoarele 5 file (vezi figura 2.22):

- **general** (*General*) – unde se pot efectua setări aferente titlului, anume denumirii acestuia (*Main Title*) și literelor care îl compun (*Font* – cu stil/mărime de literă și culoarea acesteia) și/sau se poate alege o culoare pentru fundalul graficului;
- **axa orizontală** (*Horizontal Axis*), respectiv **axa verticală** (*Vertical Axis*) – unde se poate seta plaja de valori de pe axă (valoarea minimă/maximă a parametrului analizat), incrementul și se pot efectua setări ale denumirii axei (*Axis Title*), ca de exemplu *font*, culoare, mărime literă;
- **legenda** (*Legend*) – cu setări ale poziției, culorii fondului legendei etc, dacă este activată afișarea legendei prin butonul *Visible*;
- **seriile de valori** (*Series*), cu file separate pentru *Series 1*, *Series 2* și *Series 3* (dacă sunt, de exemplu, 3 curbe desenate) – fiecare cu titlul legendei (*Legend Title*) și setările pentru litere (*Font* – cu stil/mărime de literă și culoarea acesteia), respectiv pentru tipul de linii (*Lines*), cu tipul de puncte (*Markers*), fiecare cu stil, culoare etc. Pentru un **grafic de tip bare cu serie unică** (*Series 1*) pentru parametrul analizat, ca cea din **Raportul energetic**, pot fi efectuate setările pentru tipul de bare (*Patterns* – cu stil de desenare și culoare).

Salvarea unui grafic se face prin *Edit/ Copy To/ Copy As* → *Bitmap* sau *Metafile*.

Partea a 3-a: TIPURI CONSTRUCTIVE DE STAȚII DE POMPARE

6.1. Clasificarea stațiilor de pompare

Stațiile de pompare (*abreviat: SP*) se clasifică după mai multe criterii, enumerate exhaustiv de către profesorul Dorin Pavel [1964], fiecare criteriu implicând utilizarea unor scheme constructive diferite, în funcție de tipul de echipamente și de construcțiile hidrotehnice aferente. Se prezintă în continuare o clasificare succintă a SP.

6.1.1. Clasificare în funcție de felul folosințelor

După felul folosințelor, stațiile de pompare pot fi:

- ⇒ SP pentru alimentări cu apă potabilă (descrise în paragraful §6.3.1).
- ⇒ SP pentru alimentări cu apă industrială. În multe cazuri, apa industrială (apă netratată, apă tehnologică) este recirculată *în circuit închis*. În cazul în care nu este poluată la ieșirea din sistem, aceasta poate fi vehiculată și în circuit deschis.
- ⇒ SP pentru stingerea incendiilor. În general, sunt *SP de mare presiune*, cu aplicații în spații închise (în domeniul energetic, sau în alte domenii industriale), sau cu aplicații în spații deschise, pentru stingerea incendiilor de suprafață, în centrele populate, în industrie, în cazul depozitelor agricole etc. Aceste tipuri de SP pot fi fixe sau mobile (în ultima categorie se încadrează și autocisternele).
- ⇒ SP pentru instalațiile de producere a zăpezii artificiale. Sunt *SP moderne, de mare presiune*, care alimentează cu apă o rețea ramificată de conducte, la capătul fiecărei ramuri existând câte un tun de zăpadă. Aceste SP trebuie să asigure o presiune de serviciu de circa 30 bar la intrarea în sistemul de pulverizare a apei.
- ⇒ SP pentru folosințe energetice (descrise în paragraful §6.3.2).

- ⇒ SP pentru irigații (descrise în paragraful §6.3.4).
- ⇒ SP pentru desecare și SP pentru drenare. Prima categorie este descrisă în paragraful §6.3.5. Cea de-a doua categorie este utilizată pentru drenare în cadrul construcțiilor hidrotehnice (în special baraje) sau diverselor fundații.
- ⇒ SP pentru rețele de canalizare; SP pentru instalații de epurare a apelor uzate. Rețelele de canalizare pot fi conectate prin SP la colectoare situate la cote ridicate. Există SP mobile care au rol de spălare a canalelor sau rezervoarelor.
- ⇒ SP de hidromecanizare și SP de hidrotransport. Prima categorie de SP este utilizată pentru lucrările care necesită, de exemplu, jeturi de apă cu presiune foarte ridicată (executarea lucrărilor hidrotehnice, excavații etc). Cea de-a doua categorie este utilizată pentru transportul hidraulic (evacuarea) nămolului, cenușii, zgurei, sterilului, cărbunilor sau minereurilor.
- ⇒ SP pentru foraje și SP utilizate în industria minieră. Prima categorie de SP este utilizată la sondele de petrol, de gaze naturale sau diferite foraje geotehnice. În cadrul celei de-a doua categorii, se întâlnesc SP de epuismen pentru desecarea galeriilor și puțurilor în mine, precum și diverse tipuri de SP pentru procese de prelucrare a minereurilor (spălare, flotație, concasare etc).
- ⇒ SP utilizate în industria petrochimică, alimentară, metalurgică etc. Sunt SP echipate cu pompe speciale, cu aplicații pentru repomparea produselor petroliere, sau pentru recircularea diferitelor fluide industriale vâscoase, pentru vehicularea fluidelor corozive, pentru evacuarea nămolului, sau a diferitelor fluide reci sau fierbinți, încărcate sau nu cu suspensii.

6.1.2. Clasificare în funcție de tipul agregatelor

După tipul agregatelor, stațiile de pompare pot fi:

- ⇒ SP echipate cu turbopompe cu ax orizontal: pompe centrifuge monoetajate cu simplu flux, sau cu dublu flux, respectiv multietajate cu simplu flux. Înălțimea geodezică de aspirație este pozitivă $H_{ga} > 0$ și *pompele necesită instalații de amorsare*.
- ⇒ SP echipate cu turbopompe cu ax vertical: în general, pompe axiale sau diagonale. Înălțimea geodezică de aspirație este negativă $H_{ga} < 0$ și *pompele nu necesită amorsare*. Există și SP echipate cu pompe centrifuge cu ax vertical.

⇒ SP echipate cu turbopompe cu ax oblic: în general, pompe axiale (exemplificate în figura 6.1, unde (1) este rotorul pompei și (2) este motorul de antrenare).

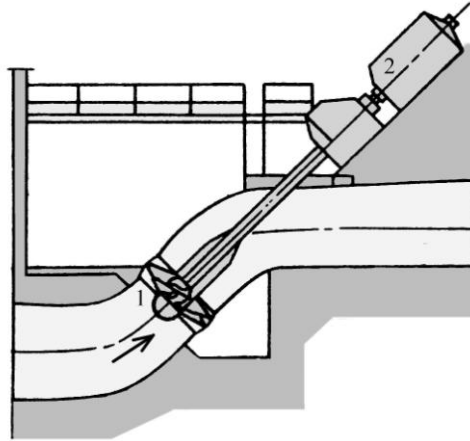


Fig. 6.1. — Pompă axială cu ax oblic

⇒ SP pentru pompare-turbinare, echipate cu *pompe-turbine reversibile* (descrise în paragraful §6.3.3).

⇒ SP echipate cu trasformatoare hidraulice, anume cu *ejector*, sau *hidropulsor*, care nu au nevoie de motor pentru a realiza pomparea.

6.1.3. Clasificare în funcție de dispunerea agregatelor

Linia tehnologică este caracterizată de ansamblul conductelor și echipamentelor, de la intrarea în sistem (amonte de pompă) și până la ieșirea din sistem (aval de pompă). În funcție de dispunerea agregatelor, SP se clasifică astfel:

⇒ SP cu agregate pe linii tehnologice independente (recomandată pentru debite mari). Pompele funcționează în paralel și au *conducte de aspirație, respectiv conducte de refulare independente* (pentru traseu scurt de aspirație, respectiv de refulare), ca în figura 6.2(a).

⇒ SP prevăzute cu conductă magistrală de aspirație unică până la intrarea în clădirea stației (recomandate când traseul de aspirație este lung). Pompele funcționează în paralel și au *conducte de refulare independente* (când traseul de refulare este scurt).

⇒ SP prevăzute cu conducte de aspirație independente (recomandate când traseul de aspirație este scurt). Pompele funcționează în paralel și refulează pe o conductă magistrală unică, ca în figura 6.2(b) (pentru un traseu de refulare lung).

⇒ SP prevăzute cu conductă magistrală de aspirație unică, respectiv cu conductă magistrală de refulare unică (pentru traseu lung de aspirație, respectiv de refulare), ca în figura 6.2(c).

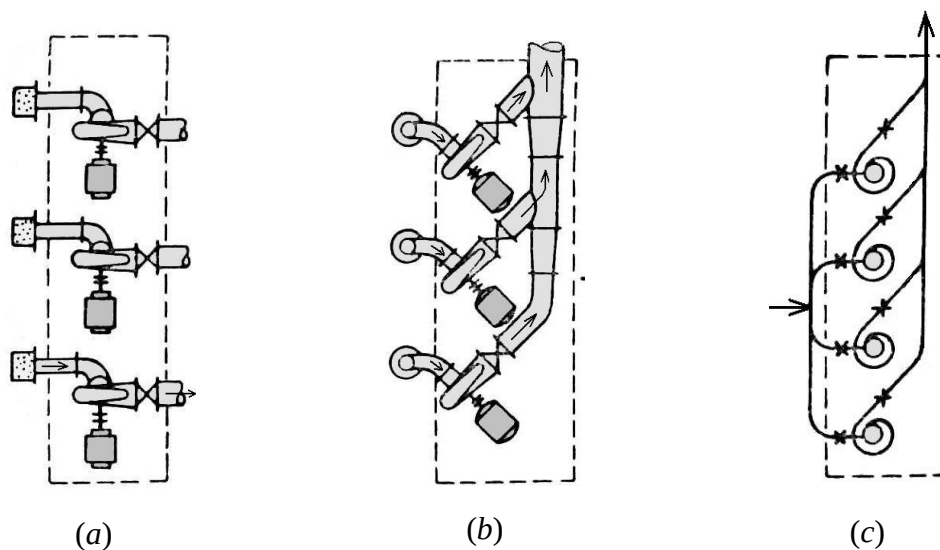


Fig. 6.2. — Dispunerea agregatelor într-o stație de pompare: conducte de aspirație și de refulare independente (a); magistrală de refulare unică (b); magistrală de aspirație unică, respectiv magistrală de refulare unică (c)

⇒ SP cu agregate care funcționează în serie, utilizate mai ales atunci când conducta de refulare este foarte lungă (pierderile de sarcină hidraulică sunt mari și înălțimea de pompare necesară este deci mare).

⇒ SP cu agregate cu linie tehnologică reversibilă, utilizate alternativ pentru irigarea sau pentru desecarea unui teren (a se vedea paragraful §6.3.5).

⇒ SP cu agregate montate în circuit închis, utilizate în general pentru recircularea fluidelor în industrie.

6.1.4. Clasificare în funcție de tipul construcției de captare și al aducțiunii

⇒ SP cu captări prin baraje, sau SP cu captări de apă din lacuri/bazine, râuri/fluvii. Există diferite variante constructive, dintre care se enumeră câteva:

- *SP de tip bloc* (priza de apă și casa pompelor sunt înglobate într-o construcție unică);
 - *SP cu captare independentă* (captare în albie și casa pompelor la mal);
 - *SP cu front de captare la mal* (SP este amplasată la mal, iar conductele de aspirație prelevează apa din canal/râu);
 - *SP cu bazin de aspirație*, creat într-o nișă laterală în versantul malului râului.
- ⇒ Pentru cazurile în care clădirea SP nu este lângă sursa de apă, aducțiunea poate fi realizată:
- *gravitațional cu nivel liber* (canal, debite mari);
 - *gravitațional sub presiune* (conductă);
 - *prin conductă sifonată*;
 - *prin conductă de aspirație* cu $H_{ga} > 0$, sau cu $H_{ga} < 0$ (cu contrapresiune).

6.2. Clasificarea în funcție de tipul constructiv al stației de pompare și al mobilității sale

6.2.1. Stații de pompare fixe

Stațiile de pompare fixe¹ pot fi amplasate în albie, la mal, în incinta irigată etc și pot fi construite în următoarele variante.

- ⇒ **Supraterană (SP amplasată la sol)**. Acesată SP are **cameră uscată**, aspirația este realizată prin conducte și corespunde unei înălțimi geodezice de aspirație pozitive ($H_{ga} > 0$). Pompele necesită *instalații de amorsare*. În figura 6.3 este prezentată schema unei astfel de SP, ale cărei elemente principale sunt: *conducta de aspirație* (1); *pompa* (2) *cu ax orizontal* (debitul instalat pe agregat este, de regulă, inferior valorii de 1,5 m³/s), *camera uscată* (3) în care sunt amplasate pompele; *vana de reglare* (4) și *conducta de refulare* (5).
- ⇒ **SP semiîngropată** (aflată puțin sub cota terenului), pentru care $H_{ga} < 0$.
- Acest tip de SP poate avea **cameră uscată**, iar aspirația poate fi realizată prin conducte sifonate, sau dintr-o cameră de aspirație adiacentă (exemplificată în figura 6.4). Elemente principale ale SP prezentate în figura 6.4 sunt: *camera de aspirație*

¹ majoritatea aparțin acestei categorii

adiacentă (1); *conducta de aspirație* (2); *vană pe conducta de aspirație* (3); *pompa* (4) *cu ax orizontal* (debitul instalat pe agregat este, de regulă, $Q < 1,5 \text{ m}^3/\text{s}$), *camera uscată* (5) în care sunt amplasate pompele; *vana de reglare* (6), respectiv *conducta de refulare* (7).

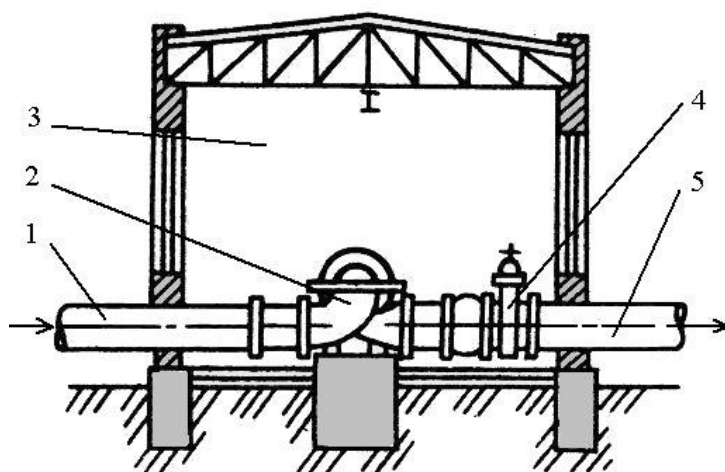


Fig. 6.3. — Stație de pompare supraterană, cu cameră uscată

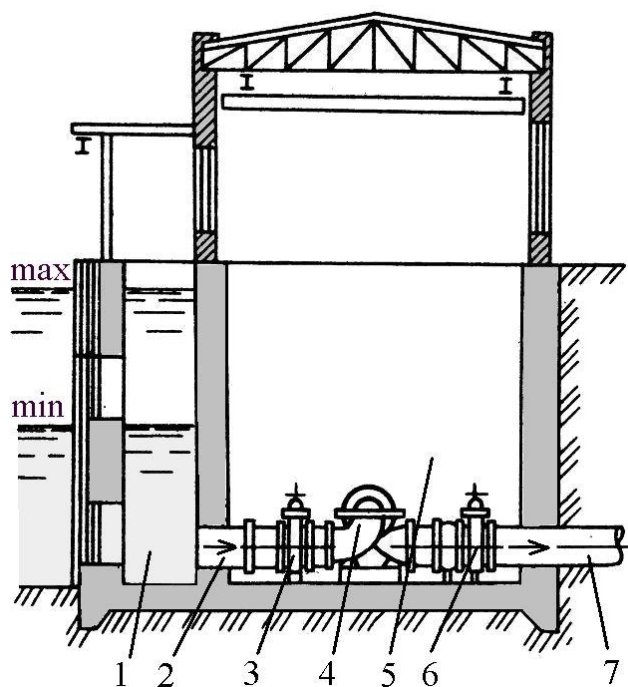


Fig. 6.4. — Stație de pompare semiîngropată, cu cameră uscată

➤ SP semiîngropată poate avea și **cuvă umedă**, caz în care agregatele de pompare au *ax vertical* și *nu necesită amorsare*. Elementele componente ale unei astfel de stații sunt prezentate în figura 6.5, anume: *cuva umedă* (1) din care aspiră *pompa* (2) *cu ax vertical* (de regulă, diagonală sau axială); *motorul* (3) este amplasat în sala mașinilor din *clădirea stației* (4); *clapeta de reținere* (5) împotriva întoarcerii lichidului; *conducta de refulare* (6). Pentru *evitarea apariției vortexului* la intrarea în pompă, sub *pâlnia de aspirație* (7) a pompei, pe fundul cuvei, este amplasat un *hidrocon* (8). Acest tip de SP are agregatele dispuse pe *linii tehnologice independente* (conform definițiilor din paragraful §6.1.3), adică agregatele aspiră și refulează independent.

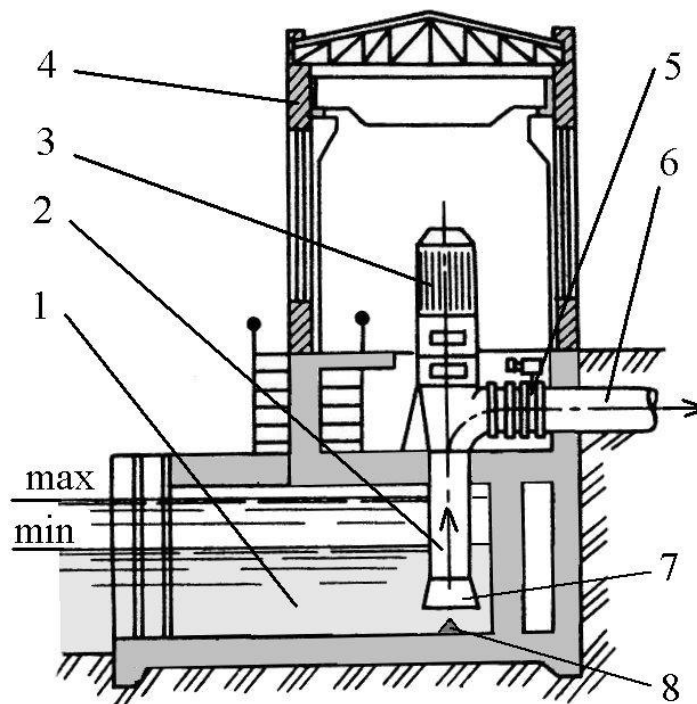


Fig. 6.5. — Stație de pompare semiîngropată, cu cuvă umedă

În figura 6.6 este prezentată o altă schemă constructivă de SP cu cuvă umedă, SP în care agregatele aspiră independent, însă *refulează pe o conductă magistrală unică*. Elementele componente ale unei astfel de stații sunt: *bazinul de aspirație* (1); *grătare* (2); *stavile* (3); *cuve umede*² (8); *pompe* (7) *cu ax vertical*; *hidrocon* (9) sub pâlnia de

² prin compartimentare, se obține câte o cuvă pentru fiecare agregat

aspirație a fiecărei pompe; *clapete de reținere* (6); *conducta de refulare* (5) aferentă fiecărei pompe; *conducta magistrală de refulare* (4), care iese din SP.

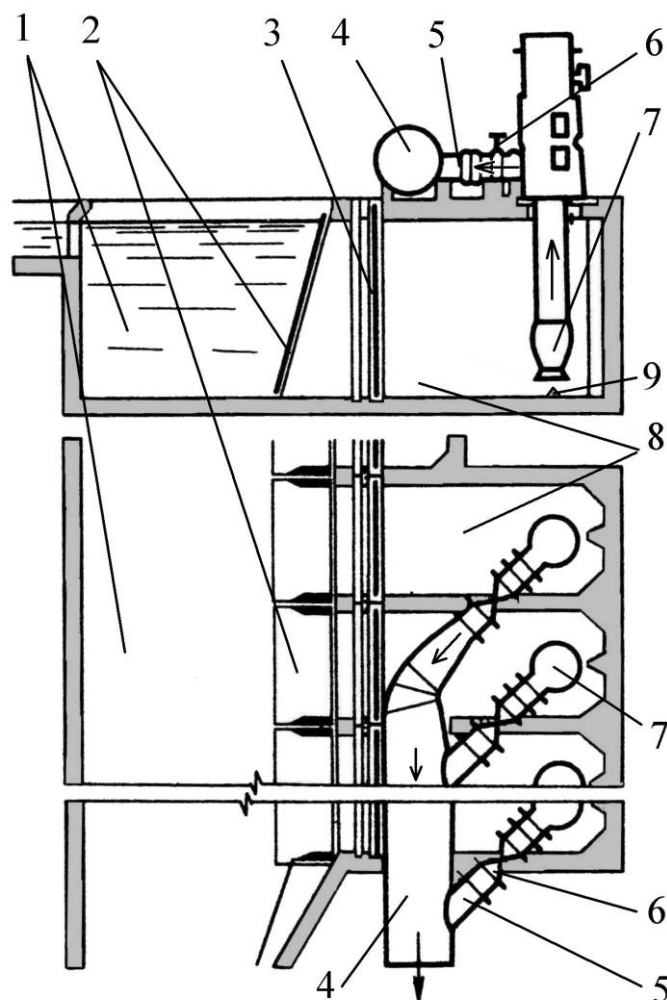


Fig. 6.6. — Stație de pompare cu cuvă umedă și conductă magistrală unică

Pentru asigurarea unor *condiții favorabile la aspirația pompelor cu ax vertical*, se impune atât asigurarea unor *dimensiuni minime ale cuvei* în raport cu dimensiunea pompei, cât și respectarea anumitor *condiții de montare* a pompelor în raport cu fundul cuvei, sau cu pereții cuvei umede. În figura 6.7 se prezintă un exemplu de cote recomandate pentru *dimensionarea cuvei umede*, respectiv pentru *poziționarea pâlniei de aspirație*, aceste dimensiuni fiind date în funcție de diametrul³ D al conductei de refulare a pompei.

³ diametrul exterior D_{ext} al rotorului în cazul pompelor axiale

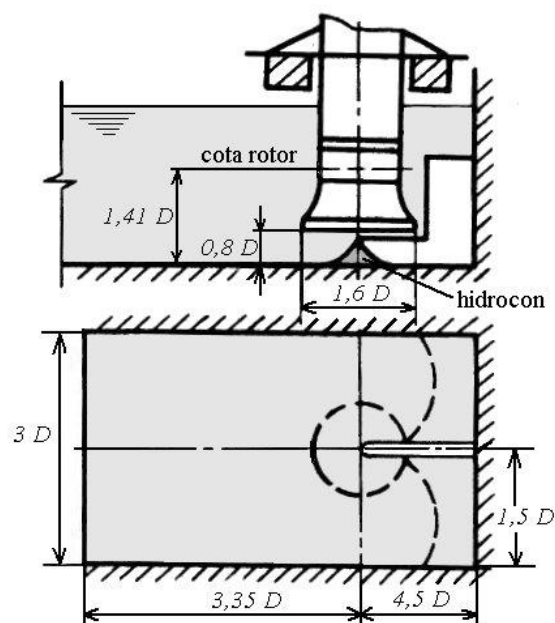


Fig. 6.7. — Poziționarea pâlniei de aspirație a pompei cu ax vertical

⇒ **SP de tip bloc**, pentru debite mari (de regulă, $Q > 2 \text{ m}^3/\text{s}$). Necesită amenajarea unor camere de aspirație în infrastructura masivă a construcției și au $H_{ga} < 0$.

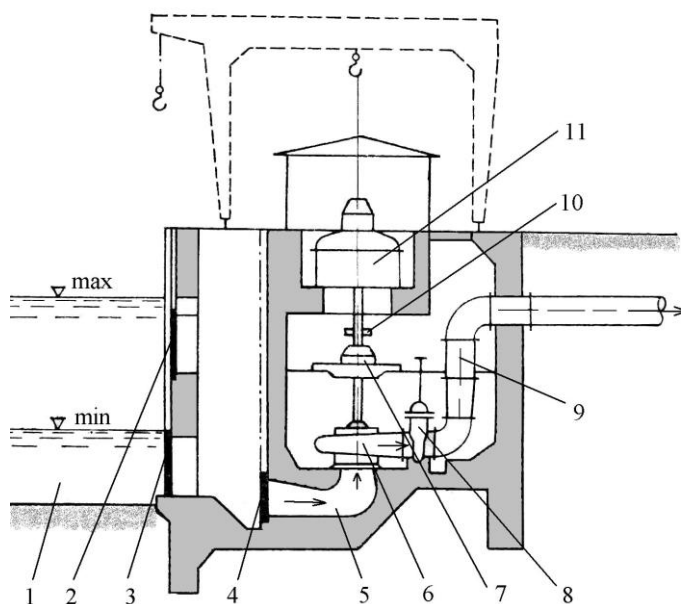


Fig. 6.8. — Stație de pompare de tip bloc cu agregate cu ax vertical și cameră spirală

Agregatele de pompare au ax vertical. Elementele componente ale unei astfel de stații sunt prezentate în figura 6.8, anume: *bazinul de aspirație* (1); *stavilele de priză* (2) și (3); *stavila batardou* (4) la intrarea în *aspiratorul pompei* (5); *pompa* (6) cu ax vertical; *lagărul radial* (7); *cupla* (10); *motorul* (11); *vana de reglare* (8) pe conducta de refulare (9).

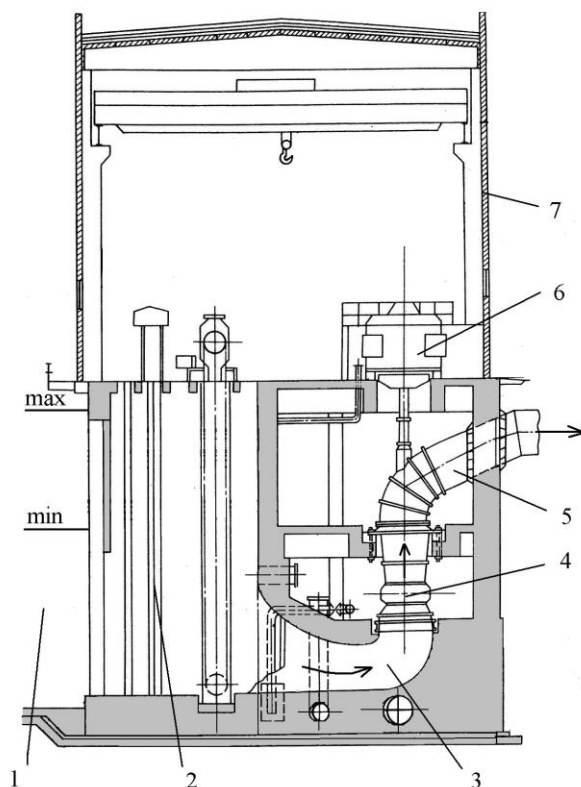


Fig. 6.9. — Stație de pompare de tip bloc cu agregate axiale cu ax vertical

Stația de pompare de tip bloc poate fi realizată și în varianta constructivă din figura 6.9. Elementele componente ale unei astfel de stații sunt: *bazinul de aspirație* (1); *stavila* (2); *aspiratorul pompei* (3); *pompa* (4) cu ax vertical; *conducta de refulare* (5); *motorul* (6), amplasat în sala mașinilor din *clădirea stației* (7).

Pentru asigurarea unor *condiții favorabile la aspirația pompelor cu ax vertical*, se impune asigurarea unor *dimensiuni optime ale aspiratorului* în raport cu dimensiunea pompei (figura 6.10), dimensionarea fiind realizată în funcție de diametrul⁴ D al conductei de refulare a pompei.

⁴ diametrul exterior D_{ext} al rotorului în cazul pompelor axiale

pompare plutitoare, echipată cu agregate de pompare diagonale, cu arbore vertical și cameră spirală.

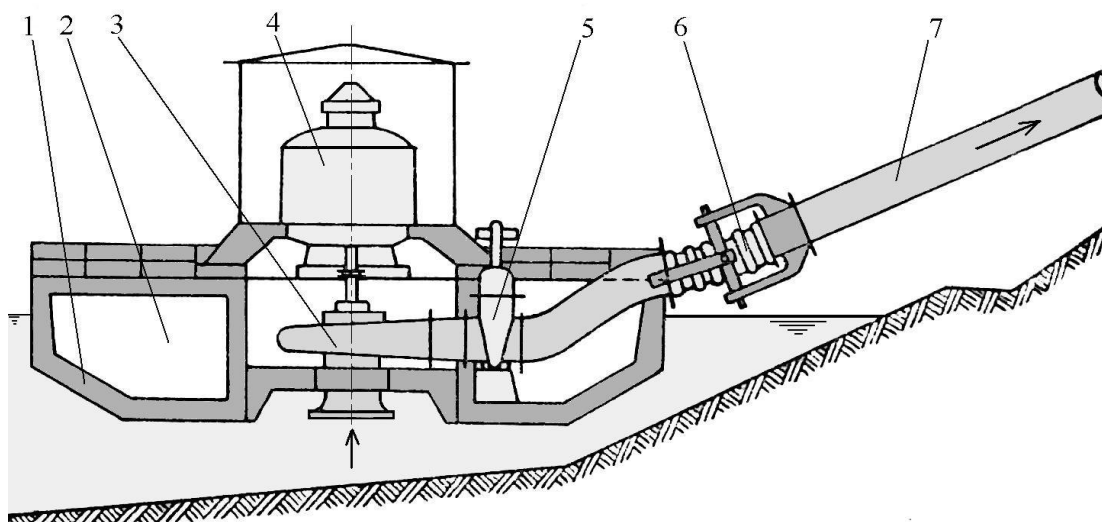


Fig. 6.11. — Stație de pompare plutitoare

Elementele componente ale acestei SP sunt: *nava* (1) pe care sunt amplasate agregatele de pompare, alcătuite din ansamblul *pompă* (3) & *motor de antrenare* (4); plutirea este asigurată prin *compartimentele chilei* (2), cu rol în mărirea volumului de carenă; la refularea pompei este poziționată *vana de reglare* (5); *conducta de refulare* (7), care este amplasată pe mal, este racordată la conducta de refulare a pompei de pe navă prin *articulația elastică* (6).

- Pentru debite și sarcini mai mici, SP pot fi realizate pe **platforme plutitoare**, ancorate lângă mal, între pontoane.
- ⇒ **SP mobile** pot fi coborâte/urcate oblic pe versant, sau translatate în plan orizontal, de-a lungul malului râului/canalului, sau coborâte/urcate pe verticală (de tip ascensor).
- SP mobile pot fi construite *pe vagonet care se mișcă oblic* pe șine metalice, montate pe versant, în funcție de variația nivelului apei din canalul/bazinul de aspirație;
- sau pot fi construite *pe vagonet care se mișcă longitudinal* de-a lungul malului râului/canalului (pentru cazul variației mici a nivelului apei), în scopul alimentării cu apă a diferitelor incinte irigate;
- SP mobile pot fi și *autopurtate* pe o șosea, paralel cu malul râului;

- SP de *tipul ascensor* se mișcă pe verticală în puțuri sau bazine din mal, în funcție de nivelul apei.

6.3. Exemple de stații de pompare fixe

Conform clasificării efectuate în paragrafele anterioare, schemele constructive ale stațiilor de pompare sunt diferite, depinzând de tipul de echipamente și de construcțiile hidrotehnice aferente. În cele ce urmează, vor fi prezentate câteva tipuri constructive de *stații de pompare fixe*, reprezentative pentru categoria de folosințe în care sunt încadrate (a se vedea paragraful §6.1.1).

6.3.1. Stații de pompare pentru alimentări cu apă potabilă

Acestea pot fi *SP de bază*, sau *SP de repompare* pentru ridicarea presiunii în rețeaua hidraulică. Pentru SP de bază, sursa de aspirație poate fi apa de suprafață, apa subterană (din puțuri, drenuri și pânze acvifere), sau (rar) apa captată din izvoare. În cazul SP de repompare, în general, apa este aspirată dintr-o conductă magistrală, apoi este refulată în sistemul hidraulic cu o presiune mai mare. În cazul construcțiilor înalte, apa potabilă este distribuită și cu ajutorul *stațiilor de hidrofor*, cu rol de ridicare a presiunii în rețeaua de conducte de mică anvergură.

În figura 6.12 este prezentată, spre exemplificare, schema unei **stații de pompare de tip bloc, pentru alimentări cu apă**, prevăzută cu *agregate de pompare centrifuge cu arbore vertical*. Înălțimea geodezică de aspirație în schema din figură este negativă. Elementele constructive ale acestui tip de SP sunt: *grătarul* (1) prin care este asigurat accesul apei din *bazinul de aspirație*⁵ (2); *stavila* (3); *sorbul* (4) prin care apa pătrunde în *conducta de aspirație* (10) a pompei (5); *camera spirală* (11); *vana de reglare* (7) de pe *conducta de refulare* (12) a pompei; *conducta magistrală de refulare* (9) la ieșirea din *clădirea stației de pompare* (8); *motorul de antrenare* (6).

Pe coperta acestei cărți este prezentată o poză efectuată într-o *SP de repompare* din București, stația fiind retehnologizată și echipată cu pompe cu turație variabilă.

⁵ de exemplu, canal

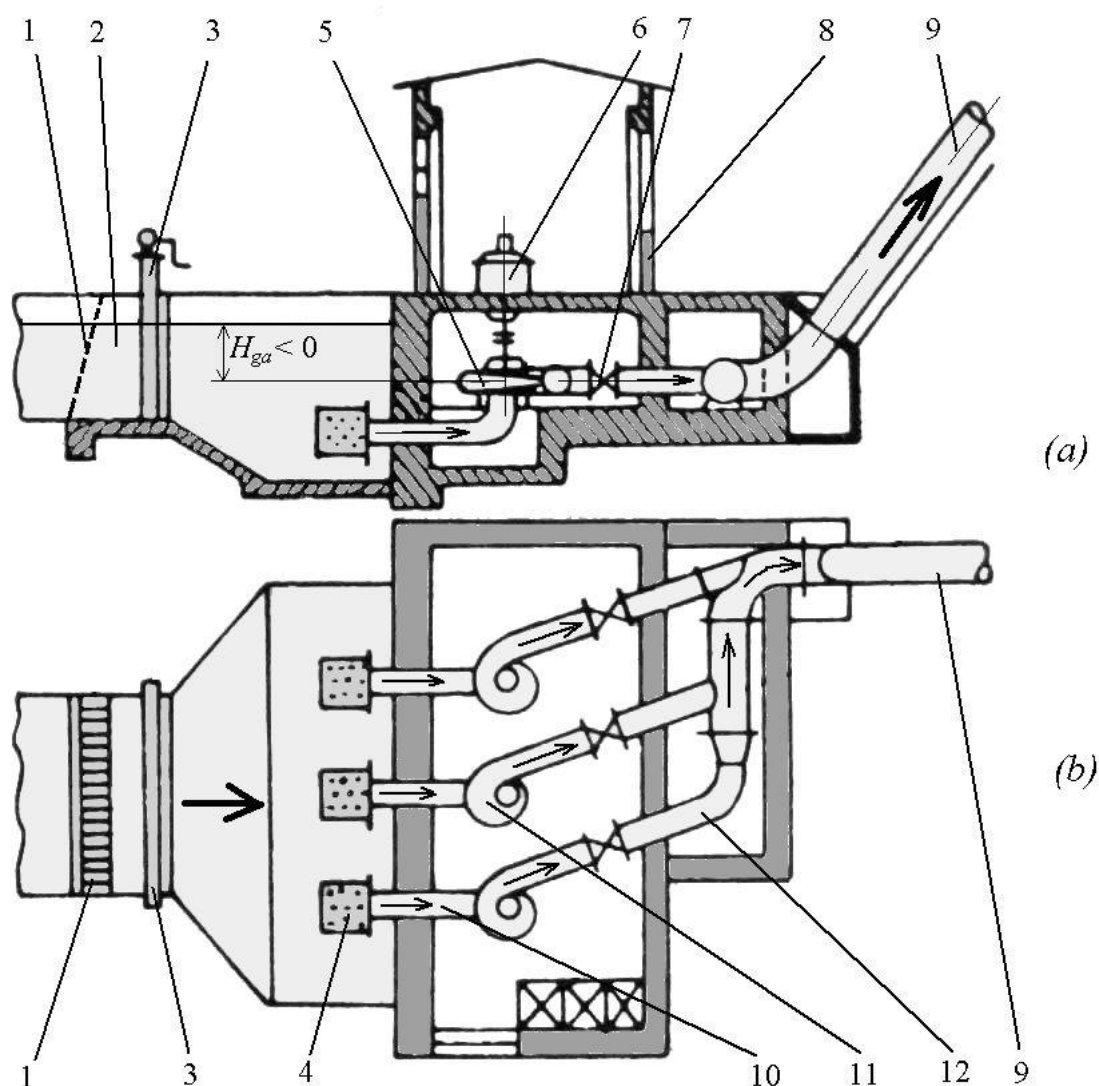


Fig. 6.12. — Stație de pompare de tip bloc, cu agregate cu arbore vertical

6.3.2. Stații de pompare pentru folosințe energetice

În hidroenergetică, SP cu circuit deschis pot avea rol de alimentare a unui lac superior, cu apă din altă sursă, situată la o cotă inferioară, sau rol de captare a apelor de pe versanți și acumularea lor într-un lac superior, sau rol de compensare hidraulică între rezervoare cu diferență de nivel, sau cu diferență de înălțimi piezometrice. În centralele hidroelectrice, există circuite închise de apă de răcire, precum și SP de epuizament pentru evacuarea apei de pe traseul hidraulic din centrală, în scopul efectuării reviziilor

și reparațiilor, sau pentru evacuarea apei infiltrate în anumite incinte. În centralele termoelectrice, în centralele de termoficare și în centralele nucleare există *SP pentru alimentarea cu apă a cazanelor, pentru apa de răcire a condensatoarelor, sau turnurilor de răcire*, sau SP de dimensiuni mai mici, pentru *vehicularea apei reci sau fierbinți în circuit închis*, în diferite scopuri.

În figurile 6.13 și 6.14 sunt exemplificate secțiuni longitudinale prin stații de pompare tipice folosințelor energetice.

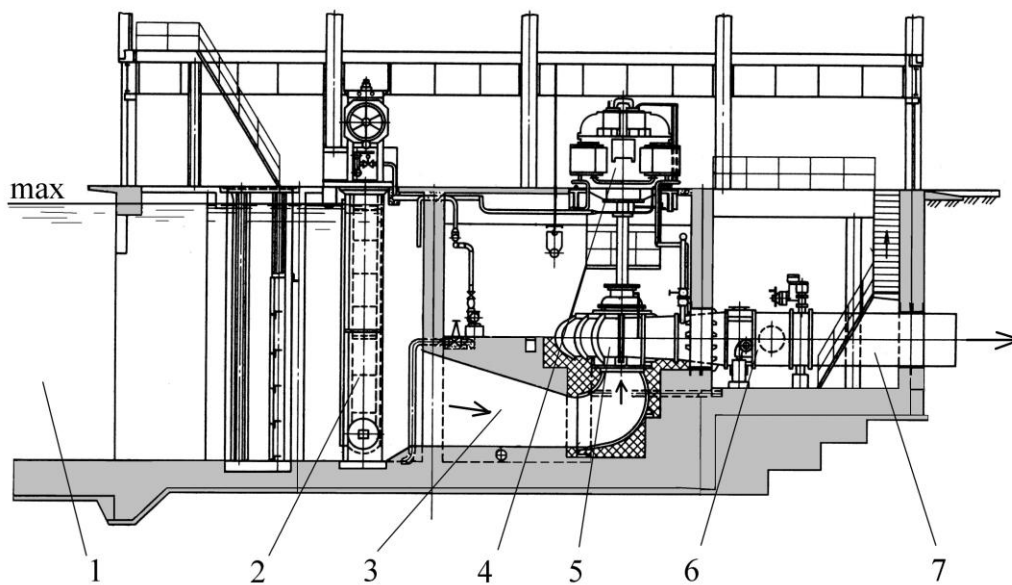


Fig. 6.13. — Stație de pompare cu agregate centrifuge cu ax vertical

Elementele componente ale stației de pompare prezentate în figura 6.13 sunt: *bazinul de aspirație (1); stavila batardou (2) la intrarea în aspiratorul pompei (3); pompa (5) centrifugă cu ax vertical; motorul de antrenare (4); vana de reglare (6) pe conducta de refulare (7).*

În mod similar, elementele componente ale stației de pompare prezentate în figura 6.14 sunt: *bazinul de aspirație (1); stavila (2) la intrarea în aspiratorul pompei (3); pompa (4) axială cu ax vertical; conducta de refulare (5); motorul (6), amplasat în sala mașinilor din clădirea stației (7).*

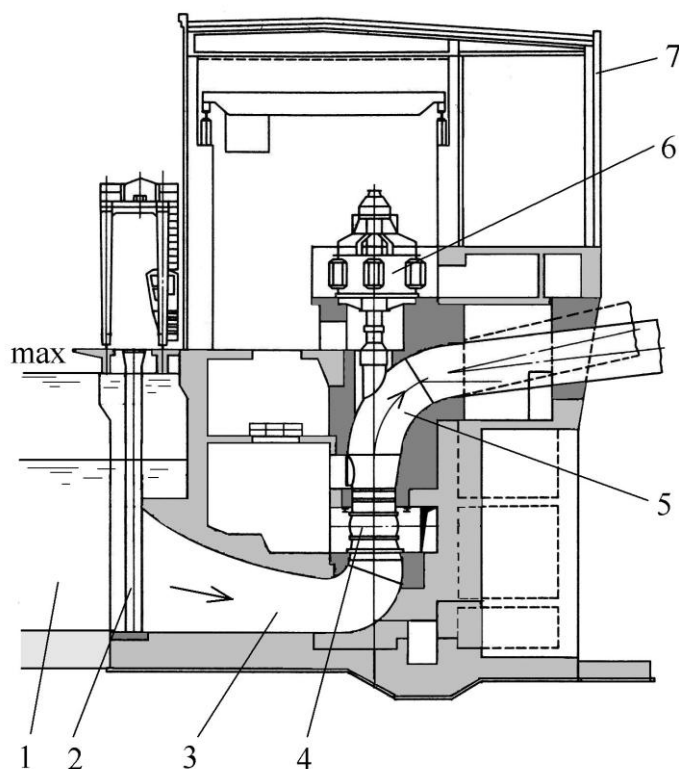


Fig. 6.14. — Stație de pompare cu agregate axiale cu ax vertical

6.3.3. Stații de pompare pentru pompare-turbinare

Aceste tipuri de SP pentru pompare-turbinare sunt echipate cu *pompe-turbine reversibile*. Mașinile hidraulice reversibile⁶ radial-axiale de tip *Francis*, sau diagonale de tip *Dériaz*, sunt în general caracteristice *centralelor hidroelectrice cu acumulare prin pompare* (CHEAP). Mașinile hidraulice reversibile axiale (figura 6.15), de tip *bulb* sau de tip *straflo* [Krivchenko, 1986, §3.2], sunt caracteristice și *centralelor hidroelectrice mareeo-motrice*. Pentru a asigura o înălțime de pompare foarte mare (de peste 1000 ÷ 1250 m), se folosesc mașini hidraulice reversibile radial-axiale dubluetajate, sau multietajate (cu 4 ÷ 5 etaje). Există și construcții speciale de agregate reversibile, prevăzute cu două rotoare radial-axiale (rotorul de pompă având diametrul mai mare ca rotorul de turbină); variantele constructive putând fi de tip *HONE*, respectiv de tip *isogir Charmilles* [Krivchenko, 1986, §20.4].

⁶ aceeași mașină hidraulică pompează, respectiv turbinează în ambele sensuri.

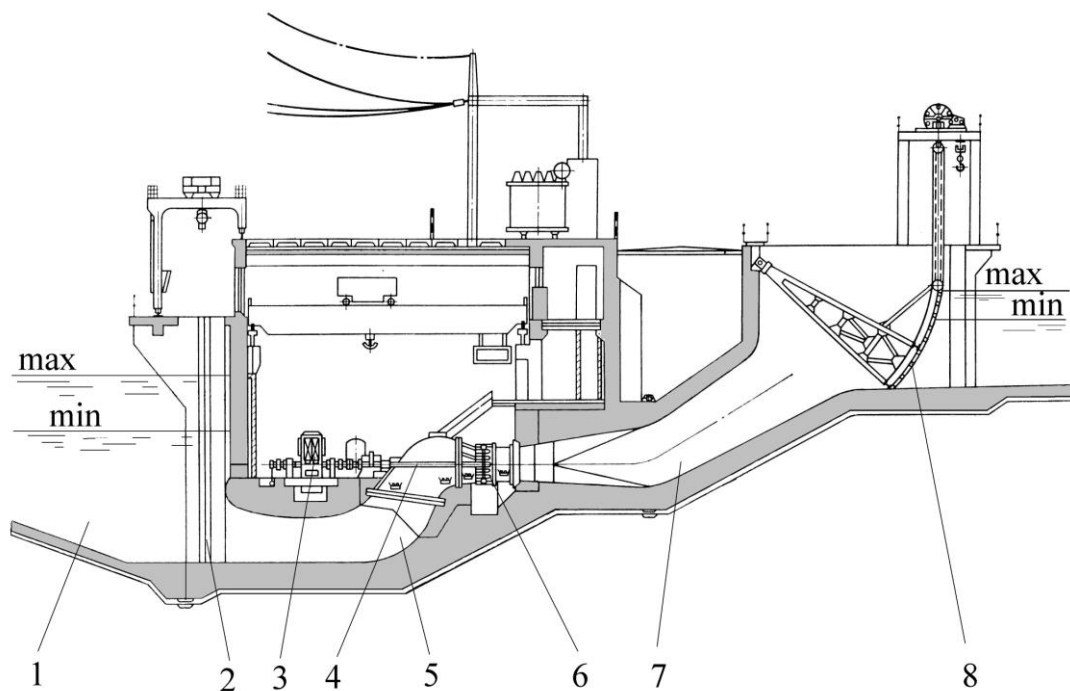


Fig. 6.15. — Stație pentru pompare-turbinare echipată cu agregate axiale reversibile cu ax orizontal

Elementele componente ale SP pentru pompare-turbinare cu agregate axiale reversibile cu ax orizontal din figura 6.15 sunt: *bazinul de aspirație* (1); *stavila plană* (2) la intrarea în aspiratorul (5); *pompa-turbină* (6) *axială*; *arborele orizontal* (4) al pompei; *motorul de antrenare* (3); *conducta de refulare* (6); *stavila segment* (8). În regim de pompare, SP vehiculează apa de la stânga către dreapta în figura 6.15. La turbinare, apa este vehiculată în sens invers.

6.3.4. Stații de pompare de bază pentru irigații

Stațiile de pompare pentru irigații se clasifică în: *SP de bază*, cu sau fără lucrări de captare, cu rol de alimentare a unui sistem de irigație (canale) cu apă din diferite surse (de suprafață, subterană, apă reziduală), *SP de repompare*, cu rol de pompare a apei la cote mai ridicate în cadrul sistemului de irigație, respectiv *SP pentru punere sub*

presiune⁷. La rândul lor, SP de bază pentru irigații se clasifică în⁸: SP fixe, SP plutitoare, respectiv SP mobile. SP de repompare pot fi fixe sau mobile.

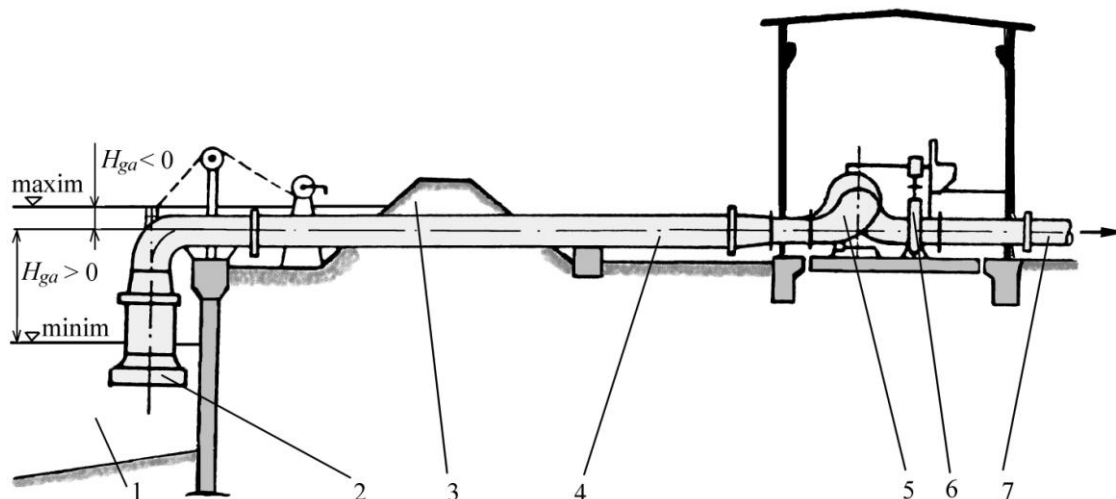


Fig. 6.17. — Stație de pompare cu cameră uscată

În figura 6.17 este prezentată, spre exemplificare, schema unei **stații de pompare cu cameră uscată**, prevăzută cu *agregate de pompare centrifuge (simplu flux, dublu flux) sau diagonale, cu arbore orizontal*. Înălțimea geodezică de aspirație este în general pozitivă, $H_{ga} > 0$. În cazul în care nivelul apei crește în *bazinul de aspirație* (1), stația de pompare poate funcționa cu o ușoară contrapresiune ($H_{ga} < 0$). La debite mari este recomandată soluția constructivă cu linii tehnologice complet separate⁹ (conductele de aspirație, respectiv de refulare ale pompelor sunt amplasate paralel în planul stației). Elementele constructive ale unui astfel de tip de SP sunt: *sorbul* (2) prin care apa pătrunde în *conducta de aspirație* (4); *digul* (3) de protecție împotriva apelor mari; *pompa* (5) cu ax orizontal; *vana de reglare* (6) de pe *conducta de refulare* (7).

În figura 6.18 este prezentată, spre exemplificare, schema unei **stații de pompare cu cuvă umedă**, prevăzută cu *agregate de pompare (diagonale sau axiale) cu arbore vertical*. Înălțimea geodezică de aspirație este negativă ($H_{ga} < 0$). Elementele constructive ale SP din figura 6.18 sunt: *bazinul de aspirație* (1), cu nivelul suprafeței libere a apei între o cotă minimă și una maximă; *priza de apă* (2) prin care apa pătrunde

⁷ pentru irigații prin aspersiune

⁸ A se vedea paragraful 6.1.2.

⁹ a se vedea paragraful §6.1.4.

în *conducta de aducțiune* (4); *camera de încărcare* (5) aflată amonte de stația de pompare; *conducta* (6) *de alimentare a cuvei* (7) a stației de pompare; *pompa* (8) cu ax vertical; *conducta de refulare* (9). Conductele (4) și (6) funcționează prin sifonare pe sub *digul* (3).

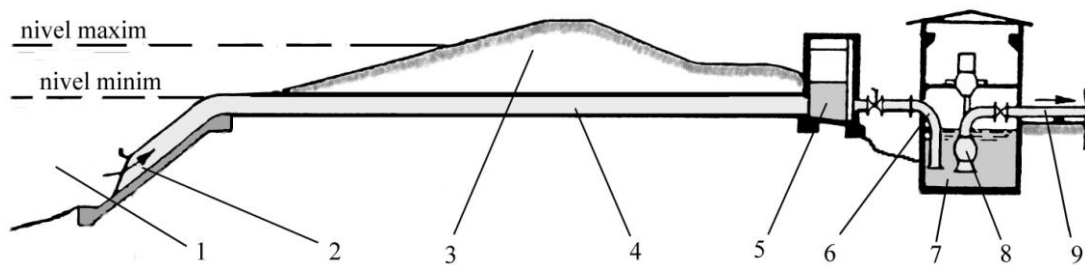


Fig. 6.18. — Stație de pompare cu cuvă umedă și cameră de încărcare în amonte

6.3.5. Stații de pompare pentru desecare

Stațiile de pompare pentru desecare sunt utilizate pentru asanarea terenurilor inundabile, luncilor îndiguite, sau mlaștinilor.

În figura 6.19 este schematizată, spre exemplificare, o **stație de pompare cu funcționare reversibilă**, prevăzută cu *agregate de pompare (diagonale sau axiale) cu arbore vertical*. Această SP are **rol de desecare a terenului din stânga stației de pompare**, aspirând apa din *canalul colector* (1) al terenului desecat și vehiculând-o către *camera de refulare* (12), care asigură legătura cu *râul receptor* (8). *Stația de pompare* (9) poate însă funcționa și în sens invers, asigurând **irigarea sistemului din stânga stației**, în acest caz, apa curgând dinspre râul (8) către canalul (1). Elementele constructive ale acestui tip de SP sunt: *stavila sau batardoul* (2); *grătarul* (3) prin care este asigurat accesul apei către cuva stației; *pompa* (4), acționată de *motorul* (5); *vana de reglare* (6) de pe *conducta de refulare* (7) care străbate *digul* (10); *clapeta* (11) *împotriva întoarcerii apei*, utilă la funcționarea SP în scopul desecării.

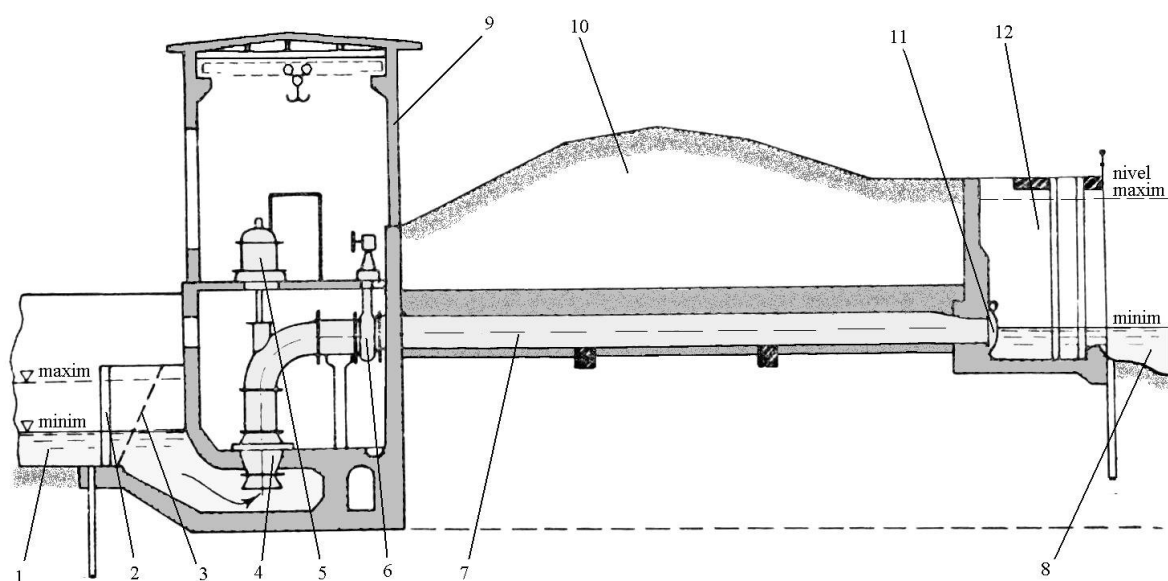


Fig. 6.19. — Stație de pompare reversibilă, pentru desecare, sau pentru irigație

Referințe bibliografice pentru Partea a 3-a

- Krivchenko G. I., **1986**, *Hydraulic machines. Turbines and pumps*, MIR Publishers, Moscow, 327p.
- Pavel D., **1964**, *Stații de pompare și rețele de transport hidraulice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 298p.