

CONTRIBUȚII LA OPTIMIZAREA SISTEMELOR LOCALE ȘI ZONALE DE RIDICARE A PRESIUNII APEI RECI

Teză destinată obținerii
titlului științific de doctor inginer
la
Universitatea "Politehnica" din Timișoara
în domeniul INGINERIE CIVILĂ
de către

Ing. Kardos Ladislau

Conducător științific: prof.univ.dr.ing. Retezan Adrian
Referenți științifici: prof.univ.dr.ing. Cruceru Traian
prof.univ.dr.ing. Mircea Ion
prof.univ.dr.ing.eur.ing. Sârbu Ioan

Data susținerii tezei: 18.12.2009

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- | | |
|------------------------|---|
| 1. Automatică | 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații |
| 2. Chimie | 8. Inginerie Industrială |
| 3. Energetică | 9. Inginerie Mecanică |
| 4. Ingineria Chimică | 10. Știința Calculatoarelor |
| 5. Inginerie Civilă | 11. Știința și Ingineria Materialelor |
| 6. Inginerie Electrică | |

Universitatea „Politehnica” din Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2009

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității „Politehnica” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,
tel. 0256 403823, fax. 0256 403221
e-mail: editura@edipol.upt.ro

Cuvânt înainte

Apa și energiei sunt vectorii esențiali, din timpuri antice a societății umane. Rolul apei de o importanță majoră, este dovedit de faptul că primele forme de viață au luat naștere în mediul acvatic, că primele așezări omenești s-au dezvoltat în apropierea râurilor, fluviilor și lacurilor, că apa constituie mediul în care se desfășoară toate procesele metabolice, că țesuturile și organele tuturor viețuitoarelor conțin, într-o mare proporție, apă.

În prezent pentru a fi apa utilizată, parcurge constrângerile , economice și tehnice impuse de societate.

Din punct de vedere tehnic apa trece în cascadă prin sistemele de captare, tratare, înmagazinare, pompare, distribuție și utilizare, oferind subiecte incitante cercetătorilor din domeniu.

Lucrarea de față prezintă modele reale și virtuale ale sistemelor de ridicare a presiunii apei reci în care cu ajutorul instrumentelor matematice, fizice și tehnice, se surprind o parte din procesele și fenomenologia sistemelor de ridicare a presiunii și distribuție a apei reci în scopul dimensionării și funcționării optimizate a lor.

Pe parcursul întregii perioade de elaborare a prezentei lucrări, cât și înainte de aceasta, am beneficiat de sprijinul și îndrumarea conducătorului științific D-nul prof. univ. dr. ing. Retezan Adrian, căruia îi aduc deosebite mulțumiri și întreaga mea considerație.

Pentru disponibilitatea de a face parte din comisia de susținere a tezei, a timpului acordat analizei acesteia și a observațiilor și recomandărilor făcute, îmi exprim întreaga considerație domnului prof. univ. dr. ing. Borza Ioan, prodecanul Facultății de Construcții Timișoara - președintele comisiei, domnului prof. univ. dr. ing. Cruceru Traian de la Universitatea Tehnică de Construcții din București, domnului prof. univ. dr. ing. Mircea Ion de la Universitatea din Craiova și domnului prof. univ. dr. ing. eur. ing Sârbu Ioan de la Universitatea „Politehnica” din Timișoara.

Aceleași mulțumiri le aduc colectivului Catedrei de instalații a Facultății de Construcții Timișoara, cât și colegilor, prietenilor și familiei pentru încurajări, recomandări și sprijin pe întreaga perioadă de elaborare a tezei.

Timișoara, decembrie 2009

Kardos Ladislau

Kardos Ladislau

Contribuții la optimizarea sistemelor locale și zonale de ridicare a presiunii apei reci

Teze de doctorat ale UPT, Seria 5 Nr. 50 Editura Politehnica, 2009, 201 pagini, 100 figuri, 37 tabele, 291 relații matematice

ISSN:1842-581X

ISBN : 978-606-554-030-9

Cuvinte cheie:

Apa rece, ingineria sistemelor de ridicare a presiunii, ingineria distribuției.

Rezumat,

Apa este un compus chimic al hidrogenului și al oxigenului având formula chimică brută H_2O , fiind absolut indispensabilă vieții, indiferent de forma acesteia.

Pentru aceasta apa parcurge un drum definit din următoarele sisteme: captare, tratare, înmagazinare, pompare, distribuție și utilizare.

Scopul prezentei lucrări este de a găsi și a prezenta elementele de optimizare a dimensionării și funcționării sistemelor locale și zonale de ridicare a presiunii apei reci.

Cuprins

Capitolul 1. Introducere	8
1.1. Obiectul și conținutul tezei	8
1.2. Scurt istoric privind sistemele de alimentare cu apă	10
1.3. Posibilități de economisire a energiei de pompare	12
1.3.1. Consumuri de apă în UE, tendințe viitoare în România	12
1.3.2. Ridicarea presiunii apei reci – componentă majoră a cheltuielilor de exploatare	12
1.3.3. Concluzii parțiale	13
Capitolul 2. Elemente fundamentale în studiul sistemelor de ridicare a presiunii apei reci	14
2.1. Definiții, clasificări	14
2.2. Parametrii de funcționare a pompelor în sistemele de ridicare a presiunii apei reci	16
2.3. Curbele caracteristice de funcționare a pompelor centrifuge	20
2.3.1. Caracteristicile teoretice de funcționare $t_{\infty}=f(Q)$, ale rotorului ideal ($z=\infty, s=0$)	20
2.3.2. Caracteristicile teoretice de funcționare $H_t=f(Q)$, ale rotorului semi real ($z \neq \infty, s=0$)	22
2.3.3. Caracteristicile teoretice de funcționare $H=f(Q)$, ale rotorului real ($z \neq \infty, s \neq 0, h_r \neq 0$)	22
2.3.4. Caracteristicile teoretice de randament și putere ale pompelor centrifuge	24
2.3.5. Caracteristica universală (topograma) unei pompe centrifuge	26
Capitolul 3. Funcționarea ansamblului pompă-rețea în sistemele de ridicare a presiunii apei reci	28
3.1. Funcționarea pompelor în instalațiile hidraulice	28
3.1.1. Noțiuni preliminare	28
3.1.2. Determinarea punctului de funcționare ale instalației de pompare	32
3.2. Stabilitatea funcționării ansamblului pompă-rețea	33
3.3. Analiza fenomenului de pompaj la funcționarea ansamblului pompă-rețea	35
3.4. Fenomenul de cavitație în funcționarea pompelor centrifuge	36
Capitolul 4. Proiectarea optimă a sistemelor locale și zonale de ridicare a presiunii apei reci	44
4.1. Conexiunea pompelor în sistemele de ridicare a presiunii apei reci	44
4.1.1. Conexiunea directă	44
4.1.2. Conexiunea indirectă	47
4.2. Dimensionarea stației de ridicare a presiunii apei reci	50
4.2.1. Noțiuni preliminare	50

4.2.2. Metode de calcul a instalațiilor de pompare a apei, cuplate cu recipiente de hidrofor și rezervoare tampon deschise	51
4.2.2.1. Analiza metodei de calcul aplicată în țara noastră (STAS 1478-90)	51
4.2.3. Metode de calcul a instalațiilor de pompare a apei cuplate cu recipiente de hidrofor, aplicate în alte țări	58
4.2.4. Dimensionarea rezervorului tampon deschis	60
4.2.5. Dimensionarea rezervorului tampon închis	62
4.2.6. Determinarea randamentului global al ansamblului: stație de pompare – hidrofor – rețea-consumatori	63
4.3. Dimensionarea optimă (economică) a rețelelor de conducte	66
4.3.1. Bazele calculului hidraulic în regim permanent de curgere a apei	66
4.3.2. Relația funcțională pierdere de sarcină-debit în conducte cu debit constant	69
4.3.3. Principii generale și date inițiale de calcul	72
4.3.4. Criterii de optimizare a dimensionării rețelelor de distribuție	72
4.3.5. Modelul de optimizare neliniară	81
4.4. Modelarea și simularea sistemelor de distribuție a apei	85
4.4.1. Date necesare modelării și calibrării unui sistem de distribuție a apei	85
4.4.2. Analiza sistemelor de distribuție a apei	86
4.4.3. Avantajele modelării, analizei și proiectării cu ajutorul programului EPANET	87
4.4.4. Algoritmi de analiză ai programului EPANET	87
4.4.4.1. Aspecte hidraulice	87
4.4.5. Aplicații ale programului EPANET 2.0	90
4.4.5.1. Formularea problemei și rezultatele numerice obținute cu ajutorul programului EPANET 2.0	92
4.5. Dimensionarea optimă a instalațiilor interioare de alimentare cu apă	100
4.5.1. Algoritmul de calcul	100
4.5.2. Programul de calcul RAMCALC	103
4.5.2.1. Descrierea programului de calcul RAMCALC	103
4.5.3. Aplicații ale programului de calcul RAMCALC	105
Capitolul 5. Metode generale de optimizare a stațiilor de ridicare a presiunii apei reci	119
5.1. Metode de analiză tehnico-economică a stațiilor de ridicare a presiunii apei	119
5.1.1. Noțiuni preliminare	119
5.1.2. Echiparea optimă a stațiilor de pompare a apei	120
5.1.2.1. Indicatori tehnico-economici globali	120
5.1.2.2. Corelația între consumul minim de energie pe metrul cub de apă pompat și randamentul pompei	122
5.2. Reglarea optimă a sistemelor de ridicare a presiunii apei reci	122
5.2.1. Reglarea pompelor prin variația turației	122
5.2.2. Reglarea prin modificarea caracteristicilor instalațiilor	131
5.2.3. Reglarea prin cuplajul pompelor	135

5.2.4. Automatizarea pompelor funcție de presiunea necesară la consumator	143
5.3. Programul SIMPOMP 2009	144
5.3.1. Descrierea programului	144
5.3.2. Aplicarea programului SIMPOMP 2009 la un studiu de caz	146
Capitolul 6. Studiu de caz	166
6.1. Introducere	166
6.2. Descrierea obiectivului studiat	166
6.3. Controlul pierderilor de apă în sistemele de ridicare a presiunii apei reci	170
6.3.1. Factori ce influențează pierderile de apă	170
6.3.2. Metode de estimare a pierderilor de apă	171
6.3.3. Evaluarea pierderilor de apă și a siguranței în exploatare în sectoarele Neptun și Plopi	172
6.3.4. Bilanțul apei și evaluarea pierderilor de apă	178
6.4. Metodologie de evaluare a stării rețelei	184
6.5. Siguranța sistemelor de ridicare a presiunii apei reci	186
6.5.1. Concluzii privind vulnerabilitatea unor sisteme de ridicare a presiunii apei reci	187
Capitolul 7. Concluzii generale	189
7.1. Conținut	189
7.2. Conținut pe capitole	189
7.3. Contribuții personale	191
7.4. Tematica de studiu în perspectivă	191
Bibliografie	192

Capitolul. 1 INTRODUCERE

1.1. Obiectul și conținutul tezei

Apa și energia sunt vectorii esențiali ai existenței umane și al oricărei activități economico-sociale. Cunoașterea detaliată și în profunzime a sistemelor locale și zonale de ridicare a presiunii apei reci permite o clasificare a acestora în funcție de efortul material și energetic necesar pentru execuție și exploatare. Ca urmare a tendințelor de scădere a consumului specific de apă în pofida dezvoltării și modernizării în timp a centrelor populate și a industriei, sistemele locale și zonale de ridicare a presiunii apei reci trebuie să poată să treacă de la o etapă la alta în scopul de a face față cerințelor mereu crescânde de calitate a serviciilor cât și din punct de vedere al economicității energetice.

Volumul de apă asigurat utilizatorilor include cantități însemnate de energie necesare în procesul de tratare, distribuție cât și în diferitele procese tehnologice interne ale sistemului de distribuție a apei. Pe de altă parte, pe plan național există încă multă risipă de apă rece la care se adaugă pierderile prin rețelele de distribuție cât și din instalațiile interioare, măbind considerabil consumul specific de energie din sistem. Consumul de energie pentru pompare reprezintă aproximativ 20-25% din consumul total de energie pe plan mondial.

Introducerea sistemelor informatice în cadrul procesului de proiectare și cercetare reprezintă o condiție absolut obligatorie și de aceea utilizarea diverselor programe specializate (desigur folosite în funcție de complexitatea și importanța problemelor ce trebuie rezolvate), necesită o colaborare deosebit de strânsă între proiectanții dintr-un anumit domeniu de activitate și specialiștii în informatică (în special matematicieni și programatori). Astfel modelarea pe calculator reprezintă un instrument eficient în realizarea unui management integrat al sistemelor de alimentare cu apă.

Există numeroase scopuri pentru utilizarea modelelor de calcul în vederea simulării condițiilor de curgere din interiorul sistemelor de distribuție a apei reci. Astăzi este practic de neconceput un proces de proiectare și cercetare modern și eficient fără a se ține seama de realizarea unor modele de simulare avansate bazate pe optimizarea parametrilor de lucru. Aceste modele se realizează cu ajutorul unor programe sofisticate și desigur eficiente. De obicei astfel de tipuri de modele sunt utilizate (în principal) pentru:

- evaluarea tuturor planurilor și alternativelor de proiectare și cercetare;
- evaluarea tuturor riscurilor ce pot apărea și pot influența diverse sisteme de alimentare cu apă;
- evaluarea performanțelor sistemelor de alimentare cu apă;
- verificarea celor mai bune strategii de management ale infrastructurii sistemelor de alimentare cu apă;
- evaluarea vulnerabilității sistemelor de alimentare cu apă;

În cazul sistemelor locale și zonale de ridicare a presiunii apei reci, un model este alcătuit (în principal) din elemente precum: rețeaua de conducte, noduri de consum, vane, pompe, rezervoare de înmagazinare, castele de apă, etc. Calculatorul modelează anumite prognoze ce ar putea exista în viitor (de exemplu, peste

douăzeci de ani), legate de posibilele investiții semnificative ce urmează a fi realizate de companiile de apă.

Pentru a garanta o investiție bună și recuperarea integrală a acesteia în perioada prognozată, este necesar să fie utilizate modele corespunzătoare, care să fie capabile de a simula în mod corect condițiile de curgere întâlnite în acel loc. Acest lucru se realizează prin calibrarea modelelor, care implică un proces deosebit de complex de ajustare a tuturor caracteristicilor și parametrilor modelului, astfel încât debitele și presiunile estimate să corespundă în totalitate cu, condițiile concrete din teren.

Calibrarea modelelor pentru sistemele locale și zonele de ridicare a presiunii apei reci reprezintă o chestiune extrem de complexă și complicată. Există foarte mulți parametri care trebuie modificați și adaptați în scopul reducerii deosebirilor dintre estimările modelului și situațiile concrete din teren cu privire la diverși parametri precum: cote piezometrice, consumuri (necesar de apă) din noduri, coeficienții de rugozitate pentru conducte, stările de funcționare / nefuncționare pentru conducte / vane.

În cazul unor sisteme locale și zonele de ridicare a presiunii apei reci, majoritatea algoritmilor de optimizare minimizează costurile în condiții de fezabilitate hidraulică, satisfacere a consumurilor (necesar de apă), și a constrângerilor legate de presiune. În realitate, proiectanții și cercetătorii trebuie să ia în considerare toți acești factori, plus încă mulți alții, precum:

- realizarea unui nivel rezonabil de redundanță și siguranță;
- diverse constrângeri bugetare;
- optimizarea între diferitele obiective (de exemplu, combaterea incendiilor comparativ cu analiza calității apei);
- anumite chestiuni legate de nesiguranța viitorului;

Astfel, calibrarea modelelor sistemelor de alimentări cu apă se bazează pe date și informații referitoare la: presiuni în noduri, debite în conducte, nivele ale apei în rezervoare de înmagazinare, funcționare vane, viteze și statut de funcționare pentru pompe (pornit / oprit). Alți parametri [cum ar fi: nivele ale apei în rezervoare de înmagazinare, instalare vane și funcționare pompe (statut, turație, etc.)] sunt folosiți pe măsură ce condițiile la limită înregistrează un set de date pentru calibrarea modelelor, cu privire la presiunea din noduri și la debitele de apă tranzitate prin rețeaua de conducte respectivă.

De asemenea, proiectanții și cercetătorii sunt obligați să ruleze modelele respective pentru o varietate de condiții ($Q_{orar\ maxim}$, $Q_{zi\ mediu}$, Q_{Iid} , etc.) și să evalueze corect toate rezultatele modelării pentru diverse elemente ca, de exemplu:

- viteze mari / viteze maxim admisibile;
- viteze mici în timpul perioadelor cu, consumuri (necesar de apă) de vârf;
- presiune minimă / presiune neobișnuit de mare;
- nefuncționare pompe în anumite puncte de pe curba acestora;
- neumplerea și negolirea rezervoarelor la nivele solicitate.

Lucrarea de față își propune să sistematizeze într-o manieră unitară a unei susținute activități de cercetare științifică privind optimizarea sistemelor locale și zonele de ridicare a presiunii apei reci în scopul reducerii consumului energetic care în conjunctura economică și energetică actuală a devenit o problemă majoră necesară și oportună implicând pe de o parte, optimizarea funcțional-energetică a sistemelor noi cât și pentru cele aflate în exploatare, iar pe de altă parte elaborarea unor modele și programe de calcul performante pentru rezolvarea optimă a problemelor

de analiză și de proiectare a sistemelor locale și zonale de ridicare a presiunii apei reci la care se adaugă găsirea de măsuri și soluții pentru reducerea substanțială a pierderilor și risipei de apă din sistem. Aceste obiective principale ale lucrării sunt tratate pe parcursul a șase capitole.

După un prim capitol introductiv, în capitolul doi se face studiul elementelor fundamentale ale sistemelor locale și zonale de ridicare a presiunii apei reci. Prezentarea și cunoașterea acestor elemente fundamentale sunt necesare în procesul de optimizare funcțional-energetică a sistemelor locale și zonale de ridicare a presiunii apei reci.

Capitolul trei este destinat prezentării modului de funcționare a ansamblului pompă-rețea în sistemele de ridicare a presiunii apei reci. Se descrie modul de determinare a punctului de funcționare a instalației de pompare, stabilitatea funcționării ansamblului pompă-rețea. De asemenea se analizează fenomenul de pompaj și de cavitație la funcționarea ansamblului pompă-rețea precum și modalitățile de evitare a acestora.

Capitolul patru se referă la proiectarea optimală a sistemelor locale și zonale de ridicare a presiunii apei reci. Se descriu conexiunile posibile între stațiile de pompare și conducta publică de alimentare cu apă rece. Se prezintă principiul de dimensionare al stațiilor de ridicare a presiunii apei reci și se face analiza comparativă între metode de calcul aplicate în mai multe țări. Se prezintă dimensionarea optimală a rețelelor de conducte ale sistemelor locale și zonale de ridicare a presiunii apei reci. Prin adaptarea și utilizarea programului EPANET 2.0 se face modelarea și simularea distribuției apei într-o rețea de distribuție care alimentează o localitate cu aproximativ 10000 locuitori. De asemenea cu ajutorul programului EPANET 2.0 se face simularea transportului clorinei în aceeași rețea de distribuție. Se concepe un model matematic RAMCALC pentru dimensionarea optimală a instalațiilor interioare de alimentare cu apă rece/caldă.

Capitolul cinci prezintă metode generale de optimizare a stațiilor de ridicare a presiunii apei reci. Se precizează corelația între consumul minim de energie pe metru cub de apă pompat și randamentul pompei. Se sistematizează principalele modalități de reglare și comandă a funcționării pompelor. Se realizează un program de calcul SIMPOMP 2009 destinat simulării funcționării pompelor în sistemele de ridicare a presiunii apei reci.

Capitolul șase prezintă studiul de caz având ca obiectiv controlul pierderilor de apă și a siguranței în exploatare în două sisteme zonale de ridicare a presiunii apei reci. Se sistematizează factorii ce influențează pierderile de apă, se evaluează pierderile de apă în cele două rețele de distribuție a apei reci. Se abordează metodologia de evaluare a stării celor două rețele. Se analizează siguranța în exploatare a celor două rețele de distribuție și se trag concluzii privind vulnerabilitatea sistemelor de ridicare a presiunii apei reci. Având în vedere scopul aplicativ, lucrarea cuprinde o serie de exemple și aplicații numerice pentru o diversitate de probleme ce sunt întâlnite în practică care facilitează înțelegerea prezentării teoretice. Prezenta lucrare constituie un prețios instrument de lucru în activitatea didactică, precum și în cercetare, proiectare și exploatare.

1.2. Scurt istoric privind sistemele de alimentare cu apă

Sistemele de alimentare cu apă au fost utilizate de cele mai vechi civilizații: În India, în anul 4000 î.e.n., orașul Mohenjodaro era echipat cu bazine;

În Creta, în Grecia Antică și la Roma bazinele și casele luxoase beneficiau de alimentare cu apă rece prin conducte, iar în unele cazuri dispuneau și de conducte de apă caldă;

Primul sistem de alimentare cu apă cu canale din piatră a fost construit în Assiria în anul 2000 î.e.n.;

În China se utilizau conducte din bambus pentru alimentarea cu apă, iar în Grecia și în Africa de nord se utilizau tuburi din lut ars;

Primele exemple cunoscute de puțuri pentru apă datează din anul 3000 î.e.n., în Egipt și în China;

Ierusalimul Antic era alimentat cu apă din rezervoare și lacuri artificiale;

Cele mai faimoase sisteme de conducte din antichitate erau *apeductele romane*: Roma dispunea în anul 300 î.e.n. de 12 apeducte care însumau aproximativ 150 milioane de litri de apă potabilă. Cel mai lung apeduct, Aqua Martia, avea o lungime de 80 km. Apa era adusă direct până la nivelul parterului vilelor sau apartamentelor romanilor bogați. Locatarii de la etajele superioare trebuiau să folosească rezervoarele de apă de la parter. Oamenii care își câștigau existența cărând apă erau numiți *Aquarians*. Sistemul de apeducte a fost adoptat de peste 40 de orașe din Imperiul Roman;

Evul Mediu s-a caracterizat prin neglijarea preocupărilor față de igienă, locuitorii orașelor trăiau în condiții sanitare precare, iar lipsa apei și a calității ei contribuiau la răspândirea epidemiilor;

Construcția de sisteme de alimentare cu apă a reînceput în secolele 16 și 17;

În Cehia, prima alimentare cu apă a fost construită pentru castelul din Praga, în secolul 12; în 1348, apa era adusă prin conducte de lemn în bazinele din piețele Carol și Vaclav; în secolul 15, apa era pompată din râul Vltava, iar ulterior era filtrată și tratată;

În secolul 17 s-au utilizat pentru prima oară conductele din fontă de presiune (Versailles, între anii 1660-1680);

După 1882 au apărut primele instalații interioare de apă, care erau capabile să furnizeze apa până la etajele superioare ale clădirilor;

La sfârșitul secolului 19 se dezvoltă primele tehnici de filtrare și tratare a apei;

La Londra apar în locuințe primele băi dotate cu closet având spălare cu apă;

Prima rețea de apă din Bratislava apare în anul 1886.

Dacă în anul 1970, în Slovacia 43,3% din populație era racordată la sistemul public de alimentare cu apă, la nivelul anului 2000, procentul atinge 73,9%.

Pe teritoriul țării noastre s-au descoperit numeroase lucrări ingenioase vechi de alimentare cu apă. Astfel în cetățile dacice (Grădiștea Muncelului, Blidaru, Costești) se află captări din izvoare, conducte din tuburi de ceramică și bazine cu pereții din zidărie sau din lemn, constituind instalații pentru limpezirea și înmagazinarea apei din râuri de munte. De asemenea la cetățile grecești de pe malul Mării Negre (Tomis, Calatis și Histria) s-au descoperit urme de captări de apă subterană și aducțiuni de mare lungime; la Histria se văd și astăzi urmele a trei apeducte, dintre care cel mai recent, construit din zidărie de piatră în sec. I-II e.n. are lungimea de 25 km, apa fiind adusă de izvoarele din comuna Fântânele, situate cu 105 m mai sus.

Alimentările cu apă în centrele populate ale țării noastre au cunoscut o dezvoltare rapidă în special în perioada 1880-1915. La acestea au contribuit într-o

mare măsură inginerii români pregătiți în Școala Națională de Poduri și Șosele înființată în anul 1867 în București.

Figura cea mai proeminentă a tehnicii românești în domeniul alimentărilor cu apă a fost inginerul Elie Radu. De toate lucrările concepute cu mult simț tehnic și-au legat numele specialiști dintre care amintim doar câteva nume, profesorul Dionisie Germani, profesorul Henri Teodorescu, profesorul Stan Vidrighin și lista ar putea continua.

1.3. Posibilități de economisire a energiei de pompare

Schimbările economice și procesul de contorizare a consumurilor care au avut loc după revoluție au dus la diminuarea consumurilor de apă cu peste 100 % în Timișoara. În dimensionarea conductelor nu s-a urmărit în mod fidel acest trend, astfel instalațiile și rețelele de distribuție, cât și stațiile de pompare sunt în mare măsură "supradimensionate", de aceea pompele cu turație variabilă în marea majoritate a timpului de funcționare sunt încărcate cu sarcină redusă. Prezenta teză de doctorat își propune ca una din direcțiile de cercetare să fie în sensul automatizării pompelor având în vedere conjuctura actuală.

1.3.1. Consumuri de apă în UE, tendițe viitoare în România

Conform normelor europene consumul minim de apă este de 70 l/om zi. Statisticile din țările membre UE prezintă un consum mediu de 100 l/ om zi, cu tendințe descrescătoare. Datele statistice arată că în orașele mari (peste 50.000 locuitori), consumul mediu depășește valoare de 100 l/ om zi. În orașele medii (peste 20.000 locuitori) este în medie 100 l/om zi, iar în orașele mici pot să apară valori medii de 60 l/om zi. La localitățile mici cu un număr de locuitori cuprins între 2000 și 10000 de locuitori, valorile medii ale consumului sunt cuprinse între 60- 80 l/om zi. La comunități cu un număr de case mai mic de 2000, consumul pe cap de locuitor ia valori aleatoare între 50 și 200 l/ om zi.

Momentan la noi în țară consumurile medii sunt apreciate undeva la 130- 150 l/om zi. De aceea putem aprecia o scădere a consumului de apă cu aproximativ 40 %, comparativ cu anii ' 90 și concluzionăm că în mare măsură consumatorii sunt deserviți prin intermediul instalațiilor și rețelelor ce au devenit " supradimensionate". Dimensionarea tronsoanelor de conducte care urmează a fi înlocuite sau se vor realiza acum, se face în conformitate cu normele de consum în vigoare care prescriu valori ale consumurilor valabile cu 20 de ani în urmă ("supradimensionare").

Despre diminuarea și înlăturarea efectelor negative ale supradimensionării instalațiilor de încălzire/răcire se vorbește foarte mult, dar la fel de important este acest subiect și în cazul sistemelor de distribuție a apei, având în vedere și aspectul că aceste sisteme sunt deschise și pierderile prin pompare se "regenerează".

1.3.2. Ridicarea presiunii apei reci - componentă majoră a cheltuielilor de exploatare

Dintre elementele de cost legate de o pompă de ridicare a presiunii apei reci, ponderea cea mai mare o are cheltuiala cu energia electrică consumată. De remarcat faptul că energia electrică consumată la pompare reprezintă aproximativ 20-25 % din consumul total de energie electrică pe plan mondial. Pe parcursul

duratei de viață a unei pompe de ridicare a presiunii apei, ponderea cea mai mare a cheltuielilor o deține cheltuiala cu energia de pompare după cum se poate vedea în figura 1.1.



Figura 1.1. Defalcarea cheltuielilor pe perioada de viață a pompei

1.3.3. Concluzii parțiale

Omul nu poate trăi fără apă, apă ce trebuie să fie bine gospodărită. Evoluția consumurilor (influențată de contorizare, calitatea armăturilor, nivelul de trai și înclinarea spre economie), spre scădere/diminuare impune analiza de optimizare prin intervenții asupra sistemelor de asigurare a apei.

Capitolul 2. ELEMENTE FUNDAMENTALE ÎN STUDIUL SISTEMELOR DE RIDICARE A PRESIUNII APEI RECI

2.1. Definiții, clasificări

Mașinile hidraulice constituie aplicații ale ecuațiilor și teoremelor din hidraulica generală și mecanica fluidelor. Aceste mașini se caracterizează prin aceea că transformă diferite forme de energii prin intermediul unui fluid (care poate fi apa, fluide bifazice etc.).

Generatoarele hidraulice, denumite curent pompe, transformă energia mecanică E_m , primită la arbore în energie hidraulică E_h , în scopul vehiculării unui fluid care primește energie utilă. Transformarea energiei se face conform relației:

$$E_h = \eta_p \cdot E_m \quad (2.1)$$

în care η_p reprezintă randamentul de transformare sau randamentul pompei.

Clasificarea mașinilor hidraulice se face după natura fluidului care intervine, pe baza sensului transformării energetice, după forma de energie care intervine preponderent în procesul de transformare după principii constructive sau după alte criterii.

Clasificarea generatoarelor hidraulice după *principiul de funcționare* este prezentată în tabelul 2.1 [107].

În cele ce urmează, studiul va fi concentrat asupra pompelor centrifuge, care au cea mai mare pondere în instalațiile de pompare a apei.

Din punct de vedere *constructiv*, pompele centrifuge pot fi: cu axul orizontal sau vertical (mai rar inclinat); cu unul sau mai multe rotoare înseriate reprezentând pompe cu mai multe etaje; cu unul sau două fluxuri; cu refulare radială sau diagonală; cu sau fără stator; cu sau fără dispozitiv special de preluarea forțelor axiale etc.

Din punct de vedere al *fluidului vehiculat* pompele centrifuge sunt: pentru lichide reci sau calde; pentru lichide curate; pentru lichide conținând multe suspensii (lichide încărcate); pentru lichide corosive; pentru lichide speciale etc

Din punct de vedere al *parametrilor de funcționare* (debit -Q; înălțime de pompare-H; putere-P) sunt pompe mici, mijlocii, mari și foarte mari.

Tabelul 2.1
Clasificarea generatoarelor hidraulice

Generatoare hidraulice	Turbo pompe	Cu piston	Cu simplu sau dublu flux sau efect.
		Rotitoare	Cu angrenaje, pală oscilantă sau culisantă, cu inel de lichid etc.
		Elevatoare	Cu lanț și cupe, cu șurub, vibratoare electromagnetice.
	Pompe volumice	Centrifuge	Monoetajate, bietajate, multietajate, în simplu sau în dublu flux.
		Elicoidale	Diagonale normale sau rapide (Deriaz). Axiale normale, Kaplan, Bulb.
	Pompe speciale	De diferite tipuri, în general pentru industria chimică, minieră, hidromecanizare etc.	

Cel mai indicat criteriu de clasificare este cel al turației specifice (rapidității) pompelor. Rapiditatea raportată la putere, n_s , reprezintă turația unei pompe ideale, geometric asemenea pompei reale, astfel dimensionată, încât, la o unitate de putere să pompeze apă la o unitate de înălțime.

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{P}{\sqrt{H}}} = n P^{\frac{1}{2}} H^{\frac{5}{4}} \quad (2.2)$$

Rapiditatea n_s se calculează pentru punctul de funcționare corespunzător randamentului optim. Ea se referă numai la înălțimea de pompare corespunzătoare debitului unui rotor cu simplu flux sau unei jumătăți de debit la pompele cu dublu flux.

Rapiditatea raportată la debit, n_q , reprezintă turația unei pompe ideale, geometric asemenea pompei reale, astfel dimensionată încât la o unitate de înălțime de pompare să pompeze o unitate de debit:

$$n_q = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} = n Q^{\frac{1}{2}} H^{\frac{3}{4}} \quad (2.3)$$

Există corelația exprimată de numărul caracteristic adimensional k :

$$k = \frac{2\pi n Q^{\frac{1}{2}}}{(gH)^{\frac{3}{4}}} = \frac{n_q}{53} \quad (2.4)$$

În tabelul 2.2 se reprezintă clasificarea pompelor centrifuge după rapiditate. Importanța precizării numărului caracteristic k sau a rapidității n_q este mare deoarece toate elementele geometrice ale rotorului pompelor depind de rapiditate. Cu cât scade rapiditatea pompelor, cu atât diametrul rotorului D_2 este mai mare, iar lățimea canalelor la ieșirea din rotor scade.

Tabelul 2.2
Clasificarea pompelor centrifuge după rapiditate

Nr. crt.	Tipul pompei	n_q	n_s	K
	centrifuge	$m^{3/4} \cdot s^{-3/2}$	$kgf^{1/2} \cdot s^{-3/2} \cdot m^{-3/4}$	
1.	Ultralente	< 10	< 40	0.2
2.	Lente	10-20(15)	40-80	0.3
3.	Normale	20-40 (30)	80-160	0.6
4.	Rapide	40-80 (60)	160-320	1.2
5.	Ultrarapide (suprarapide)	80-160(100)	320-540	2.0

2.2. Parametrii de funcționare a pompelor în sistemele de ridicare a presiunii apei reci

În general, în sistemele de alimentare cu apă, agregatele de pompare aspiră apa din rezervoare special amenajate, de regulă, cu nivel liber, și o refulează fie în rezervoare cu nivel liber situate la o cota superioară sau în recipiente hidropneumatice (hidrofor), fie direct în rețeaua la care sunt racordate punctele de consum ale apei amplasate în clădiri.

În figura 2.1 este reprezentat cazul general de funcționare al unei pompe într-o instalație. Vehicularea fluidului între rezervorul de aspirație R_A și cel de refulare R_R este asigurată de pompa P care aspiră prin conducta de aspirație C_A și refulează prin conducta de refulare C_R . Prin Z_A și Z_R s-au marcat nivelele apei în cele două bazine în care presiunea este p_A și p_R . De asemenea au fost poziționate aparatele de măsură a presiunii în zona ștuțului de aspirație (1) și a celui de refulare (2).

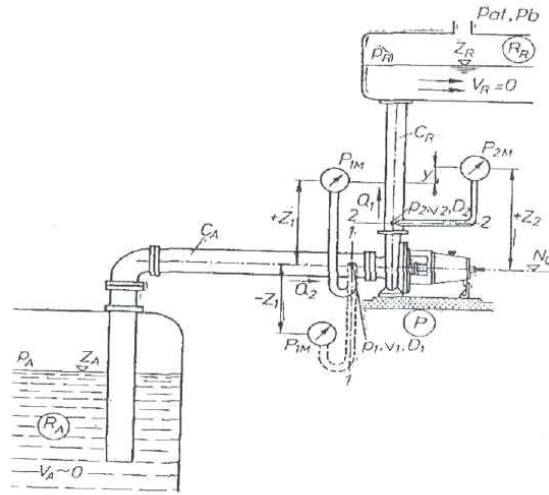


Fig.2.1 Schema generală a unei instalații de pompare [42]

Parametrii ce caracterizează funcționarea pompelor centrifuge în instalațiile hidraulice sunt: debitul, înălțimea de pompare, puterea, randamentul și turația.

A. Debitul agregatelor de pompare

Debitul de fluid ce este vehiculat de un agregat de pompare poate fi considerat [107]:

- debitul volumic refulat, Q_r (m^3/s , m^3/ora , l/s), care reprezintă cantitatea de lichid pompată în unitatea de timp și măsurată la flanșa de refulare; în acest debit nu se include fluidul consumat pentru răcirea lagărelor pompei și presgarniturilor sau cel pierdut prin neetanșeitățile garniturilor;
- debitul volumic aspirat, Q_a (m^3/s , m^3/ora , l/s), care reprezintă debitul măsurat la flanșa de aspirație a pompei;
- *debitul volumic nominal*, Q_n (m^3/s , m^3/ora , l/s), care reprezintă debitul de referință folosit la proiectarea pompei, corespunzător turației și înălțimii de pompare nominale;
- debitul volumic optim, Q_{opt} (m^3/s , m^3/ora , l/s), care reprezintă debitul corespunzător randamentului maxim când pompa funcționează la turația nominală;
- debitul maxim și minim, Q_{max} , Q_{min} , care reprezintă debitele limite la care pompa mai poate funcționa chiar în regim de lungă durată.

B Înălțimi de pompare

Sarcina pompei sau înălțimea totală de pompare H [mH_2O] reprezintă lucrul mecanic util transmis fluidului de către rotorul pompei, respectiv creșterea energiei fluidului la trecerea prin pompă între punctele (1) și (2) (v. fig.2.1).

Sarcina pompei constituie astfel diferența algebrică între înălțimea totală (relativă) la refulare H_2 și înălțimea totală la aspirație H_1 .

$$H = H_2 - H_1 = \frac{P_{2M} - P_{1M}}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + Z_2 - Z_1 \quad (2.5)$$

Înălțimea totală (relativă) la aspirație H_1 (m) reprezintă înălțimea totală relativă în secțiunea de intrare, raportată la planul de referință N_0 .

$$H_1 = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_{1M}}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 \quad (2.6)$$

Înălțimea totală (relativă) la refulare H_2 (m) reprezintă înălțimea totală relativă în secțiunea de ieșire, raportată la planul de referință N_0 .

$$H_2 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = \frac{p_{2M}}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 \quad (2.7)$$

Înălțimile manometrice la aspirația și refularea pompei $p_{1,2}$ reprezintă sarcinile măsurate în secțiunea de intrare și ieșire din pompă, raportate la planul de referință N_0 .

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_{1M}}{\rho g} + Z_1 ; \frac{p_2}{\rho g} = \frac{p_{2M}}{\rho g} + Z_2 \quad (2.8)$$

În relațiile anterioare s-au notat (v. fig. 2.1):

- P_{1M} , P_{2M} -presiunile manometrice la aspirație, respectiv la refulare ale pompei (presiunile statice relative citite la manometrele montate pe aspirația și refularea pompei);
- v_1 , v_2 -vitezele medii în secțiunea de intrare (de diametrul D_1), respectiv de ieșire (de diametrul D_2) din pompa (deoarece $\frac{\pi D_1^2}{4}$ și $\frac{\pi D_2^2}{4}$ sunt ariile secțiunilor transversale la intrare și ieșirea fluidului din pompă, rezultă $v_{1,2} = 4Q_{1,2} / \pi D_{1,2}^2$).
- Z_1, Z_2 -cotele de corecție la aspirație și refulare, reprezentând diferența între cota planului de referință al manometrelor și cota planului de referință al pompei: $\gamma = Z_2 - Z_1$
- P_1 , P_2 -presiunea la aspirația, respectiv la refularea apei

$$\frac{v_1^2}{2g} = \frac{v_2^2}{2g} \text{ înălțimile cinetice la aspirația și refularea din pompă, calculate în centrele secțiunilor de diametre } D_1 \text{ și } D_2 \text{ (când } D_1 = D_2 \text{ rezultă } v_1 = v_2).$$

C Puterea pompelor

Puterea pompelor reprezintă lucrul mecanic al pompei în unitatea de timp, consumat în vederea vehiculării debitelor:

- *puterea utilă* P_u (kW, CP, kgfm/s) este puterea transmisă de pompă lichidului vehiculat: $P_u = \gamma \cdot Q \cdot H$. În general: $P_u = kQH$ unde $k=9,81$ când P_u se exprimă în kW și $k=13,33$ când P_u se exprimă în CP;
- *puterea utilă nominală* P_{un} (kW, CP, kgfm/s) este puterea transmisă de pompa lichidului vehiculat la parametrii nominali Q_n și H_n ($P_{un} = \gamma \cdot Y \cdot Q_n \cdot H_n$);
- *puterea absorbită* P_d (kW, CP, kgfm/s) este puterea măsurată la arborele (axul)

pompei, egală cu $P_p = P_u / \eta_p$; după cum se consideră Q și H , rezultă P_{nr} , P_{opt} , P_{max} și P_{min} ;

- *puterea absorbită de pompă la debit zero* sau puterea la mersul în gol, P_o .
- *puterea motorului de antrenare*, P_m (kW) este puterea necesară la cuplajul

angrenajului: $P_m = \frac{k Q_{\max} H_{\max}}{\eta_p \eta_t} k_1$ în care Q_{\max} , H_{\max} reprezintă debitul și înălțimea de

pompă corespunzătoare puterii maxime absorbite (de regulă, punctele extreme ale domeniului de funcționare), k_1 - coeficient de siguranță introdus în scopul de a elimina supraîncărcarea motorului de acționare ca urmare a schimbării condițiilor de funcționare, $k_1=1,00 \div 1,05$ pentru puteri sub 200 kW și $k_1=1,05 \div 1,50$ pentru puteri mai mari [43] iar η_t , este randamentul transmisiei (la cuplarea directă, $\eta_t = 1,0$).

D. Randamentul pompelor

Randamentele pompei pot fi:

- η_p - *randament global*, care este raportul între puterea utilă și cea absorbită la un anumit regim de funcționare (când regimul este nominal $\eta_p = \eta_n$, iar când parametrii Q, H au valorile din tema de proiectare $\eta_p = \eta_{\max}$);

$$\eta_p = \frac{P_u}{P} = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h = 0,7 - 0,95 \quad (2.9)$$

- η_m - *randamentul mecanic*, care ține seama de pierderile mecanice ΔP_m , datorită frecărilor din lagăre și din cutiile de etanșare la trecerea arborelui prin carcasă (se mai adaugă pierderi datorită frecărilor părților rotitoare cu aerul înconjurător sau cu fluidul pasiv):

$$\eta_m = \frac{P - \Delta P_m}{P} = 1 - \frac{\Delta P_m}{P} = 0,85 - 0,99 \quad (2.10)$$

- η_h - *randamentul hidraulic*, care ține seama de pierderile hidraulice ΔH prin pompă, datorită frecărilor dintre fluid și pereții canalelor de curgere și dintre particulele de fluid pe tot traseul, de la intrarea în pompă la ieșirea din pompă:

$$\eta_h = \frac{H_t - \Delta H}{H_t} = 1 - \frac{\Delta H}{H_t} = 0,72 - 0,95 \quad (2.11)$$

Deoarece η_h este cel mai important, pentru evaluarea lui se recomandă relațiile:

$$\eta_h = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_a - 0,172)^2}; \quad \eta_h = 1 - \frac{0,42}{\left(\lg k_3 \sqrt{\frac{Q}{n}} - 0,172 \right)^2}; \quad (2.12)$$

în care D_a (m) reprezintă diametrul de aspirație al pompei, cunoscut sau calculat prin evaluarea lui $k=f(n_s)=4-9$ și cunoscând Q (m³/s) și n (rot/min);

• η_v - randamentul volumic (volumetric), care ține seama de pierderile de debit ΔQ la presetupe și în special de reântorcerea unei părți din debit prin pompă, din zona refulării către zona aspirației:

$$\eta_v = \frac{Q_1 - \Delta Q}{Q_1} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_1} = 0,9 - 0,99 \quad (2.13)$$

E. Turația pompei

Pompele fiind antrenate în general de motoare electrice, turația rezultă din relația:

$$n = s \frac{60f}{p} \text{ (rot / min)}, \quad (2.14)$$

în care: f- frecvența curentului în rețea; s-coeficientul de alunecare în funcție de tipul de motor (la motoare sincrone s=1, iar la cele asincrone s<1); p- numărul perechilor de poli ai motorului.

Se consideră turație nominală n_{nom} , turația pentru care a fost proiectată pompa.

2.3. Curbele caracteristice de funcționare a pompelor centrifuge

2.3.1. Caracteristicile teoretice de funcționare $t_{\infty}=f(Q)$, ale rotorului ideal ($z=\infty, s=0$).

Considerând intrarea fluidului în rotor ca fiind ortogonală $\alpha_1=90^\circ$ și $v_{u1}=0$, triunghiul de viteze la ieșire se modifică odată cu variația debitului Q (unghiul $\beta_2=const.$, păstrează direcția lui (ω_2 modificându-se corespunzător v_{m2} așa cum rezultă din relația de continuitate aplicată secțiunii de ieșire).

În figura 2.2 au fost notate cu indicele x elementele triunghiului de viteze la ieșirea din rotorul pompei, corespunzător debitului Q_x . Cunoscând relația ce exprimă sarcina rotorului de forma:

$$H_{t\infty} = \frac{v_{u2x} u_2}{g} \quad (2.15)$$

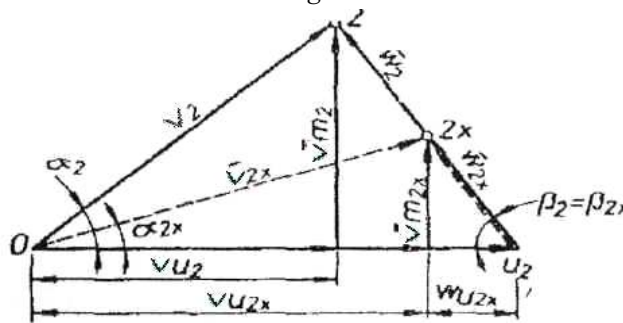


Figura 2.2 Modificarea triunghiului de viteze corespunzător ieșirii din rotorul unei pompe centrifuge la variația debitului

iar din legea de continuitate aplicată pentru ieșire:

$$v_{m2} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2}; v_{m2x} = \frac{Q_x}{\pi D_2 b_2} \quad (2.16)$$

rezultă:

$$H_{t\infty x} = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{Q_x}{\pi D_2 b_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right) = A - BQ \operatorname{ctg} \beta_2 \quad (2.17)$$

$$H_{t\infty x} = A - BQ_x$$

deoarece din triunghiul de viteze rezultă $v_{u_{2x}} = u_2 - w_{u_{2x}}$, $w_{u_{2x}} = v_{m_{2x}} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2$ iar $u_2 = \text{const}$, când se presupune D_2 și n constante.

Expresia (2.17) arată că sarcina teoretică $H_{t\infty}$ variază linear cu debitul așa cum s-a reprezentat în figura 2.3. Pantele dreptelor sunt diferite după cum unghiul $\beta_2 < 90^\circ$.

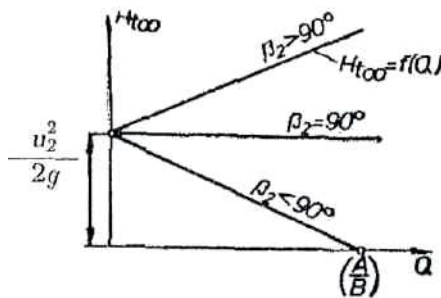


Figura 2.3 Curbe de sarcină $H_{t\infty} = f(\beta_2, Q)$ pentru pompe centrifuge cu $n = \text{const.}$ și $D_2 = \text{const.}$, având modelul de rotor ideal

Sarcina la mersul în gol este $H_{0(t\infty)} = A = \frac{u_2^2}{g}$, iar în debitul corespunzător lui

$H = 0$, este $Q = A/B$. Deoarece în cazul pompelor centrifuge $\beta_2 < 90^\circ$, pentru $D_2 = \text{constant}$ și alegând turația drept parametru, ecuația curbei caracteristice devine (2.18) și este reprezentată grafic în figura 2.4:

$$H_{t\infty} = A(n^2) - B(n)Q_x \quad (2.18)$$

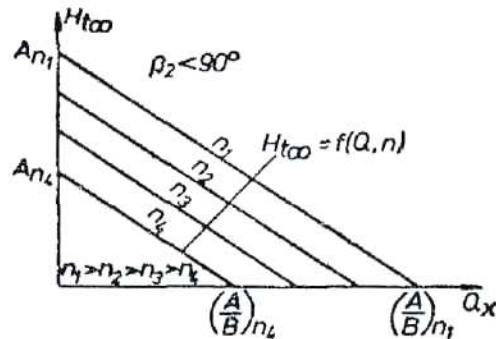


Figura 2.4 Curbe de sarcina $H_{t\infty}=f(\beta_{n2}, Q)$ pentru pompe centrifuge cu $D_2=\text{const.}$ și $\beta_2 < 90^\circ$, având modelul de rotor ideal

2.3.2. Caracteristicile teoretice de funcționare $H_t=f(Q)$, ale rotorului semi real ($z \neq \infty, s=0$).

După cum s-a arătat, numărul finit de pale ($z \neq \infty$) reduce sarcina rotorului

$H_{tx} = \frac{1}{1+p} H_{t\infty x}$ și în acest caz rezultă relația:

$$H_{tx} = \frac{u_2}{g(1+p)} \left(u_2 - \frac{Q_x}{\pi D_2 b_2} \text{ctg} \beta_2 \right) = A^* - B^* Q_x \quad (2.19)$$

asemănătoare cu (2.18) în care $A^*, B^*=A,B/(1+p)$. În cazul rotorului cu ($z \neq \infty$) va rezulta pentru $H=0$ aceeași valoare a debitului ca în cazul precedent, $Q=A/B$, modificat fiind

$$H_0(n)=A/(1+p) = \frac{u_2^2}{g(1+p)}. \quad (2.20)$$

2.3.3. Caracteristicile teoretice de funcționare $H=f(Q)$, ale rotorului real ($z \neq \infty, s \neq 0, h_r \neq 0$).

Pentru a determina curba de funcționare $H=f(Q)$ în cazul unui rotor real, trebuie ținut seama de pierderile de sarcină hidraulice ce iau naștere în rotor deoarece sarcina este:

$$H_x = H_t - \sum h_r \quad (2.21)$$

S-a constatat teoretic că aceste pierderi cuprind:

- - h_{r1} -pierderi de sarcină locale și lineare datorate frecării fluidului cu pereții canalului rotorului $h_{r1}=M_1 Q^2$;
- - h_{r2} -pierderi de sarcină numite prin șoc hidraulic, atât la intrarea cât și la ieșirea fluidului din rotorul pompei, deoarece vitezele $w_{1,2}$
- "spală palele" numai pentru $Q=Q_c$ al pompei. În afara regimului de calcul $h_{r2} \neq 0$, de forma $h_{r2}=L+NQ+M_2 Q^2$.

Expresia pierderilor de sarcină totale Σh_r se obține prin însumarea analitică sau grafică:

$$\Sigma h_r = h_{r1} + h_{r2} = L + MQ + (M_1 + M_2)Q^2 \quad (2.22)$$

În figura 2.5 se evidențiază $h_{r2} = 0$ pentru $Q_{\text{șoc}} = Q_C$, respectiv $h_{r2} = L$ la debit $Q = 0$.

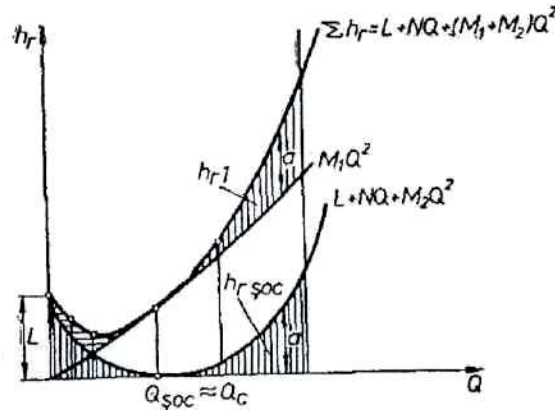


Fig.2.5 Determinare prin metoda grafică a pierderilor hidraulice de sarcină totale în rotorul unei pompe centrifuge

Considerând ca mai înainte $D_2 = ct$ și $n = ct$, relația (2.22) devine (2.23) în care a, b, c sunt coeficienți constanți:

$$H_x = \frac{1}{1+p} (A - BQ_x) - \left[L + NQ_x + (M_1 + M_2)Q_x^2 \right] ; \quad (2.23)$$

$$H_x = a + bQ_x + cQ_x^2$$

Expresia (2.23) reprezintă forma analitică de variație a sarcinii unei pompe cu debitul acesteia sau caracteristica internă principală. În figura 2.6 s-a obținut $H = f(Q)$ prin scăderea grafică a pierderilor de sarcină Σh_r din sarcina rotorului semi real $H_t = f(Q)$.

Caracteristica internă principală din figura 2.6 are forma unei parabole cu vârful în sus, realizând H_{max} în primul cadran și H_0 pentru $Q = 0$.

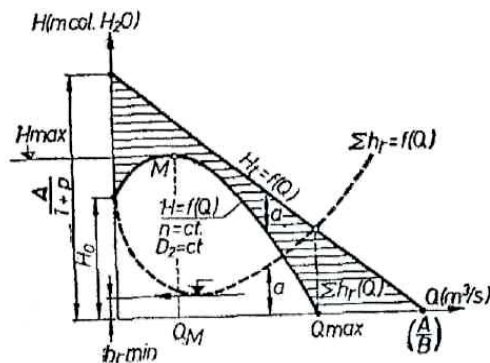


Fig.2.6 Caracteristica $H = f(Q)$ pentru o pompă centrifugă obținută grafic din $H_t - \Sigma h_r$, cu $D_2 = \text{const.}$, $n = \text{const.}$ și $\beta_2 < 90^\circ$

Când în relația (2.23) variază alternativ turația (sau diametrul rotoric) sarcina pompei se exprimă astfel:

$$H_x = a \cdot n_x^2 + b \cdot n_x \cdot Q_x + c \cdot Q_x^2 \quad (2.24)$$

Reprezentarea grafică se arată în figura 2.7; parabola OM din figura 2.7 a unește punctele de H_{\max} ale familiei de curbe și reflectă proprietatea de congruență a caracteristicilor.

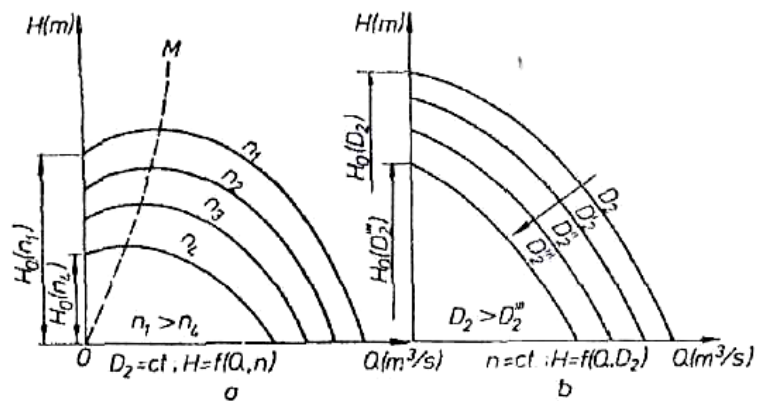


Fig.2.7 Caracteristica de sarcină pentru pompe centrifuge cu $\beta_2 < 90^\circ$
 a- $H=f(Q, n)$ cu $D_2 = \text{const.}$; b- $H=f(Q, D_2)$ cu $n = \text{const.}$

2.3.4. Caracteristicile teoretice de randament și putere ale pompelor centrifuge.

a. *Caracteristicile randamentului.* Când se considera fluidul ca ideal, pierderile hidraulice prin rotor sunt nule și randamentul hidraulic $\eta_h = 1$.

În cazul fluidelor reale rezultă randament global maxim pentru debitul optim; în afara acestui regim randamentul scade. Se arată că pentru $n = \text{const.}$ și $D_2 = \text{const.}$ pot fi reperate pe curba de funcționare a unei pompe două perechi de valori (Q, H) , pentru care randamentul are aceeași valoare. În figura 2.8 au fost prezentate pentru o pompă centrifugă $H_t = f(Q)$, $H = f(Q)$ și P_1, P_2 -puncte de funcționare la intersecția caracteristicii $H = f(Q)$ cu o rază ce trece prin $Q^* = A/B$.

Exprimând randamentul ca raportul $\eta_h = H / H_t$, rezultă în punctele P_1 și P_2 :

$$\eta_h(P_1) = \frac{H(P_1)}{H_t(P_1)}; \eta_h(P_2) = \frac{H(P_2)}{H_t(P_2)} \quad (2.25)$$

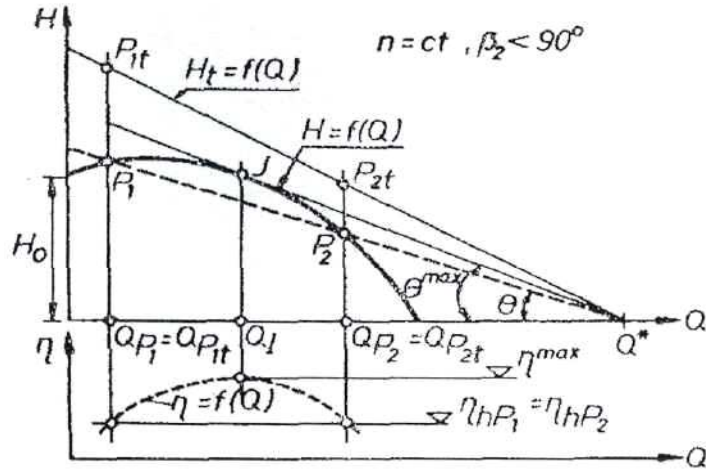


Figura 2.8 Curbe de randament pentru pompe centrifuge, elemente pentru evidențierea egalității $\eta_{p1} = \eta_{p2}$

Din asemănarea triunghiurilor cu vârful în Q^* rezultă $\eta_h(p_1) = \eta_h(p_2)$, ceea ce arată că în punctele P_1 și P_2 pompa funcționează cu același randament. În figura 2.9 se evidențiază modul cum se construiește curba $\eta = f(Q)$ la o pompă centrifugă cu n și D_2 constante. Randamentul maxim η_{max} corespunde punctului I în care raza călătoare A este tangentă la caracteristica pompei; parabola OM din figura 2.9 constituie parabola randamentelor maxime. Se constată experimental că la debite Q_{max} și Q_{min} parabolele OM se închid, formând elipse deformate cu $\eta = const.$ care reprezintă curbe de randament

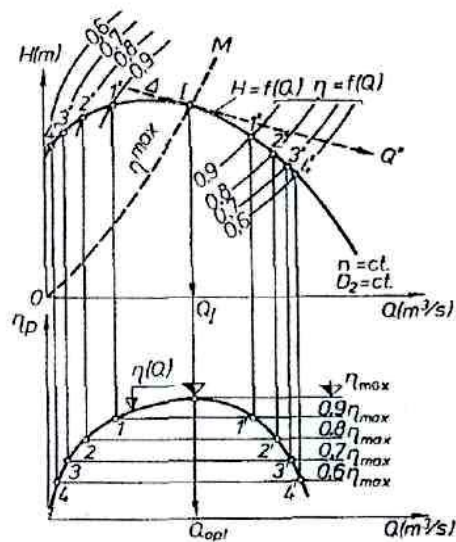


Fig.2.9 Modificarea curbelor de randament pentru o pompă centrifugă la variația debitului în limite largi

b. Caracteristica puterii. În cazul rotorului ideal ($z=\infty$ și $s=0$) deoarece $H_{T\infty} = A - B \operatorname{ctg} \beta_2 Q_x$, iar relația de definiție a puterii este $P_{T\infty} = \gamma Q H_{T\infty}$, rezultă relația (2.26) reprezentată grafic în figura 2.10.a:

$$P_{T\infty} = A Q_x - B Q_x^2 \operatorname{ctg} \beta_2 \quad (2.26)$$

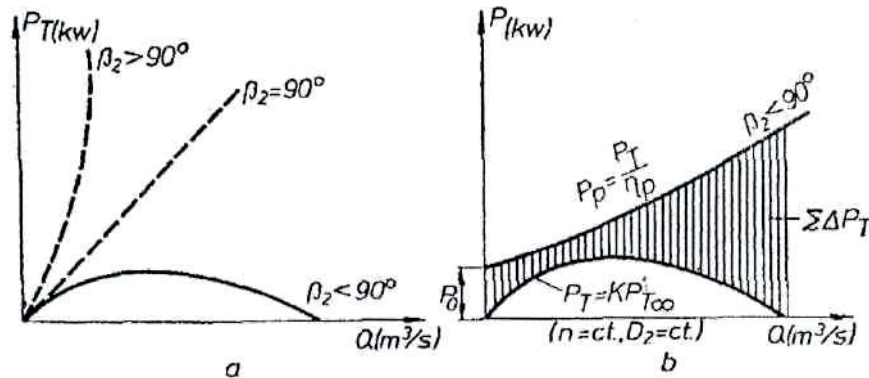


Fig.2.10 Curbe de putere pentru pompe centrifuge:
a-cazul modelului de rotor ideal;
b-cazul rotorului real cu $n=\text{const.}$, $D_2=\text{const.}$ și $\beta_2 < 90^\circ$

Pentru real $z \neq \infty$ și $s \neq 0$ cu $\beta_2 < 90^\circ$ se poate exprima $P_D = P_r + \sum \Delta P_D$ sau $P_p = P_T / \eta_p$, în care $\sum \Delta P_D$, reflectă puterea corespunzătoare pierderilor hidraulice volumice și mecanice, iar η_p reprezintă randamentul global al pompei.

Cu aceste precizări curba de putere capătă forma din figura 3.4.9 b, crescătoare cu debitul pompei și având P_0 -puterea de mers in gol.

După cum se observă, puterea la mersul în gol a unei pompe centrifuge este diferită de puterea oricărui regim de funcționare. Valoarea puterii P_0 este cu atât mai mică cu cât rapiditatea este mai scăzută și crește cu acestea. Pentru a nu solicita prea mult motorul de antrenare în momentul pornirii, pompele centrifuge se vor porni cu vana de pe conducta de refulare închisă.

În urma încercărilor de laborator sau industriale s-a stabilit ca asupra formei de variație H , P , $\eta_p = f(Q)$, o mare influență are rapiditatea pompei. Spre exemplu, cât privește randamentul, acesta poate fi exprimat prin relația:

$$\eta_p = \frac{1 - \frac{\log 0,42}{(\log D_0 - 0,172)^2}}{(1 + 0,68 n_s^{-3})(1 + 820 n_s^{-2})} \quad (2.27)$$

2.3.5. Caracteristica universală (topograma) unei pompe centrifuge

Caracteristica universală a unei pompe centrifuge se obține trasând în același grafic curbele caracteristice, după procedeul ilustrat în figura 2.11.

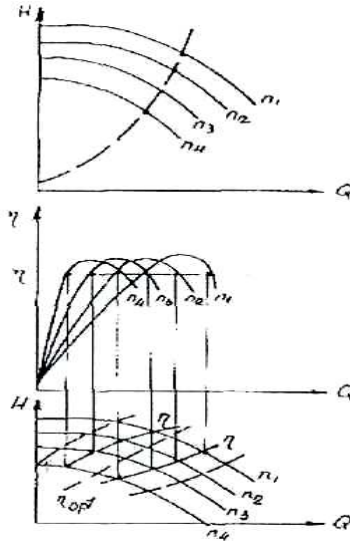


Fig.2.11 Procedul de trasare grafică a caracteristicii universale a pompei centrifuge

Dacă la trasarea diagramei universale, se folosesc coordonate rectangulare in valori relative, se obține topograma pompei centrifuge (fig. 2.12).

Se recomandă funcționarea pompei în zona patruleului curbiliniu, Ω , deoarece exploatarea va fi făcută la parametrii optimi, in așa fel încât, în tot timpul funcționării, randamentul pompei să nu coboare sub o anumită limită, această limită stabilindu-se de la caz la caz de către proiectant, având la bază criteriul economic pentru construcția pompei, precum și cel de economisire a energiei.

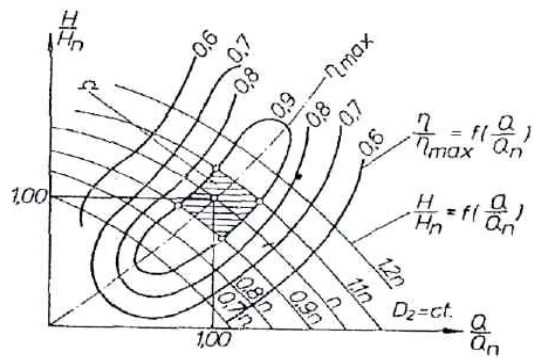


Fig.2.12 Topograma de funcționare a unei pompe centrifuge

Concluzii finale

Elementele fundamentale prezentate în acest capitol sunt necesare în procesul de optimizare funcțional - energetică a sistemelor locale și zonale de ridicare a presiunii apei reci.

Capitolul 3. FUNCȚIONAREA ANSAMBLULUI POMPĂ-REȚEA ÎN SISTEMELE DE RIDICARE A PRESIUNII APEI RECI

3.1 Funcționarea pompelor în instalațiile hidraulice

3.1.1. Noțiuni preliminare

Studiul funcționării ansamblului pompă-rețea, în regim de mișcare permanentă a apei, (numit și regim normal și stabilizat), presupune egalitatea între debitul pompat și cel preluat de conductă, ca și egalitatea între energia specifică transmisă apei de către pompă (înălțimea de pompare) și cea necesară pentru vehicularea apei prin conducte, între secțiunea de aspirație și cea de refulare, respectiv de la o cotă energetică inferioară, la una superioară.

În figura 3.1 se consideră un caz general de funcționare a unei pompe într-o rețea.

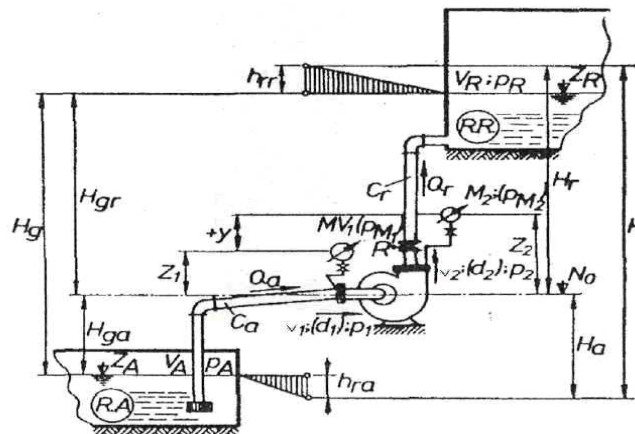


Fig. 3.1. Semnificația parametrilor la funcționarea unei pompe în instalație [42]

Obișnuit se fac următoarele notații:

$v_{A,R}$	viteza la suprafața fluidului în bazinele de aspirație și refulare;
$p_{A,R}$	presiunea în bazinele de aspirație și refulare;
$Z_{A,R}$	cotele suprafeței apei în cele două bazine (față de un plan referință și arbitrar ales);
C_a, r	circuitul de aspirație și refulare al pompei;
$v_{1,2}$	vitezele medii ale fluidului corespunzător intrării și ieșirii din pompă în axele flanșelor de aspirație și refulare;
$d_{1,2}$	diametrul ștuțurilor la flanșele de aspirație și refulare ale pompei

No	plan de referința la cota Z_{N0} ce trece prin axa pompei;
MV1	manovacuummetru montat în zona ștuțului de aspirație, având cadranul cu Z_1 peste planul de referință considerat în axul pompei (No);
M2	manometru montat în zona ștuțului de refulare al pompei având cadranul cu Z_2 mai sus față de planul No;
Qr	debitul refulat (debitul pompat efectiv);
$h_{ra \rightarrow rr}$	pierderile de sarcină locale și lineare pe circuitul de aspirație al pompei, respectiv refulare aspirație al pompei, respectiv refulare;
$H_{ga} = Z_{N0} - Z_A$	înălțimea geodezică pe aspirație;
$H_a = H_{ga} + h_{ra}$	înălțimea de aspirație (sau dinamica pe aspirație);
$H_{gr} = Z_R - Z_{N0}$	înălțimea geodezică pe refulare;
$H_r = H_{gr} + h_{rr}$	- înălțimea de refulare (sau dinamica pe refulare);
$H_g = H_{ga} + H_{gr}$	înălțimea geodezică totală ($H_g = z_R - z_A$);

$$H_{ST} = H_g + \frac{p_R - p_A}{\rho g} \text{ - înălțimea statică de pompare când } p_A = 0 \text{ rezultă}$$

$$H_{ST} = H_g + \frac{p_R}{\rho g}, \text{ fiind } \rho g \Delta H = p_R \text{ - denumită presiune de serviciu;}$$

H- sarcina pompei sau înălțimea totală de pompare ce reprezintă lucrul mecanic util transmis unității de greutate de fluid.

Ecuatia lui Bernoulli pe o linie de curent între două puncte situate pe suprafața apei din cele două bazine (considerând și energia imprimată fluidului de către pompă) se scrie:

$$\frac{p_A}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_A^2}{2g} + z_A = \frac{p_R}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_R^2}{2g} - H + h_{rA-R} \quad (3.1)$$

în care h_{rA-R} reprezintă pierderile de sarcină totale pe întreg circuitul de la aspirație la refulare, iar $\alpha_{1,2}$ coeficienții Coriolis.

În regimul de funcționare stabilizat cu $V_A \approx V_R$ rezultă ecuația (3.2) ce constituie caracteristica rețelei de pompare, denumită și caracteristica externă a agregatului de pompare:

$$H = \frac{p_R - p_A}{\rho g} + H_g + \sum_A \frac{R}{A} h_r = H_{ST} + \sum_A \frac{R}{A} h_r \quad (3.2)$$

Deoarece la stațiile de bază și repompare $p_A = p_R = p_{atm}$ iar $\sum_A \frac{R}{A} h_r = MQ^2$,

(M fiind modulul de debit) se poate scrie relația (3.3), care reprezintă o altă formă a caracteristicii conductei

$$H = H_c = H_g + MQ^2 \quad (3.3)$$

Când $M = \text{const.}$, ecuația (3.3) reprezintă ecuația unei parabole. În general, modulul de debit M este funcție și de regimul de curgere, deoarece

$$M = f \left[\lambda \left(\text{Re}, \frac{\Delta}{D} \right) \right]. \quad (3.4)$$

Deoarece practic pe rețelele de pompare regimul de curgere se apropie de cel turbulent rugos, rezultă $X = \text{const}$, și se poate considera $M = \text{const}$.

Deoarece înălțimea de pompare, sau sarcina pompei H , reprezintă diferența algebrică dintre înălțimile totale de sarcină la refulare H_2 și H_1 pe aspirație, se poate exprima:

$$\begin{aligned} H = H_2 - H_1 &= \frac{p_{M2} - p_{M1}}{\rho g} + z_2 - z_1 + \frac{v_c^2 - v_1^2}{2g} = \\ &= H_{M2} - H_{M1} + \frac{v_c^2 - v_1^2}{2g} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \end{aligned} \quad (3.5)$$

în care:

$H_{1,2}$ sunt sarcini totale pe aspirație și refularea pompei;
 $p_{M1,2}$ presiunile manometrice indicate de aparatele de măsură montate pe aspirație și refulare;
 $p_{1,2}$ presiunile statice relative în punctele de priză la cota planului N_0 ale aspirației și refulării.

$$p_1 = p_{M1} + \rho g z_1; \quad p_2 = p_{M2} + \rho g z_2 \quad (3.6)$$

Deoarece la funcționarea ansamblului pompă-rețea $H_c = H_p$, pentru cazul cel mai general cu $y = z_2 - z_1$ rezultă:

$$\frac{p_R - p_A}{\rho g} + H_g + \sum_A^R h_r = \frac{p_{M2} - p_{M1}}{\gamma} + y + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (3.7)$$

Dacă se cunoaște analitic caracteristica de funcționare a pompei de forma $H_p = H_0 + K_1 Q + K_2 Q^2$ și caracteristica conductei $H_c = H_e + M Q^2$, debitul ansamblului pompă-rețea rezultă prin rezolvarea ecuației:

$$H_0 + K_1 Q + K_2 Q^2 = H_g + M Q^2; (K_2 - M) Q^2 + K_1 Q + (H_0 - H_g) = 0 \quad (3.8)$$

Expresia $\sum_A^R h_r = M Q^2$, reprezintă toate pierderile de sarcină lineare și

locale pe rețea:

$$\sum_A^R h_r = \sum \frac{\lambda_i L_i}{D_i} \frac{v_i^2}{2g} + \sum \xi_i \frac{v_i^2}{2g} \quad (3.9)$$

Deoarece $Q = \frac{\pi D_i^2}{4} v_i$ relația (3.9) devine:

$$\sum h_r = 0,0825 \left(\sum \frac{\lambda_i L_i}{D_i^5} + \sum \frac{\xi_i}{D_i^4} \right) Q^2 = M Q^2 \quad (3.10)$$

in care $M = 0,0825 \left(\sum \frac{\lambda_i L_i}{D_i^5} + \sum \frac{\xi_i}{D_i^4} \right)$ este expresia modulului de debit

sau de rezistență.

De multe ori se exprimă pierderile locale de sarcină prin echivalarea lor cu pierderi lineare de sarcină la o conductă a cărei lungime este denumită "lungime echivalentă".

Lungimea echivalentă corespunde deci unei lungimi de conductă ce determină o scădere de presiune egală cu cea datorată pierderilor locale din conducta reală.

Valoarea lungimii echivalente rezultă din relația:

$$\sum \xi \frac{v^2}{2g} = \lambda \frac{L_e}{D} \frac{v^2}{2g} = L_e \frac{D}{\lambda} \sum \xi \quad (3.11)$$

Când pe rețeaua de conducte există un organ obturator (R din figura 3.1), prin manevrarea acestuia caracteristica se schimbă, urmare a modificării modulului de debit M.

Obișnuit, caracteristica $H_c = f(Q)$, se reprezintă ca în figura 4.2.2 a,b. Un caz particular îl reprezintă rețelele cu MQ^2 foarte mic și atunci $H_c = H_g$; în asemenea caz, rețeaua este considerată ideală.

Sunt cazuri când $H_g = 0$ și atunci $H_c = MQ^2$, reprezentarea caracteristicii conductei (1) fiind făcută în figura 3.2 c. Câteodată, $H_g < 0$ și atunci caracteristica conductei este reprezentată prin curba 2 din figura 3.2 c.

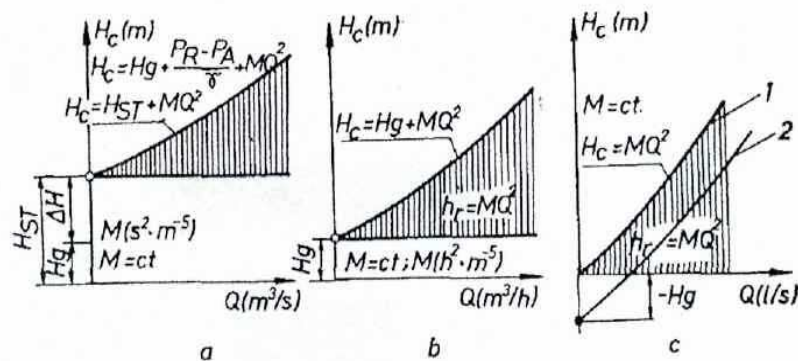


Fig. 3.2. Diferite forme ale caracteristicilor rețelelor de pompare:
 a-rețea cu înălțime geodezică pozitivă și sarcină de serviciu ΔH ; b- rețea cu înălțime geodezică pozitivă $\Delta H = 0$; c- rețea fără înălțime geodezică(1) sau cu înălțime geodezică negativă(2)

3.1.2. Determinarea punctului de funcționare al instalației de pompare.

Dacă se reprezintă pe același grafic în coordonate (QH), atât curba caracteristică de sarcină a pompei, cât și curba caracteristică a rețelei de pompare, ca în figura 3.3, punctul de funcționare F al instalației de pompare se obține la intersecția celor două curbe. Coordonatele punctului de funcționare F sunt: $Q_F=Q_p$ și $H_F=H_p=H_c$. Corespunzător punctului F, deci debitului Q_F , rezultă randamentul și puterea η_F și P_F (inclusiv NPSH), cum se arată în figura 3.3

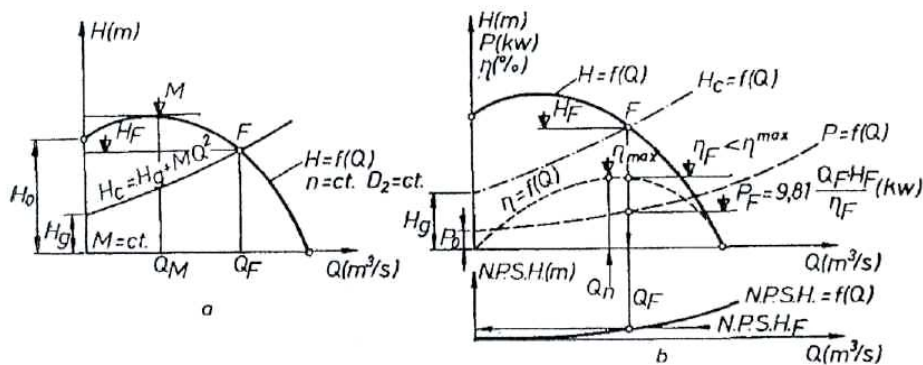


Fig. 3.3. Analiza funcționării unei pompe centrifuge cu $n=const.$ și $D_2=const.$, pe o rețea cu $H_c=H_g+MQ^2$; a- curbe $H(Q)$; b- curbe $P, NPSH, \eta_p = f(Q)$

Agregatul de pompare consumă de la rețea, prin motorul electric de acționare, o putere P_F^* mai mare decât puterea P_F corespunzătoare punctului de funcționare F (v. fig. 3.3), dat fiind randamentul de funcționare al motorului electric η_{me} .

$$P_F^* = \frac{P_F}{\eta_{me}} = \frac{gQ_F H_F}{\eta_{me} \eta_{P_F}} \quad (3.12)$$

Energia specifică e_H este energia consumată pentru pomparea unei unități de debit Q , la înălțimea de pompare H .

Dacă se raportează puterea electrică consumată de motor la debitul pompat de agregat rezultă consumul de putere pentru pomparea unei unități de debit la o sarcină de pompare H ; exprimând acest raport pentru $t=1$ ora rezultă energia specifică e_H [kWh/m]:

$$e_H = \frac{P_F^*}{Q_F} = \frac{gQ_F H_F}{\eta_{me}\eta_{P_F} Q_F} = k \frac{H_F}{\eta_{me}\eta_{P_F}}; \quad e_H = k \frac{H_g}{\eta_{me}\eta_{P_F}\eta_{he}} \quad (3.13)$$

unde:

$$Q(\text{m}^3/\text{s}) \text{ iar } k = \frac{g}{3600}$$

În relația (3.13) se obține e_H [kWh/m^3] când se exprimă H [mH_2O]

În exploatare este util a exprima *energia specifică unitară*, care reprezintă consumul de energie pentru unitatea de volum apă pompată la sarcina $H=1\text{mH}_2\text{O}$:

$$e_u[\text{kWh}/\text{m}^3 \cdot \text{m}] = \frac{e_H}{H_F} = \frac{k}{\eta_{me}\eta_{P_F}} [\text{kWh}/\text{m}^3 \cdot \text{m}] \quad (3.14)$$

Deoarece raportul $\frac{H_g}{H_F} = \eta_{he}$ reprezintă randamentul hidraulic al rețelei, se

poate exprima e_u^* ca energia specifică instalației pentru o înălțime geodezică dată:

$$e_u^* = \frac{e_H}{H_g} = \frac{k}{\eta_{P_F}\eta_{he}\eta_{me}}, \quad [\text{kWh}/\text{m}^3 \cdot \text{m}] \quad (3.15)$$

Rezultă din relația (3.15) că energia specifică e_u^* reprezintă inversul randamentului total al instalației și este cu atât mai mică cu cât η_{P_F} , η_{he} și η_{me} au valori mai ridicate.

Această mărime poate fi folosită ca indice de comparație a consumurilor de energie aferente instalațiilor de pompare cu parametri funcționali diferiți.

3.2. Stabilitatea funcționării ansamblului pompă – rețea

Din totalitatea punctelor de funcționare F , numai unele sunt admise și anume cele ce se găsesc pe ramura stabilă de funcționare a pompei. Se analizează stabilitatea funcționării sistemului pompă-rețea, reprezentat în figura 3.4, în care pompa P are caracteristica $H = f(Q)$ cu punctul de maxim în primul cadran (corespunzător lui $Q_M H_M$), iar caracteristica rețelei este $H_c = H_g + MQ^2$. Se admite un consumator racordat la rezervorul de refulare (acumulare) R ce necesită un debit Q_c .

Sistemul pompă-rețea cu clapetă de reținere (CR) funcționează stabil, dacă la apariția unor mici perturbații punctul de funcționare F_1 execută oscilații în vecinătatea poziției inițiate și apoi revine.

Dacă după dispariția perturbațiilor punctele de funcționare tind a se depărta față de poziția inițială, funcționarea este instabilă. Totalitatea punctelor de funcționare stabilă formează *ramura stabilă* a curbei de funcționare, iar totalitatea

punctelor de funcționare instabilă, ramura instabilă de funcționare a pompei.

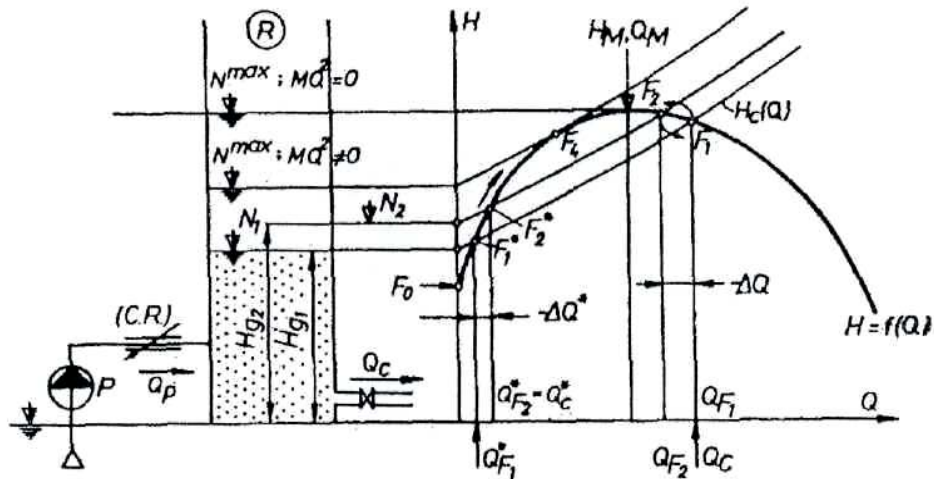


Fig.3.4. Grafic pentru analiza stabilității funcționării unei pompe pe rețeaua cu clapetă de reținere(CR).

Se consideră la un moment dat H_{g1} - înălțimea geodezică la refulare în rezervorul R, corespunzătoare nivelului N_1 . Debitul cerut de consumator $Q_c = Q_{F1}$ corespunde lui F_1 , la intersecția caracteristicii pompei $H = f(Q)$ cu a conductei $H_{c1} = H_{g1} + MQ^2$. Pentru a verifica stabilitatea de funcționare a ansamblului în punctul F_1 , se presupune apariția trecătoare a unei perturbații ce scade debitul la consumator cu $-\Delta Q$. Deoarece $Q_p > Q_c$, excedentul de apă se acumulează în rezervor și ca urmare nivelul în acestă crește la cota N_2 . În acest moment, caracteristica rețelei se modifică și devine $H_{c2} = H_{g2} + MQ^2$. Noul punct de funcționare este F_2 , debitul pompat având $Q_p = Q_F < Q_c$ și ca urmare în continuare scade nivelul în rezervor, deoarece acesta ajută pompa în a asigura debitul cerut de consumator. Prin scăderea nivelului, scade H_{g2} către H_{g1} și punctul F_2 revine în F_1 . Regăsindu-se situația inițială, punctul de funcționare F_1 este stabil. Raționament asemănător se face și în situația în care perturbația ar fi $+\Delta Q$. În acest mod se dovedește, existența unei inifinități de puncte F până la F_4 , deci ramura de la F_4 către dreapta, constituie ramura stabilă a curbei de funcționare a pompei. Punctul F_4 se obține translatând caracteristica conductei până devine tangentă la cea a pompei. Pentru a evidenția caracterul instabil al ramurei din stânga punctului F_4 , se presupune ipotetic F_2^* punct de funcționare a ansamblului pompă-rețea, cu $H_{c2} = H_{g2} + MQ^2$. Pentru a demonstra instabilitatea ansamblului în punctul de funcționare F_2^* (când $Q_c^* = Q_{F2}^*$) se presupune apariția unei perturbații trecătoare $-\Delta Q^*$. Debitul cerut de consumator, pe moment, este mai mic $Q_c = Q_{F2}^* - \Delta Q^*$. Deoarece $Q_p > Q_c$ excedentul de apă se acumulează în rezervorul R, nivelul crește și punctul de funcționare urcă către F_4 . În această situație la dispariția perturbației, punctul F^* se

îndepărtează de situația inițială (F_2^*). Dacă perturbația de moment ar duce la creșterea debitului consumat, atunci $Q_p < Q_c$, diferența se asigură din rezervor, H_g va scădea și de asemenea debitul pompei. Punctul de funcționare ajunge în F_1^* unde rămâne pe mai departe $Q_p < Q_c$ și tinde să se apropie de F_0 - îndepărtându-se și mai mult de F_2^* .

Cazurile analizate anterior arată că punctul F_2^* nu poate fi punct stabil de funcționare astfel că întreaga ramură F_0 - F_4 este instabilă, în mod curent, acoperitor se consideră ca zona stabilă a curbei de funcționare numai ramura din dreapta punctului M (de maxim) și instabilă din stânga evitându-se astfel funcționarea pompei în domeniul F_4 M. Situația presupune $MQ^2=0$, astfel încât pentru N_{\max} rezultă $H_c = H_M = H_g^{\max}$.

3.3. Analiza fenomenului de pompaj la funcționarea ansamblului pompă - rețea.

Când agregatul nu are prevăzută clapeta de reținere (CR) pe conducta de refulare la ieșirea din pompă, ansamblul pompă - rețea poate conlucra și la debit negativ; în acest caz, pompa funcționează în regim de frână. Pentru a analiza fenomenul de pompaj trebuie cunoscute curbele de funcționare a pompei - rețea și în cel de-al doilea cadran, corespunzător debitelor negative. Pentru rețeaua de conducte rezultă $H_c^* = H_g - \sum h_r$, iar pentru pompa caracteristică rezultă prin încercări speciale de laborator.

Exemplificarea funcționării se face pe o schemă ca în figura 3.5, pompa fiind fără clapetă pe conducta de refulare și având curba de funcționare $H_c^* = f(Q)$ în cadranul doi cunoscută.

Se presupune un debit (constant) al consumatorului $Q_c = Q_F$ oricare ar fi nivelul apei în rezervorul R. Dacă în momentul pornirii pompei nivelul apei în rezervor N_i asigură H_p , atunci punctul de funcționare este F_t , iar debitul pompei este $Q_{F1} > Q_c$. Deoarece $Q_{F1} > Q_c$, suplimentul de apă se înmagazinează în rezervor, înălțimea geodezică crește ($H_g = H_{g2}$) și punctul F_1 se deplasează spre stânga ajungând în F_2 . Corespunzător punctului F_2 rezultă $H_{g\max}$, ca fiind cel mai ridicat nivel care poate fi atins în rezervor. Dacă $H_g > H_{g2}$, se strică contactul între curbele de funcționare și funcționarea ansamblului devine imposibilă. În punctul F_2 debitul pompei Q_{F2} rămâne în continuare mai mare decât Q_c ($Q_{F2} > Q_c$) astfel că surplusul de apă ar trebui, prin acumulare în rezervor, să ridice în continuare nivelul N_2 . Deoarece pompa nu poate funcționa cu înălțimi geodezice mai mari ca $H_g^{\max} = H_{g2}$, punctul de funcționare sare brusc în F_0 în care debitul pompat este nul cu toate că $n \neq 0$. În punctul F_0 , înălțimea de pompare H_0 este inferioară lui H_{g2} și începe funcționarea ansamblului cu debite negative. Caracteristica exterioară a conductei $H_c^* = f(Q)$ și a pompei $H^* = f(Q)$ se intersectează în F_3 și începe debitul de circulate inversă Q_{F3} . În continuare, nivelul în rezervor scade, iar caracteristica rețelei se va transla corespunzător. Când se atinge nivelul N_4 (pentru care $H_g = H_{g4}$), caracteristicile devin din nou tangente în punctul F_2^* . Deoarece o scădere a nivelului în rezervor sub N_4 ar face imposibilă în continuare scurgerea inversă (contrapresiunea rezervorului fiind insuficientă), din F_2 punctul de funcționare sare în F_4 și fenomenul se reia. Un asemenea regim de funcționare reprezintă fenomenul de pompaj.

Funcționarea pompei în asemenea regim înregistrează alternativ timpi corespunzători funcționării normale și alții corespunzători perioadei de frânare.

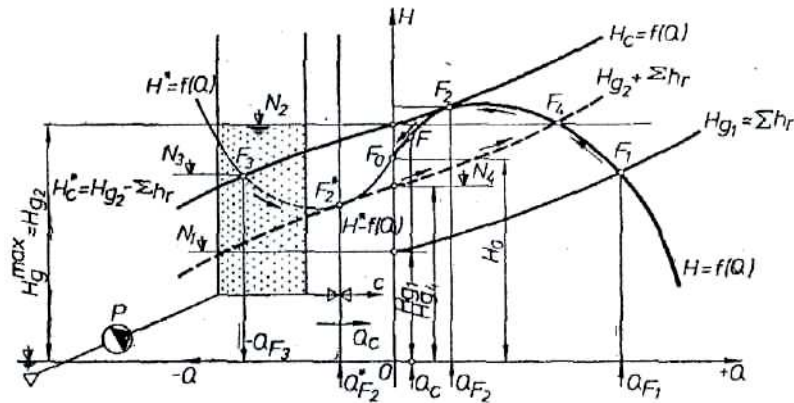


Fig. 3.5. Grafic pentru evidențierea fenomenului de pompaj a unei pompe centrifuge ce funcționează pe rețea fără clapetă de reținere.

În concluzie, funcționarea ansamblului la debite $Q < Q_{F2}$ generează fenomenul de pompaj, caracterizat prin bătaii puternice în pompă și rețea. Acceptarea unui asemenea regim de funcționare duce la avarierea rețelei, mai ales când oscilațiile în funcționarea pompei se produc cu frecvența proprie rețelei (fenomenul de rezonanță). Din această cauză se limitează Q_{\min} de funcționare a pompelor. Se evită instabilitatea prin utilizarea unor pompe cu $H_0 > H_g$ și alegând $Q_F > Q_{M_r}$ cu putere mai mare decât cel pentru care $\eta = \eta_{\max}$ (debit nominal). De asemenea, fenomenul se evită prin utilizarea unor pompe ce au zona instabilă de funcționare redusă; de exemplu, pompe cu η_a - mare și $\beta_2 < 24^\circ$.

3.4 Fenomenul de cavitație în funcționarea pompelor centrifuge

Cavitația reprezintă un fenomen hidraulic complex, care constă în general, în formarea și apoi surparea (implozia) într-un lichid în mișcare, a unor bule (cavități) de vapori și gaze, ce au luat naștere ca urmare a scăderii presiunii locale sub o valoare denumită presiune critică.

Efectele energetice nefavorabile, precum și distrugerile provocate prin cavitație în instalațiile și echipamentele de pompare, au făcut necesară determinarea unor mărimi care să caracterizeze, din punct de vedere cantitativ, incipiența și dezvoltarea fenomenului. Aceste mărimi poartă denumirea marimi caracteristice de cavitație.

În lungul unui fir fluid AOM (fig. 3.6) se consideră următoarele puncte caracteristice: A aflat pe suprafața lichidului din bazinul de aspirație; O aflat în vecinătatea admisiei apei în rotor; M punctul de presiune minimă din zona de aspirație, aflat pe paleta rotorului în vecinătatea muchiei de intrare. Luând în

considerare ca pe porțiunea AO este prezenta miscarea absolută, iar pe porțiunea OM este prezentă mișcarea relativă, prin aplicarea lui Bernoulli, între A - O respectiv O - M, se obțin:

$$Z_A + \frac{P_A}{\rho g} + \frac{v_A^2}{2g} = z_0 + \frac{P_0}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} + \sum h_{rA-0} \quad (3.16)$$

$$Z_O + \frac{P_0}{\rho g} + \frac{w_0^2 - u_0^2}{2g} = z_M + \frac{P_M}{\rho g} + \frac{w_M^2 - u_M^2}{2g} + \sum h_{rO-M} \quad (3.17)$$

Însumând relațiile (3.16) și (3.17), după reducerea termenilor asemenea, rezultă presiunea minimă din pompă sub forma

$$\begin{aligned} \frac{P_M}{\rho g} = & \frac{P_A}{\rho g} + z_A - z_M - \sum h_{rA-0} + \\ & + \frac{w_0^2 - u_0^2}{2g} - \frac{w_M^2 - u_M^2}{2g} - \frac{v_0^2}{2g} + \frac{v_A^2}{2g} - \sum h_{rO-M} \end{aligned} \quad (3.18)$$

Exprimând poziția punctului de presiune minimă ca o fracțiune din diametrul de ieșire al rotorului D_2 , printr-un coeficient a_M ($n_s < 1$) și luând în considerare înălțimea geodezică de aspirație $H_{ga} > 0$ rezultă:

$$Z_M - Z_A = H_{ga} + a_M(n_s)D_2 \quad (3.19)$$

Cum agregatul de pompare poate avea și contrapresiune pe aspirație, respectiv realizează $H_{ga} < 0$ se exprimă, în general:

$$Z_M - Z_A = \pm H_{ga} + a_M(n_s)D_2 \quad (3.20)$$

Punctul de presiune minimă M poate fi considerat și simetric față de axul rotorului, situație în care acesta are o poziție mai favorabilă din punct de vedere al evitării cavitației și din această cauză nu se ia în discuție.

Admitând că $p_A = p_{at}$, $v_A = 0$ și luând în considerare expresia (3.20) rezultă presiunea minimă din zona de aspirație a pompei (3.18), sub forma:

$$\frac{P_M}{\rho g} = \frac{p_{at}}{\rho g} \pm H_{ga} - \sum h_{rA-0} + \frac{w_0^2 - u_0^2}{2g} - \frac{w_M^2 - u_M^2}{2g} - \frac{v_0^2}{2g} - a_M D - \sum h_{rO-M} \quad (3.21)$$

Incipiența cavitației corespunde cu scăderea presiunii până la valoarea critică p_{cr} ; în scopul comparației presiunii din punctul M cu presiunea critică se introduce această marime în relația (3.19) care devine:

$$\begin{aligned} \frac{P_M - P_{cr}}{\rho g} = & \left(\frac{p_{at} - P_{cr}}{\rho g} \pm H_{ga} - \sum h_{rA-0} \right) - \\ & - \left(\frac{w_M^2 - u_M^2}{2g} - \frac{w_0^2 - u_0^2}{2g} + \frac{v_0^2}{2g} + a_M D + \sum h_{rO-M} \right) \end{aligned} \quad (3.22)$$

Reprezentând linia energetică și linia piezometrică (v. fig. 3.7) pe desfașurata firului fluid OM, se pot evidenția următoarele mărimi care caracterizează din punct de vedere cavitațional funcționarea pompei în instalația de pompare:

- înălțimea energetică netă absolută cerută de aspirație, cunoscută și notată în literatură cu $NPSH_p$ (net positive section head):

$$NPSH_p = \frac{p_0}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} - \frac{p_M}{\rho g} \quad (3.23)$$

- înălțimea energetică netă disponibilă de aspirație a pompei reprezentând $NPSH_d$:

$$NPSH_d = \frac{p_0}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} - \frac{p_{cr}}{\rho g} \quad (3.24)$$

Explicând $\frac{p_M}{\rho g}$ din (3.23) și $\frac{p_{cr}}{\rho g}$ din (3.24) după înlocuire în (3.22) rezultă:

$$\frac{p_M - p_{cr}}{\rho g} = NPSH_d - NPSH_p \quad (3.25)$$

și în continuare relațiile (3.26) și (3.27) care caracterizează din punct de vedere cavitațional funcționarea pompei în instalație:

$$NPSH_d = \frac{p_{at} - p_{cr}}{\rho g} \pm H_{ga} - \sum h_{rA-0} \quad (3.26)$$

$$NPSH_p = \frac{w_M^2 - u_M^2}{2g} - \frac{w_0^2 - u_0^2}{2g} + \frac{v_0^2}{2g} + a_M D + \sum h_{r0-M} \quad (3.27)$$

Pe baza relațiilor (3.24) și (3.22), luând în considerare (3.26) și (3.27), rezultă că la funcționarea pompei într-o stație de pompare se disting trei situații:

- $NPSH_d > NPSH_p$ ($p_M > p_{cr}$) și pompa funcționează fără cavitație;
- $NPSH_p = NPSH_d$ ($p_M = p_{cr}$), cavitațiile apar într-un singur punct, această condiție evidențiază incipiența cavitației în pompă;
- $NPSH_d < NPSH_p$ ($p_M < p_{cr}$), cavitația se extinde pe întreaga zonă în jurul punctului M.

Termenii care definesc $NPSH_d$ (înălțimea energetică netă disponibilă de aspirație), cuprinși în relația (3.26), sunt independenți de construcția pompei și funcție de condițiile de amplasare a instalației de pompare, respectiv de condițiile de amplasare ale pompei în instalație.

- p_{at} - presiunea barometrică, ce depinde de altitudinea la care este amplasată stația de pompare;

- p_{cr} - presiune critică, ce depinde de natura fluidului pompat și de temperatura de regim a instalației; în cazul apei $p_{cr} = p_v$;

- H_{ga} - înălțimea geodezică de aspirație, care depinde numai de modul de amplasare al pompei în raport cu nivelul apei din sursă. Valoarea acestui termen

este determinată de proiectantul stației de pompare. Acest termen este în același timp determinat în funcționarea fără cavitație a pompei pe durata de exploatare a stației de pompare.

Este obligatoriu în perioada de exploatare să fie respectate nivelele în bazinul de aspirație al agregatelor de pompare, deoarece nivelele minime (NA^{\min}) înseamnă N_{ga}^{\max} și deci pericol de apariție a regimului cavitațional.

h_{rA-0} - suma pierderilor hidraulice pe conducta de aspirație, dependente numai de modul în care s-a dimensionat conducta de aspirație. Acest termen este o funcție parabolică de debit și trebuie să aibă o valoare minimă.

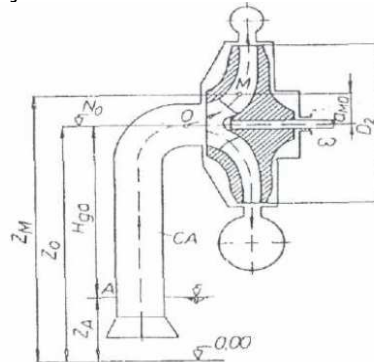


Figura 3.6. Semnificația notațiilor la analiza fenomenului de cavitație în funcționarea unei pompe centrifuge ($H_{ga} > 0$).

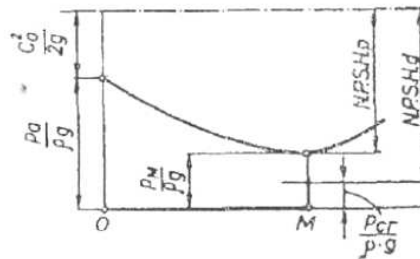


Fig. 3.7. Linia piezometrică pe desfășurata unei linii de curent OM la intrarea fluidului în rotorul pompei centrifuge

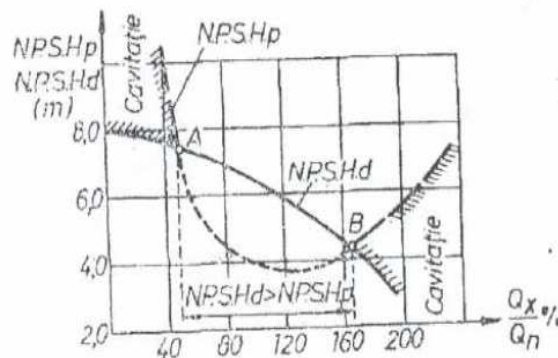


Fig. 3.8. Caracteristicile de cavitație ale unei pompe centrifuge și ale unei instalații de pompare

Din această cauză, prin proiectare vitezele în conducta de aspirație sunt limitate ($v_a=1-1,5$ m/s).

De asemenea, pentru reducerea pierderilor de sarcină se vor alege conducte de aspirație cât mai scurte, cu puține schimbări de direcție sau de diametru, și se vor evita vanele care realizează ξ_{v0} - mare. În exploatare se vor controla periodic starea de curățenie a sorburilor, a circuitului de aspirație, inclusiv se va asigura că vanele, când există, să fie permanent și complet deschise.

Pe baza celor precizate, rezultă că înălțimea energetică netă disponibilă de aspirație este o mărime caracteristică de cavitație a instalației de pompare, fiind funcție numai de factori exteriori pompei.

Înălțimea energetică netă absolută cerută de aspirație, exprimată prin relația (3.27), depinde numai de cinematica și construcția pompei. Deoarece poziția punctului de presiune minimă M nu este cunoscută și nici nu poate fi determinată cu suficientă precizie, rezultă că nici mărimile geometrice, cinematice și hidraulice aferente acestui punct nu pot fi determinate pe cale analitică sau experimentală în mod independent. Din această cauză rezultă ca necesare studiile de laborator asupra ansamblului pompei, în vederea determinării propriei mărimi caracteristice de cavitație.

Corespunzător înălțimii energetice nete disponibile de aspirație, se definește *coeficientul de cavitație al instalației sub forma:*

$$\sigma_i = \frac{NPSH_d}{H_{opt}} \quad (3.28)$$

In mod asemănător rezultă *coeficientul de cavitație al pompei:*

$$\sigma_p = \frac{NPSH_p}{H_{opt}} \quad (3.29)$$

În relațiile (3.28) și (3.29), sarcina H_{opt} reprezintă înălțimea de pompare corespunzătoare regimului optim de funcționare.

Utilizând coeficienții de cavitație, relația (3.25) devine:

$$\frac{P_M - P_{cr}}{\rho g H_{opt}} = \sigma_i - \sigma_p \quad (3.30)$$

Această relație permite, analog cu (3.25) precizarea condițiilor de funcționare fără cavitație ale pompelor în funcție de coeficienții de cavitație. Când pentru o anumită pompă nu se cunoaște valoarea σ_p , se pot utiliza valori ce rezultă pe baza unor relații semiempirice stabilite de diferiți autori:

$$\sigma_p = (2,0 - 2,3) 10^{-4} n_s^{4/3} \quad (3.31)$$

Din punct de vedere aplicativ, în proiectarea stațiilor de pompare interesează stabilirea caracteristicilor de cavitație ale instalației, în condițiile unor pompe cu caracteristici de cavitație date. Luând în considerare relația (3.30) și impunând condiția de incipiență a cavitației cu $p_M = p_{cr}$ rezultă:

$$\sigma_i - \sigma_p = 0 \quad (3.32)$$

Notând cu $H_{ga \max}$ înălțimea geodezică corespunzătoare incipienței cavitației, după înlocuirea relației (3.26) în (3.32) cu luarea în considerare a relațiilor (3.28) și (3.29) rezultă:

$$\frac{P_{at} - P_{cr}}{\rho g} \pm H_{ga \max} - \sum h_{rA-0} - H_{opt} \sigma_p = 0 \quad (3.33)$$

de unde:

$$\begin{aligned} \pm H_{ga \max} &= \frac{P_{at} - P_{cr}}{\rho g} - \sum h_{rA-0} - H_{opt} \sigma_p = \\ &= 10,33 - \frac{A(m)}{900} - \frac{P_c}{\rho g} - h_{ra} - NPSH_p \end{aligned} \quad (3.34)$$

Relația (3.34) definește înălțimea geodezică de aspirație maximă corespunzătoare incipienței cavitației. Pentru ca pompa amplasată în stația de pompare să funcționeze fără cavitație se impune ca permanent $H_{ga} < H_{ga \max}$.

Când din datele furnizorului de utilaj nu se cunoaște încă $NPSH_r$, precizarea lui H_{ga} se poate face utilizând relațiile (3.34) și (3.31), admitând pentru siguranță o majorare a coeficientului de cavitație pentru pompă cu 20-50%.

Examinând relațiile ce definesc mărimile caracteristice de cavitație (3.26) și (3.27) se evidențiază faptul că acestea sunt funcție de aceeași variabilă, respectiv debitul ansamblului pompă-rețea. Cu această observație se definesc curbele caracteristice de cavitație ale instalației, prin funcțiile $NPSH_d = f(Q)$ sau $\sigma_i = f(Q)$, luând în considerare relația (3.28). Curbele caracteristice de cavitație ale pompei se definesc prin funcțiile $NPSH_p = f(Q)$ sau $\sigma_p = f(Q)$, luând în considerare relația (3.29).

Forma acestor curbe, prin suprapunere este prezentată în figura 3.8.

Dacă se notează prin Q_x debitul la un moment dat al ansamblului pompă-rețea, pe baza curbelor caracteristice de cavitație (fig. 3.8) și a discuției efectuate în baza relației (3.25) rezultă:

- $Q_A < Q_x < Q_B$, pompa funcționează fără cavitație;
- $Q_x = Q_A$ sau $Q_x = Q_B$, pompa funcționează în condițiile de incipiență a cavitației;
- $Q_x < Q_A$ sau $Q_x > Q_B$, pompa funcționează în cavitație (deoarece $NPSH_p > NPSH_d$).

Curbele caracteristice de cavitație ale pompelor se determină pe cale experimentală în ipoteza incipienței cavitației ($NPSH_p = NPSH_d$). Incipiența cavitației și dezvoltarea acesteia este marcată prin efectul de prăbușire sau cădere bruscă a caracteristicilor energetice datorită fenomenului de cavitație.

Curbele caracteristice de cavitație ale pompelor au o deosebită importanță în proiectarea și exploatarea stațiilor de pompare, având în vedere că pe baza acestora

se poate stabili înălțimea geodezică maximă de aspirație, precum și limitele de variație a parametrilor de exploatare în condițiile funcționării fără cavitație.

În stațiile cu număr mare de agregate de pompare și conductă de refulare unică, se poate interzice funcționarea cu o singură pompă pe circuit deoarece debitul este mult mai mare ca cel de participare și atunci $NPSH_p$ crește. Datorită acestei creșteri H_{ga} trebuie micșorat corespunzător și dacă în bazinul de aspirație nu se ridică NA, pompa poate intra în regim de cavitație. Exploatarea stațiilor de pompare în regimuri de funcționare fără cavitație se poate realiza pe baza curbelor de cavitație ale instalației care se obțin prin suprapunerea caracteristicilor $NPSH_d=f(Q)$ și $NPSH_p=f(Q)$, așa cum se arată în figura 3.8. Caracteristicile de cavitație $NPSH_d=f(Q)$ pentru o instalație dată se determină experimental sau pe cale analitică, iar peste acestea se suprapun caracteristicile $NPSH_p=f(Q)$ ale pompei determinate pe cale experimentală.

Apariția cavitației în exploatarea stațiilor de pompare se poate datora unor cauze multiple care tind a strica echilibrul din relația (3.34), dintre acestea importante sunt: modificarea debitului de funcționare în limite prea largi, variația nivelului din sursă, creșterea excesivă a rezistențelor hidraulice pe conducta de aspirație.

Acești factori pot acționa în mod independent sau simultan, în sensul de apariție și dezvoltare a cavitației în funcție de tipul stației de pompare și de regimul de modificare al nivelului în sursă.

În cazul stațiilor de pompare cu nivel de aspirație constant, fără vană pe conducta de aspirație, caracteristică $NPSH_d=f(Q)$ este unică (v. fig. 3.9). Notând cu A și B punctele de intersecție ale acesteia cu caracteristica de cavitație a pompei $NPSH_p=f(Q)$ se definește domeniul de funcționare fără cavitație al stației în intervalul $Q_A < Q < Q_B$.

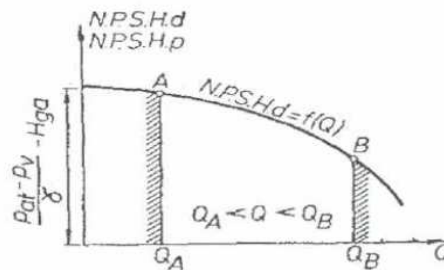


Fig. 3.9. Evidențierea domeniului de funcționare în afara regimului de cavitație pentru o instalație ce realizează $H_{ga} = \text{constant}$.

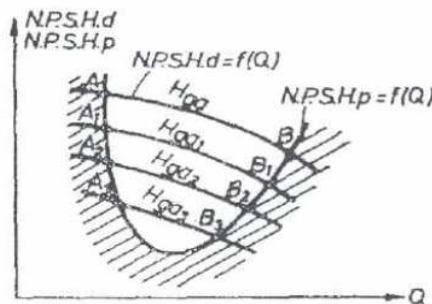


Fig. 3.10. Evidențierea domeniului de funcționare în afara regimului de cavitație pentru o instalație ce realizează $H_{ga} = \text{variabil}$.

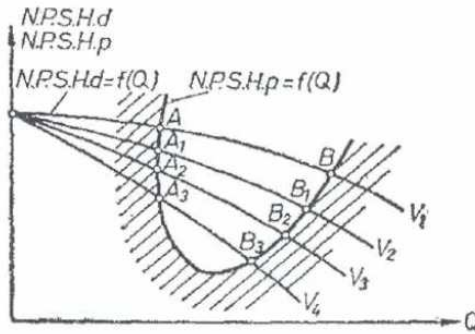


Fig. 3.11. Evidențierea domeniului de funcționare în afara regimului de cavitație pentru o instalație ce realizează $H_{ga} = \text{constant}$ și are vană pe conducta de aspirație, ξ_v – parametru

Stațiile de pompare, având nivel de aspirație variabil, fără vană pe conducta de aspirație, sunt caracterizate printr-o familie de curbe $NPSH_d = f(Q)$, al căror parametru este înălțimea geodezică de aspirație H_{ga} (v. fig. 3.10). Intersectând această familie de curbe cu caracteristica $NPSH_p = f(Q)$ a pompei, se determină domeniul de funcționare fără cavitație al stației, ca fiind cel caracterizat prin condiția $NPSH_d > NPSH_p$.

Pentru stațiile de pompare având nivel de aspirație constant $H_{ga} = \text{const}$, și cu vană pe conducta de aspirație, rezultă o familie de curbe $NPSH_d = f(Q)$, al căror

parametru îl constituie ξ_v coeficientul de pierdere al vanei, funcție de gradul de deschidere. Intersectând această familie de curbe cu caracteristica $NPSH_p = f(Q)$ a pompei, se definește domeniul de funcționare fără cavitație al stației ca în figura 3.11. Din figură rezultă că odată cu creșterea pierderilor hidraulice pe conducta de aspirație, domeniul de debite în care pompa funcționează fără cavitație se restrânge.

Utilizarea practică a curbelor caracteristice de cavitație ale instalațiilor din stațiile de pompare presupune dotarea acestora cu aparatura de măsură adecvată, pentru mărimile caracteristice energetice, precum și instruirea temeinică a personalului de exploatare. Necunoașterea acestor probleme de către personalul în exploatare au urmări dintre cele mai grave asupra agregatelor.

Concluzii finale

Testerele de durabilitate pentru pompe funcționează pe principiul măsurătorilor / determinărilor fenomenului de cavitație.

Capitolul 4. PROIECTAREA OPTIMALĂ A SISTEMELOR LOCALE ȘI ZONALE DE RIDICARE A PRESIUNII APEI RECI

4.1 Conexiunea pompelor in sistemele de ridicare a presiunii apei reci

Diagrama din figura 4.1. face o trecere în revistă a posibilelor tipuri de conexiuni, în totalitatea combinațiilor posibile.

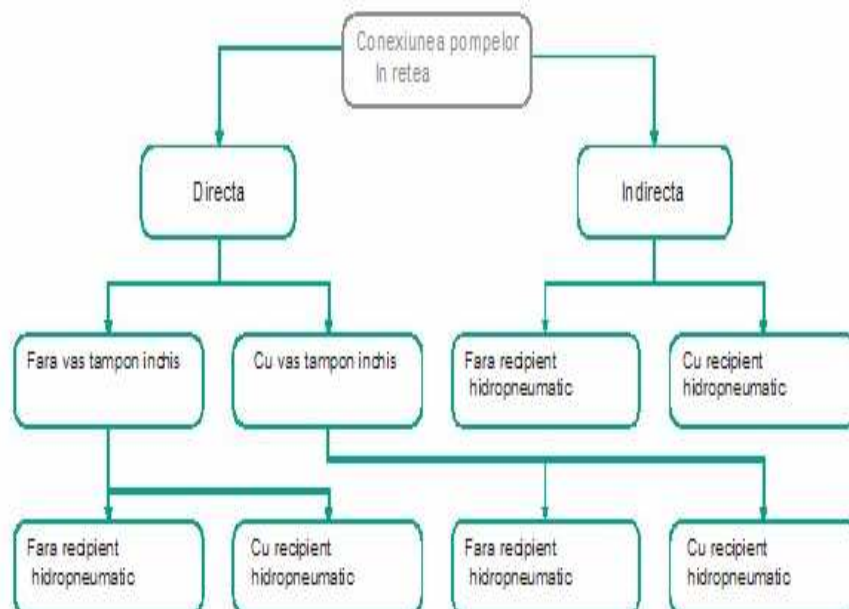


Figura 4.1. Diagrama posibilelor tipuri de conexiune in sistemele de ridicare a presiunii apei reci

4.1.1 Conexiunea directă

O conexiune directă leagă sistemul de ridicare a presiunii direct de conducta publică .figura 4.2 Se preferă acest tip de conexiune datorită costurilor mici de instalare. La acest tip de conexiune nu există riscul contaminării apei potabile și nu se pierde presiunea disponibilă din rețeaua publică.

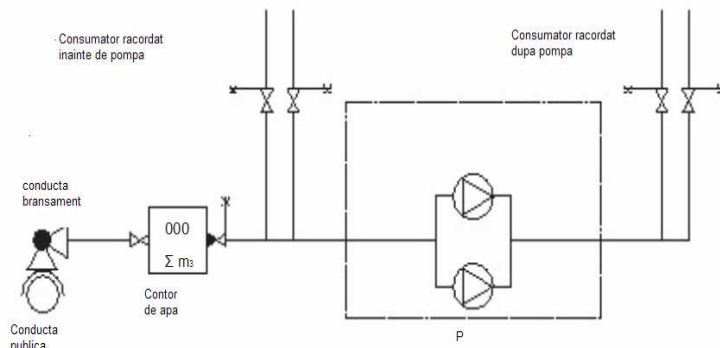


Figura 4.2 Conexiune directă fără rezervor tampon închis și fără recipient hidropneumatic

Precizare:

Acest tip de conexiune se poate folosi atunci când sunt îndeplinite următoarele condiții pe partea de aspirație :

a) valoarea maximă a diferenței vitezelor de curgere a apei în conducta publică și conducta de bransament până la sistemul de ridicare a presiunii cauzată de oprirea/pornirea unei pompe (cea mai mare) este mai mică de 0,15 m/s. Să nu apară fluctuații de presiune care ar duce la diferențe de viteze de curgere mai mari de 0,5 m/s între conducta publică și în cea de bransament (cazul opririi tuturor pompelor de servicii).

b) dacă se garantează că :

- presiunea disponibilă minimă de alimentare va fi ≥ 1 bar când pompa pornește și nu va scădea cu mai mult de 50 % creșterea de presiune Δp în cazul opririi pompei (incluzând și căderile de tensiune) nu va depăși cu mai mult de 1 bar presiunea de lucru , pe partea consumatorului

Una din soluțiile la care se poate recurge pentru adaptarea instalațiilor de pompare la cerințele variabile ale rețelelor de transport-distribuție sub presiune a apei, constă în folosirea unor instalații de pompare cu funcționare intermitentă și compensarea debitului prin intermediul unui acumulator hidropneumatic, care servește și la protecția instalației împotriva efectelor loviturii de berbec. Eficiența acestora, concretizată prin menținerea randamentelor agregatelor în vecinătatea randamentului lor maxim, în condițiile satisfacerii concrete a necesarului rețelei, poate fi asigurată printr-o alegere corespunzătoare a tipodimensiunii de pompă folosită și a hidroforului adecvat, respectiv prin exploatarea corectă a ansamblului pompe –hidrofor –rețea . O astfel de soluție este reprezentată în figura 4.3

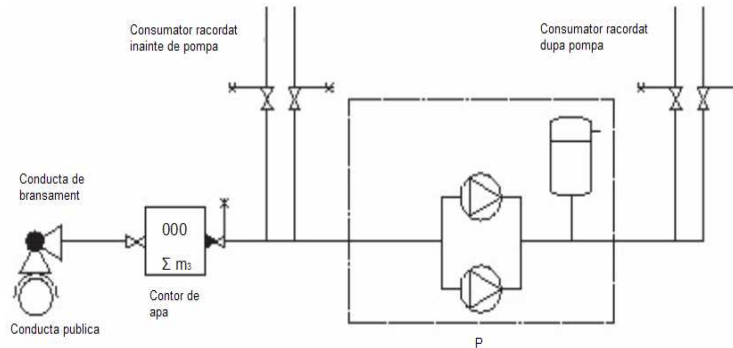


Figura 4.3 Conexiune directă fără rezervor tampon închis și cu recipient hidropneumatic

Recipientele hidropneumatice cu membrană montate pe partea de aspirație a pompei (rezervor tampon închis) sunt folosite în sistemele de apă potabilă pentru următoarele funcțiuni (reprezentare în figura 4.4):

- pentru a absorbi fluctuațiile de presiune în sistemele mari
- ca volum tampon la sistemele de ridicare a presiunii.

Cerința cea mai importantă pentru rezervorul tampon închis în aplicații de apă potabilă sunt:

- circulație adecvată (fără stagnări a apei în recipientul hidropneumatic cu membrană);
- protecție împotriva coroziunii pentru toate componentele care intră în contact cu apa;
- materiale de construcție sigure din punct de vedere igienic, ne-metalice; fără reacții de modificare a calității apei și fără biofilm

Capacitatea vasului tampon închis se poate estima, prin folosirea tabelului 4.1.[125]

Tabelul 4.1
Determinarea volumului total al rezervorului tampon închis

Debitul pompat maxim în sistemul de ridicare a presiunii Q_{pmax}	Volumul total al rezervorului tampon închis (V)
$\leq 7 \text{ m}^3/\text{h}$	$0,3 \text{ m}^3$
$> 7 < 15 \text{ m}^3/\text{h}$	$0,5 \text{ m}^3$
$> 15 \text{ m}^3/\text{h}$	$0,75 \text{ m}^3$

Capacitatea minimă nu trebuie să fie mai mică de $0,3 \text{ m}^3$ sau se va determina cu relația:

$$V = 10q_p t \frac{H_{a\max}}{H_{a\min}} + A_r \left(v_a \sqrt{\frac{LA}{gA_r}} + c \right), \text{ [m}^3\text{]} \quad (4.1)$$

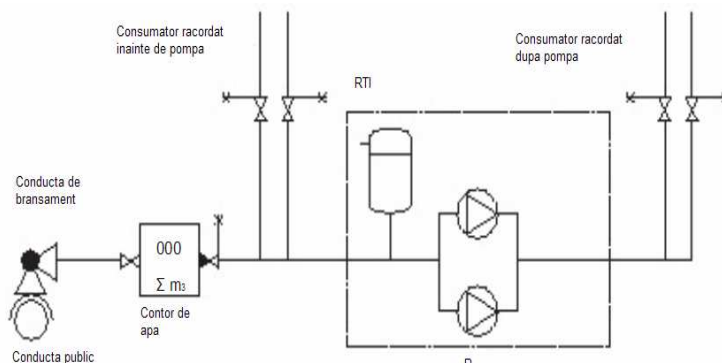


Figura 4.4 Conexiune directă cu rezervor tampon închis și fără recipient hidropneumatic

În figura 4.5 este reprezentată conexiunea directă cu vas tampon închis și cu recipient hidropneumatic montat pe partea de refulare a pompei. Se utilizează în situațiile în care apar concomitent condițiile tehnice din conexiunile reprezentate în figura 4.3 și 4.4 și de asemenea se dorește să se cumuleze avantajele celor două scheme de conexiune.

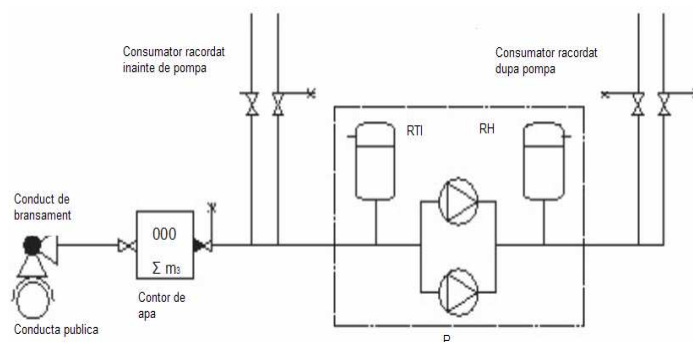


Figura 4.5 Conexiune directă cu rezervor tampon închis și cu recipient hidropneumatic

4.1.2 Conexiune indirectă

Realizează legătura între stația de ridicare a presiunii și conducta publică prin intermediul unui rezervor de „rupere a presiunii” (numit rezervor tampon deschis) figura 4.6. Acest rezervor tampon este în permanență în legătură cu atmosfera, este alimentat cu apă din conducta publică prin intermediul a una sau mai multe robinete comandate de nivelul apei.

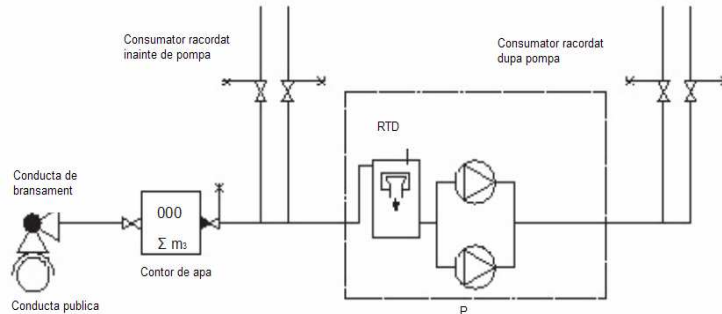


Figura 4.6 Conexiune indirectă cu rezervor tampon deschis și fără recipient hidropneumatic

Precizare:

Conexiunea indirectă se utilizează numai dacă :

- a) debitul aspirat de stația de ridicare a presiunii (luând în considerare și stațiile de pompare din vecinătăți) nu este suficient pentru funcționarea normală în punctul cel mai defavorizat al instalației interioare
- b) instalația interioară este alimentată din două surse (rețea publică și sursă proprie)
- c) apa potabilă poate vine în contact cu alte substanțe
- d) există riscuri pentru sănătate la conexiunea instalației din amonte.

Pe lângă costurile mari de instalare a rezervorului tampon deschis un alt dezavantaj este pierderea presiunii din conducta publică. Pentru a compensa acest lucru, stația de ridicare a presiunii trebuie să aibă o capacitate de pompare mai mare.

Pentru a lua o decizie în cunoștință de cauză cu privire la necesitatea utilizării unei conexiuni indirecte se cere în prealabil avizul tehnic de racordare la rețeaua publică de la regia de apă din localitate.

În aceste situații dacă se dorește prin utilizarea unui recipient hidropneumatic montat pe refularea pompelor adaptarea instalațiilor de pompare la cerințele variabile ale rețelelor de transport-distribuție sub presiune a apei, precum și protecția instalației împotriva efectelor loviturii de berbec se va utiliza schema de conexiune reprezentată în figura 4.7

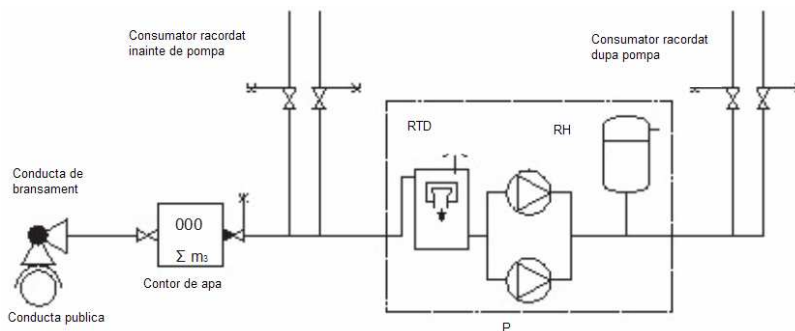


Figura 4.7 Conexiune indirectă cu rezervor tampon deschis și cu recipient hidropneumatic

După ce s-a realizat conexiunea (directă sau indirectă) și sa instalat sau nu rezervor tampon deschis sau închis după caz, prevederea unui recipient hidropneumatic depinde în întregime de decizia proiectantului stației de ridicare a presiunii apei reci.

Criteriile de care se ține cont sunt :

- a) șocurile hidraulice induse de variatoarelor de debit presiune aferente
- b) număr excesiv de opriri și porniri
- c) acumularea și distribuirea apei potabile în perioada inactivă a pompelor (oprire - pornire).

Cerințele de consum se rezolvă de obicei prin instalarea unui sistem cu mai multe pompe, la care valoarea debitului maxim pompat este divizat între mai multe pompe , fiecare cu un debit pompat relativ mic („divizarea capacităților”).

Pentru a satisface cerințele pentru criteriile impuse pe partea de aspirație și partea de refulare, poate fi necesară instalarea unui rezervor tampon deschis și a altor armături de acționare pentru stația de ridicare a presiunii apei reci. În continuare se prezintă echiparea unui vas tampon deschis (figura 4.8)

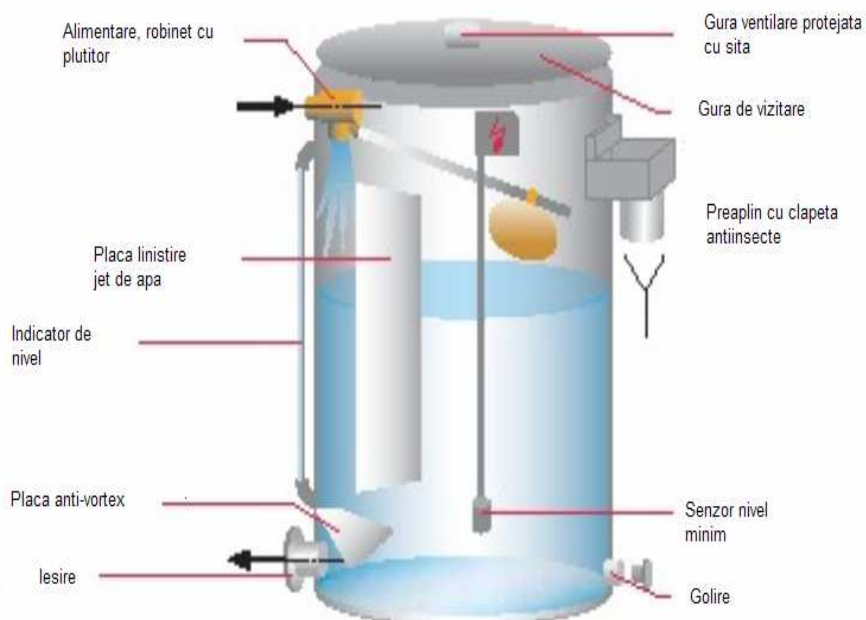


Figura 4.8 Exemplu de echipare a vasului tampon deschis (RTD) [125]

4.2. Dimensionarea stației de ridicare a presiunii apei reci

4.2.1. Noțiuni preliminare

În sistemul de alimentare cu apă al unei localități instalațiile de pompare a apei cuplate cu recipiente de hidrofor și rezervoare tampon deschise, constituie ultima treaptă de repompare a apei, făcând legătura între conducta publică de alimentare cu apă și consumatorii dintr-un ansamblu de clădiri.

Stațiile centralizate de hidrofor pentru alimentarea cu apă a consumatorilor din ansambluri de clădiri au fost construite, în general, cuplate cu puncte termice sau centrale termice.

Din stația de hidrofor se asigură alimentarea printr-o conductă a consumatorilor de apă rece potabilă și printr-o altă conductă alimentarea punctului termic pentru prepararea apei calde de consum.

Stațiile de hidrofor se diferențiază între ele prin capacități (exprimată prin numărul de apartamente alimentate cu apă) și corespunzător prin tipurile și caracteristicile tehnice ale elementelor care le compun.

Elementele componente ale stațiilor de hidrofor sunt: agregatele de pompare; rezervoarele tampon deschise; recipientele de hidrofor; aparatura de automatizare; aparate de măsură, siguranță și control; conducte și armături de închidere și reglaj. (fig. 4.9)

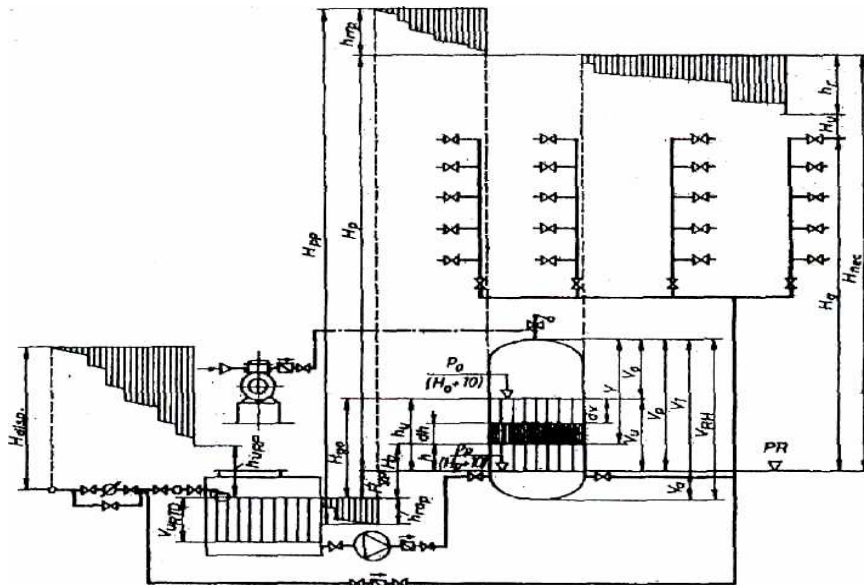


Figura 4.9. Schema de calcul a instalației de pompare a apei cuplată cu recipiente de hidrofor
 1 - conductă publică; 2 - bransament; 3 - rezervor-tampon deschis; 4 - electro-pompă; 5 - recipient de hidrofor; 6 - conductă de ocolire; 7 - electrocompresor; 8 - conductă de aer comprimat; 9 - conductă principală de distribuție; 10 - coloane; 11 - conducte de legătură. [130]

4.2.2. Metode de calcul a instalațiilor de pompare a apei, cuplate cu recipiente de hidrofor și rezervoare tampon deschise

4.2.2.1. Analiza metodei de calcul aplicată în țara noastră (STAS 1478-90)

Prescripțiile tehnice din țara noastră, privind proiectarea, execuția și exploatarea instalațiilor de pompare a apei cuplate cu recipiente de hidrofor și rezervoare tampon deschise sunt cuprinse în STAS 1478-90 "Alimentarea cu apă. Prescripții fundamentale de calcul și proiectare", și în normativul I9-94 "Normativ pentru proiectarea și executarea instalațiilor sanitare". Aceste prescripții tehnice se referă la instalațiile de hidrofor destinate alimentării cu apă a ansamblurilor de clădiri, pentru clădiri individuale neexistând practic reglementări tehnice speciale.

Pornind de la prescripțiilor tehnice de mai sus, în cele ce urmează se prezintă metoda actuală de calcul, pe baza căreia se stabilesc condițiile de aplicare a soluției tehnice de repompare a apei, folosind pompe cuplate cu recipiente de hidrofor și rezervoare tampon deschise, pentru alimentarea cu apă a consumatorilor din ansambluri de clădire de locuit și social cultural. Alegerea pompelor și determinarea punctelor de funcționare ale instalației de pompare a apei cuplată cu recipiente de hidrofor și rezervoare tampon deschise.

Pentru alegerea pompei este necesar să se cunoască debitul de calcul al instalației și înălțimile de pompare la momentele pornirii respectiv opririi pompei.

În cazul instalațiilor de distribuție a apei reci pentru consum menajer, debitul pompei active (sau al cuplajului în cazul funcționării pompelor în paralel) se va lua egal cu debitul de calcul q_c , ($Q_p = q_c$) determinat funcție de suma de echivalenți $E = E_1 + E_2$ cu relațiile de calcul din [108]. Înălțimile de pompare necesare, H_{pp} , în momentul pornirii pompei, respectiv, H_{po} , în momentul opririi pompei, se determină cu relațiile:

$$H_{pp} = H_p \pm H_{gp} + h_{rpp} - H_a = H_{sp} + M_p Q_{pp}^2 \quad [\text{mH}_2\text{O}] \quad (4.2)$$

$$H_{po} - H_o \pm H_{go} + h_{rpo} - H_a - H_{so} + M_o Q_{po}^2 \quad [\text{mH}_2\text{O}] \quad (4.3)$$

în care :

$$H_p \geq H_{nec} = \max(H_g + H_u + h_r) \quad [\text{mH}_2\text{O}] \quad (4.4)$$

$$h_r = h_{int} + h_{ext} \quad (4.5)$$

$$\Delta H = H_o - H_p = (10 \dots 12) \quad [\text{mH}_2\text{O}], \quad (4.6)$$

$$h_{rpp} = M_p Q_{pp}^2 \text{ respectiv, } h_{rpo} = M_o Q_{po}^2 \quad (4.7)$$

$$H_{sp} = H_p \pm H_{gp} - H_a \quad (4.8)$$

$$H_{so} = H_o \pm H_{go} - H_a \quad (4.9)$$

unde:

H_p este presiunea din recipientul de hidrofor în momentul pornirii pompei, în mH_2O ;

H_{nec} sarcina necesară în instalația interioară de alimentare cu apă în mH_2O ;

H_g înălțimea geodezică a punctului de consum cel mai dezavantajat hidraulic din întreaga instalație, față de un plan de referință unic admis, în mH_2O ;

H_u	presiunea de utilizare a apei la punctul de consum cel mai dezavantajat hidraulic, în mH_2O ;
h_r	suma pierderilor totale de sarcină (liniare și locale) pe traseul de alimentare cu apă al punctului de consum cel mai dezavantajat hidraulic până în punctul de ieșire a apei în recipientul de hidrofor, în mH_2O ;
h_{int}	suma pierderilor totale de sarcină pe porțiunea rețelei din interiorul clădirii a traseului de alimentare cu apă a punctului cel mai dezavantajat, în mH_2O ;
h_{ext}	suma pierderilor totale de sarcină pe porțiunea rețelei din exteriorul clădirii a traseului de alimentare cu apă a punctului cel mai dezavantajat, până în punctul de ieșire al apei din recipientul de hidrofor, în mH_2O ;
H_0	presiunea din recipientul de hidrofor în momentul opririi pompei, care se determină în funcție de valoarea presiunii H_p din recipientul de hidrofor în momentul pornirii pompei, cunoscând că, în cazul în care $H_p=55 mH_2O$ se admite $\Delta H=5 mH_2O$, pentru a nu depăși presiunea maximă admisă de $60 mH_2O$ la armăturile montate la punctele de consum al apei, cu excepția instalațiilor de incendiu separate.
$H_{gp}; H_{g0}$	înălțimile geodezice de pompare a apei, la momentele pornirii pompei, (H_{gp}), respectiv, opririi pompei, (H_{g0}), în m;
h_{rpp}, h_{rpo}	suma pierderilor totale de sarcină (liniare și locale) pe traseul conductei de pompare, calculate la debitul Q_{pp} de pornire al pompei, respectiv la debitul Q_{po} de oprire al pompei, în mH_2O ;
$M_p; M_0$	modulele totale de rezistențe hidraulice ale conductei de pompare, în h^2/m^5
H_a	presiunea din rezervorul tampon închis dacă este cazul) din care aspiră pompa (în cazul rezervorului tampon deschis $H_a=H_{at}=0$ în scara manometrică), în mH_2O ;
H_{sp}	înălțimile statice la momentul pornirii,
H_{so}	respectiv opririi pompei în mH_2O ;

Pompa instalației de hidrofor se alege pe baza determinării punctelor de funcționare în momentele pornirii, respectiv opririi pompei (fig. 4.9) și se verifică dacă debitul de calcul al instalației de pompare este egal cu media

$$\text{aritmetica a debitelor } Q_{pp} \text{ și } Q_{po}; \quad Q_p = \frac{Q_{pp} + Q_{po}}{2}.$$

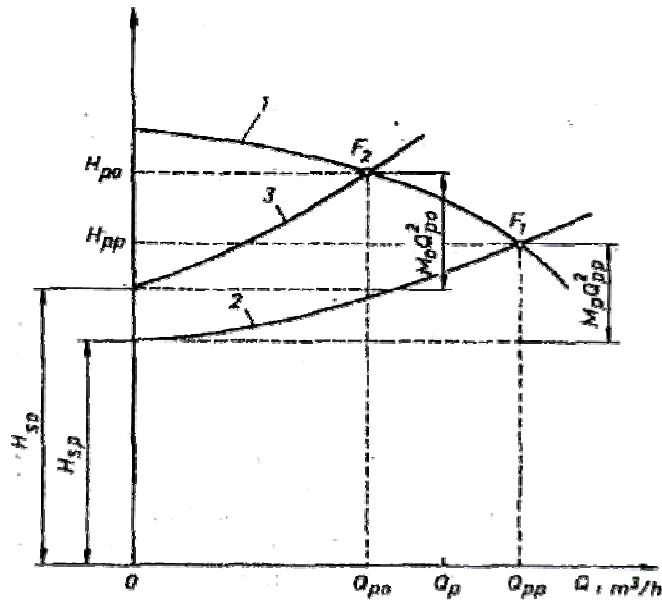


Figura 4.10. Determinarea punctelor de funcționare ale instalației de pompare a apei cuplată cu recipiente de hidrofor.

Această condiție se deduce observând că la momentul pornirii pompei (momentul inițial $t_0=0$) debitul pompat este, Q_{pp} , iar la expirarea intervalului de timp t_1 de funcționare a pompei, debitul este Q_{po} , astfel că debitul mediu pompat pe intervalul de timp t_1 între punctele de funcționare F_1 și F_2 este:

$$Q_p = \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} Q(H) dt = \frac{1}{Q_{pp} - Q_{po}} \int_{Q_{po}}^{Q_{pp}} Q(H) dQ \quad (4.10)$$

Se exprimă arcul F_1F_2 , de curbă caracteristică de sarcină a pompei sub forma:

$$H(Q) = -aQ^2 + b \quad (4.11)$$

constantele a și b determinându-se din condiția ca parabola să treacă prin punctele F_1 și F_2 :

$$a = \frac{H_{po} - H_{pp}}{Q_{pp}^2 - Q_{po}^2} \quad b = \frac{H_{po}Q_{pp}^2 - H_{pp}Q_{po}^2}{Q_{pp}^2 - Q_{po}^2} \quad (4.12)$$

Diferențiind relația $H(Q)$ se obține:

$$dH = -2aQ dQ \quad (4.13)$$

și înlocuind în relația debitului Q se obține:

$$Q_p = -\frac{1}{2a(Q_{pp} - Q_{po})} \int_{H_{po}}^{H_{pp}} dH = \frac{H_{po} - H_{pp}}{2a(Q_{pp} - Q_{po})} = \frac{Q_{pp} + Q_{po}}{2} \quad (4.14)$$

în care s-a înlocuit a din relația de mai sus. Așadar, debitul mediu pompat pe intervalul de timp, de funcționare a pompei este media aritmetică a debitelor Q_{pp} și Q_{po} .

Calculul volumului necesar și alegerea tipului și numărului de recipiente de hidrofor. La momentul inițial $t_0=0$, aerul comprimat din recipientul de hidrofor ocupă volumul V_p (v. fig. 4.9) și are presiunea p_p (în scara absolută) respectiv H_p+10 (în scara manometrică), controlată de presostat care, la această presiune minimă comandă pornirea pompei. Creșterea elementară dV a volumului util de apă (v. fig. 4.9), egală în modul cu scăderea volumului elementar de aer, în intervalul de timp infinit mic dt , va fi:

$$dV = [Q(H) - q_c(t)]dt \quad (4.15)$$

și integrând, rezultă volumul util:

$$V_u = \int_0^{t_1} Q(H)dt - \int_0^{t_1} q_c(t)dt \quad (4.16)$$

Se introduce ipoteza simplificatoare că, pe intervalul de timp t_1 , pompa furnizează un debit mediu, Q_p , și că, pe intervalul de timp, t_1 , relativ mic față de durata unei zile de consum (24 ore) debitul mediu de apă consumat din instalație este:

$$q_c(t_1) = q_{c_1} = \int_0^{t_1} q_c(t)dt \quad (4.17)$$

Se aproximează că, pe durata, T , a unui ciclu de funcționare a pompei:

$$q_c(t_1) = q_c(t_2) = q_c(T) \quad (4.18)$$

și ținând seamă de relațiile anterioare, se obține:

$$T = t_1 + t_2 = \frac{V_u}{Q - q_c(T)} + \frac{V_u}{q_c(T)} = V_u \frac{Q_p}{q_c(T)[Q_c - q_c(T)]} \quad (4.19)$$

Pe diferitele perioade, T , ale ciclurilor de funcționare a pompei, debitele $q_c(T)$ vor fi diferite și examinând variația acestei funcții, în care $q_c(T) \neq 0$, $q_c(T) \neq Q_p$, având $q_c(T)=0$ și $q_c(T)=Q_p$ asimptote verticale, se constată că sunt îndeplinite condițiile necesare și suficiente de minim, întrucât:

$$\frac{dT}{dq_c} = \frac{V_u Q_p (2q_c - Q_p)}{(Q_p q_c - q_c^2)^2} \quad (4.20)$$

și $\frac{dT}{dq_c} < 0$ dacă $q_c < \frac{Q_p}{2}$ și $\frac{dT}{dq_c} > 0$ dacă $q_c > \frac{Q_p}{2}$ iar $\frac{dT}{dq_c} = 0$ pentru $q_c = \frac{Q_p}{2}$.

Se constată că $\frac{d^2T}{dq_c^2} > 0$ deci perioada T admite un minim în punctul de

abscisă $q_c = \frac{Q_p}{2}$ și are valoarea

$$T_{\min} = \frac{4V_u}{Q_p} \quad (4.21)$$

graficul funcției (4.19) fiind redat în figura 4.11.

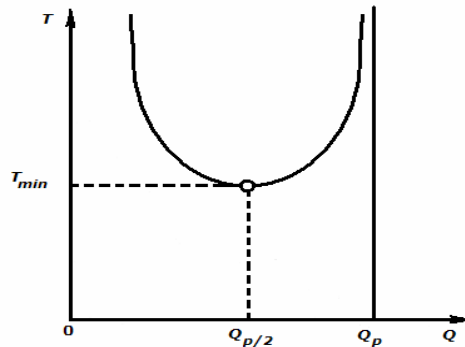


Fig.4.11. Variația perioadei T , a ciclului de funcționare a pompei din instalația de hidrofor.

Perioadei minime, T_{\min} , a ciclului de funcționare a pompei îi corespunde volumul util maxim $V_{u_{\max}}$, de apă stocată în recipientul de hidrofor:

$$V_{u_{\max}} = \frac{Q_p}{4n_{\max}} = \frac{Q_{pp} + Q_{p0}}{8n_{\max}} \quad (4.22)$$

unde n_{\max} este numărul maxim de porniri (opriri) pe oră ale pompei, corespunzător perioadei minime: $n_{\max} = \frac{1}{T_{\min}}$. Relația de mai sus poate fi redată

sub forma:

$$n_{\max} V_{u_{\max}} = \frac{Q_p}{4} \quad (4.23)$$

și exprimă că pompa fiind aleasă (montată) în instalația de hidrofor, produsul $n_{\max} V_u = \text{constant}$; graficul acestei funcții este redat în figura 4.12 și reprezintă o hiperbolă echilaterală raportată la axele de coordonate. Frecvența, n_{\max} , a pornirilor (opririlor) pompei este limitată de sensibilitatea presostatelor ($n_{\max} = 12 \div 15$ porniri / h)

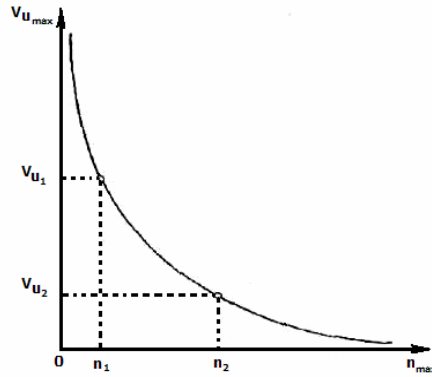


Fig. 4.12. Variația volumului util maxim, $V_{u_{max}}$, cu frecvența n_{max} a ciclurilor de funcționare a pompei din instalația de hidrofor.

Înălțimea h_u , a volumului util de apă $V_{u_{max}}$ din hidrofor este:

$$h_u = \frac{V_{u_{max}}}{A} = \frac{4V_{u_{max}}}{\pi D_i^2} = \frac{Q_p}{n_{max} \pi D_i^2} = \frac{Q_{pp} + Q_{p0}}{2\pi n_{max} D_i^2} = H_{g0} - H_{gp} \quad (4.24)$$

în care s-a ținut seamă de notațiile din figura 4.9 și $A = \frac{\pi D_i^2}{4}$ este aria secțiunii transversale pe axa hidroforului.

În intervalele de timp t_1 , de refacere, respectiv t_2 , de consumare a volumului util, perna de aer de deasupra apei din recipientul de hidrofor, suferă destinderi, respectiv comprimări, care, pentru simplificarea calculelor se consideră izoterme, deși în realitate sunt politropice. Cu notațiile din figura 4.13 și cu presiunea exprimate în scară absolută:

$$PV = P_0V_0 = P_pV_p = P_iV_i = \text{const.} \quad (4.25)$$

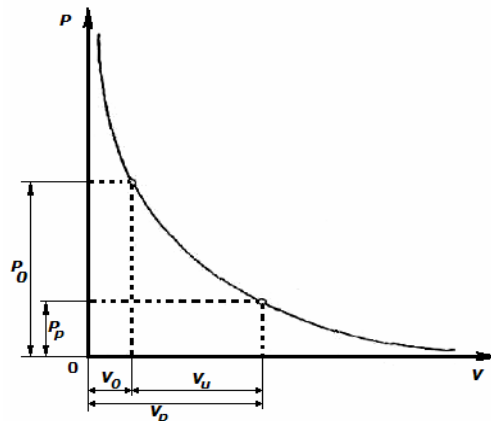


Fig. 4.13. Evoluția izoterma a aerului comprimat din recipientul de hidrofor.

În care:

p	este presiunea aerului la un moment dat în recipientul de hidrofor;
p_0, p_p	presiunile aerului din recipientul de hidrofor, în momentul opririi, respective pornirii pompei;
p_i	presiunea inițială a aerului din recipientul de hidrofor;
V	volumul ocupat de aerul comprimat în recipientul de hidrofor, la presiunea p , în m^3 ;
V_0, V_p	volumurile ocupate de aerul comprimat în recipientul de hidrofor la presiunile p_0 , respectiv p_p , în m^3 ;
V_i	volumul inițial ocupat de aerul comprimat în recipientul de hidrofor, la presiunea p_i , în m^3 ;

Din relațiile de mai sus se deduce:

$$\frac{V_p}{V_0} = \frac{P_0}{P_p} \quad (4.26)$$

și aplicând o proprietate a proporțiilor derivate, se obține:

$$\frac{V_p - V_0}{V_0} = \frac{P_0 - P_p}{P_p} \quad (4.27)$$

Dar, $V_p - V_0 = V_u$ și deci:

$$V_u = \frac{P_0 - P_p}{P_p} V_0 \quad (4.28)$$

Din aceleași relații se deduce că:

$$V_0 = \frac{P_i}{P_0} V_i \quad (4.29)$$

și înlocuind în relația volumului util V_u se obține:

$$V_u = \frac{P_i(P_0 - P_p)}{P_0 P_p} V_i \quad (4.30)$$

sau:

$$V_i = \frac{P_0 P_p}{P_i(P_0 - P_p)} V_u \quad (4.31)$$

Înlocuind $V_{u_{\max}}$ în relația de mai sus, se obține:

$$V_i = \frac{Q_p}{4n} \frac{p_0 p_p}{p_i(p_0 - p_p)} \quad (4.32)$$

în care s-a notat cu n numărul maxim (n_{\max}) de porniri/oră ale pompei.

Volumul total V_{RH} al recipientului de hidrofor se compune din volumul V_i ; și volumul V_a necesar din punct de vedere constructiv (executarea racordurilor, fundului

etc.) : $V_{RH} = V_i + V_a$ și practic $V_a \approx 0,1 V_{RH}$ astfel că se obține, $V_{RH} = 1,1 V_i$ și înlocuind V_i dat de relația de mai sus rezultă:

$$V_{RH} = 1,1 \frac{Q_p}{4n} \frac{P_0 P_p}{P_i (P_0 - P_p)} \quad (4.33)$$

sau, cu presiunile exprimate în scara manometrică și debitul Q_p în m^3/h :

$$V_{RH} = 1,1 \frac{Q_p}{4n} \frac{(H_0 + 10)(H_p + 10)}{(H_0 - H_p)(H_i + 10)} \quad (4.34)$$

care este formula de calcul pentru capacitatea recipientelor de hidrofor, redată în [55].

Cunoscând volumul necesar al recipientelor de hidrofor dat de relația de mai sus, se recomandă alegerea a cel puțin două recipiente de volume egale (pentru a asigura continuitatea funcționării instalației când unul dintre ele se află în revizie tehnică) și dimensiuni standardizate al căror volum total efectiv este cel puțin egal cu volumul necesar rezultat din calcul.

Pentru presiunea inițială H_i se recomandă valorile conform [108].

4.2.3 Metode de calcul a instalațiilor de pompare a apei cuplate cu recipiente de hidrofor, aplicate în alte țări.

A. Metoda italiană de calcul a instalației de pompare a apei cuplată cu recipiente de hidrofor și rezervoare tampon deschise. Metoda italiană de calcul [76] se bazează pe următoarele ipoteze:

- se consideră că timpul t_1 de funcționare a pompei în instalația de hidrofor, este t_2 de staționare a pompei $t_2 = t_1$ astfel că perioada T a unui ciclu de funcționare a pompei este:

$$T = t_1 + t_2 = 2t_1 = \frac{1}{n} \quad (4.35)$$

- se consideră că pierderile (totale de sarcină ale apei pe conducta de pompare, calculate la debitul de pornire Q_{pp} respectiv, la debitul de oprire Q_{p0} , sunt practic de același ordin de mărime: $h_{rp} \approx h_{r0} \approx h_r = MQ^2$ unde M este modulul total de rezistență hidraulică al conductei de pompare a apei;

• se consideră că aerul comprimat din recipientul de hidrofor suferă comprimări și destinderi izoterme;

- se exprimă curba caracteristică de sarcină a pompei ca fiind o parabolă de forma $H = -aQ^2 + b$ și se determină constantele a și b din condiția ca pompa să lucreze pe arcul de curbă caracteristică de sarcină cuprins între punctele de funcționare $F_1(Q_{pp}, H_{pp})$ la pornire și $F_2(Q_{p0}, H_{p0})$ la oprire, de unde rezultă:

$$a = \frac{H_{p0} - H_{pp}}{Q_{pp}^2 - Q_{p0}^2} \quad (4.36)$$

$$b = \frac{H_{p0} Q_{pp}^2 - H_{pp} Q_{p0}^2}{Q_{pp}^2 - Q_{p0}^2} \quad (4.37)$$

Din condiția evoluției izoterme a aerului comprimat din hidrofor:

$$PV = P_p V_p; \quad V = \frac{1}{P} P_p V_p \quad (4.38)$$

prin diferențiere și după înlocuirea valorilor:

$$P = -aQ_p^2 + c; \quad c = b + P_p - H_{pp} \quad (4.39)$$

se obține relația:

$$dV = 2aP_p V_p \frac{Q_p dQ_p}{(-aQ_p^2 + c)^2} \quad (4.40)$$

Creșterea elementară dV a volumului de apă din hidrofor (egală în valoare absolută cu scăderea aceluiași volum de aer) în intervalul de timp infinit mic dt va fi:

$$dV = -\frac{Q_p}{2} dt \quad (4.41)$$

Din relațiile (4.40) și (4.41) se deduce ecuația:

$$dt = -4aP_p V_p \frac{dQ_p}{(-aQ_p^2 + c)^2} \quad (4.42)$$

care se integrează în condițiile: la $t=0, Q_p=Q_{pp}$ și la $t=t_1, Q_p=Q_{p0}$ și rezultă:

$$t_1 = p_p V_p f \quad (4.43)$$

unde:

$$f = \frac{2}{c} \left(\frac{Q_{pp}}{\frac{c}{a} - Q_{pp}^2} - \frac{Q_{p0}}{\frac{c}{a} - Q_{p0}^2} \right) + \frac{1}{\sqrt{\frac{c}{a}}} \ln \frac{Q_{pp} + \sqrt{\frac{c}{a}} Q_{p0} - \sqrt{\frac{c}{a}}}{Q_{pp} - \sqrt{\frac{c}{a}} Q_{p0} + \sqrt{\frac{c}{a}}} \quad (4.44)$$

și cum $t_1=t_2$, rezultă:

$$T = 2f P_p V_p = \frac{1}{n} \quad (4.45)$$

Volumul util al recipientului de hidrofor va fi dat de relația:

$$V_u = \frac{1}{2fn} x \frac{H_0 - H_p}{(H_p + 10)(H_0 + 10)} \quad (4.46)$$

După metoda românească actuală [108] volumul util al recipientului de hidrofor este:

$$V_u = \frac{Q_p}{4n} \quad (4.47)$$

și pentru aceleași date inițiale de calcul, metoda italiană de calcul conduce la o reducere a volumului util al recipientului de hidrofor cu 10-15%.

B. Metoda germană de calcul a instalației de pompare a apei cuplată cu recipiente de hidrofor, și rezervoare tampon deschise. Metoda germană de calcul [11] avansează ipoteza că volumul total al recipientului de hidrofor V_{RH} , trebuie să fie cu cca. 25% mai mare decât volumul util, V_u , astfel că se propune relația:

$$V_{RH} = 0.312 \frac{Q_{pp} + Q_{p0}}{2} \frac{1}{n} \frac{H_0 + 10}{H_0 - H_p} \quad (4.48)$$

În același timp, se arată că volumul util de apă, V_u , care este preluat din recipientul de hidrofor în intervalul de timp de staționare a pompei, se poate calcula cu relația:

$$V_u = 0,8 V_{RH} \frac{H_0 - H_p}{H_0 + 10} \quad (4.49)$$

și se observă că, înlocuind în această relație, expresia pentru V_{RH} de mai sus se obține:

$$V_u = 0,8 \times 0.312 \frac{Q_{pp} + Q_{p0}}{2} \frac{1}{n} = \frac{1}{4n} \frac{Q_{pp} + Q_{p0}}{2} = \frac{Q_p}{4n} \quad (4.50)$$

adică tocmai relația de calcul a volumului util redată în metoda românească din [108].

4.2.4. Dimensionarea rezervorului tampon deschis

Conform STAS 1478/90 capacitatea utilă (volumul util) al rezervorului tampon deschis V_{rd} se calculează cu relația:

$$V_{rd} = 150(10 + q_p) \quad [l] \quad (4.51)$$

în care q_p este debitul pompelor în funcțiune, în l/s.

Majoritatea autorilor, [20], [32], [34] sunt de acord în a considera că timpul t_1 de funcționare al pompei (de refacere a volumului util de apă din hidrofor) este egal cu timpul t_2 de staționare al pompei (de consumare al volumului util de apă din hidrofor), astfel că, durata T unui ciclu oarecare de funcționare al pompei (perioada) va fi:

$$T = t_1 + t_2 = 2t = \frac{1}{n} \quad (4.52)$$

în care $t_1 \approx t_2 = t$ și $n = \frac{1}{T}$ este frecvența (sau numărul de porniri (opriri) ale pompei).

Așadar, pompa descarcă volumul util de apă din rezervorul tampon deschis (din

care aspiră) într-un interval de timp: $t_1 = t = \frac{T}{2}$

Ca urmare, volumul util al rezervorului tampon deschis poate fi exprimat astfel:

$$V_{rd} = 1500 + 150q_p = V_a + q_p t_1 = V_a + q_p \frac{T}{2} \quad (4.53)$$

în care $V_a = 1500$ l este volumul construit volum de siguranță necesar racordurilor la rezervor iar $q_p \frac{T}{2}$ reprezintă volumul de apă aspirat de pompă, deci evacuat din

rezervor în intervalul de timp $t_1 = \frac{T}{2}$ de funcționare a pompei.

La rândul său, rezervorul tampon deschis este alimentat cu apă din conducta rețelei exterioare (bransament) de regulă prin intermediul unor robinete cu plutitor. Condiția funcționării instalației de pompare în deplină siguranță, este ca timpul de încărcare cu apă a rezervorului tampon deschis, să fie mai mic decât timpul de descărcare a aceluiași volum de către pompă. În caz contrar, există pericolul intrării pompei în regim de cavitație, prin pătrunderea aerului în conducta de aspirație, după epuizarea volumului util de apă din rezervorul tampon deschis.

Conform Proiect Normativ I9- 2009 Volumul util al rezervorului tampon deschis V_{URD} , se calculează cu relația:

$$V_{URD} = \frac{\dot{V}_p}{2n}, \quad [m^3] \quad (4.54)$$

în care:

\dot{V}_p este debitul pompelor în funcțiune, care aspiră din rezervorul tampon deschis, [m^3/h] și care trebuie să îndeplinească condiția:

$$\dot{V}_p \leq k \sqrt{H_{URP}}, \quad \left[\frac{m^3}{h} \right] \quad (4.55)$$

n numărul de porniri pe oră ale pompei conform prevederilor din cartea tehnică a pompei;

H_{URP} presiunea de utilizare a apei, în secțiunea robinetului cu plutitor care alimentează rezervorul tampon deschis și care se determină cu relația:

$$H_{URP} = H_{disp} \pm H_g - h_{rb}, \quad [bar] \quad (4.56)$$

H_{disp} presiunea disponibilă a apei în punctul de racord al conductei de bransament la conducta publică, în bar;

H_g înălțimea geodezică (diferența dintre cota nivelului apei din rezervorul tampon deschis și cota nivelului apei din conducta publică, în punctul de racord), transformată în bar;

h_{rb} suma pierderilor totale de sarcină (liniare și locale) pe conducta de bransament, (inclusiv pierderea locală de sarcină în apometru), în bar.

Coeficientul k se determină cu relația:

$$k = N\mu \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{2g} \quad (4.57)$$

în care:

N numărul robinetelor cu plutitor;
 D diametrul robinetului cu plutitor;
 $\mu = 0,63 \dots 0,68$ - coeficientul de debit;
 $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ - accelerația gravitațională.
 Volumul total al rezervorului tampon deschis este:

$$V_{RD} = V_{URD} + V_{rRD} \left[\text{m}^3 \right] \quad (4.58)$$

în care:

V_{rRD} este volumul construit, necesar executării racordurilor, orificiului de preaplin, etc., determinat de proiectant.

În cazul în care, din rezervorul tampon deschis se alimentează și hidranții interiori pentru stingerea incendiului, volumul total al acestuia se va calcula adăugând și volumul rezervei intangibile de apă necesară hidranților interiori.

Se recomandă montarea a cel puțin trei robinete cu plutitor, pentru siguranță în funcționarea rezervorului tampon deschis. Spațiul de montaj al robinetelor cu plutitor nu trebuie să afecteze volumul util al rezervorului tampon deschis.

4.2.5. Dimensionarea rezervorului tampon închis

Volumul (capacitatea) necesar al rezervorului tampon închis se determină cu relația

$$V = 10q_p t \frac{H_{a \max}}{H_{a \min}} + A_r \left(v_a \sqrt{\frac{LA}{gA_r}} + c \right), \quad [\text{m}^3] \quad (4.59)$$

în care:

q_p este debitul pompei în funcțiune, în m^3/s ; în instalații cu mai multe pompe, q_p corespunde pompei cu debitul cel mai mare;
 t timpul de intrare în regim a pompei ($t=2-3$ secunde);
 $H_{a \max}$ presiunea maximă în conducta de aspirație, în mH_2O ;
 $H_{a \min}$ presiunea minimă în conducta de aspirație, în mH_2O ;
 A_r aria secțiunii rezervorului, în m^2 ;
 v_a viteza apei în conducta de aspirație, în m/s ;
 L lungimea conductei de aspirație, în m ;
 A aria conductei de aspirație, în m^2 ;
 g accelerația gravitației ($g=9,81\text{m/s}^2$);
 c înălțimea minimă a racordului de aspirație, măsurată de la fundul rezervorului, în m .

Rezervorul tampon închis, din punct de vedere constructiv, este la fel ca recipientul de hidrofor.

Alegerea compresorului de aer

Pentru instalațiile de hidrofor se folosesc compresoare de aer cu piston, funcționând cu o singură treaptă de comprimare a aerului.

Debitul efectiv al compresorului de aer montat în instalația de hidrofor se determină cu relația

$$L_c = 0,9 \frac{(H_i + 10)V}{(H_c + 10)t} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (4.60)$$

în care:

H_i	este presiunea inițială din recipientul de hidrofor, în mH_2O ;
H_c	presiunea de refulare a aerului comprimat de compresor, care se determină din condiția: $H_c \geq H_{p0}$, în mH_2O ;
V	volumul total al recipientului de hidrofor, în m^3 ;
t	intervalul de timp în care se realizează presiunea inițială
H_i ; $t=2-$	3h.

4.2.6 Determinarea randamentului global al ansamblului: stație de pompare –hidrofor –rețea-consumatori.

Unele studii [1], [32] propun calculul randamentului global al ansamblului format din stație de pompare (echipată cu pompe cu turație constantă), hidrofor, rețea de distribuție, consumatori în funcție de caracteristicile de sarcină corespunzătoare fiecărui element al ansamblului, pentru cele două faze de lucru ale hidroforului: umplere (acumulare) și golire (restituție).

Se consideră caracteristica echivalentă a ansamblului rețea-consumatori:

$$H_R = M_R Q_R^2 \quad (4.61)$$

în care M_R reprezintă modulul echivalent de rezistență hidraulică al ansamblului rețea-consumatori, la încărcarea maximă de dimensionare a sistemului din care se deduce debitul rețelei:

$$Q_R = \sqrt{\frac{H_R}{M_R}} \quad (4.62)$$

Caracteristicile de sarcină ale hidroforului în faza de umplere, respectiv de golire (fig. 4.14) în secțiunea de control (0) sunt date de relațiile:

$$H^{(0)} = H_{gH} + H_H + M_{rH,u} Q_{H,u}^2 \quad (4.63)$$

$$H^{(0)} = H_{gH} + H_H - M_{rH,g} Q_{H,g}^2 \quad (4.64)$$

în care:

M_{rHu} și M_{rHg}	modulele de rezistență hidraulică ale hidroforului în faza de umplere, respectiv de golire ($M_{rHu} > M_{rHg}$);
H_{gH}	este înălțimea geodezică a nivelului apei din hidrofor;

H_H presiunea aerului comprimat din hidrofor, la momentul considerat.

Este evident că $H_p \leq H_H \leq H_o$, unde H_p și H_o sunt presiunile de pornire și respectiv, de oprire ale pompei. Având în vedere faptul că în fiecare din cele două faze, volumul de apă și, odată cu acesta, nivelul apei și presiunea pernei de aer comprimat se modifică pe parcursul ciclului de lucru al hidroforului, rezultă că respectivele caracteristici de sarcină prezintă o ordonată la origine variabilă în timp, cu valori cuprinse între cea corespunzătoare sarcinii minime H_m și cea corespunzătoare sarcinii maxime H_M :

$$H_M = H_m + \Delta H \quad (4.65)$$

în care:

ΔH mărimea intervalului de sarcini pe care funcționează hidroforul.

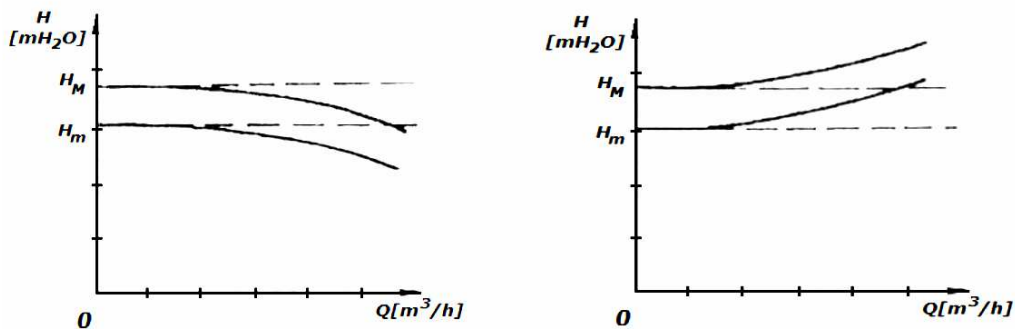


Fig. 4.14 Caracteristicile de sarcină ale hidroforului:
a - faza de umplere; b - faza de golire

Din relațiile (4.63) și respectiv (4.64), rezultă debitele hidroforului în faza de umplere $Q_{H,u}$, respectiv, de golire $Q_{H,g}$:

$$Q_{H,u} = \sqrt{\frac{H^{(0)} - H_{gH} - H_H}{M_{rH,u}}} \quad (4.66)$$

$$Q_{H,g} = \sqrt{\frac{H_{gH} + H_H - H^{(0)}}{M_{rH,g}}} \quad (4.67)$$

În faza de umplere, rețeaua și hidroforul sunt legate în paralel, astfel încât caracteristica de sarcină rezultantă, $H^{(0)}_{R-H,u}$ a ansamblului rețea-hidrofor, are următoarea formă generală:

$$H^{(0)}_{R-H,u} = H_{gR-H,u} + M_{R-H,u} Q^2_{R-H,u} \quad (4.68)$$

în care:

$M_{R-H,u}$ este modulul echivalent de rezistență hidraulică.

Caracteristica de sarcină a stației de pompare, având în funcțiune N pompe identice cuplate în paralel, este:

$$H_{SP} = H_{pf} - \frac{M_{pf} + M_{r0}}{N^2} Q^2_{SP} \quad (4.69)$$

în care:

- M_{pf} reprezintă modulul de rezistență hidrodinamică al pompelor;
 M_{r0} este modulul de rezistență hidraulică al comunicațiilor acestora.

Rezolvând sistemul de ecuații (4.68) și (4.69), rezultă relațiile de calcul ale debitului, $Q_{SP-R-H,u}$ și ale sarcinii, $H_{SP-R-H,u}$, ansamblului stației de pompare, rețea, hidrofor:

$$Q_{SP-R-H,u} = \sqrt{\frac{H_{pf} - H_{gR-H,u}}{M_{R-H,u} + \frac{M_{pf} + M_{r0}}{p^2}}} \quad (4.70)$$

$$H_{SP-R-H,u} = H_{pf} - \frac{H - H_{gR-H,u}}{\frac{M_{R-H,u} * p^2}{M_{pf} + M_{r0}} + 1} \quad (4.71)$$

Puterea cerută de rețea va fi:

$$P_{c,u} = \rho g Q_{SP-R-H,u} H^{(0)}_{SP-R-H,u} \quad (4.72)$$

Puterea absorbită de o pompă se exprimă sub forma:

$$P_{p,u} = \frac{\rho g Q_{p,u} H_{p,u} N}{\eta_p \eta_m} \quad (4.73)$$

$$Q_{p,u} = \frac{Q_{SP-R-H,u}}{N} \quad (4.74)$$

Randamentul total al ansamblului, pentru faza de umplere a hidroforului va fi:

$$\eta_{u,AP} = \frac{P_{p,u}}{P_{c,u}} = \eta_p \eta_m \frac{1}{1 + \frac{M_{pf} + M_{r0}}{N^2} \frac{Q_{SP-R-H,u}^2}{H^{(0)}_{SP-R-H,u}}} \quad (4.75)$$

în care:

- η_p este randamentul unei singure pompe;
 η_m este randamentul global al motorului de acționare.

În faza de golire, hidroforul acționează în rețea ca un generator cuplat în paralel cu pompa, astfel încât, conform ecuației de continuitate, se poate scrie:

$$Q^{(0)}_{H-SP,g} = Q^{(0)}_H + Q^{(0)}_{SP} \quad (4.76)$$

în care:

- $Q^{(0)}_H$ și $Q^{(0)}_{SP}$ sunt debitele furnizate de hidrofor, respectiv de stația de pompare,
 $Q^{(0)}_{H-SP,g}$ debitul cuplajului acestora.

Caracteristica de sarcină, $H^{(0)}_{SP-H,g}$, a ansamblului stației de pompare-hidrofor în secțiunea de control (0), în faza de golire a hidroforului va fi:

$$H^{(0)}_{SP-H,g} = H_{SP-H,g} - M_{SP-H,g} Q_{SP-H,g}^2 \quad (4.77)$$

Rezolvând sistemul de ecuații format de relațiile (4.62) și (4.77) în ipoteza că:

$$Q_{SP-H,g} = Q_{R,g} = Q^{(0)}_{SP-R-H,g} \quad (4.78)$$

va rezulta, pentru debitul ansamblului relația:

$$Q_{SP-R-H,g} = \sqrt{\frac{H_{SP-H,g}}{M_{SP-H,g} + M_R}} \quad (4.79)$$

iar pentru sarcină,

$$H^{(0)}_{SP-H,g} = H^{(0)}_{SP-H,g} \left(1 - \frac{1}{1 + \frac{M_R}{M_{SP-H,g}}} \right) \quad (4.80)$$

Puterea cerută în rețea, în faza de golire, se poate exprima prin relația:

$$P_{c,g} = \rho g Q_{SP-R-H,g} H^{(0)}_{SP-R-H,g} \quad (4.81)$$

Puterea absorbită de pompă în aceeași fază va fi:

$$P_{a,g} = \frac{\rho g Q_{p,g} H_{p,g} N}{\eta_m \eta_p}; Q_{p,g} = \frac{Q_{SP-R-H,g} - Q_{H,g}}{N} \quad (4.82)$$

Randamentul global al ansamblului, în faza de golire va fi:

$$\eta_{g,AP} = \frac{P_{c,g}}{P_{a,g}} = \frac{\eta_m \eta_p}{\left(1 - \frac{Q_{H,g}}{Q^{(0)}_{SP-R-H,g}} \right) \left[1 + \frac{M}{N^2 H^{(0)}_{SP-R-H,g}} (Q_{SP-R-H,g} - Q_{H,g}) \right]} \quad (4.83)$$

Considerații finale

Noțiunile prezentate în acest subcapitol sunt necesare pentru dimensionarea optimă a stațiilor locale și zonale de ridicare a presiunii apei reci.

4.3. Dimensionarea optimă (economică) a rețelelor de conducte

4.3.1. Bazele calculului hidraulic în regim permanent de curgere a apei

Alimentarea cu apă a marilor centre urbane și industriale se efectuează prin rețele de distribuție cu dimensiuni din ce în ce mai mari, fiind necesar ca, în scopul asigurării unei uniformizări și a unei mai mari stabilități a liniilor de presiune cu efecte economico-energetice favorabile, să fie realizate cu o structură tot mai complexă (rețele inelare, alimentate din mai multe surse, stații de pompare integrate, elemente potențiale interioare etc.). De asemenea, proiectarea extinderilor sau

reconsiderarea unor rețele în vederea optimizării energetice a funcționării acestora conduce la complicarea schemei generale a sistemului și implicit la sporirea dificultăților de calcul.

Oricărei rețele de distribuție îi corespunde un graf asociat orientat, compus din arce, care pot reprezenta tronsoane, pompe sau armături, și vârfuri, ca rezervoare, pompe sau intersecții de conducte. Topologia unei astfel de rețele poate fi descrisă complet și univoc cu ajutorul matricei de incidentă și a matricei ciclurilor, construite pentru graful asociat acesteia.

Pentru o rețea inelară cu topologie simplă se poate stabili între numărul de tronsoane T , noduri N și inele fundamentale (conținând eventual și pompe integrate pe artere) M , relația Euler [88], care dă numărul ciclomatic în graf, iar în cazul topologiei complexe, cu rezervoare și pompe în noduri, la numărul de inele fundamentale dat de această relație se mai adaugă $N_{RP}-I$ pseudoinele (fictive), astfel încât numărul total de inele independente M se determină cu relația:

$$M = T - N + N_{RP} \quad (4.84)$$

în care:

N_{RP} este numărul total al rezervoarelor și pompelor din noduri.

Prin *calculul hidraulic* al rețelelor de distribuție se urmărește determinarea diametrelor, debitelor și pierderilor de presiune pe tronsoane, astfel încât să se asigure în toate nodurile de consum debitele necesare și presiunea de serviciu. La acest calcul trebuie să se respecte legile de mișcare a apei de-a lungul tuturor conductelor, exprimate prin condițiile:

- continuitatea debitului în noduri

$$f_j = \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq j}}^N Q_{ij} + q_j = 0 \quad (j=1, \dots, N - N_{RP}) \quad (4.85)$$

în care:

f_j este debitul rezidual (neînchiderea) din nodul j ;
 Q_{ij} debitul de tranzit al tronsonului ij , cu semnul (+) când intră în nodul j , respectiv (-) când iese din nodul j ;
 q_j debitul concentrat al nodului j , cu semnul (+) când alimentează nodul și cu semnul (-) când se consumă în nod;
 conservarea energiei pe inele:

$$\Delta h_m = \sum_{\substack{ij \in m \\ ij=1}}^T \varepsilon_{ij} h_{ij} - f_m = 0 \quad (m=1, \dots, M) \quad (4.86)$$

în care:

Δh_m este pierderea de sarcină reziduală (divergența) din inelul m ;
 h_{ij} pierderea longitudinală de sarcină pe tronsonul ij ;
 ε_{ij} orientarea tronsonului ij cu valoarea (+1) sau (-1), după cum sensul de curgere a apei în conducta ij este același sau opus cu sensul de parcurs al inelului m , și valoarea (0), dacă $ij \notin m$;
 f_m sarcina piezometrică introdusă de elementele potențiale din inelul m , dată de relațiile:

inele închise simple:

$$f_m = 0 \quad (4.87)$$

inele închise conținând pompe integrate pe artere:

$$f_m = \sum_{\substack{ij \in m \\ ij=1}}^T \varepsilon_{ij} H_{p,ij} \quad (4.88)$$

inele deschise cu pompe și/sau rezervoare în noduri:

$$f_m = Z_I - Z_E \quad (4.89)$$

unde:

$H_{p,ij}$ este înălțimea de refulare a pompei integrate pe artera ij , la debitul Q_{ij} ;

Z_I, Z_E cotele piezometrice la instalațiile de punere sub presiune de la intrare, respectiv ieșire din ciclu.

În cazul particular al rețelelor ramificate ($M = 0$, $T = N - 1$) numărul ecuațiilor de nod egal cu $N - 1$ este suficient pentru determinarea debitelor ca necunoscute.

Atât la dimensionarea cât și la verificarea funcționării rețelelor de distribuție, calculul hidraulic este de cea mai mare însemnătate, implicând în ambele cazuri echilibrarea debitelor în rețelele de tip inelar.

Relațiile (4.85) și (4.86) constituie modelul matematic pe baza căruia s-au elaborat mai multe metode de echilibrare hidraulică a rețelelor inelare, în cadrul cărora se folosesc diverse procedee de rezolvare a sistemului de ecuații neliniare formulat, în funcție de mărimile hidraulice adoptate ca necunoscute.

Indiferent de metoda utilizată, se dispune de un număr T de ecuații, dat de relația generală (4.84), care pot avea ca necunoscute debitele sau pierderile de sarcină pe tronsoane. În ambele cazuri intră implicit ca necunoscute și diametrele conductelor prin intermediul rezistențelor hidraulice ale acestora. Deci, se poate afirma că numărul total al necunoscutelor este $2T$, iar numărul ecuațiilor pentru aceeași rețea este T , apărând din punct de vedere matematic o problemă nedeterminată, cu gradul de nedeterminare egal cu numărul ciclomatic M al grafului topologic al rețelei.

Nedeterminarea se ridică, de obicei, alegându-se diametrele printr-un calcul de predimensionare. Astfel, la efectuarea calculului hidraulic al rețelelor inelare de distribuție a apei se poate spune că s-au conturat două probleme principale:

- *analiza rețelei*, având drept scop determinarea debitelor reale în conducte și verificarea cotelor piezometrice în noduri, considerând ca date topologia rețelei, debitele concentrate în noduri și respectiv diametrele;

- *proiectarea (sinteza) rețelei*, presupunând atât dimensionarea rețelei, care este necesar a se efectua după criterii tehnice și economico-energetice bine fundamentate (proiectarea optimă), cât și verificarea hidraulică a acesteia.

4.3.2. Relația funcțională pierdere de sarcină-debit în conducte cu debit constant

La calculul hidraulic al conductelor rețelelor de distribuție a apei este necesar să se determine pierderile de energie care intervin în transportul apei, ce se manifestă în principal ca pierderi de presiune (de sarcină), dominante fiind cele longitudinale.

Potrivit prevederilor STAS-ului 4163, calculul pierderii de sarcină în conductele rețelelor exterioare de alimentare cu apă, în ipoteza consumului la noduri, se efectuează cu relația Darcy - Weisbach;

$$h_{ij} = \frac{8}{\pi^2} \lambda_{ij} \frac{L_{ij}}{D_{ij}^5} Q_{ij}^2 \quad (4.90)$$

în care:

L_{ij} , D_{ij} , Q_{ij} , λ_{ij} sunt respectiv lungimea, diametrul, debitul și coeficientul de rezistență hidraulică a tronsonului ij , care variază în funcție de regimul de mișcare a apei în conductă;

r exponent cu valoarea 5;

g accelerația gravitațională.

Dintre relațiile generale de calcul a coeficientului λ , cu valabilitate extinsă asupra întregului regim turbulent, se recomandă relația Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{\Delta}{3,71D} \right) \quad (4.91)$$

unde:

Re este numărul Reynolds; D - diametrul conductei;

Δ rugozitatea absolută a peretelui conductelor, care are valorile conform STAS-ului 4163.

În scopul realizării unei economii, la timpul afectat calculatorului, se recomandă pentru calculul coeficientului λ în domeniul turbulenței tranzitorii (când criteriul Moody, $Re \sqrt{\lambda} \Delta/D$, are valori între 14 și 200) expresia explicită [5]:

$$\sqrt{\lambda} = \frac{A + \sqrt{A^2 + 16 \sqrt{\lambda_p} Re \Delta / D}}{2 Re \Delta / D} \quad (4.92)$$

în care:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_p}} = -2 \lg \frac{\Delta}{D} + 1,138 \quad (4.93)$$

$$A = Re \frac{\Delta}{D} \sqrt{\lambda_p} + 8 \sqrt{\lambda_p} - 4 \quad (4.94)$$

unde:

λ_p este coeficientul de rezistență hidraulică corespunzător regimului turbulent pătratic de curgere a apei.

Relația (4.90) este incomodă de utilizat pentru calculul unei rețele de conducte și de aceea este convenabil a se pune sub o formă asemănătoare cu cea pentru cazul curgerii apei în regim pătratic de tip Chezy-Manning.

Așa cum reiese din reprezentarea grafică data de diagrama lui Moody, relația Colebrook-White poate fi aproximată pe intervale mari de debit cu o variație liniară pentru diverse valori ale raportului Δ/D . Pornind de la această observație, coeficientul de rezistență λ_{ij} se exprimă sub forma:

$$\lambda_{ij} = \lambda_* Q_{ij}^{-\mu} \quad (4.95)$$

în care:

λ_* și μ sunt constante pentru intervalul de variable a debitelor tranzitate în conductele rețelei și Δ/D_{ij} constant.

Alegând două debite Q_1 și Q_2 , respectiv valorile Re_1 și Re_2 ale numărului Reynolds, care limitează domeniul de variație a debitelor pe tronsoane, se calculează coeficienții λ_1 și λ_2 corespunzători, cu relația explicită (4.92).

Logaritmând relația (4.95) scrisă pentru cele două debite se obține un sistem de două ecuații cu necunoscutele λ și μ , a cărui rezolvare conduce la expresiile:

$$\mu = \frac{\lg \lambda_2 - \lg \lambda_1}{\lg Q_1 - \lg Q_2} = \frac{\lg \lambda_2 - \lg \lambda_1}{\lg Re_1 - \lg Re_2} \quad (4.96)$$

$$\lambda_* = \lambda_1 Q_1^\mu = \lambda_1 \left(\frac{\pi v D_{ij}}{4} \right)^\mu Re_1^\mu \quad (4.97)$$

în care:

v este vâscozitatea cinematică a apei.

Introducând în relația (4.90) expresia (4.95) a coeficientului λ_{ij} se exprimă pierderea de sarcină prin relația de forma generală:

$$h_{ij} = \frac{8\lambda_*}{\pi^2 g} \frac{L_{ij}}{D_{ij}^r} Q_{ij}^\beta = S_{ij} Q_{ij}^\beta = S_{ij} Q_{ij} \left| Q_{ij} \right|^{\beta-1} \quad (4.98)$$

unde:

$$S_{ij} = k \frac{L_{ij}}{D_{ij}^r}, \quad (4.99)$$

$$k = \frac{8\lambda_*}{\pi^2 g}, \quad (4.100)$$

$$\beta = 2 - \mu, \quad (4.101)$$

în care:

S_{ij} este modulul de rezistență hidraulică a tronsonului ij .

Se observă că, relația de tip Chezy-Manning poate fi obținută prin particularizarea relației (4.98) pentru: $\beta = 2$; $r = 5,33$; $\lambda_* = k(\pi^2 g/8)$; $k = 10,33 \text{ n}^2$, unde k este coeficientul ce caracterizează rugozitatea conductelor, în funcție de coeficientul Manning n .

Admițând viteza medie a apei de 0,3... 1,5 m/s, pe baza relațiilor (4.92), (4.96), (4.97) și (4.101), s-a calculat variația parametrilor λ_* și β pentru conducte din diferite materiale și temperaturi ale apei de 10 °C (sursă subterană) și 20 °C (sursă de suprafață), care este reprezentată grafic în diagramele din figura 4.15 [91]

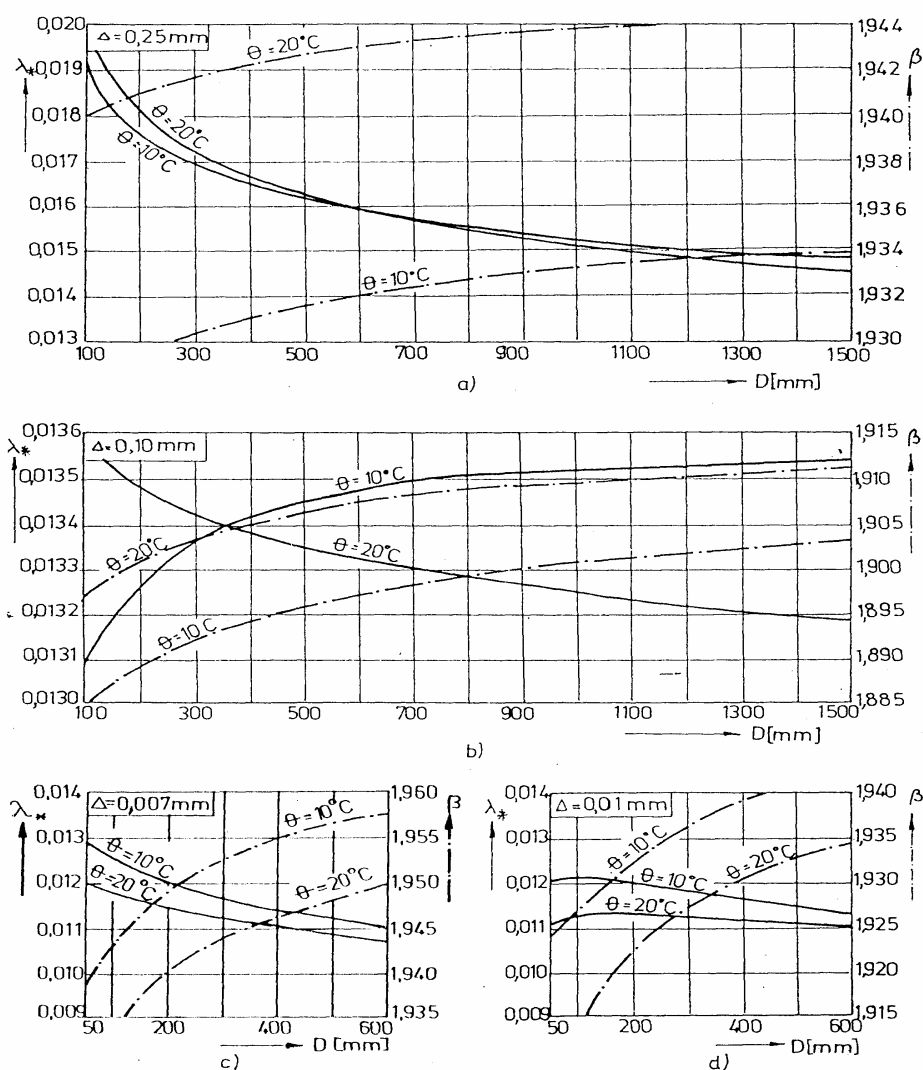


Fig. 4.15 - Diagrame de variație a parametrilor λ_* și β :
a - beton armat și fontă; b - oțel; c - azbociment; d - PVC

4.3.3. Principii generale și date inițiale de calcul

Soluția optimă de rețea de pompare a apei reprezintă varianta de rețea care, satisface simultan condițiile constructive, funcționale și de natură economică, pentru a se încadra eficient în sistemul de alimentare cu apă considerat. O influență hotărâtoare asupra soluției optime o are poziția instalației de pompare a apei în cadrul rețelei, de care depinde graficul energetic al acesteia.

În general, configurația geometrică a unei rețele de pompare a apei este condiționată de o serie de factori cum sunt: natura reliefului, sistematizarea teritorială, existența în aceeași zonă a altor tipuri de rețele hidraulice, termice, electrice etc., posibilitățile de extindere a rețelelor existente și a sistemului de alimentare cu apă în care sunt încadrate și de alte condiții locale. Din această cauză, în practică nu se poate vorbi de stabilirea unei configurații optime de rețea de pompare a apei dintre toate variantele teoretic posibile ci numai, de varianta optimă (economică) a unei rețele de conducte de pompare a apei, de configurație geometrică dată.

Datele inițiate de calcul sunt următoarele:

- natura și caracteristicile materialelor din care sunt executate conductele;
- lungimile fizice, l_i ale tuturor tronsoanelor rețelei;
- cotele geodezice ale nodurilor rețelei;
- debitele de apă circulate prin fiecare tronson al rețelei;
- tipul și numărul rezistențelor hidraulice locale pe fiecare tronson al rețelei;
- presiunile de utilizare la armăturile montate în punctele de consum ale apei.

Se descompune întreaga rețea în $i=1,2,\dots,n$ tronsoane componente, identificate prin nodurile de joncțiune la traseul principal sau la traseele secundare ale rețelei.

Problema de dimensionare constă în determinarea diametrului fiecărui

tronson al rețelei, în care scop se dispune de o singură ecuație $Q = \frac{\pi \cdot d^2}{4} v$ cu

două necunoscute d și v , astfel încât apare o nedeterminare.

Pentru înlăturarea nedeterminării se introduce condiția economică, exprimată printr-o anumită funcție obiectiv. Valoarea funcției obiectiv și domeniul variabilelor de decizie se limitează printr-o serie de condiții secundare sau restricții, care constituie elemente componente importante și necesare ale modelelor de optimizare.

În cazul sistemelor de ridicare a presiunii apei reci, optimizarea urmărește să determine valori optime (economice) pentru cele n diametre ($d_1, d_2, d_3, \dots, d_n$) ale rețelei, care minimizează funcția obiectiv $f(d_i), i=1,2,\dots,n$ și satisfac, în același timp, un număr de restricții $g_j(d_i) \{ \leq, =, \geq \} b_j, j=1,2,\dots,m$, în care b_j sunt constante cunoscute.

4.3.4. Criterii de optimizare a dimensionării rețelelor de distribuție

Proiectarea unei rețele de distribuție a apei determină *variabilele de proiectare* ce respectă anumite condiții (*restricțiile proiectării*) impuse de comportarea și funcționalitatea rețelei, minimizând o *funcție de performanță* (*funcția obiectiv* sau *funcția criterială*).

Se consideră soluția optimă a problemei de proiectare, soluția care conduce la cea mai bună alegere a variabilelor în condițiile îndeplinirii tuturor limitărilor și restricțiilor puse. Calculul de optimizare a diametrelor pentru conductele rețelelor de distribuție a apei presupune deci stabilirea unei funcții obiectiv, mono sau multicriteriale, care prezintă prioritate din punct de vedere economico-energetic în etapa respectivă. Se pot folosi *criterii de cost* sau *energetice*, simple ori compuse, care țin seama de investiția necesară realizării rețelei, costul energiei de pompare, cheltuielile de exploatare, energia înglobată, energia consumată etc.

Astfel, dacă se consideră ca funcție obiectiv o funcție dependentă de mărimea investițiilor C_c , valoarea ei crește o dată cu mărimea diametrului D al conductelor, iar dacă se alege ca funcție obiectiv o funcție dependentă de costul energiei necesare pomparei C_e , valoarea funcției scade cu creșterea diametrelor (fig. 4.16). Considerând funcția bicriterială F_c dependentă atât de mărimea investițiilor cât și de costul energiei de pompare, soluția optimă corespunde minimului acestei funcții, obținută prin compunerea grafică a celor două costuri componente.

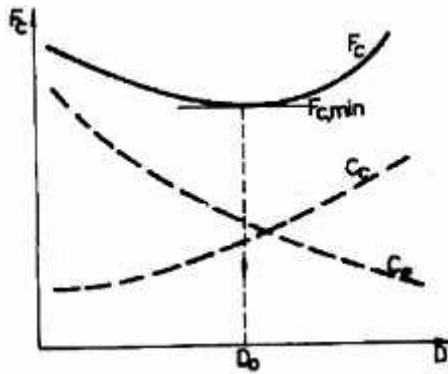


Figura 4.16 Reprezentarea funcției obiectiv bicriteriale la o conductă de alimentare prin pompare

În etapa actuală aceste criterii prezintă o mare importanță, deoarece pe de o parte reducerea investiției înseamnă și diminuarea cantității de materiale pe ansamblul rețelei, iar pe de altă parte scăderea costului energiei de pompare înseamnă și micșorarea consumului energetic, care constituie o problemă majoră pe scara mondială.

Investiția necesară pentru o rețea, C_c , se obține prin însumarea investițiilor necesare fiecărei conducte componente, cu relația:

$$C_c = \sum_{ij=1}^T (a + bD_{ij}^{\alpha}) L_{ij} \quad (4.102)$$

în care:

T	este numărul tronsoanelor de conducte din rețea;
a, b, α	parametrii de cost,
D_{ij}, L_{ij}	diametrul și lungimea tronsonului ij .

Investiția în stația de pompare, C_p , proporțională cu puterea instalată, are forma:

$$C_p = \frac{g}{\eta} f \sigma Q_p \left(\sum h_{ij} + H_o \right) \quad (4.103)$$

în care:

η	este randamentul global al instalației de pompare;
f	costul de instalare a unității de putere;
σ	factor supraunitar ce ține seama de rezerva de putere instalată;
Q_p	debitul pompat în rețea prin stație;
$\sum h_{ij}$	suma pierderilor de sarcină pe un traseu defavorabil, plecând de la stația de pompare spre punctul obligat;
H_o	componenta geodezică și de utilizare a înălțimii de pompare.

Costul anual al energiei de pompare, C_e , se definește prin expresia:

$$C_e = W_e e = \frac{g}{\eta} 730 e \tau \sum_1^{12} \Phi_k Q_p \left(\sum h_{ij} + H_o \right) \quad (4.104)$$

unde:

W_e	este energia consumată pentru pomparea apei;
e	tariful energiei electrice;
$\tau = T_p / 8760$	- coeficientul pomparii, ce ține seama de numărul efectiv de ore T_p de pompare pe perioada unui an;
Φ_k	raportul între debitul lunar mediu și debitul pompat, cu valoarea 1 pentru întreprinderile industriale la care se livrează un debit constant pe tot parcursul anului și pentru care corespunde $\sum_1^{12} \Phi_k = 12$, iar pentru centrele populate se poate opera cu un șir de 12 valori [77], căruia îi corespunde $\sum_1^{12} \Phi_k = 10,44$.

Cheltuielile anuale de exploatare, C_{ex} , se exprimă sub forma:

$$C_{ex} = p_1 C_c + p_2 C_p + C_e \quad (4.105)$$

în care:

p_1 și p_2	sunt cotele de reparații, întreținere și revizii periodice pentru conductele rețelei, respectiv pentru stația de pompare.
----------------	---

Cheltuielile anuale de investiție și exploatare, C_{an} , se definesc cu ajutorul funcției multicriteriale:

$$C_{an} = \beta_0 (C_c + C_p) + C_{ex} \quad (4.106)$$

în care:

$\beta_0 = 1/T_r$ este cota de amortizare pentru durata de exploatare T_r
Cheltuielile totale actualizate, $C_{ac,r}$, se exprimă prin funcția multicriterială:

$$C_{an} = C_c + C_p + \frac{(1 + \beta_0)^{t-1}}{\beta_0(1 + \beta_0)^t} C_{ex} \quad (4.107)$$

și se consideră pe toată durata de exploatare ($t = T_r$).

Energia înglobată în rețea, W_c , se definește cu ajutorul funcției obiectiv binomiale de forma (4.102), în care parametrii a , b , α au valorile corespunzătoare din tabelul 4.2

Consumul energetic al rețelei, W_e , însumează energia înglobată în rețea și cea cheltuită pentru exploatarea rețelei, corespunzător perioadei de un an și se exprimă cu relația:

$$W_r = (\beta_0 + p_1)W_c + W_e \quad (4.108)$$

în care:

W_c este energia înglobată în rețea;
 W_e energia consumată pentru pomparea apei, având expresia dedusă din (4.104).

Consumul specific de energie pentru distribuția apei în rețea, w_{sd} , în kWh/m³, se obține raportând puterea hidraulică disipată pe artere la suma debitelor de consum din noduri:

$$w_{sd} = 0,00272 \frac{\sum_{ij=1}^T S_{ij} |Q_{ij}|^{\beta+1}}{\sum_{\substack{j=1 \\ q < 0}}^N q'_j} \quad (4.109)$$

în care:

Q_{ij} , S_{ij} sunt debitul și modulul de rezistență hidraulică al tronsonului ij ;

q'_j debitul consumat în nodul j .

Ținând seama de relațiile (4.102)...(4.108) și făcând notațiile:

$$r_a = \frac{(1 + \beta_0)^{t-1}}{\beta_0(1 + \beta_0)^t} \quad (4.110)$$

$$\xi_1 = r_a p_1 + \frac{t}{T_r}; \quad \xi_2 = r_a p_2 + \frac{t}{T_r}; \quad (4.111)$$

$$\psi = \frac{9,81}{\eta} \left(f\sigma\xi_2 + 730r_a e\tau \sum_1^{12} \Phi_k \right) \quad (4.112)$$

se stabilește o funcție obiectiv complexă multicriterială, de forma generală:

$$F_c = \xi_1 \sum_{ij=1}^T (a + bD_{ij}^\alpha) L_{ij} + \Psi \sum_{j=1}^{NP} Q_{p,j} (\sum h_{ij} + H_o)_j \quad (4.113)$$

unde:

- t este durata pentru care se aplică criteriul de optimizare exprimat prin funcția obiectiv, având valoarea 1 sau T ;
 NP numărul stațiilor de pompare.

Funcția obiectiv (4.113) dă posibilitatea ca, prin particularizarea parametrului de timp t și a celorlalți parametri economici și energetici caracteristici sistemului de distribuție, să se obțină câte o funcție criterială particulară având una din formele (4.102)...(4.108). De exemplu, pentru $t=1$, $r_a = 1$, $e = 1$, $f=0$ se obține criteriul consumului energetic minim al rețelei.

Având în vedere că diametrele conductelor unei rețele pot lua valori în gama diametrelor succesive, variind între 20 și 30%, se pot adopta valori medii pentru anumiți parametri cu variații în limite cunoscute.

Pentru rețelele alimentate prin pompare, literatura de specialitate [50], [77], [94], [95] recomandă folosirea criteriului *cheltuielilor anuale de investiție și exploatare minime* (CAN), existând și unele modele de calcul optimal având la bază acest criteriu, dar care nu se aplică în mod curent în practică. Explicarea cea mai probabilă a neutilizării lor provine de la majorarea diametrelor față de cele obținute prin metoda clasică, ceea ce presupune un efort inițial de investiție superior economiei în exploatare, care ar putea fi realizată numai pe întreaga durată de recuperare. La aceasta se mai adaugă faptul că și costurile de exploatare se eșalonează în timp și se suportă mai ușor, chiar dacă în total sunt mai mari decât în cazul diametrelor optime.

Se poate aduce totuși și o critică utilizării criteriului CAN, prin aceea că adoptând la realizarea investiției diametrele optime obținute pe baza acestui criteriu, ele devin neeconomice la un moment dat după execuție, datorită evoluției prețurilor în timp.

De aceea este recomandabilă dinamizarea criteriului CAN folosind *criteriul cheltuielilor totale actualizate minime* (CTA), primul reprezentând de fapt un caz particular al celui de-al doilea, atunci când investiția se realizează într-un an, cheltuielile de exploatare fiind aceleași de la an la an, iar durata de viața a sistemului de distribuție este mare.

De asemenea, se recomandă utilizarea unor criterii diferite de cele de cost, cum sunt cele energetice. În acest sens, un alt mod de a pune problema, care-și păstrează mai bine valabilitatea în timp și conduce la omogenizarea funcției criteriale, este dimensionarea rețelei pe *criteriul minimului sumei dintre energia înglobată și cea cheltuită pentru exploatare* (WT).

În cazul rețelelor cu funcționare gravitațională, curgerea apei este asigurată de energia potențială inițială, acumulată în rezervoarele de înmagazinare, iar dimensionarea optimă a acestora se efectuează pe baza *criteriului investiției minime* sau al *energiei înglobate minime* și a unor condiții suplimentare pentru a nu se ajunge la o funcție monotona.

Optimizarea dimensionării conductelor rețelei de pompare a apei, după criteriul costului specific minim de investiție și de exploatare

Funcția obiectiv se exprimă ca suma costurilor anuale de investiție $I(d_i)$ și de exploatare $E(d_i)$ a rețelei prin relația:

$$f(d_i) = I(d_i) + E(d_i) \quad \left[\frac{\text{lei}}{\text{an}} \right] \quad (4.114)$$

în care:

$$I(d_i) = \sum_{j=1}^n c_j I_j(d_i) = \sum_{i=1}^n [c_1 I_{1i}(d_i) + c_2 I_{2i}(d_i) + c_3 I_{3i}(d_i) + c_4 I_{4i}(d_i)] \quad (4.115)$$

și:

$$E(d_i) = \sum_{i=1}^n E_i(d_i) \quad (4.116)$$

unde:

- I_i reprezintă costurile de investiție ale rețelei de conducte $I_1(d_i)$, izolațiilor conductelor $I_2(d_i)$, agregatelor de pompare $I_3(d_i)$ (cuplate sau nu cu hidrofor) și armăturilor $I_4(d_i)$;
- $E(d_i)$ costul anual al energiei de pompare a apei pe traseul principal al rețelei format din $k(i=1,2,\dots,k)$ tronsoane de conducte montate în serie, de diametre d_i ;
- c_j coeficienți care includ cotele anuale de recuperare a investiției pe durata de amortizare a acestora, de reparații curente, întreținere, revizii periodice și reparații capitale ale rețelei ($j=1, 2, 3, 4$).

În general, funcțiile $I_j(d_i)$ și $E(d_i)$ se explicitează prin funcții polinomiale, în care coeficienții polinomiali a_i , $i=0,1,2,\dots,n$, sunt coeficienți de natură economică, ce depind de costurile specifice ale materialelor, agregatelor de pompare, armăturilor etc. și al energiei electrice consumate pentru pomparea apei și se determină prin metode de interpolare de tip Newton sau Lagrange.

Astfel, costurile specifice ale conductelor rețelei de pompare a apei $I_{1i}(d_i)$ și ale izolațiilor acestora, $I_{2i}(d_i)$ se pot calcula cu relațiile:

$$I_{1i}(d_i) = (a_0 + a_1 d_i^\alpha) I_1 \quad (4.117)$$

$$I_{2i}(d_i) = (a_2 + a_3 d_i) I_1 \quad (4.118)$$

în care coeficienții a_0 , a_1 , a_2 , a_3 și α depind de natura materialelor conductelor și izolațiilor acestora și de costurile lor unitare.

În cazul general, costul de investiție al unei instalații de pompare a apei, cuplată cu recipiente de hidrofor și rezervor-tampon deschis, se determină cu relația:

$$I_{3i}(d_i) = I_{31i}(d_i) + I_{32i}(d_i) + I_{33i}(d_i) \quad (4.119)$$

în care:

- $I_{31i}(d_i)$ reprezintă costul de investiție al agregatelor de pompare a apei;

$I_{32i}(d_i)$ costul de investiție al recipientelor de hidrofor;
 $I_{33i}(d_i)$ costul de investiție al rezervorului tampon deschis.

Costul de investiție al compresorului de aer reprezintă o valoare constantă, independent de mărimea instalației de hidrofor și nu influențează soluția optimă de rețea de pompare a apei. De asemenea, costul de investiție al clădirii stației de hidrofor nu afectează soluția optimă de rețea, întrucât pentru mărimile uzuale ale instalațiilor de hidrofor acest cost are o valoare practic constantă.

Costul de investiții al agregatelor de pompare a apei, I_{31i} , se explicitează pornind de la variația costurilor pompelor (redate în cataloagele furnizorilor), cu puterea nominală, P [kW], exprimată prin relația cunoscută, $p = \frac{\rho g Q_p H_p}{\eta}$, în care se înlocuiește înălțimea de pompare necesară, H_p și, se ajunge la relația:

$$I_{31i}(d_i) = a_4 + \frac{a_5}{d_i^5} \quad (4.120)$$

Costurile de investiție ale recipientelor de hidrofor, $I_{32i}(d_i)$, și respectiv, ale rezervorului tampon deschis, $I_{33i}(d_i)$, se determină cu relațiile:

$$I_{32i}(d_i) = a_6 + \frac{a_7}{d_i^5} \quad (4.121)$$

$$I_{33i}(d_i) = a_8 \quad (4.122)$$

rezultate din analiza costurilor acestora cu volumele necesare ale recipientelor respective, calculate cu relațiile cunoscute.

Costul de investiție al armăturilor rețelei de pompare a apei se determină cu relația:

$$I_{4i}(d_i) = a_9 + a_{10} d_i^\alpha \quad (4.123)$$

Costul total anual de investiție al rețelei de conducte de pompare a apei, $I(d_i)$, va fi dat de relația:

$$I(d_i) = \sum_{i=1}^n A_{1i} + \sum_{i=1}^n (A_{2i} d_i^\alpha + A_{3i} \frac{1}{d_i^5} + A_{4i} d_i) \left[\frac{lei}{an} \right] \quad (4.124)$$

în care, s-a ținut seama de relațiile (4.115), (4.117), (4.118), și (4.119) și s-au notat:

$$A_{1i} = (c_1 a_{10} + c_2 a_2) 1_i + c_3 (a_4 + a_6 + a_8) + c_4 a_9 \quad (4.125)$$

$$A_{2i} = c_1 a_1 1_i + c_4 a_{10} \quad (4.126)$$

$$A_{3i} = c_3 (a_5 + a_7) \quad (4.127)$$

$$A_{4i} = c_2 a_3 \cdot 1_i \quad (4.128)$$

Costul anual al energiei electrice de pompare a apei $E(d_i)$, se calculează în funcție de durata efectivă, t_i (în ore/an) de funcționare a pompelor, de putere

electrică consumată, P_i [kW], costul specific e_i , al energiei electrice (în lei/kWh) și de coeficientul ψ_i de neuniformitate al funcționării stației de pompare, cu relația:

$$E(d_i) = \sum_{i=1}^k t e_i \psi_i P_i \quad [\text{lei/an}] \quad (4.129)$$

în care, înlocuind relația de calcul a puterii, P_i , și după efectuarea calculelor, se obține:

$$E(d_i) = \sum_{i=1}^k (A_{5i} + A_{6i} \cdot \frac{1}{d_i^5}) \quad (4.130)$$

Ținând seama de relațiile (4.124), și (4.130), expresia funcției obiectiv (4.114) devine:

$$f(d_i) = \sum_{i=1}^n A_{1i} + \sum_{i=1}^n (A_{2i} d_i^\alpha + A_{3i} \frac{1}{d_i^5} + A_4 d_i) + \sum_{i=1}^k (A_{5i} + A_{6i} \frac{1}{d_i^5}) \quad (4.131)$$

care admite un minim, în punctele de minim local (puncte staționare) în care derivatele parțiale se anulează:

$$\begin{cases} f'_{d_1}(d_1, d_2, \dots, d_n) = 0 \\ f'_{d_2}(d_1, d_2, \dots, d_n) = 0 \\ \dots \\ f'_{d_n}(d_1, d_2, \dots, d_n) = 0 \end{cases} \quad (4.132)$$

Considerând că traseul principal al rețelei de conducte de pompare a apei, este format din $i=1,2,3,\dots,k$ tronsoane (numerotate de la punctul de consum cel mai dezavantajat din punct de vedere hidraulic, până la stația de pompare a apei) și că tronsoanele care alcătuiesc traseele secundare (ramificațiile) sunt numeroase cu $i=k+1, k+2,\dots, n$, și observând că termenul $A_4 d_i$ are un ordin de mărime de 100 de ori mai mic decât ceilalți termeni ai funcției $f(d_i)$, astfel încât poate fi neglijat (eroarea comisă fiind sub 1%), prin rezolvarea sistemului de ecuații (4.132) se obțin următoarele formule de calcul a diametrelor economice ale conductelor:

- pentru traseul principal al rețelei de pompare a apei:

$$d_{eci} = \left(\frac{5}{\alpha} \cdot \frac{A_{3i} + A_{6i}}{A_{2i}} \right)^{\frac{1}{\alpha+5}} ; i = 1, 2, \dots, k \quad (4.133)$$

cu restricțiile:

$$d_{ec1} \leq d_{ec2} \leq \dots \leq d_{eck} \quad \text{și} \quad v_i \leq \begin{cases} 2m/s & \text{pentru rețele interioare} \\ 3m/s & \text{pentru rețele exterioare} \end{cases}$$

- pentru traseele secundare ale rețelei:

$$d_{eci} = \left(\frac{5}{\alpha} \cdot \frac{A_{3i}}{A_{2i}} \right)^{\frac{1}{\alpha+5}} \quad (4.134)$$

Optimizarea dimensionării conductelor rețelei de pompare a apei, după criteriul energiei specifice minime

Energia înglobată în elementele componente ale instalației de pompare a apei, inclusiv în rețeaua de conducte ca și energia electrică consumată în exploatare pentru pomparea apei în rețea, se exprimă, de regulă, în unități echivalente, cea mai utilizată fiind kg de combustibil convențional (kg c.c), [15], [16].

Funcția obiectiv pentru determinarea diametrelor optime (economice) ale rețelei de pompare a apei se exprimă ca suma energiei totale înglobată în elementele componente ale rețelei, $E_r(d_i)$ și a energiei de pompare a apei în rețea $E_p(d_i)$:

$$F(d_i) = E_r(d_i) + E_p(d_i) \quad [\text{kg.c.c./an}] \quad (4.135)$$

Pentru explicitarea funcției obiectiv $F(d_i)$ se procedează analog ca în cazul funcției de cost specific $f(d_i)$, folosind funcții polinomiale și aplicând metode de interpolare de tip Newton sau Lagrange. După efectuarea calculelor, se ajunge [15] la expresia:

$$F(d_i) = \sum_{i=1}^n B_{1i} + \sum_{i=1}^n (B_{2i} d_i^\beta + B_{3i} \frac{1}{d_i^5} + B_{4i} d_i) + \sum_{i=1}^K (B_{5i} + B_{6i} \frac{1}{d_i^5}) \quad (4.136)$$

în care, B_{ji} , $j=1...6$, $i=1...n$, și β sunt coeficienți ce depind de energia înglobată în instalație, respectiv consumată în exploatare pentru pomparea apei.

Funcția obiectiv (4.136) îndeplinește condițiile necesare și suficiente de minim. Soluția optimă se obține rezolvând sistemul de ecuații cu derivate parțiale:

$$\begin{cases} F'_{d_1}(d_1, d_2, \dots, d_n) = 0 \\ F'_{d_2}(d_1, d_2, \dots, d_n) = 0 \\ \dots \\ F'_{d_n}(d_1, d_2, \dots, d_n) = 0 \end{cases} \quad (4.137)$$

din care rezultă:

diametrele economice ale traseului principal al rețelei de pompare a apei:

$$d_{eci} = \left(\frac{5}{\beta} \cdot \frac{B_{3i} + B_{6i}}{B_{2i}} \right)^{\frac{1}{\beta+5}} ; i=1,2,\dots,k \quad (4.138)$$

cu restricțiile:

$$d_{ec1} \leq d_{ec2} \leq \dots \leq d_{eck} \quad \text{și} \quad v_i \leq 2m/s \quad \text{pentru instalații interioare}$$

$$v_i \leq 3m/s \quad \text{pentru rețele exterioare}$$

diametrele economice ale ramificațiilor rețelei:

$$d_{eci} = \left(\frac{5}{\beta} \cdot \frac{B_{3i}}{B_{2i}} \right)^{\frac{1}{\beta+5}} ; i=k+1, k+2, \dots, n \quad (4.139)$$

4.3.5. Modelul de optimizare neliniară

Modelul de optimizare neliniară (MON) presupune cunoscută topologia rețelei, precum și unii parametri energetico-economici și hidraulici, făcând posibilă dimensionarea optimală a rețelelor inelare prin minimizarea unuia dintre criteriile de optimizare exprimate prin funcția obiectiv complexă de forma generală (4.113).

Dacă se explicitază diametrul D_{ij} din relația de formă generală în funcție de debit și de pierderea de sarcină:

$$D_{ij} = k^r Q_{ij}^r h_{ij}^r L_{ij}^r \quad (4.140)$$

și se introduce în funcția obiectiv (4.113), ținând seama de ecuațiile de continuitate a debitului (4.85) și de conservare a energiei pe inele (4.86), precum și pe câte un traseu de conducte cuprins între instalațiile de pompare și nodurile obligate din sistem, dimensionarea optimală a rețelelor inelare se efectuează cu modelul matematic:

$$F_c = \xi_1 \sum_{j=1}^T \left(a + bk^r Q_{ij}^r \frac{\beta\alpha}{r} h_{ij}^{-\frac{\alpha}{r}} L_{ij}^{\frac{-\alpha}{r}} \right) L_{ij} + \psi \sum_{j=1}^{NP} Q_{p,j} (\sum h_{ij} + H_o)_j \rightarrow \min \quad (4.141)$$

$$\sum_{\substack{i=1 \\ i \neq j}}^N Q_{ij} + q_j = 0 \quad (j=1, \dots, N-NP) \quad (4.142)$$

$$\sum_{\substack{ij \in m \\ ij=1}}^N \varepsilon_{ij} h_{ij} - f_m = 0 \quad (m=1, \dots, M) \quad (4.143)$$

$$Z_{IP,j} - \sum_{ij=1}^{NT_j} \varepsilon_{ij} (h_{ij} - H_{p,ij}) - Z_0 = 0 \quad (j=1, \dots, NP) \quad (4.144)$$

in care:

- $Z_{IP,j}$ este cota piezometrica la instalația de punere sub presiune IP_j ;
- Z_0 cota piezometrică în nodul obligat O ;
- NT_j numărul tronsoanelor de conducte aflate pe traseul IP_j - O ;
- H înălțimea de refulare a pompelor integrate pe artera ij .

Modelul de optimizare (4.141)...(4.144) reprezintă o problema de programare neliniară cu restricții de egalitate, care se reduce, prin aplicarea

procedului coeficienților nedeterminați de tip Lagrange, la un sistem de ecuații neliniare. Se formează funcția lagrangean Γ de forma:

$$\Gamma = F_c + \sum_{n=1}^{N-NP} \Lambda_n \left(\sum_{\substack{i=1 \\ i \neq j}}^N Q_{ij} + q_j \right) + \sum_{m=1}^M \Lambda_m \left(\sum_{\substack{ij \in m \\ ij=1}}^T \varepsilon_{ij} h_{ij} - f_m \right) + \sum_{j=1}^{NP} \Lambda_j \left[Z_{IP,j} - \sum_{ij=1}^{NT_j} \varepsilon_{ij} (h_{ij} - H_{p,ij}) - Z_0 \right] \quad (4.145)$$

in care A_n, A_m, A_j , sunt multiplicatori Lagrange.

Soluția optima a modelului (4.141)...(4.144) se obține prin anularea derivatelor parțiale de ordinul întâi ale funcției Γ în raport cu $y_i \in \{Q_{ij}, h_{ij}\}$ și multiplicatorii A_n, A_m, A_j

$$\frac{\partial \Gamma}{\partial y_i} = \frac{\partial F_c}{\partial y_i} + \sum_{n=1}^{N-NP} \Lambda_n \frac{\partial (\sum Q_{ij} + q_j)}{\partial y_i} + \sum_{m=1}^M \Lambda_m \frac{\partial (\sum \varepsilon_{ij} h_{ij} - f_m)}{\partial y_i} + \sum_{j=1}^{NP} \Lambda_j \frac{\partial [Z_{IP,j} - \sum \varepsilon_{ij} (h_{ij} - H_{p,ij}) - Z_0]}{\partial y_i} = 0 \quad (4.146)$$

$$\frac{\partial \Gamma}{\partial \Lambda_n} = \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq j}}^N Q_{ij} + q_j = 0 \quad (j=1, \dots, N-NP) \quad (4.147)$$

$$\frac{\partial \Gamma}{\partial \Lambda_m} = \sum_{\substack{ij \in m \\ ij=1}}^T \varepsilon_{ij} h_{ij} - f_m = 0 \quad (m=1, \dots, M) \quad (4.148)$$

$$\frac{\partial \Gamma}{\partial \Lambda_j} = Z_{IP,j} - \sum_{ij=1}^{NT_j} \varepsilon_{ij} (h_{ij} - H_{p,ij}) - Z_0 \quad (j=1, \dots, NP). \quad (4.149)$$

Prin eliminarea multiplicatorilor (A_n, A_m, A) sistemul se reduce la $2T+NP$ ecuații cu tot atâtea necunoscute ($Q_{ij}, h_{ij}, Z_{IP,i}$) alcătuit din:

- $N-NP$ ecuații nodale de tipul (4.147);
- M ecuații de inel (4.148)
- NP ecuații funcționale (4.149);

- $N-NP$ ecuații energetico-economice de nod de tipul:

$$\sum_{i \neq j}^N Q_{ij}^* = -\frac{\Psi}{A} Q_{P,j}, \text{ pentru noduri alimentate prin pompare } (j=1, \dots, NP) \quad (4.150)$$

$i=1$

$$\sum_{i \neq j}^N Q_{ij}^* = 0, \text{ pentru celelalte noduri } (j=NP+1, \dots, N-NP) \quad (4.151)$$

$i=1$

unde:

$$Q_{ij}^* = Q_{ij} \frac{\beta\alpha}{r} h_{ij} \frac{\alpha+r}{r} L_{ij} \frac{\alpha+r}{r} \quad (4.152)$$

$$A = \frac{\alpha}{r} \xi_1 b k^r \quad (4.153)$$

- M ecuații energetico – economice de inel având forma

$$\sum_{\substack{ij \in m \\ ij=1}}^T H_{ij} = 0 \quad (m=1, \dots, M) \quad (4.154)$$

unde:

$$H_{ij}^* = Q_{ij} \frac{\beta\alpha-r}{r} h_{ij} \frac{\alpha}{r} L_{ij} \frac{\alpha+r}{r} \quad (4.155)$$

Ecuțiile (4.150) se scriu în același mod ca și ecuațiile de continuitate a debitului atribuind lui Q_{ij}^* același semn ca și pentru Q_{ij} , iar ecuațiile (4.154) se scriu la fel ca și ecuațiile de bilanț energetic pe inele, atribuind lui, H_{ij}^* același semn ca și pentru h_{ij} . În principiu sistemul de ecuații (4.147)...(4.150) și (4.154) permite determinarea variabilelor Q_{ij} și h_{ij} , însă trebuie cercetată existența extremului funcției obiectiv F_c .

Derivatele de ordinul doi ale funcției F_c în raport cu h_{ij} și Q_{ij} sunt:

$$\frac{\partial^2 F_c}{\partial h_{ij}^2} = \frac{\alpha+r}{r} A Q_{ij} \frac{\beta\alpha}{r} h_{ij} \frac{\alpha+2r}{r} L_{ij} \frac{\alpha+r}{r} \quad (4.156)$$

$$\frac{\partial^2 F_c}{\partial Q_{ij}^2} = \beta A \frac{\beta\alpha-r}{r} Q_{ij} \frac{\beta\alpha-2r}{r} h_{ij} \frac{\alpha}{r} L_{ij} \frac{\alpha+r}{r} \quad (4.157)$$

Intrucat $Q_{ij} \geq 0$, $h_{ij} \geq 0$ și ținând seama că pentru valorile uzuale ale lui α , raportul $\frac{\alpha+r}{r} > 0$, rezultă că $\frac{\partial^2 F_c}{\partial h_{ij}^2} > 0$. Pentru valorile practice luate de α și β raportul $\frac{\beta\alpha-r}{r} < 0$, astfel încât rezultă că $\frac{\partial^2 F_c}{\partial Q_{ij}^2} < 0$

In consecință în toate cazurile funcția obiectiv F_c este convex-concavă în domeniul de definite și prin urmare nu are extrem. Pentru stabilirea unui extrem trebuie să se cunoască un set de variabile (Q_{ij} sau h_{ij})

Considerând ca necunoscute variabilele h_{ij} calculul de optimizare presupune două etape principale:

- determinarea repartiției debitelor de tranzit Q_{ij} și optimizarea acestora pe baza criteriului lucrului mecanic de transport minim,
- determinarea pierderilor de sarcină h_{ij} prin rezolvarea sistemului de ecuații (4.148), (4.149), (4.150) (în funcție de care se calculează diametrele optime D_{ij} cu relația (4.140), ce se rotunjesc la valori comerciale), recalcularea pierderilor de presiune cu relația (4.90) sau (4.98) și efectuarea echilibrării hidraulice a rețelei

Făcând notațiile:

$$c_{ij} = Q_{ij}^{\frac{\beta\alpha}{r}} L_{ij}^{\frac{\alpha+r}{r}} \quad (4.158)$$

$$x = \frac{\alpha+r}{r} \quad (4.159)$$

ecuațiile energetico-economice nodale (4.150) devin:

$$\sum_{i=1}^N c_{ij} h_{ij}^* = -\frac{\Psi}{A} Q_{p,j} \quad (j=1, \dots, NP) \quad (4.160.1)$$

$$\sum_{i=1}^N c_{ij} h_{ij}^* = 0 \quad (j=NP+1, \dots, N-NP) \quad (4.160.2)$$

și împreună cu ecuațiile (4.148) și (4.149) formează un sistem neliniar, care se rezolvă aplicând metoda gradientilor.

Pentru soluționarea sistemului neliniar (4.148), (4.149), (4.160) scris sub forma vectorială:

$$F(H) = \{f_1(h_1, h_2, \dots, h_n), \dots, f_n(h_1, h_2, \dots, h_n)\} = 0, \quad (4.161)$$

metoda gradientilor utilizează procesul iterativ de forma:

$$H^{(k+1)} = H^{(k)} - \theta J_k^T F(H^{(k)}) \quad (4.162)$$

in care:

$H^{(k)}, H^{(k+1)}$ sunt componentele iterației (k) și ($k+1$);
 J_k^T matricea Jacobian transpusă, corespunzătoare vectorului $X^{(k)}$;
 θ coeficientul de pondere, cuprins între limitele:
 $0 < \theta \leq 1/\max |J(H)|^2$

Terminarea procesului iterativ este condiționată de îndeplinirea condițiilor:

$$\left| f_i^{(k)} \right| \leq \varepsilon \quad (i=1, \dots, n) \quad (4.163)$$

sau de depășirea unui anumit număr de iterații.

Pentru stabilirea aproximației inițiale, $H^{(0)}$ a vectorului necunoscutelor H , se efectuează cu valorile optimizate Q_{ij} o predimensionare a rețelei.

Dacă sunt date inițial pierderile de sarcina h_{ij} , se determina debitele Q_{ij} prin rezolvarea sistemului de ecuații (4.142), (4.144), (4.155), în funcție de care se calculează diametrele optime tot cu relația (4.140).

La o dimensionare optimală, linia piezometrică a unui traseu de NT_j conducte, situate în aceeași zonă de presiune, trebuie să reprezinte o linie poligonală care să se apropie cât mai bine de forma optimă exprimată prin ecuația:

$$Z_n = Z_{IP,j} - \left[1 - \left(1 - \frac{d}{\sum_{ij=1}^{NT_j} L_{ij}} \right)^{\frac{\beta\alpha}{\alpha+r} + 1} \right] \sum_{ij=1}^{NT_j} h_{ij} \quad (4.164)$$

in care:

Z_n este cota piezometrică în nodul n ;
 d distanța nodului n față de instalația de punere sub presiune j .

4.4. Modelarea și simularea sistemelor de distribuție a apei

4.4.1 Date necesare modelării și calibrării unui sistem de distribuție a apei

Tipurile esențiale de date pentru modelarea unei rețele sunt datele de bază despre rețeaua propriu-zisă, datele de operare și consumul pe care trebuie să-l satisfacă rețeaua. Două dintre cele mai importante caracteristici ale datelor care intră în procesul de modelare sunt complexitatea și exactitatea datelor.

Datele necesare pentru modelarea unei rețele se împart în două mari categorii: date tradiționale (de bază) și date avansate. *Datele tradiționale* (de bază) se referă la conducte, noduri (joncțiuni), vane, pompe, perioadă de simulare. Datele despre conducte sunt: date de bază (numărul nodului inițial, numărul nodului final, lungime, diametru, coeficient de rugozitate) și opționale (indicatorul unei conducte paralele, numele sau descrierea conductei, facilități pentru identificare, coeficientul pierderilor minore). Datele despre noduri, cele de bază, se referă la numărul sau definirea nodului, elevația (cota), tipul nodului (gradient hidraulic, nivel maxim și nivel minim al apei, dacă este sursă (rezervor) și/sau cererea (necesarul) de apă, dacă este nod de consum). Datele despre vane sunt: date de bază (numărul nodului inițial, numărul nodului final, lungime, diametru, coeficient de rugozitate, indicatorul tipului de vană, setări pentru reducerea presiunii aval și/sau amonte) și opționale coeficientul pierderilor de sarcină, schimbări de presiune). Datele despre pompe sunt date de bază: numărul nodului inițial, numărul nodului final, diametrul, sarcina (presiunea) de pompare sau curba de pompare.

Datele avansate se referă la costul investiției, grafică, încărcarea modelului, optimizarea diametrelor conductelor, calitatea apei. Datele referitoare la costul investiției sunt: costul apei, costul energiei consumate, valoarea debitului (tratament și pompare), viteza operației de pompare, diametrul conductelor de aducțiune, curba eficienței pompării, puterea pompelor (motoarelor), corecții ale presiunii, setări de timp. Grafica se referă atât la coordonatele (X,Y) ale nodurilor în plan, cât și la cota punctelor (Z). Încărcarea modelului se referă la localizarea prizei, zona de proiectare, aria de influență (opțional).

Optimizarea diametrelor conductelor se referă la datele despre standardul diametrelor, costul unitar al conductelor, factorul de inflație, parametrii de presiune.

Datele despre calitatea apei sunt: date despre conducte (rata coeficientului de reacție pentru dimensiunea și pereții conductei) și date despre nod (rata coeficientului de reacție pentru rezervor, calitatea inițială a apei, concentrația de bază, dimensiunile rezervorului (nodul sursă) și volumul (nodul sursă)).

Perioada de simulare se referă la intervalul de timp în care are loc simularea modelului respectiv, funcție de variația consumului. Simularea poate fi statică (steady-state simulation) sau continuă, dinamică (extended-period simulation).

Simularea statică se referă la simularea modelului respectiv pe timp de noapte, când rata debitului este constantă și, deci, cunoscută, ca și pozițiile valvelor reglatoare de debit sau de presiune și nivelul apei în rezervoare.

Simularea dinamică se referă la simularea pe tot timpul zilei (24 de ore). Variația debitului trebuie cunoscută pe tot intervalul celor 24 de ore pentru a realiza calibrarea modelului. În acest caz, hidrograful cererii definește consumul de apă pentru fiecare oră a zilei.

Determinarea capacității de pompare și dimensiunile rezervoarelor sunt aplicații ale simulării dinamice. Modelarea calității apei reclamă simularea dinamică.

Datele despre perioada de simulare cuprind: statutul (numărul de identificare al conductei, indicatorul închis-deschis sau parțial deschis), controlul (numărul de identificare al conductei, numărul nodului de control), patterns (numărul de identificare al nodului, factorul de multiplicare), timpul (durata simulării, mărimea intervalului, ora de începere a perioadei de simulare).

4.4.2. Analiza sistemelor de distribuție a apei

Analiza rețelelor se referă la acele rețele modelate cu ajutorul programelor de calcul. Modelul este folosit pentru a simula și analiza un sistem de distribuție a

apei existent, precum și pentru planificarea, proiectarea și simularea de noi sisteme. Un model de rețea are el însuși două componente: o rezolvare (soluție) matematică a rețelei și un set de date care să descrie sistemul. Rezolvarea rețelei reclamă un program de analiză și un pachet de programe pentru rezolvare. Acesta calculează valorile presiunilor, debitelor, pierderilor de sarcină și ale vitezelor. Un program de soluții pentru rețea nu este folosit individual; acesta reclamă datele referitoare la rețea. Setul de date este necesar a fi impus în cadrul pachetului de soluții pentru a rezolva rețeaua. Setul de date stabilește sistemul de operare și condițiile din rețea pentru un interval de timp dat. Setul de date trebuie să fie capabil să furnizeze date cel puțin despre conductele rețelei, caracteristicile sistemului și consumul (cererea) de apă. Datele despre rețea descriu caracteristicile fizice ale sistemului care urmează a fi simulat. Lungimea conductelor, diametrele și coeficienții de rugozitate sunt date la fel de necesare ca și cotele nodurilor și datele despre consum. Sistemul caracteristic de date descrie presiunea și debitul pompelor, cota rezervoarelor și setările pentru vanele reglatoare de presiune aval.

4.4.3 Avantajele modelării, analizei și proiectării cu ajutorul programului EPANET

Programul EPANET a fost dezvoltat de către Lewis Rossman împreună cu US Environmental Protection Agency (Cincinnati, Ohio) în anul 1992 și a fost scos oficial pe piață în 1993. Acest pachet software a fost realizat în scopul modelării rețelelor de distribuție a apei și a analizei calității apei. EPANET- ul este, deci, un program care realizează simularea hidraulică pe o anumită perioadă a unui sistem și comportarea calității apei și a presiunilor din conductele rețelei. O rețea este alcătuită din conducte, noduri (joncțiuni de conducte), pompe, valve și tancuri de stocare sau rezervoare. EPANET urmărește debitul apei în fiecare conductă, presiunea în fiecare nod, nivelul apei în fiecare rezervor și concentrația substanțelor din apă de-a lungul rețelei pe timpul perioadei de simulare. De asemenea, pot fi simulate *vârsta apei și calitatea sursei*. Această versiune a EPANET- ului creează posibilitatea introducerii datelor despre rețea prin editare, simularea comportării din punct de vedere hidraulic a sistemului și simularea calității apei, precum și vizualizarea rezultatelor într-o varietate de formate. Acestea include codificarea color a planului rețelei, precum și grafice.

Componentele rețelei. EPANET vizualizează rețeaua de distribuție a apei ca o mulțime de legături (conexiuni, conducte) conectate împreună la punctele de capăt, numite noduri. Conexiunile și nodurile sunt identificate printr-un număr de ordine ID și pot fi aranjate în orice formă. Nodurile de stocare reprezintă tipuri speciale de noduri unde există o suprafață liberă a apei, iar sarcina hidraulică reprezintă cota apei față de nivelul mării. Tancurile se disting de rezervoare datorită faptului că își modifică suprafața liberă a apei funcție de debitul care intră și care iese rezervoarele rămân la un nivel constant al apei indiferent de debit. Nodurile care reprezintă rezervoarele de stocare sunt, de obicei, folosite pentru a reprezenta sursele externe de apă, cum ar fi: lacuri, râuri, surse subterane.

4.4.4 Algoritmi de analiză ale programul Epanet

4.4.4.1 Aspecte hidraulice

Metoda utilizată în EPANET pentru a rezolva ecuațiile de continuitate a curgerii și a pierderii de presiune care caracterizează starea hidraulică a rețelei de

conduce într-un punct dat în timp, se poate numi aproximarea hibridă nod - buclă. Todini și Pilati (1987) apoi Salgado și col. (1988) au nunit „Metoda gradient” . Aproximări similare au descris Hamam și Brameller (1971) (Metoda Hibrid) și Osiadacz (1987) (Metoda Newton buclă-nod). Singura diferență între aceste metode este modul în care se actualizează debitele de legătură după o soluție nouă de triere pentru presiunile determinate în noduri. Deoarece aproximarea lui Todini este mai simplă, s-a ales pentru a fi folosită în cadrul programului EPANET.

Considerăm că avem o rețea de conducte cu N noduri de legătură și NF noduri periferice (tancuri și rezervoare). Relația debit-pierdere de presiune între nodurile „ i ” și „ j ” este dată de :

$$H_i - H_j = h_{ij} = rQ_{ij}^n + mQ_{ij}^2 \quad (4.165)$$

unde :

H	presiunea în nod ;
h	pierdere de presiune;
r	= coeficientul de rezistență;
Q	= debitul;
N	= exponent de debit;
M	= coeficient de pierdere locală.

Valoarea coeficientului de rezistență depinde de formula pierderii de presiune prin fricțiune. La pompe legea puterii este de forma :

$$h_{ij} = -\omega^2 (h_0 - r(Q_{ij} / \omega)^n) \quad (4.166)$$

unde:

h_0	este presiunea de oprire pentru pompa,
ω	este setarea vitezei relative,
r și n	sunt coeficienții curbei caracteristice a pompei.

Al doilea set de ecuații care trebuie rezolvat este continuitatea debitului la toate nodurile :

$$\sum_j Q_{ij} - D_i = 0 \quad \text{pentru } i=1, \dots, N \quad (4.167)$$

unde:

D_i	este necesarul de debit la nodul „ i ” și prin convenție, debitul care intră în nod este pozitiv.
-------	---

Pentru un set de presiuni cunoscute la nodurile periferice, căutăm o soluție pentru toate presiunile H_i și debitele Q_{ij} care satisfac ecuația (4.165) și (4.166).

Metoda Gradient începe cu o estimare inițială de debite în fiecare conductă, care este posibil să nu satisfacă ecuația de continuitate a debitului. La fiecare iterație a metodei, se găsesc alte valori pentru presiunile în noduri prin rezolvarea ecuației :

$$AH = F \quad (4.168)$$

unde:

A = determinantă Jacobiană (nxN),
 H = vector al presiunilor nodale necunoscute (Nx1),
 F = vector al termenilor din dreapta (Nx1)
 Elementele diagonale a determinantei Jacobi sunt :

$$A_{ij} = \sum_f p_{ij} \quad (4.169)$$

Iar elementele non-zero ne-diagonale sunt :

$$A_{ij} = -p_{ij} \quad (4.170)$$

unde:

p_{ij} este derivata inversă a pierderii de presiune

$$p_{ij} = \frac{1}{nr|Q_{ij}|^{n-1} + 2m|Q_{ij}|} \quad (4.171)$$

iar pentru pompe

$$p_{ij} = \frac{1}{n\omega^2 r \left(\frac{Q_{ij}}{\omega} \right)^{n-1}} \quad (4.172)$$

Fiecare termen din partea dreapta constă din instabilitatea debitului din rețea la nod plus un factor de corecție de debit :

$$F_i = \left(\sum_j Q_{ij} - D_i \right) + \sum_j y_{ij} + \sum_f p_{if} H_f \quad (4.173)$$

unde: ultimul termen se referă la orice legătură care conectează nodul i la un nod periferic „f” și factorul de corecție y_{ij} este :

$$y_{ij} = p_{ij} \left(r|Q_{ij}|^n + m|Q_{ij}|^2 \right) \text{sgn}(Q_{ij}) \quad (4.174)$$

pentru țevi, și

$$y_{ij} = -p_{ij}\omega^2 \left(h_0 - r(Q_{ij} / \omega)^n \right) \quad (4.175)$$

pentru pompe, unde: $\text{sgn}(x)$ este 1 dacă $x > 0$, dacă nu atunci -1. (Q_{ij} este totdeauna pozitiv pentru pompe).

După ce s-au calculat noile presiuni prin rezolvarea ecuației (4.168), se determină noile valori pentru debit :

$$Q_{ij} = Q_{ij} - (y_{ij} - p_{ij}(H_i - H_j)) \quad (4.176)$$

Dacă suma variațiilor de debit relativ la debitul total în toate legăturile este mai mare decât o anumită toleranță (0,001), atunci ecuațiile (4.168) și (4.176) sunt rezolvate. Formula de actualizare a debitului întotdeauna respectă ecuația de continuitate a debitului în fiecare nod după prima iterație.

4.4.5. Aplicații ale programului EPANET 2.0

Pentru exemplificarea aspectelor prezentate anterior se consideră o rețea de distribuție pentru alimentarea unui centru populat având aproximativ 10.000 de locuitori . Rețeaua se consideră dimensionată și echilibrată prin metoda Cross. Cu ajutorul programului se simulează evoluția concentrației de clorină în modurile rețelei.

Clorina este cel mai utilizat dezinfectant în sistemele de alimentare cu apă. Este utilizată atât ca dezinfectant primar în stațiile de tratare a apei (pentru distrugerea bacteriilor și virușilor), cât și pentru a preveni dezvoltarea microorganismelor în sistemele de distribuție a apei. Proprietățile apei potabile furnizate de instalațiile centrale sau de sursele locale de alimentare cu apă, de rezervoarele de înmagazinare, precum și proprietățile apei folosite pentru apa caldă menajeră, sunt reglementate prin standard [1]. Concentrația clorului rezidual liber în apa dezinfectată prin clorinare are valori admise între minim 0,05 mg/l (la capetele terminale ale conductelor de distribuție) și maxim 0,5 mg/l.

În general, un sistem de alimentare cu apă urbană cuprinde construcțiile și instalațiile pentru captarea apei, tratarea apei, transportul apei către un rezervor (uzual prin pompare), înmagazinarea apei în rezervor, (opțional) repomparea apei și distribuția apei. În prezenta lucrare, se va considera o schemă simplificată a sistemului de alimentare cu apă a unei localități cu circa 10000 de locuitori, anume o schemă formată dintr-un rezervor de înmagazinare, de unde apa ajunge gravitațional în rețeaua mixtă de distribuție din aval: o rețea inelară, prevăzută cu ramificații în anumite noduri.

Rezervorul (deschis la presiunea atmosferică, plasat în apropierea localității la cota 178,5 m) asigură înmagazinarea cantității de apă necesare pentru a realiza compensarea orară a debitelor de consum cu cele de alimentare și pentru a asigura rezerva de apă pentru stingerea incendiilor. Rețeaua de distribuție cuprinde toate conductele, instalațiile și construcțiile accesorii, care au rolul de a transporta apa de la rezervor până la cel mai depărtat punct de consum, asigurând debitele de apă la presiunea de serviciu necesară.

Schema sistemului de alimentare cu apă considerat (figura 4.17) este realizată cu ajutorul interfeței grafice a programului EPANET 2.0, program elaborat de către Agenția de Protecție a Mediului din SUA, destinat efectuării calculului hidraulic și de analiză a calității apei în sisteme de distribuție complexe [82].

La intrarea în sistem (la nivelul rezervorului care alimentează rețeaua), se consideră o concentrație de clorină liberă egală cu 0,45 mg/l, a cărei valoare rămâne constantă în timp. În urma modelării numerice, se obține variația în timp a concentrației de clorină prin întreaga rețea.

4.4.5.1 Formularea problemei și rezultate numerice obținute cu ajutorul programului EPANET 2.0

În cadrul EPANET, o rețea de alimentare cu apă poate fi alcătuită din conducte, noduri, pompe, vane și rezervoare. EPANET urmărește variațiile debitului în fiecare conductă, presiunile în fiecare nod, cantitatea de apă în fiecare rezervor și concentrațiile substanțelor chimice din rețea în timpul unei simulări. EPANET a fost realizat pentru a ajuta la reabilitarea calității apei livrate consumatorilor prin rețeaua de distribuție.

Acesta poate fi utilizat și pentru realizarea unor programe demonstrative. Rulând sub Windows, EPANET conține un mediu integrat pentru editarea datelor de intrare ale rețelei, pentru rularea simulărilor hidraulice și de calitate a apei, precum și de vizualizare a rezultatelor în diferite forme. Acestea includ hărți ale rețelei, colorate codificate, tabele de date și curbe de variație. Plasarea și dimensionarea pompelor, conductelor și vanelor, minimizarea consumului de energie pentru pompare, analiza curgerii, studiul vulnerabilității și pregătirea operatorului pentru diferite situații de funcționare posibile sunt doar câteva dintre capacitățile programului EPANET.

EPANET 2.0 asigură o analiză hidraulică complexă, care include următoarele: rețeaua analizată nu are limită de mărime; calculează pierderile liniare de sarcină utilizând relațiile Hazen-Williams, Darcy-Weisbach sau Chezy-Manning (la alegerea utilizatorului); include pierderi de sarcină locale în coturi sau la îmbinări de conducte; modelează funcționarea pompelor cu turație constantă, sau cu turație variabilă (după un algoritm impus de către utilizator); calculează energia necesară pomparei și costul acesteia (în USD, după un preț impus de către utilizator); modelează diferite tipuri de vane, precum cele de închidere (cu diferite poziții ale vanei), cele de reglare a presiunii, de control al debitului, sau clapete împotriva întoarcerii; permite ca rezervoarele de acumulare să aibă orice formă (se poate impune o curbă de variație a volumului în funcție de înălțime dacă rezervorul nu este cilindric; pentru rezervoare cilindrice, se poate adopta o lege de variație a diametrului cu înălțimea); poate să ia în considerare cerințele multiplelor categorii de consumatori, fiecare cu propriul său model de variație în timp a parametrilor; modelează dependența debitului în funcție de presiune; permite introducerea unor condiții simple sau complexe în sistemul de operare.

La utilizarea programului EPANET pentru modelarea unui sistem hidraulic de distribuție a apei, trebuie urmați câțiva pași importanți: (1) desenarea schemei rețelei de distribuție (ca în figura 4.17) sau importarea unei descrieri de bază a rețelei dintr-un fișier de tip text; (2) editarea proprietăților fiecărui element care alcătuiește sistemul (lungimea, diametrul și rugozitatea conductei; cota, presiunea de serviciu și debitul consumat într-un nod etc); (3) descrierea funcționării sistemului; (4) selectarea unui set de opțiuni de analiză; (5) rularea unei analize hidraulice sau de calitate a apei; (6) vizualizarea rezultatelor analizei.

Datele de ieșire calculate pentru conducte sunt debitul Q (în l/s), viteza apei (în m/s), pierderile de sarcină (exprimate în m/km) și coeficientul lui Darcy λ . În noduri, poate afișa presiunea (în m.c.a), sarcina piezometrică, respectiv cota de

amplasare (în metri) și valoarea debitului de apă cerut de consumatorul racordat la acel nod (în l/s).

Analiza s-a realizat pentru o durată de 3 zile, cu începere de la miezul nopții. Pasul de timp utilizat în modelarea hidraulică a fost de 5 minute. Debitul la consumatori au variat la fiecare oră după graficul din figura 4.18. Se prezintă în figurile 4.19 și 4.20 valorile debitelor tranzitate pe conductele rețelei, respectiv consumate în noduri, la o oră de vârf (ora 13.00 în cea de-a 3-a zi, adică după 61 de ore de la începerea simulării), respectiv la miezul nopții când consumul este minim (la sfârșitul celei de-a 3-a zi, adică după 72 de ore de la începerea simulării).

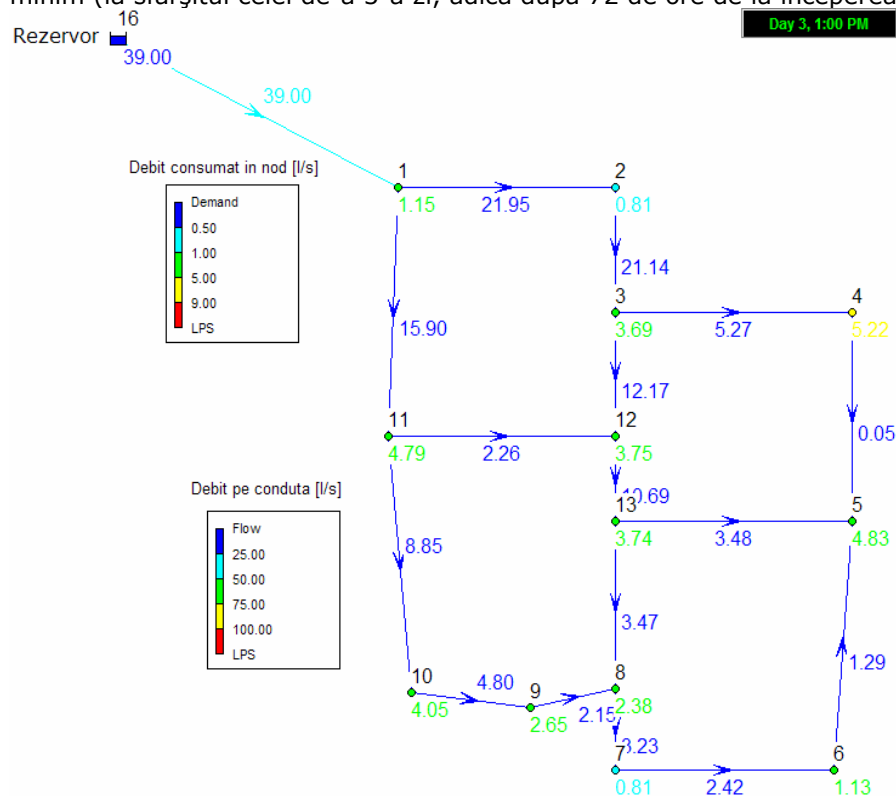


Figura 4.19 Variația debitului în rețea după 61 de ore de la începerea simulării

Variația în timp a debitului la ieșirea din rezervor este prezentată în figura 4.21 În figura 4.22 este prezentată variația debitului, respectiv variația presiunii într-un nod oarecare al rețelei (de exemplu nodul 45 din figura 4.17).

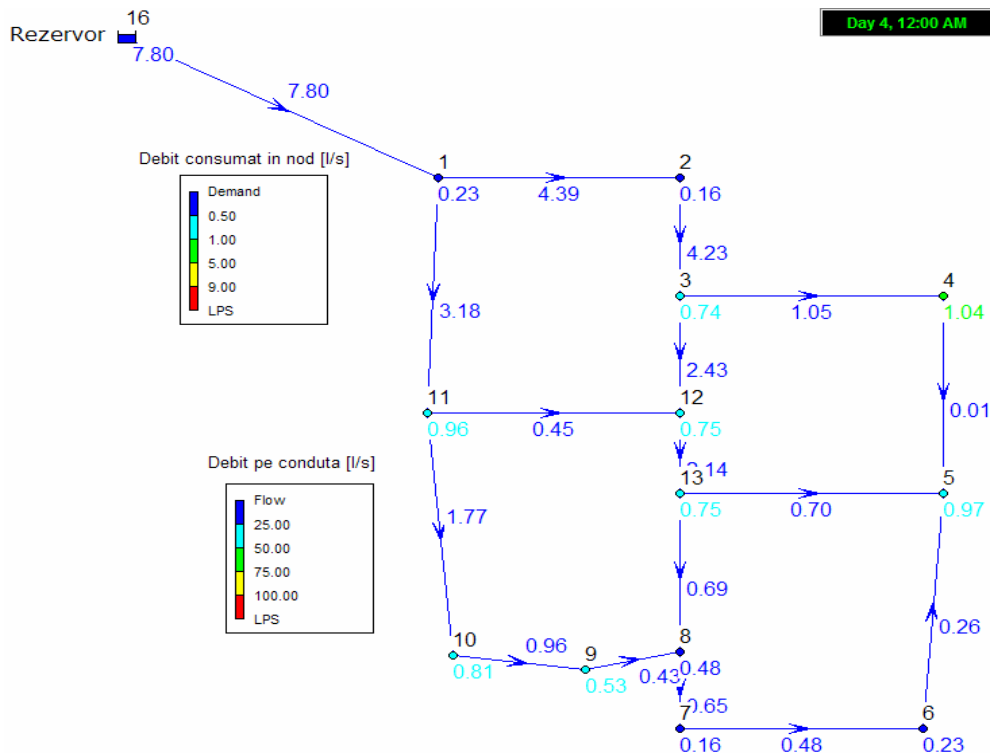


Figura 4.20 Variația debitului în rețea la ora 0.00, după 72 de ore de la începerea simulării

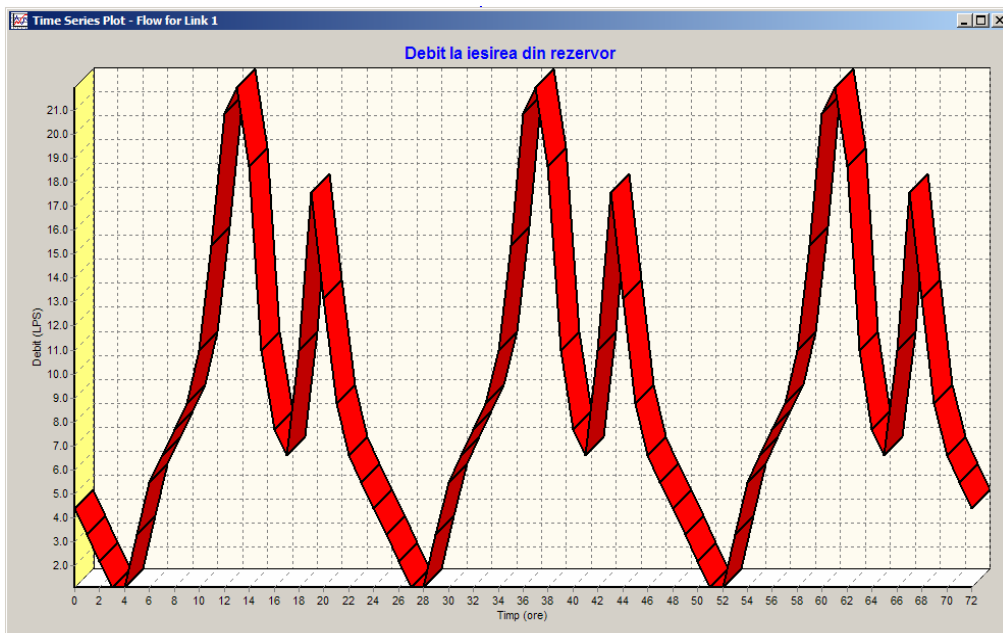
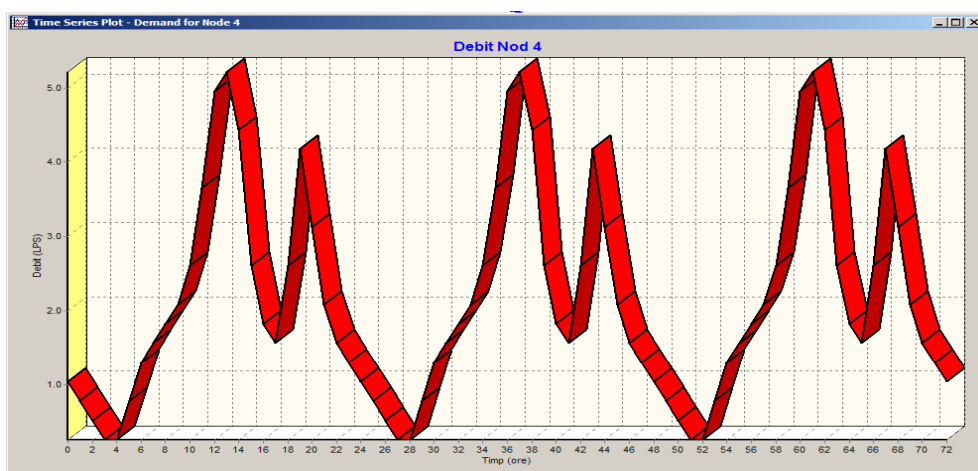
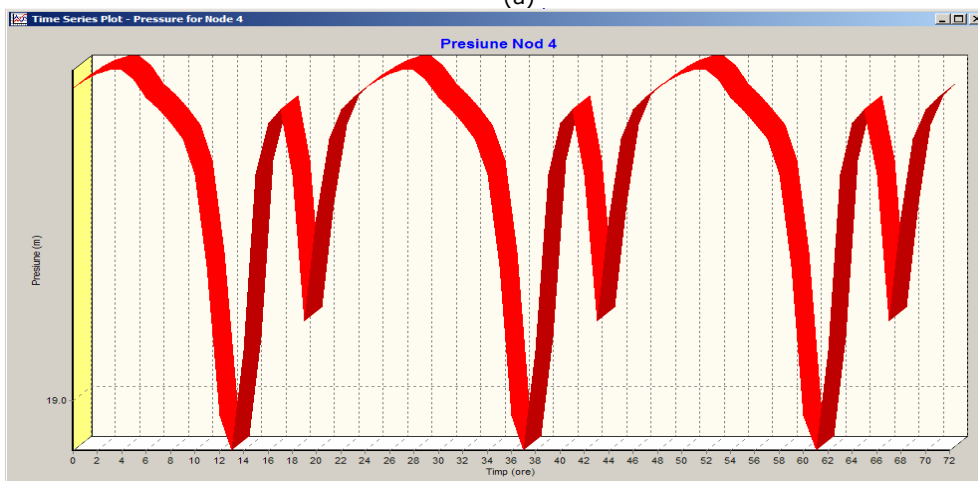


Figura 4.21 Variația debitului la ieșirea din rezervor

EPANET 2.0 furnizează următoarele capabilități ale modelării calității apei: modelează mișcarea unui material non-reactiv prin rețea în unitatea de timp; modelează mișcarea și evoluția unui material reactiv punând în evidență creșterea sau scăderea acestuia în timp; modelează calitatea apei într-o rețea din punct de vedere al vârstei sale; urmărește cât la sută din debitul dintr-un nod ajunge la celelalte noduri în timp (se impune un anumit pas de timp pentru analiză); modelează atât curgerea propriu-zisă în nucleul conductei, cât și curgerea în vecinătatea pereților conductei; permite scăderea sau creșterea reacțiilor până la o limită impusă a concentrației; utilizează coeficienți de reacție globali ce pot fi modificați; permite variația concentrației în timp în orice punct al rețelei; modelează acumularea în rezervor.



(a)



(b)

Fig. 4.22 Variația debitului (a) și presiunii (b) în nodul 45, plasat în partea de sus a rețelei

Pentru a simula transportul de clorină prin rețea, se efectuează următoarele modificări: se selectează "opțiuni de calitate" și la tipul parametrului se introduce cuvântul "clorină"; la "opțiuni reacții", pentru coeficientul global în nucleul de curgere se introduce valoarea -1.0 (aceasta indică rata cu care clorina se va descompune datorită reacțiilor de-a lungul timpului; aceasta rată se va aplica la toate conductele din rețea); la nodul corespunzător rezervorului se introduce valoarea 0.45 pentru "calitatea inițială" ($C_0 = 0.45$ va fi concentrația de clorină, în mg/l, care intră în mod continuu în rețea).

La momentul inițial $t=0$, valorile concentrației de clorină sunt nule în toate nodurile rețelei. Alegând un pas de timp de 1 min, se poate efectua analiza descreșterii concentrației de clorină în funcție de variația debitului de apă din rețea. EPANET poate urmări creșterea sau descompunerea substanței în urma reacțiilor, în timpul parcurgerii sistemului de distribuție. Pentru a realiza aceasta, este nevoie să se cunoască rata la care substanța reacționează și cum depinde ea de concentrație.

De exemplu, clorina (HOCl) reacționează cu materia organică naturală în masă și este transportată prin stratul limită pe peretele conductei unde oxidează fierul provenit din coroziune. Astfel au loc reacții în masă și pe peretele conductei. În prezenta lucrare se va considera numai reacția în masă (în nucleul curgerii).

Rata instantanee a reacției depinde de concentrație după ecuația $R = K_b C^n$, unde K_b este coeficientul ratei de reacție în nucleu, C este concentrația reactantului, iar n este ordinul reacției. În prezenta lucrare se va considera o lege de reacție de ordinul întâi ($n=1$) și un coeficient al ratei de reacție $K_b = -1$. Alți autori [5] indică o valoare $K_b = -0,85$. Pentru o reacție de ordinul întâi, se obține o reprezentare grafică liniară a logaritmului natural al raportului concentrațiilor (C/C_0) în funcție de timp, unde C_0 este concentrația în amonte la momentul inițial $t=0$, iar C este concentrația din aval la momentul de timp $t > 0$. Coeficientul K_b este determinat ca pantă a dreptei obținute (în general, acesta crește cu temperatura apei). Se poate scrie astfel legea de descreștere a concentrației de clorină:

$$C = C_0 e^{K_b t} \quad (4.177)$$

care pentru valorile $C_0 = 0,45$ și $K_b = -1$ considerate, devine: $C = 0,45 e^{-t}$.

Datele de ieșire calculate pentru nodurile rețelei conțin valorile concentrației de clorină $C = C(t)$, sau a altor constituenți chimici considerați. În figura 4.23 se prezintă variația concentrației de clorină (mg/l) în rețea după 3 ore, respectiv după 13 ore de la începerea simulării. În figura 4.24 se prezintă variația concentrației de clorină în rețea după 72 de ore, de la începerea simulării, adică la sfârșitul celei de-a 3-a zi.

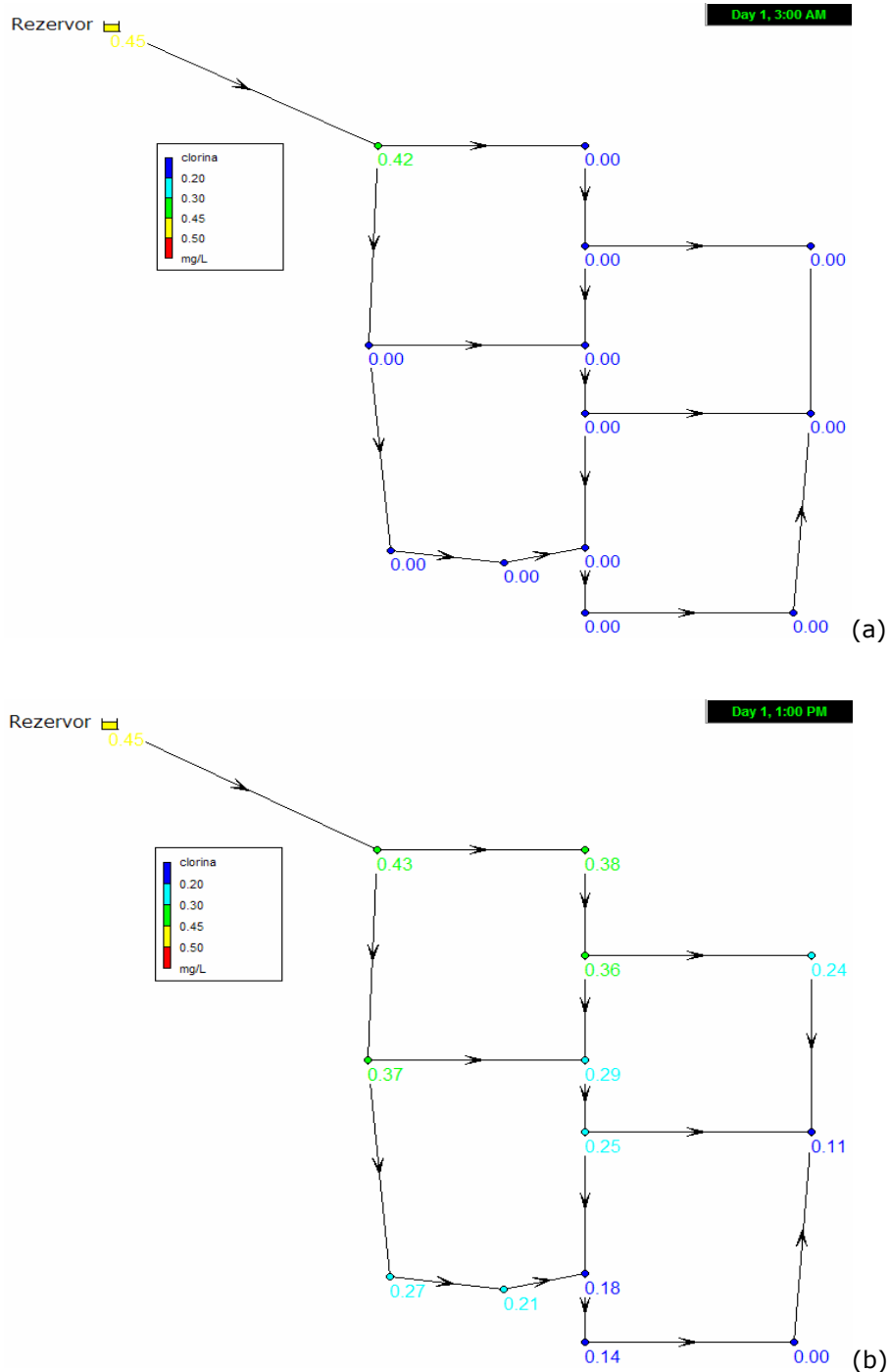


Figura 4.23 Variația concentrației de clorină (mg/l) în rețea după (a) 3 ore și (b) 13 ore de la începerea simulării

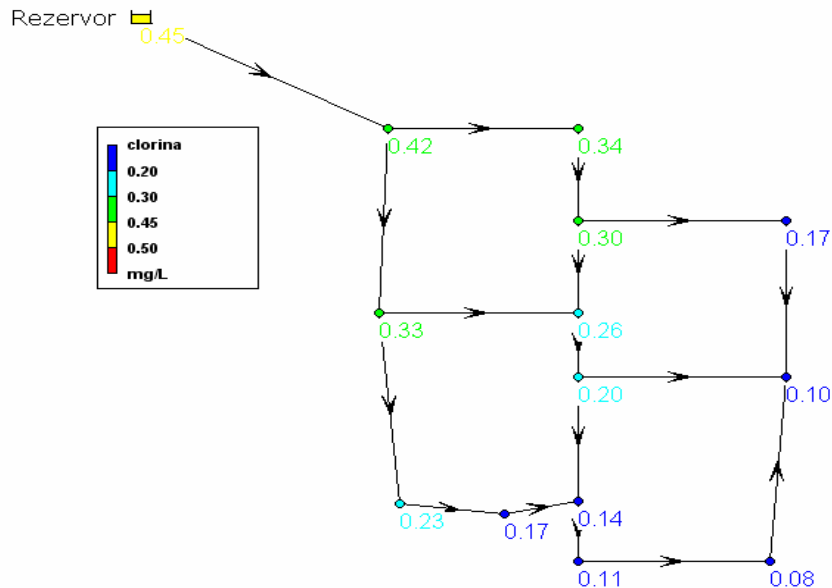


Figura 4.24 Variația concentrației de clorină (mg/l) în rețea după 72 de ore de la începerea simulării

Pentru a studia influența variației orare a debitului la consumatori, asupra scăderii concentrației de clorină, s-a efectuat și o simulare numerică pentru cazul în care toate debitele de apă cerute la consumatori au valori constante, anume egale cu valorile medii zilnice consumate în fiecare nod (adică s-a considerat un coeficient unitar în timp în graficul prezentat în figura 4.18. Pentru această situație, concentrația de clorină se stabilizează în rețea foarte rapid, după aproape o oră de la începutul simulării, iar ulterior aceasta nu mai variază vizibil și devine constantă după câteva ore. În figura 4.25 se prezintă variația concentrației de clorină în rețea după 24 de ore de la începerea simulării pentru cazul în care debitul consumat este menținut constant în timp.

Concluzii finale

În acest subcapitol s-a modelat transportul de clorină printr-o rețea de alimentare cu apă a unei localități cu circa 10000 de locuitori. Calculele numerice au fost realizate cu ajutorul programului EPANET 2.0.

Deoarece debitele de apă orare variază la consumatori de-a lungul unei zile, concentrația de clorină în nodurile rețelei variază și ea în funcție de debit, păstrând însă valori mai mici decât valoarea de la rezervor, în conformitate cu ecuația (4.177).

Day 2, 12:00 AM

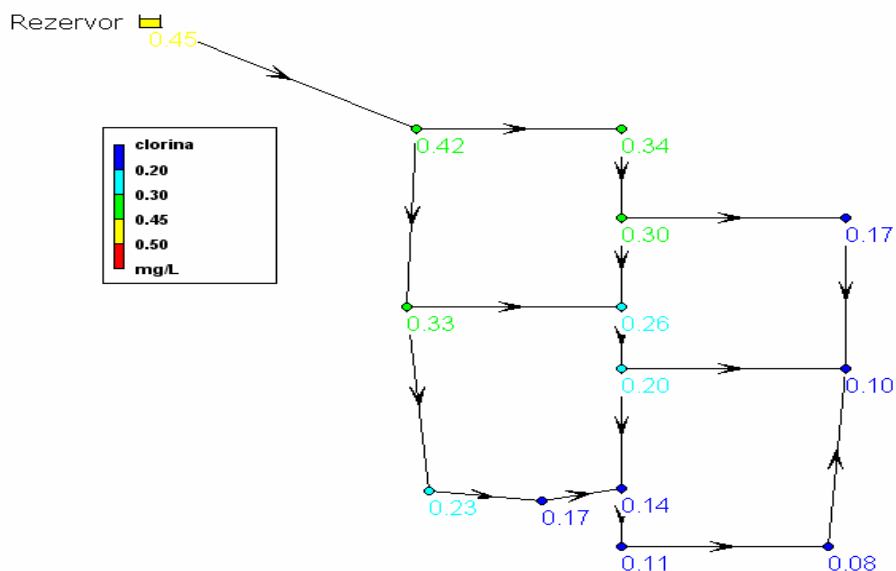


Fig. 4.25 Variația concentrației de clorină (mg/l) în rețea după 24 de ore de la începerea simulării, pentru cazul în care debitul la consumatori este menținut constant în timp

Din analiza comparativă a rezultatelor prezentate în figurile 4.23÷4.25, rezultă că descreșterea concentrației de clorină depinde direct de variația debitului consumat în timp. Pentru consum ridicat, la ore de vârf (ora 13.00), apa tranzitează mai repede rețeaua și clorina nu are timp să reacționeze. Invers, atunci când consumul de apă este redus (în timpul nopții), viteza apei este mai mică și procesul de descreștere a concentrației de clorină după ecuația (4.177) este mai pronunțat.

După o perioadă de 24 de ore, din analiza rezultatelor prezentate în figurile 4.24 și 4.25, se evidențiază faptul că descreșterea concentrației de clorină în rețea este mai accentuată în cazul în care debitele orare la consumatori au fost variabile în timp.

Se reamintește că la nivelul rezervorului, clorina a fost injectată în mod constant. În realitate însă, în sistemele de alimentare cu apă, clorina este introdusă periodic în sistem, de exemplu o dată la 8 ore [31]. Iar în intervalul dintre două injectări, concentrația de clorină scade drastic, către valori mult mai mici (de exemplu, de ordinul 0,2 mg/l pentru un sistem ca cel considerat în prezentul capitol).

În perspectivă se urmărește dezvoltarea studiului și extinderea sa pentru cazul în care clorina este injectată periodic în sistem, la un anumit interval de timp. Acest interval de timp poate fi determinat cu ajutorul unui algoritm invers [31], în cadrul căruia se pleacă de la nodurile terminale către rezervor, impunând valori dorite ale concentrației de clorină în nodurile terminale și determinând prin calcul care este concentrația de clorină necesară a fi injectată în rezervor pentru a obține valorile impuse la ieșirea din rețea.

4.5. Dimensionarea optimă a instalațiilor interioare de alimentare cu apă

Instalațiile interioare de alimentare cu apă rece și caldă au rolul de a asigura permanent debitul de apă și presiunea necesară la punctele de consum, necesitând investiții importante în cadrul costului total al instalațiilor de alimentare cu apă.

În același timp, volumul mare de construcții de locuințe și edificii social-culturale și timpul tot mai redus de lucru de la proiectare la execuție implică folosirea în proiectare a mijloacelor de mare eficiență și precizie pentru calculul și dimensionarea rețelelor de distribuție a apei.

Având în vedere aceste considerente, se prezintă un model de calcul pentru dimensionarea clasică sau optimizată a rețelelor cu distribuție inferioară pentru alimentarea cu apă a clădirilor, implementat în cadrul unui program de calcul.

4.5.1. Algoritm de calcul.

Se consideră cunoscute următoarele date de bază: felul și numărul consumatorilor de apă, schema coloanelor și planul de distribuție, lungimea, coeficientul de rezistență hidraulică locală și echivalentul de debit aferent pentru fiecare tronson de conductă, rugozitatea absolută a conductelor, temperatura apei, înălțimile geodezice în fiecare nod al rețelei măsurate față de consumatorul situat în poziția cea mai defavorabilă pe fiecare coloană, presiunea de utilizare caracteristică fiecărei coloane.

După întocmirea schemei coloanelor și a planului de distribuție, se numerotează tronsoanele rețelei. Se determină apoi repartizarea debitelor de calcul pe tronsoane, folosind relația generală (4.178), în situațiile pentru clădiri de locuit și relația (4.179) pentru clădiri social culturale conform STAS 1478/90 :

$$q_{ij} = b(ac\sqrt{E_{ij}} + 0,004E_{ij}) \quad (4.178)$$

$$q_{ij} = abc\sqrt{E_{ij}} \quad (4.179)$$

în care:

- q_{ij} este debitul de calcul pentru dimensionarea tronsonului ij ;
- E_{ij} suma echivalențelor punctelor de consum alimentate de tronsonul ij ;
- a coeficient funcție de regimul de furnizare a apei în rețeaua de distribuție; b - coeficient funcție de felul apei (rece sau caldă);
- c coeficient funcție de destinația clădirii.

Pentru toate categoriile de clădiri la valori ale lui E_{ij} mai mici decât cele indicate în STAS –ul 1478, se folosește relația:

$$q_{ij} = abE_{ij} \quad (4.180)$$

La instalațiile în care sarcina hidrodinamică necesară este necunoscută, dimensionarea clasică a conductelor se face pe baza vitezelor economice conform STAS 1478 sau pe baza vitezelor recomandate conform Manualului de Instalații

pentru traseul pe care se găsește punctul de consum în situația cea mai defavorabilă și pe baza vitezelor maxime admise ale apei în conducte pentru celelalte trasee.

Se poate folosi în aceleași condiții (conform Proiect Normativ I9/ 2009) relația debitului de calcul pentru dimensionarea conductelor de distribuție a apei reci pentru clădiri de locuit, după cum urmează:

$$V_c = V_{mz} + y \left(V_{mz} \right)^{1/2} \quad [l/s] \quad (4.181)$$

în care:

- V_{mz} este debitul mediu zilnic de apă în litri pe secundă;
- y cuantila distribuției de repartiție normală

Pentru determinarea diametrelor pe tronsoane se ține seama de relația diametrului (4.182) și de expresia pierderii de sarcină (4.183), pentru un tronson ij:

$$D_{ij} = \sqrt{\frac{4q_{ij}}{\pi v}} \quad (4.182)$$

$$h_{ij} = \frac{8}{\pi^2 g} \frac{Q_{ij}^2}{D_{ij}^4} \left(\lambda_{ij} \frac{L_{ij}}{D_{ij}} + \xi_{ij} \right) = \frac{8}{\pi^2 g} \lambda_{ij} \frac{Le_{ij}}{D_{ij}^r} Q_{ij}^2 \quad (4.183)$$

în care:

- D_{ij}, L_{ij}, Le_{ij} sunt diametrul, lungimea și lungimea echivalentă ale tronsonului ij;
- h_{ij} pierderea de sarcină pe tronsonul ij;
- v viteza apei;
- λ_{ij} coeficientul de rezistență hidraulică liniară a tronsonului ij;
- ξ_{ij} suma coeficienților de rezistență hidraulică locală a tronsonului ij;
- g accelerația gravitațională;
- r exponent de valoarea 5,0.

Având în vedere că pe întreaga durată de exploatare a rețelei se consumă energie necesară pentru pomparea apei, dimensionarea optimală a acesteia impune respectarea atât a condițiilor hidraulice de asigurare a debitului și a presiunii de utilizare în toate punctele de consum, cât și a celor de natură economică-energetică, minimizându-se o funcție obiectiv de forma:

$$F_c = \zeta_1 \sum_{ij=1}^T (a + bD_{ij}^\alpha) L_{ij} + \Psi Q (\sum h_{ij} + H_0) \rightarrow \min \quad (4.184)$$

unde :

$$r_a = \frac{(1 + \beta_0)^{t-1}}{\beta_0(1 + \beta_0)^t} \quad (4.185)$$

$$\zeta_1 = r_a p_1 + \frac{t}{T_r}; \quad \zeta_2 = r_a p_2 + \frac{t}{T_r}; \quad (4.186)$$

$$\psi = \frac{9,81}{\eta} (f\sigma\zeta_2 + 8760r_a e\tau \sum_1^{12} \Phi_k) \quad (4.187)$$

în care:

a, b, α	sunt parametrii costului specific de investiție sau ai energiei specifice pentru conducte;
Q	debitul pompat în rețea;
$\sum h_{ij}$	suma pierderilor de sarcină pe traseul de conducte cel mai defavorizat;
H ₀	componenta geodezică și de utilizare a înălțimii de pompare;
η	randamentul global al instalației de pompare;
f	costul de instalare a unității de putere;
σ	factor supraunitar ce ține seama de rezerva de putere instalată;
e	tariful energiei electrice;
τ	coeficientul pompării, ce ține seama de neuniformitatea funcționării stației de ridicare a presiunii;
Φ_k	raportul între debitul lunar mediu și debitul pompat, cu valoarea 1;
p_1 și p_2	cotele de reparații, întreținere și revizii periodice pentru conductele rețelei, respectiv pentru stația de ridicare a presiunii;
β_0	cota de amortizare pentru durata de exploatare T_r ;
t	durata pentru care se aplica criteriul de optimizare adoptat, având valoarea de un an la aplicarea criteriului cheltuieli anuale minime sau de consum energetic minim, respectiv egală cu T_r la aplicarea criteriului cheltuielilor totale actualizate minime.

Se obține expresia generală a diametrului optim:

$$D_{ij} = (EQ)^{\alpha+r} \lambda^{\alpha+r} \frac{1}{ij} Q_{ij}^{\alpha+r} \quad (4.188)$$

în care factorul energetic-economic al conductelor E are expresia :

$$E = \frac{8\psi r}{\pi^2 g \zeta_1 b \alpha} \quad (4.189)$$

Parametrii energiei specifice înglobate în conducte (a , b , α), realizate din cupru, oțel, polipropilena, polietilena reticulară (PER), policlorura de vinil clorurată (PVC-c) și polibutenă (PB), au valorile date în tabelul 4.2:

Tabelul 4.2
Parametrii energiei specifice înglobate în conducte [91]

Nr. crt.	Materialul conductei	Parametrul			Rugozitatea Δ [mm]
		a	b	α	
0	1	2	3	4	5
1	Cupru	0,20	7945	2,03	0,001
2	Oțel	0,18	2780	1,98	0,10
3	PP-R	0,17	990	2,03	0,007
4	PER	0,15	2134	2,32	0,01
5	PVC-c	0,13	562	1,97	0,001
6	PB	0,10	908	2,20	0,007

Pentru traseul în care se găsește punctul de consum din situația cea mai defavorabilă se determină presiunea necesară H_{nec} la punctul de alimentare, pentru a asigura buna funcționare a tuturor consumatorilor:

$$H_{nec} = \sum h_{ij} + H_g + H_u \quad (4.190)$$

în care:

$\sum h_{ij}$ este pierdere de sarcină pe traseul de conducte cel mai defavorabil;

H_g înălțimea geodezică;

H_u presiunea de utilizare la punctul de consum cel mai dezavantajat.

Pentru traseele pe care se găsesc celelalte puncte de consum, se calculează presiunea disponibilă în limita căreia se stabilesc diametrele tronsoanelor respective, cu condiția nedepășirii vitezelor maxime admise ale apei în conducte. Excedentul de presiune calculat ca diferența dintre pierderea de sarcină de pe traseul cel mai defavorabil și pierderile de sarcină de pe traseul de alimentare a consumatorilor respectivi, se preia cu ajutorul diafragmelor sau a robinetelor de reglaj.

4.5.2 Programul de calcul RAMCALC

4.5.2.1. Descrierea programului de calcul RAMCALC

Programul de calcul s-a elaborat în baza modelului de calcul expus și are următorul domeniu de aplicabilitate:

- permite dimensionarea clasică sau optimizată a instalațiilor interioare ramificate de alimentare cu apă rece/caldă cu distribuție inferioară, în situația în care trebuie determinată sarcina hidrodinamică necesară în punctul de alimentare
- furnizează direct diametrele (optime) standardizate;

- permite să se țină seama la analiza soluțiilor optime de variația în timp a principalilor parametri economici;

Date de intrare

După lansarea programului se selectează destinația clădirii (conform STAS 1478) iar după aceea modalitatea de dimensionare dintre următoarele posibilități:

a-criteriul vitezei :

viteze economice conform STAS 1478

viteze recomandate conform - Manual de Instalații

b- *criteriul economic* - "criteriul cheltuielilor totale actualizate minime"

c- *criteriul energetic* - "criteriul consumului energetic minim"

Se introduce matricea traseelor aferentă instalației de distribuție a apei

Programul generează rețeaua și afișează tabelul care se va completa cu datele caracteristice ale fiecărui tronson afișat după cum urmează:

- lungime [m];
- echivalent de debit aferent;
- înălțimea geodezică corespunzătoare nodului inițial, [m]- măsurată față de consumatorul situat în poziția cea mai defavorabilă pe traseul respectiv;
- coeficientul de rezistență hidraulică locală;
- temperatura apei din conducte.

Date existente în baza de date a programului

- diametre standardizate;
- rugozitatea absolută a conductelor, în mm;
- coeficienții funcție de regimul de furnizare a apei, de felul apei (rece sau caldă), și de destinația clădirii;
- valoarea limită a sumei a echivalenților la alegerea relației pentru determinarea debitului de calcul ;
- raportul între grosimea și diametrul diafragmelor utilizate ;
- viteza maximă admisă a apei în conducte, în m/s ;
- matricea vitezelor economice, în m/s și a debitelor de calcul corespunzătoare., în l/s conform STAS 1478, precum și a vitezelor recomandate și a debitelor aferente conform Manualului de Instalații;
- valoarea limită admisă pentru diferența presiunilor necesare în nodurile de echilibrare, în m (0,01...0,05);

parametrii economico-energetici, la dimensionarea optimă:

- parametrii de cost sau energetici ai conductelor;
- cota de reparații și întreținere pentru conducte și respectiv pentru instalația de punere sub presiune;
- durata normală de exploatare a rețelei, în ani;
- randamentul general al instalației de pompare;
- costul de instalare a unității de putere electrică în stația de pompare, în lei/kw;
- coeficientul rezervei de putere instalată;
- coeficientul de neuniformitate a funcționării stației de ridicare a presiunii;
- suma rapoartelor între debitul lunar mediu și debitul pompat pe perioada unui an; tariful energiei electrice, în lei/kwh;
- durata pentru care se aplică criteriul de optimizare adoptat , având valoarea de un an la aplicarea criteriilor cheltuieli anuale minime și consum energetic minim sau egală cu durata normală de exploatare la aplicarea criteriului cheltuielilor totale actualizate minime.

Rezultatele furnizate

După rularea programului se obțin următoarele rezultate finale:

- echivalentul de debit, debitul de calcul și diametrul fiecărei tronson;
- vitezele de curgere ale apei și pierderile de sarcină pe tronsoane;
- diferența de presiune și diametrul diafragmelor în nodurile de echilibrare ;
- presiunile necesare în nodurile de consum;
- sarcina hidrostatică necesară în punctul de alimentare;

4.5.3. Aplicații ale programului de calcul RAMCALC

Pentru ilustrarea posibilelor aplicații ale programului RAMCALC s-a reprezentat schema izometrică figura 4.26

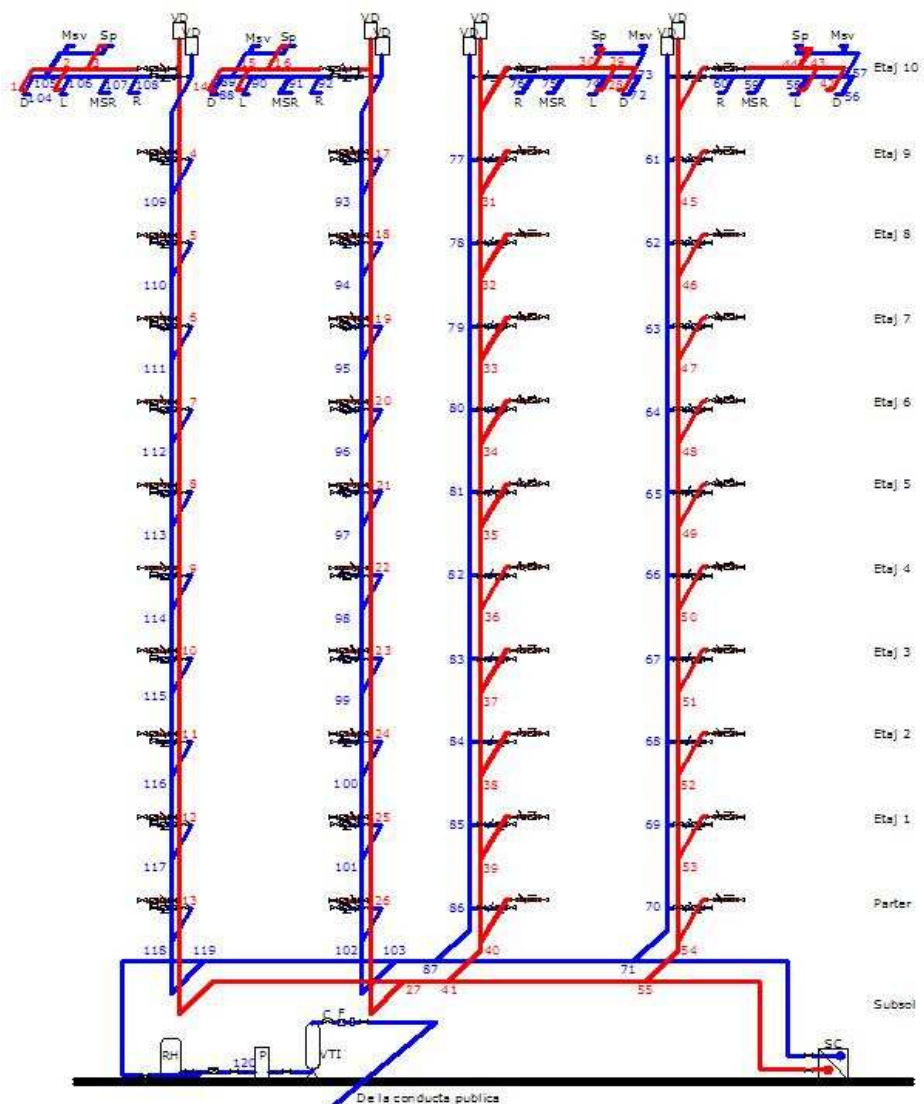


Figura 4.26 Schema izometrică de distribuție apă rece- apă caldă.

Schema izometrică reprezintă instalația interioară de distribuție a apei calde și reci din interiorul unui imobil S+P+10 echipat cu stație locală de ridicare a presiunii apei reci.

Date care se cunosc:

- numărul de apartamente cu 3 camere-44
- -numărul de obiecte sanitare:
- -lavoare-44 buc
- -dușuri-44 buc
- spălătoare de bucătărie-44 buc
- -rezervoare WC-44 buc
- -mașini de spălat rufe-44 buc
- mașini de spălat vase- 44 buc

Debitul de calcul pentru dimensionarea conductelor de distribuție apă rece și caldă pentru consum menajer conform STAS 1478.

$$q_{ij} = b(ac\sqrt{E_{ij}} + 0,004E_{ij}) \quad (4.191)$$

Calculul hidraulic al conductelor de distribuție a apei reci și calde s-a realizat cu ajutorul programului RAMCALC în 4 variante.

Varianta nr. 1

S-a dimensionat instalația de distribuție a apei reci și calde adoptând pe traseul cel mai defavorizat vitezele economice conform STAS 1478 iar pe celelalte trasee adoptând viteze până la valorile vitezei maxime admisibile rezultând valorile cuprinse în tabelul 4.3.

Varianta nr. 2

Pe traseul cel mai defavorizat s-au adoptat vitezele recomandate conform Manualului de Instalații iar pe celelalte trasee s-au adoptat viteze până la valorile vitezei maxime admisibile rezultând valorile cuprinse în tabelul 4.4

Varianta nr. 3

S-a realizat dimensionarea conductelor pe baza criteriului cheltuielilor totale actualizate minime, care este de fapt un criteriu care se obține prin dinamizarea criteriului cheltuielilor anuale de investiție și exploatare minime.

În urma rulării programului pe baza acestui criteriu s-au obținut rezultatele cuprinse în tabelul 4.5

Varianta nr. 4

S-a utilizat pentru dimensionarea instalației interioare, criteriul consumului energetic minim. Acest criteriu păstrează mai bine valabilitatea în timp și conduce la omogenizarea funcției criteriale, este dimensionarea pe criteriul minimului dintre energia înglobată și cea cheltuită pentru exploatare. Rezultatele sunt cuprinse în tabelul 4.6

4.5. – Dimensionarea optimală a instalațiilor interioare de alimentare cu apă 107

Tabelul 4.3
Rezultatele utilizării vitezelor economice conform STAS 1478

Traseul	Tronson	tapei [°C]	l [m]	ζ	E	q_c [l/s]	D [mm]	v [m/s]	Σh_r [mCA]	H_u [mCA]	H_g [m]	H_{rec} [mCA]	DH [mCA]	D_o [mm]
	1	45	1,5	6,5	1	0,15	20	0,478	0,106	10	0,75	10,856		
	2	45	1	0,5	1,35	0,174	20	0,555	0,035	10	0,75	10,891		
	3	45	3,5	17,2	2,35	0,23	25	0,469	0,244	10	3,75	14,136		
	4	45	3	0,5	4,7	0,325	25	0,663	0,097	10	6,75	17,232		
	5	45	3	0,5	7,05	0,398	32	0,496	0,042	10	9,75	20,274		
	6	45	3	0,5	9,4	0,46	32	0,572	0,055	10	12,75	23,33		
	7	45	3	0,5	11,75	0,514	32	0,64	0,069	10	15,75	26,398		
	8	45	3	0,5	14,1	0,563	40	0,448	0,027	10	18,75	29,426		
	9	45	3	0,5	16,45	0,608	40	0,484	0,032	10	21,75	32,458		
	10	45	3	0,5	18,8	0,65	40	0,518	0,036	10	24,75	35,494		
	11	45	3	0,5	21,15	0,69	40	0,549	0,04	10	27,75	38,534		
	12	45	3	0,5	23,5	0,727	40	0,579	0,045	10	30,75	41,579		
	13	45	8	3,5	25,85	0,763	40	0,607	0,138	10	31,75	42,717		
	27	45	2	0,5	51,7	1,079	50	0,55	0,024	10	31,75	42,774		
	41	45	2,5	0,5	77,55	1,321	50	0,673	0,042	10	31,75	42,816		
	55	18	8	16	103,4	1,525	50	0,777	0,627	10	31,75	43,443		
	71	18	2,5	0,5	149,6	1,835	63	0,589	0,027	10	31,75	43,47		
	87	18	2	0,5	195,8	2,099	63	0,674	0,031	10	31,75	43,501		
	103	18	2,5	0,5	242	2,333	63	0,749	0,044	10	31,75	43,545		
1	119	18	5,5	12,5	288,2	2,546	63	0,817	0,501	10	33,75	46,046		
	14	45	1,5	6,5	1	0,15	20	0,478	0,106	10	0,75	10,856		
	15	45	1	0,5	1,35	0,174	20	0,555	0,035	10	0,75	10,891		
	16	45	3,5	17,2	2,35	0,23	25	0,469	0,244	10	3,75	14,136		
	17	45	3	0,5	4,7	0,325	25	0,663	0,097	10	6,75	17,232		
	18	45	3	0,5	7,05	0,398	32	0,496	0,042	10	9,75	20,274		
	19	45	3	0,5	9,4	0,46	32	0,572	0,055	10	12,75	23,33		
	20	45	3	0,5	11,75	0,514	32	0,64	0,069	10	15,75	26,398		
	21	45	3	0,5	14,1	0,563	40	0,448	0,027	10	18,75	29,426		
	22	45	3	0,5	16,45	0,608	40	0,484	0,032	10	21,75	32,458		
	23	45	3	0,5	18,8	0,65	40	0,518	0,036	10	24,75	35,494		
	24	45	3	0,5	21,15	0,69	40	0,549	0,04	10	27,75	38,534		
	25	45	3	0,5	23,5	0,727	40	0,579	0,045	10	30,75	41,579		
2	26	45	5,5	3,5	25,85	0,763	40	0,607	0,138	10	31,75	42,717	0,033	35
	28	45	1,5	6,5	1	0,15	20	0,478	0,106	10	0,75	10,856		
	29	45	1	0,5	1,35	0,174	20	0,555	0,035	10	0,75	10,891		
	30	45	3,5	17,2	2,35	0,23	25	0,469	0,244	10	3,75	14,136		
	31	45	3	0,5	4,7	0,325	25	0,663	0,097	10	6,75	17,232		
	32	45	3	0,5	7,05	0,398	32	0,496	0,042	10	9,75	20,274		
	33	45	3	0,5	9,4	0,46	32	0,572	0,055	10	12,75	23,33		
	34	45	3	0,5	11,75	0,514	32	0,64	0,069	10	15,75	26,398		
	35	45	3	0,5	14,1	0,563	40	0,448	0,027	10	18,75	29,426		
	36	45	3	0,5	16,45	0,608	40	0,484	0,032	10	21,75	32,458		
	37	45	3	0,5	18,8	0,65	40	0,518	0,036	10	24,75	35,494		
	38	45	3	0,5	21,15	0,69	40	0,549	0,04	10	27,75	38,534		
	39	45	3	0,5	23,5	0,727	40	0,579	0,045	10	30,75	41,579		
3	40	45	5,5	3,5	25,85	0,763	40	0,607	0,138	10	31,75	42,717	0,057	30
	42	45	1,5	6,5	1	0,15	20	0,478	0,106	10	0,75	10,856		
	43	45	1	0,5	1,35	0,174	20	0,555	0,035	10	0,75	10,891		
	44	45	3,5	17,2	2,35	0,23	25	0,469	0,244	10	3,75	14,136		
	45	45	3	0,5	4,7	0,325	25	0,663	0,097	10	6,75	17,232		
	46	45	3	0,5	7,05	0,398	32	0,496	0,042	10	9,75	20,274		
	47	45	3	0,5	9,4	0,46	32	0,572	0,055	10	12,75	23,33		
	48	45	3	0,5	11,75	0,514	32	0,64	0,069	10	15,75	26,398		
	49	45	3	0,5	14,1	0,563	40	0,448	0,027	10	18,75	29,426		
	50	45	3	0,5	16,45	0,608	40	0,484	0,032	10	21,75	32,458		
	51	45	3	0,5	18,8	0,65	40	0,518	0,036	10	24,75	35,494		
	52	45	3	0,5	21,15	0,69	40	0,549	0,04	10	27,75	38,534		
	53	45	3	0,5	23,5	0,727	40	0,579	0,045	10	30,75	41,579		
4	54	45	5,5	3,5	25,85	0,763	40	0,607	0,138	10	31,75	42,717	0,099	26
	56	18	1,5	6,5	1	0,15	15	0,849	0,381	10	0,75	11,131		

Tabelul 4.3 (continuare)

Traseul	Tronson	tapei [°C]	l [m]	ζ	E	q_c [l/s]	D [mm]	v [m/s]	Σh_r [mCA]	H_u [mCA]	H_g [m]	H_{nec} [mCA]	DH [mCA]	D_o [mm]	
	57	18	0,5	0,5	2,5	0,237	20	0,755	0,041	10	0,75	11,171			
	58	18	0,5	0,5	2,85	0,253	20	0,807	0,046	10	0,75	11,217			
	59	18	0,5	0,5	3,7	0,289	20	0,919	0,059	10	0,75	11,276			
	60	18	3,5	17,2	4,2	0,307	25	0,627	0,44	10	3,75	14,716			
	61	18	3	0,5	8,4	0,435	32	0,541	0,053	10	6,75	17,769			
	62	18	3	0,5	12,6	0,532	32	0,662	0,077	10	9,75	20,846			
	63	18	3	0,5	16,8	0,615	40	0,49	0,034	10	12,75	23,881			
	64	18	3	0,5	21	0,687	40	0,547	0,042	10	15,75	26,923			
	65	18	3	0,5	25,2	0,753	40	0,6	0,05	10	18,75	29,974			
	66	18	3	0,5	29,4	0,813	40	0,648	0,058	10	21,75	33,032			
	67	18	3	0,5	33,6	0,869	40	0,692	0,066	10	24,75	36,098			
	68	18	3	0,5	37,8	0,922	40	0,734	0,074	10	27,75	39,172			
	69	18	3	0,5	42	0,972	50	0,495	0,028	10	30,75	42,2			
5	70	18	5,5	3,5	46,2	1,02	50	0,52	0,092	10	31,75	43,292	0,151	27	
	72	18	1,5	6,5	1	0,15	15	0,849	0,381	10	0,75	11,131			
	73	18	0,5	0,5	2,5	0,237	20	0,755	0,041	10	0,75	11,171			
	74	18	0,5	0,5	2,85	0,253	20	0,807	0,046	10	0,75	11,217			
	75	18	0,5	0,5	3,7	0,289	20	0,919	0,059	10	0,75	11,276			
	76	18	3,5	17,2	4,2	0,307	25	0,627	0,44	10	3,75	14,716			
	77	18	3	0,5	8,4	0,435	32	0,541	0,053	10	6,75	17,769			
	78	18	3	0,5	12,6	0,532	32	0,662	0,077	10	9,75	20,846			
	79	18	3	0,5	16,8	0,615	40	0,49	0,034	10	12,75	23,881			
	80	18	3	0,5	21	0,687	40	0,547	0,042	10	15,75	26,923			
	81	18	3	0,5	25,2	0,753	40	0,6	0,05	10	18,75	29,974			
	82	18	3	0,5	29,4	0,813	40	0,648	0,058	10	21,75	33,032			
	83	18	3	0,5	33,6	0,869	40	0,692	0,066	10	24,75	36,098			
	84	18	3	0,5	37,8	0,922	40	0,734	0,074	10	27,75	39,172			
	85	18	3	0,5	42	0,972	50	0,495	0,028	10	30,75	42,2			
6	86	18	5,5	3,5	46,2	1,02	50	0,52	0,092	10	31,75	43,292	0,178	26	
	88	18	1,5	6,5	1	0,15	15	0,849	0,381	10	0,75	11,131			
	89	18	0,5	0,5	2,5	0,237	20	0,755	0,041	10	0,75	11,171			
	90	18	0,5	0,5	2,85	0,253	20	0,807	0,046	10	0,75	11,217			
	91	18	0,5	0,5	3,7	0,289	20	0,919	0,059	10	0,75	11,276			
	92	18	3,5	17,2	4,2	0,307	25	0,627	0,44	10	3,75	14,716			
	93	18	3	0,5	8,4	0,435	32	0,541	0,053	10	6,75	17,769			
	94	18	3	0,5	12,6	0,532	32	0,662	0,077	10	9,75	20,846			
	95	18	3	0,5	16,8	0,615	40	0,49	0,034	10	12,75	23,881			
	96	18	3	0,5	21	0,687	40	0,547	0,042	10	15,75	26,923			
	97	18	3	0,5	25,2	0,753	40	0,6	0,05	10	18,75	29,974			
	98	18	3	0,5	29,4	0,813	40	0,648	0,058	10	21,75	33,032			
	99	18	3	0,5	33,6	0,869	40	0,692	0,066	10	24,75	36,098			
	100	18	3	0,5	37,8	0,922	40	0,734	0,074	10	27,75	39,172			
	101	18	3	0,5	42	0,972	50	0,495	0,028	10	30,75	42,2			
7	102	18	5,5	3,5	46,2	1,02	50	0,52	0,092	10	31,75	43,292	0,209	25	
	104	18	1,1	6,5	1	0,15	15	0,849	0,338	10	0,75	11,088			
	105	18	0,5	0,5	2,5	0,237	20	0,755	0,041	10	0,75	11,129			
	106	18	0,5	0,5	2,85	0,253	20	0,807	0,046	10	0,75	11,175			
	107	18	0,5	0,5	3,7	0,289	20	0,919	0,059	10	0,75	11,234			
	108	18	3,5	17,2	4,2	0,307	25	0,627	0,44	10	3,75	14,673			
	109	18	3	0,5	8,4	0,435	32	0,541	0,053	10	6,75	17,726			
	110	18	3	0,5	12,6	0,532	32	0,662	0,077	10	9,75	20,804			
	111	18	3	0,5	16,8	0,615	40	0,49	0,034	10	12,75	23,838			
	112	18	3	0,5	21	0,687	40	0,547	0,042	10	15,75	26,881			
	113	18	3	0,5	25,2	0,753	40	0,6	0,05	10	18,75	29,931			
	114	18	3	0,5	29,4	0,813	40	0,648	0,058	10	21,75	32,989			
	115	18	3	0,5	33,6	0,869	40	0,692	0,066	10	24,75	36,056			
	116	18	3	0,5	37,8	0,922	40	0,734	0,074	10	27,75	39,13			
	117	18	3	0,5	42	0,972	50	0,495	0,028	10	30,75	42,158			
8	118	18	5,5	3,5	46,2	1,02	50	0,52	0,092	10	31,75	43,249	0,295	23	
					Qinst:	2,546	[l/s]					Hnec. inst.:	46,046	[mCA]	

Tabelul 4.4
Rezultatele utilizării vitezelor recomandate conform Manualului de Instalații

Traseul	Tronson	t apei [°C]	l [m]	ζ	E	Q _c [l/s]	D [mm]	v [m/s]	Σh_r [mCA]	H ₀ [mCA]	H ₀ [m]	H _{rec} [mCA]	DH [mCA]	D ₀ [mm]
	1	45	1,5	6,5	1	0,15	15	0,849	0,373	10	0,75	11,123		
	2	45	1	0,5	1,35	0,174	20	0,555	0,035	10	0,75	11,158		
	3	45	3,5	17,2	2,35	0,23	20	0,732	0,631	10	3,75	14,789		
	4	45	3	0,5	4,7	0,325	25	0,663	0,097	10	6,75	17,886		
	5	45	3	0,5	7,05	0,398	25	0,812	0,143	10	9,75	21,029		
	6	45	3	0,5	9,4	0,46	25	0,937	0,189	10	12,75	24,217		
	7	45	3	0,5	11,75	0,514	25	1,048	0,234	10	15,75	27,451		
	8	45	3	0,5	14,1	0,563	32	0,701	0,082	10	18,75	30,533		
	9	45	3	0,5	16,45	0,608	32	0,757	0,095	10	21,75	33,628		
	10	45	3	0,5	18,8	0,65	32	0,809	0,108	10	24,75	36,736		
	11	45	3	0,5	21,15	0,69	32	0,858	0,121	10	27,75	39,856		
	12	45	3	0,5	23,5	0,727	32	0,905	0,134	10	30,75	42,99		
	13	45	8	3,5	25,85	0,763	32	0,949	0,49	10	31,75	44,48		
	27	45	2	0,5	51,7	1,079	40	0,859	0,07	10	31,75	44,55		
	41	45	2,5	0,5	77,55	1,321	40	1,052	0,123	10	31,75	44,673		
	55	18	8	16	103,4	1,525	40	1,215	1,619	10	31,75	46,292		
	71	18	2,5	0,5	149,6	1,835	50	0,935	0,082	10	31,75	46,374		
	87	18	2	0,5	195,8	2,099	50	1,07	0,091	10	31,75	46,465		
	103	18	2,5	0,5	242	2,333	50	1,189	0,13	10	31,75	46,595		
1	119	18	5,5	12,5	288,2	2,546	50	1,298	1,317	10	33,75	49,912		
	14	45	1,5	6,5	1	0,15	15	0,849	0,373	10	0,75	11,123		
	15	45	1	0,5	1,35	0,174	20	0,555	0,035	10	0,75	11,158		
	16	45	3,5	17,2	2,35	0,23	20	0,732	0,631	10	3,75	14,789		
	17	45	3	0,5	4,7	0,325	25	0,663	0,097	10	6,75	17,886		
	18	45	3	0,5	7,05	0,398	25	0,812	0,143	10	9,75	21,029		
	19	45	3	0,5	9,4	0,46	25	0,937	0,189	10	12,75	24,217		
	20	45	3	0,5	11,75	0,514	25	1,048	0,234	10	15,75	27,451		
	21	45	3	0,5	14,1	0,563	32	0,701	0,082	10	18,75	30,533		
	22	45	3	0,5	16,45	0,608	32	0,757	0,095	10	21,75	33,628		
	23	45	3	0,5	18,8	0,65	32	0,809	0,108	10	24,75	36,736		
	24	45	3	0,5	21,15	0,69	32	0,858	0,121	10	27,75	39,856		
	25	45	3	0,5	23,5	0,727	32	0,905	0,134	10	30,75	42,99		
2	26	45	5,5	3,5	25,85	0,763	32	0,949	0,387	10	31,75	44,377	0,103	26
	28	45	1,5	6,5	1	0,15	15	0,849	0,373	10	0,75	11,123		
	29	45	1	0,5	1,35	0,174	20	0,555	0,035	10	0,75	11,158		
	30	45	3,5	17,2	2,35	0,23	20	0,732	0,631	10	3,75	14,789		
	31	45	3	0,5	4,7	0,325	25	0,663	0,097	10	6,75	17,886		
	32	45	3	0,5	7,05	0,398	25	0,812	0,143	10	9,75	21,029		
	33	45	3	0,5	9,4	0,46	25	0,937	0,189	10	12,75	24,217		
	34	45	3	0,5	11,75	0,514	25	1,048	0,234	10	15,75	27,451		
	35	45	3	0,5	14,1	0,563	32	0,701	0,082	10	18,75	30,533		
	36	45	3	0,5	16,45	0,608	32	0,757	0,095	10	21,75	33,628		
	37	45	3	0,5	18,8	0,65	32	0,809	0,108	10	24,75	36,736		
	38	45	3	0,5	21,15	0,69	32	0,858	0,121	10	27,75	39,856		
	39	45	3	0,5	23,5	0,727	32	0,905	0,134	10	30,75	42,99		
3	40	45	5,5	3,5	25,85	0,763	32	0,949	0,387	10	31,75	44,377	0,173	23
	42	45	1,5	6,5	1	0,15	15	0,849	0,373	10	0,75	11,123		
	43	45	1	0,5	1,35	0,174	20	0,555	0,035	10	0,75	11,158		
	44	45	3,5	17,2	2,35	0,23	20	0,732	0,631	10	3,75	14,789		
	45	45	3	0,5	4,7	0,325	25	0,663	0,097	10	6,75	17,886		
	46	45	3	0,5	7,05	0,398	25	0,812	0,143	10	9,75	21,029		
	47	45	3	0,5	9,4	0,46	25	0,937	0,189	10	12,75	24,217		
	48	45	3	0,5	11,75	0,514	25	1,048	0,234	10	15,75	27,451		
	49	45	3	0,5	14,1	0,563	32	0,701	0,082	10	18,75	30,533		
	50	45	3	0,5	16,45	0,608	32	0,757	0,095	10	21,75	33,628		
	51	45	3	0,5	18,8	0,65	32	0,809	0,108	10	24,75	36,736		
	52	45	3	0,5	21,15	0,69	32	0,858	0,121	10	27,75	39,856		
	53	45	3	0,5	23,5	0,727	32	0,905	0,134	10	30,75	42,99		
4	54	45	5,5	3,5	25,85	0,763	32	0,949	0,387	10	31,75	44,377	0,296	20
	56	18	1,5	6,5	1	0,15	15	0,849	0,381	10	0,75	11,131		

110 – Proiectarea optimă a sistemelor locale și zonele de ridicare a presiunii apei reci – 4.

Tabelul 4.4 (continuare)

Traseul	Tronson	t _{apei} [°C]	l [m]	ζ	E	qc [l/s]	D [mm]	v [m/s]	Σhr [mCA]	Hu [mCA]	Hg [m]	Hnec [mCA]	DH [mCA]	Do [mm]
	57	18	0,5	0,5	2,5	0,237	20	0,755	0,041	10	0,75	11,171		
	58	18	0,5	0,5	2,85	0,253	20	0,807	0,046	10	0,75	11,217		
	59	18	0,5	0,5	3,7	0,289	20	0,919	0,059	10	0,75	11,276		
	60	18	3,5	17,2	4,2	0,307	20	0,979	1,136	10	3,75	15,412		
	61	18	3	0,5	8,4	0,435	25	0,886	0,178	10	6,75	18,59		
	62	18	3	0,5	12,6	0,532	25	1,085	0,261	10	9,75	21,851		
	63	18	3	0,5	16,8	0,615	32	0,765	0,102	10	12,75	24,953		
	64	18	3	0,5	21	0,687	32	0,855	0,126	10	15,75	28,078		
	65	18	3	0,5	25,2	0,753	32	0,937	0,15	10	18,75	31,228		
	66	18	3	0,5	29,4	0,813	32	1,012	0,173	10	21,75	34,401		
	67	18	3	0,5	33,6	0,869	32	1,082	0,197	10	24,75	37,598		
	68	18	3	0,5	37,8	0,922	32	1,147	0,22	10	27,75	40,818		
	69	18	3	0,5	42	0,972	40	0,774	0,082	10	30,75	43,9		
5	70	18	5,5	3,5	46,2	1,02	40	0,812	0,251	10	31,75	45,151	1,141	16
	72	18	1,5	6,5	1	0,15	15	0,849	0,381	10	0,75	11,131		
	73	18	0,5	0,5	2,5	0,237	20	0,755	0,041	10	0,75	11,171		
	74	18	0,5	0,5	2,85	0,253	20	0,807	0,046	10	0,75	11,217		
	75	18	0,5	0,5	3,7	0,289	20	0,919	0,059	10	0,75	11,276		
	76	18	3,5	17,2	4,2	0,307	20	0,979	1,136	10	3,75	15,412		
	77	18	3	0,5	8,4	0,435	25	0,886	0,178	10	6,75	18,59		
	78	18	3	0,5	12,6	0,532	25	1,085	0,261	10	9,75	21,851		
	79	18	3	0,5	16,8	0,615	32	0,765	0,102	10	12,75	24,953		
	80	18	3	0,5	21	0,687	32	0,855	0,126	10	15,75	28,078		
	81	18	3	0,5	25,2	0,753	32	0,937	0,15	10	18,75	31,228		
	82	18	3	0,5	29,4	0,813	32	1,012	0,173	10	21,75	34,401		
	83	18	3	0,5	33,6	0,869	32	1,082	0,197	10	24,75	37,598		
	84	18	3	0,5	37,8	0,922	32	1,147	0,22	10	27,75	40,818		
	85	18	3	0,5	42	0,972	40	0,774	0,082	10	30,75	43,9		
6	86	18	5,5	3,5	46,2	1,02	40	0,812	0,251	10	31,75	45,151	1,223	16
	88	18	1,5	6,5	1	0,15	15	0,849	0,381	10	0,75	11,131		
	89	18	0,5	0,5	2,5	0,237	20	0,755	0,041	10	0,75	11,171		
	90	18	0,5	0,5	2,85	0,253	20	0,807	0,046	10	0,75	11,217		
	91	18	0,5	0,5	3,7	0,289	20	0,919	0,059	10	0,75	11,276		
	92	18	3,5	17,2	4,2	0,307	20	0,979	1,136	10	3,75	15,412		
	93	18	3	0,5	8,4	0,435	25	0,886	0,178	10	6,75	18,59		
	94	18	3	0,5	12,6	0,532	25	1,085	0,261	10	9,75	21,851		
	95	18	3	0,5	16,8	0,615	32	0,765	0,102	10	12,75	24,953		
	96	18	3	0,5	21	0,687	32	0,855	0,126	10	15,75	28,078		
	97	18	3	0,5	25,2	0,753	32	0,937	0,15	10	18,75	31,228		
	98	18	3	0,5	29,4	0,813	32	1,012	0,173	10	21,75	34,401		
	99	18	3	0,5	33,6	0,869	32	1,082	0,197	10	24,75	37,598		
	100	18	3	0,5	37,8	0,922	32	1,147	0,22	10	27,75	40,818		
	101	18	3	0,5	42	0,972	40	0,774	0,082	10	30,75	43,9		
7	102	18	5,5	3,5	46,2	1,02	40	0,812	0,251	10	31,75	45,151	1,313	16
	104	18	1,1	6,5	1	0,15	15	0,849	0,338	10	0,75	11,088		
	105	18	0,5	0,5	2,5	0,237	20	0,755	0,041	10	0,75	11,129		
	106	18	0,5	0,5	2,85	0,253	20	0,807	0,046	10	0,75	11,175		
	107	18	0,5	0,5	3,7	0,289	20	0,919	0,059	10	0,75	11,234		
	108	18	3,5	17,2	4,2	0,307	20	0,979	1,136	10	3,75	15,37		
	109	18	3	0,5	8,4	0,435	25	0,886	0,178	10	6,75	18,547		
	110	18	3	0,5	12,6	0,532	25	1,085	0,261	10	9,75	21,808		
	111	18	3	0,5	16,8	0,615	32	0,765	0,102	10	12,75	24,91		
	112	18	3	0,5	21	0,687	32	0,855	0,126	10	15,75	28,036		
	113	18	3	0,5	25,2	0,753	32	0,937	0,15	10	18,75	31,185		
	114	18	3	0,5	29,4	0,813	32	1,012	0,173	10	21,75	34,358		
	115	18	3	0,5	33,6	0,869	32	1,082	0,197	10	24,75	37,555		
	116	18	3	0,5	37,8	0,922	32	1,147	0,22	10	27,75	40,776		
	117	18	3	0,5	42	0,972	40	0,774	0,082	10	30,75	43,858		
8	118	18	5,5	3,5	46,2	1,02	40	0,812	0,251	10	31,75	45,109	1,486	15
					Qinst:	2,546	[l/s]				Hnec. inst.:	49,912	[mCA]	

4.5. – Dimensionarea optimală a instalațiilor interioare de alimentare cu apă 111

Tabelul 4.5.
Rezultatele utilizării criteriului cheltuielilor totale actualizate minime

Traseul	Tronson	tapei [°C]	l [m]	ζ	E	Q_c [l/s]	D [mm]	v [m/s]	Σh_f [mCA]	H_u [mCA]	H_g [m]	H_{nec} [mCA]	DH [mCA]	D_o [mm]
	1	45	1,5	6,5	1	0,15	25	0,306	0,041	10	0,75	10,791		
	2	45	1	0,5	1,35	0,174	25	0,355	0,012	10	0,75	10,803		
	3	45	3,5	17,2	2,35	0,23	25	0,469	0,244	10	3,75	14,047		
	4	45	3	0,5	4,7	0,325	32	0,405	0,029	10	6,75	17,076		
	5	45	3	0,5	7,05	0,398	32	0,496	0,042	10	9,75	20,118		
	6	45	3	0,5	9,4	0,46	32	0,572	0,055	10	12,75	23,173		
	7	45	3	0,5	11,75	0,514	32	0,64	0,069	10	15,75	26,242		
	8	45	3	0,5	14,1	0,563	32	0,701	0,082	10	18,75	29,324		
	9	45	3	0,5	16,45	0,608	32	0,757	0,095	10	21,75	32,418		
	10	45	3	0,5	18,8	0,65	32	0,809	0,108	10	24,75	35,526		
	11	45	3	0,5	21,15	0,69	40	0,549	0,04	10	27,75	38,567		
	12	45	3	0,5	23,5	0,727	40	0,579	0,045	10	30,75	41,611		
	13	45	8	3,5	25,85	0,763	40	0,607	0,171	10	31,75	42,783		
	27	45	2	0,5	51,7	1,079	40	0,859	0,07	10	31,75	42,853		
	41	45	2,5	0,5	77,55	1,321	40	1,052	0,123	10	31,75	42,975		
	55	18	8	16	103,4	1,525	50	0,777	0,627	10	31,75	43,602		
	71	18	2,5	0,5	149,6	1,835	50	0,935	0,082	10	31,75	43,684		
	87	18	2	0,5	195,8	2,099	50	1,07	0,091	10	31,75	43,775		
	103	18	2,5	0,5	242	2,333	50	1,189	0,13	10	31,75	43,905		
1	119	18	5,5	12,5	288,2	2,546	50	1,298	1,317	10	33,75	47,222		
	14	45	1,5	6,5	1	0,15	25	0,306	0,041	10	0,75	10,791		
	15	45	1	0,5	1,35	0,174	25	0,355	0,012	10	0,75	10,803		
	16	45	3,5	17,2	2,35	0,23	25	0,469	0,244	10	3,75	14,047		
	17	45	3	0,5	4,7	0,325	32	0,405	0,029	10	6,75	17,076		
	18	45	3	0,5	7,05	0,398	32	0,496	0,042	10	9,75	20,118		
	19	45	3	0,5	9,4	0,46	32	0,572	0,055	10	12,75	23,173		
	20	45	3	0,5	11,75	0,514	32	0,64	0,069	10	15,75	26,242		
	21	45	3	0,5	14,1	0,563	32	0,701	0,082	10	18,75	29,324		
	22	45	3	0,5	16,45	0,608	32	0,757	0,095	10	21,75	32,418		
	23	45	3	0,5	18,8	0,65	32	0,809	0,108	10	24,75	35,526		
	24	45	3	0,5	21,15	0,69	40	0,549	0,04	10	27,75	38,567		
	25	45	3	0,5	23,5	0,727	40	0,579	0,045	10	30,75	41,611		
2	26	45	5,5	3,5	25,85	0,763	40	0,607	0,138	10	31,75	42,75	0,033	34
	28	45	1,5	6,5	1	0,15	20	0,478	0,106	10	0,75	10,856		
	29	45	1	0,5	1,35	0,174	20	0,555	0,035	10	0,75	10,891		
	30	45	3,5	17,2	2,35	0,23	25	0,469	0,244	10	3,75	14,136		
	31	45	3	0,5	4,7	0,325	32	0,405	0,029	10	6,75	17,164		
	32	45	3	0,5	7,05	0,398	32	0,496	0,042	10	9,75	20,206		
	33	45	3	0,5	9,4	0,46	32	0,572	0,055	10	12,75	23,262		
	34	45	3	0,5	11,75	0,514	32	0,64	0,069	10	15,75	26,33		
	35	45	3	0,5	14,1	0,563	32	0,701	0,082	10	18,75	29,412		
	36	45	3	0,5	16,45	0,608	32	0,757	0,095	10	21,75	32,507		
	37	45	3	0,5	18,8	0,65	32	0,809	0,108	10	24,75	35,615		
	38	45	3	0,5	21,15	0,69	40	0,549	0,04	10	27,75	38,655		
	39	45	3	0,5	23,5	0,727	40	0,579	0,045	10	30,75	41,7		
3	40	45	5,5	3,5	25,85	0,763	40	0,607	0,138	10	31,75	42,838		
	42	45	1,5	6,5	1	0,15	20	0,478	0,106	10	0,75	10,856		
	43	45	1	0,5	1,35	0,174	20	0,555	0,035	10	0,75	10,891		
	44	45	3,5	17,2	2,35	0,23	25	0,469	0,244	10	3,75	14,136		
	45	45	3	0,5	4,7	0,325	32	0,405	0,029	10	6,75	17,164		
	46	45	3	0,5	7,05	0,398	32	0,496	0,042	10	9,75	20,206		
	47	45	3	0,5	9,4	0,46	32	0,572	0,055	10	12,75	23,262		
	48	45	3	0,5	11,75	0,514	32	0,64	0,069	10	15,75	26,33		
	49	45	3	0,5	14,1	0,563	32	0,701	0,082	10	18,75	29,412		
	50	45	3	0,5	16,45	0,608	32	0,757	0,095	10	21,75	32,507		
	51	45	3	0,5	18,8	0,65	32	0,809	0,108	10	24,75	35,615		
	52	45	3	0,5	21,15	0,69	40	0,549	0,04	10	27,75	38,655		
	53	45	3	0,5	23,5	0,727	40	0,579	0,045	10	30,75	41,7		
4	54	45	5,5	3,5	25,85	0,763	40	0,607	0,138	10	31,75	42,838	0,137	24
	56	18	1,5	6,5	1	0,15	20	0,478	0,109	10	0,75	10,859		

Tabelul 4.5 (continuare)

Traseul	Tronson	tapei [°C]	l [m]	ζ	E	q_c [l/s]	D [mm]	v [m/s]	Σh_r [mCA]	H_u [mCA]	H_g [m]	H_{rec} [mCA]	DH [mCA]	D_o [mm]
	57	18	0,5	0,5	2,5	0,237	20	0,755	0,041	10	0,75	10,899		
	58	18	0,5	0,5	2,85	0,253	20	0,807	0,046	10	0,75	10,945		
	59	18	0,5	0,5	3,7	0,289	25	0,588	0,021	10	0,75	10,966		
	60	18	3,5	17,2	4,2	0,307	25	0,627	0,44	10	3,75	14,406		
	61	18	3	0,5	8,4	0,435	25	0,886	0,178	10	6,75	17,584		
	62	18	3	0,5	12,6	0,532	25	1,085	0,261	10	9,75	20,845		
	63	18	3	0,5	16,8	0,615	32	0,765	0,102	10	12,75	23,946		
	64	18	3	0,5	21	0,687	40	0,547	0,042	10	15,75	26,989		
	65	18	3	0,5	25,2	0,753	40	0,6	0,05	10	18,75	30,039		
	66	18	3	0,5	29,4	0,813	40	0,648	0,058	10	21,75	33,098		
	67	18	3	0,5	33,6	0,869	40	0,692	0,066	10	24,75	36,164		
	68	18	3	0,5	37,8	0,922	40	0,734	0,074	10	27,75	39,238		
	69	18	3	0,5	42	0,972	40	0,774	0,082	10	30,75	42,32		
5	70	18	5,5	3,5	46,2	1,02	40	0,812	0,251	10	31,75	43,571		
	72	18	1,5	6,5	1	0,15	20	0,478	0,109	10	0,75	10,859		
	73	18	0,5	0,5	2,5	0,237	20	0,755	0,041	10	0,75	10,899		
	74	18	0,5	0,5	2,85	0,253	20	0,807	0,046	10	0,75	10,945		
	75	18	0,5	0,5	3,7	0,289	25	0,588	0,021	10	0,75	10,966		
	76	18	3,5	17,2	4,2	0,307	25	0,627	0,44	10	3,75	14,406		
	77	18	3	0,5	8,4	0,435	25	0,886	0,178	10	6,75	17,584		
	78	18	3	0,5	12,6	0,532	25	1,085	0,261	10	9,75	20,845		
	79	18	3	0,5	16,8	0,615	32	0,765	0,102	10	12,75	23,946		
	80	18	3	0,5	21	0,687	40	0,547	0,042	10	15,75	26,989		
	81	18	3	0,5	25,2	0,753	40	0,6	0,05	10	18,75	30,039		
	82	18	3	0,5	29,4	0,813	40	0,648	0,058	10	21,75	33,098		
	83	18	3	0,5	33,6	0,869	40	0,692	0,066	10	24,75	36,164		
	84	18	3	0,5	37,8	0,922	40	0,734	0,074	10	27,75	39,238		
	85	18	3	0,5	42	0,972	40	0,774	0,082	10	30,75	42,32		
6	86	18	5,5	3,5	46,2	1,02	40	0,812	0,251	10	31,75	43,571	0,113	29
	88	18	1,5	6,5	1	0,15	20	0,478	0,109	10	0,75	10,859		
	89	18	0,5	0,5	2,5	0,237	20	0,755	0,041	10	0,75	10,899		
	90	18	0,5	0,5	2,85	0,253	20	0,807	0,046	10	0,75	10,945		
	91	18	0,5	0,5	3,7	0,289	25	0,588	0,021	10	0,75	10,966		
	92	18	3,5	17,2	4,2	0,307	25	0,627	0,44	10	3,75	14,406		
	93	18	3	0,5	8,4	0,435	25	0,886	0,178	10	6,75	17,584		
	94	18	3	0,5	12,6	0,532	25	1,085	0,261	10	9,75	20,845		
	95	18	3	0,5	16,8	0,615	32	0,765	0,102	10	12,75	23,946		
	96	18	3	0,5	21	0,687	40	0,547	0,042	10	15,75	26,989		
	97	18	3	0,5	25,2	0,753	40	0,6	0,05	10	18,75	30,039		
	98	18	3	0,5	29,4	0,813	40	0,648	0,058	10	21,75	33,098		
	99	18	3	0,5	33,6	0,869	40	0,692	0,066	10	24,75	36,164		
	100	18	3	0,5	37,8	0,922	40	0,734	0,074	10	27,75	39,238		
	101	18	3	0,5	42	0,972	40	0,774	0,082	10	30,75	42,32		
7	102	18	5,5	3,5	46,2	1,02	40	0,812	0,251	10	31,75	43,571	0,204	25
	104	18	1,1	6,5	1	0,15	20	0,478	0,099	10	0,75	10,849		
	105	18	0,5	0,5	2,5	0,237	20	0,755	0,041	10	0,75	10,889		
	106	18	0,5	0,5	2,85	0,253	20	0,807	0,046	10	0,75	10,935		
	107	18	0,5	0,5	3,7	0,289	25	0,588	0,021	10	0,75	10,956		
	108	18	3,5	17,2	4,2	0,307	25	0,627	0,44	10	3,75	14,396		
	109	18	3	0,5	8,4	0,435	25	0,886	0,178	10	6,75	17,574		
	110	18	3	0,5	12,6	0,532	25	1,085	0,261	10	9,75	20,835		
	111	18	3	0,5	16,8	0,615	25	1,253	0,344	10	12,75	24,179		
	112	18	3	0,5	21	0,687	32	0,855	0,126	10	15,75	27,304		
	113	18	3	0,5	25,2	0,753	40	0,6	0,05	10	18,75	30,355		
	114	18	3	0,5	29,4	0,813	40	0,648	0,058	10	21,75	33,413		
	115	18	3	0,5	33,6	0,869	40	0,692	0,066	10	24,75	36,479		
	116	18	3	0,5	37,8	0,922	40	0,734	0,074	10	27,75	39,554		
	117	18	3	0,5	42	0,972	40	0,774	0,082	10	30,75	42,635		
8	118	18	5,5	3,5	46,2	1,02	40	0,812	0,251	10	31,75	43,887		
					Qinst:	2,546	[l/s]				Hnec. inst.:	47,222	[mCA]	

Tabelul 4.6
Rezultatele utilizării criteriului consumului energetic minim

Traseul	Tronson	tapei [°C]	l [m]	ζ	E	q_c [l/s]	D [mm]	v [m/s]	Σh_r [mCA]	H_u [mCA]	H_g [m]	H_{nec} [mCA]	DH [mCA]	D_o [mm]
	1	45	1,5	6,5	1	0,15	32	0,187	0,014	10	0,75	10,764		
	2	45	1	0,5	1,35	0,174	40	0,139	0,001	10	0,75	10,766		
	3	45	3,5	17,2	2,35	0,23	40	0,183	0,034	10	3,75	13,8		
	4	45	3	0,5	4,7	0,325	40	0,259	0,01	10	6,75	16,81		
	5	45	3	0,5	7,05	0,398	40	0,317	0,014	10	9,75	19,824		
	6	45	3	0,5	9,4	0,46	50	0,234	0,006	10	12,75	22,83		
	7	45	3	0,5	11,75	0,514	50	0,262	0,008	10	15,75	25,838		
	8	45	3	0,5	14,1	0,563	50	0,287	0,009	10	18,75	28,848		
	9	45	3	0,5	16,45	0,608	50	0,31	0,011	10	21,75	31,859		
	10	45	3	0,5	18,8	0,65	50	0,331	0,012	10	24,75	34,871		
	11	45	3	0,5	21,15	0,69	50	0,352	0,014	10	27,75	37,885		
	12	45	3	0,5	23,5	0,727	50	0,371	0,015	10	30,75	40,9		
	13	45	8	3,5	25,85	0,763	50	0,389	0,061	10	31,75	41,961		
	27	45	2	0,5	51,7	1,079	63	0,346	0,008	10	31,75	41,969		
	41	45	2,5	0,5	77,55	1,321	63	0,424	0,014	10	31,75	41,983		
	55	18	8	16	103,4	1,525	63	0,49	0,238	10	31,75	42,221		
	71	18	2,5	0,5	149,6	1,835	63	0,589	0,027	10	31,75	42,248		
	87	18	2	0,5	195,8	2,099	63	0,674	0,031	10	31,75	42,279		
	103	18	2,5	0,5	242	2,333	80	0,465	0,014	10	31,75	42,293		
1	119	18	5,5	12,5	288,2	2,546	80	0,507	0,186	10	33,75	44,48		
	14	45	1,5	6,5	1	0,15	32	0,187	0,014	10	0,75	10,764		
	15	45	1	0,5	1,35	0,174	40	0,139	0,001	10	0,75	10,766		
	16	45	3,5	17,2	2,35	0,23	40	0,183	0,034	10	3,75	13,8		
	17	45	3	0,5	4,7	0,325	40	0,259	0,01	10	6,75	16,81		
	18	45	3	0,5	7,05	0,398	40	0,317	0,014	10	9,75	19,824		
	19	45	3	0,5	9,4	0,46	50	0,234	0,006	10	12,75	22,83		
	20	45	3	0,5	11,75	0,514	50	0,262	0,008	10	15,75	25,838		
	21	45	3	0,5	14,1	0,563	50	0,287	0,009	10	18,75	28,848		
	22	45	3	0,5	16,45	0,608	50	0,31	0,011	10	21,75	31,859		
	23	45	3	0,5	18,8	0,65	50	0,331	0,012	10	24,75	34,871		
	24	45	3	0,5	21,15	0,69	50	0,352	0,014	10	27,75	37,885		
	25	45	3	0,5	23,5	0,727	50	0,371	0,015	10	30,75	40,9		
2	26	45	5,5	3,5	25,85	0,763	50	0,389	0,05	10	31,75	41,95	0,011	46
	28	45	1,5	6,5	1	0,15	25	0,306	0,041	10	0,75	10,791		
	29	45	1	0,5	1,35	0,174	40	0,139	0,001	10	0,75	10,792		
	30	45	3,5	17,2	2,35	0,23	40	0,183	0,034	10	3,75	13,827		
	31	45	3	0,5	4,7	0,325	40	0,259	0,01	10	6,75	16,836		
	32	45	3	0,5	7,05	0,398	40	0,317	0,014	10	9,75	19,85		
	33	45	3	0,5	9,4	0,46	50	0,234	0,006	10	12,75	22,857		
	34	45	3	0,5	11,75	0,514	50	0,262	0,008	10	15,75	25,865		
	35	45	3	0,5	14,1	0,563	50	0,287	0,009	10	18,75	28,874		
	36	45	3	0,5	16,45	0,608	50	0,31	0,011	10	21,75	31,885		
	37	45	3	0,5	18,8	0,65	50	0,331	0,012	10	24,75	34,897		
	38	45	3	0,5	21,15	0,69	50	0,352	0,014	10	27,75	37,911		
	39	45	3	0,5	23,5	0,727	50	0,371	0,015	10	30,75	40,926		
3	40	45	5,5	3,5	25,85	0,763	50	0,389	0,05	10	31,75	41,977		
	42	45	1,5	6,5	1	0,15	25	0,306	0,041	10	0,75	10,791		
	43	45	1	0,5	1,35	0,174	40	0,139	0,001	10	0,75	10,792		
	44	45	3,5	17,2	2,35	0,23	40	0,183	0,034	10	3,75	13,827		
	45	45	3	0,5	4,7	0,325	40	0,259	0,01	10	6,75	16,836		
	46	45	3	0,5	7,05	0,398	40	0,317	0,014	10	9,75	19,85		
	47	45	3	0,5	9,4	0,46	50	0,234	0,006	10	12,75	22,857		
	48	45	3	0,5	11,75	0,514	50	0,262	0,008	10	15,75	25,865		
	49	45	3	0,5	14,1	0,563	50	0,287	0,009	10	18,75	28,874		
	50	45	3	0,5	16,45	0,608	50	0,31	0,011	10	21,75	31,885		
	51	45	3	0,5	18,8	0,65	50	0,331	0,012	10	24,75	34,897		
	52	45	3	0,5	21,15	0,69	50	0,352	0,014	10	27,75	37,911		
	53	45	3	0,5	23,5	0,727	50	0,371	0,015	10	30,75	40,926		
4	54	45	5,5	3,5	25,85	0,763	50	0,389	0,05	10	31,75	41,977		
	56	18	1,5	6,5	1	0,15	25	0,306	0,042	10	0,75	10,792		

Tabelul 4.6. (continuare)

Traseul	Tronson	tapei [°C]	l [m]	ζ	E	q _c [l/s]	D [mm]	v [m/s]	Σh _r [mCA]	H _u [mCA]	H _g [m]	H _{rec} [mCA]	DH [mCA]	D _o [mm]
	57	18	0,5	0,5	2,5	0,237	32	0,295	0,005	10	0,75	10,797		
	58	18	0,5	0,5	2,85	0,253	32	0,315	0,005	10	0,75	10,802		
	59	18	0,5	0,5	3,7	0,289	32	0,359	0,007	10	0,75	10,809		
	60	18	3,5	17,2	4,2	0,307	32	0,382	0,156	10	3,75	13,965		
	61	18	3	0,5	8,4	0,435	40	0,346	0,018	10	6,75	16,983		
	62	18	3	0,5	12,6	0,532	40	0,424	0,026	10	9,75	20,009		
	63	18	3	0,5	16,8	0,615	40	0,49	0,034	10	12,75	23,043		
	64	18	3	0,5	21	0,687	40	0,547	0,042	10	15,75	26,086		
	65	18	3	0,5	25,2	0,753	40	0,6	0,05	10	18,75	29,136		
	66	18	3	0,5	29,4	0,813	50	0,414	0,02	10	21,75	32,156		
	67	18	3	0,5	33,6	0,869	50	0,443	0,023	10	24,75	35,179		
	68	18	3	0,5	37,8	0,922	63	0,296	0,008	10	27,75	38,187		
	69	18	3	0,5	42	0,972	63	0,312	0,009	10	30,75	41,197		
5	70	18	5,5	3,5	46,2	1,02	63	0,327	0,033	10	31,75	42,23		
	72	18	1,5	6,5	1	0,15	25	0,306	0,042	10	0,75	10,792		
	73	18	0,5	0,5	2,5	0,237	32	0,295	0,005	10	0,75	10,797		
	74	18	0,5	0,5	2,85	0,253	32	0,315	0,005	10	0,75	10,802		
	75	18	0,5	0,5	3,7	0,289	32	0,359	0,007	10	0,75	10,809		
	76	18	3,5	17,2	4,2	0,307	32	0,382	0,156	10	3,75	13,965		
	77	18	3	0,5	8,4	0,435	40	0,346	0,018	10	6,75	16,983		
	78	18	3	0,5	12,6	0,532	40	0,424	0,026	10	9,75	20,009		
	79	18	3	0,5	16,8	0,615	40	0,49	0,034	10	12,75	23,043		
	80	18	3	0,5	21	0,687	40	0,547	0,042	10	15,75	26,086		
	81	18	3	0,5	25,2	0,753	40	0,6	0,05	10	18,75	29,136		
	82	18	3	0,5	29,4	0,813	50	0,414	0,02	10	21,75	32,156		
	83	18	3	0,5	33,6	0,869	50	0,443	0,023	10	24,75	35,179		
	84	18	3	0,5	37,8	0,922	63	0,296	0,008	10	27,75	38,187		
	85	18	3	0,5	42	0,972	63	0,312	0,009	10	30,75	41,197		
6	86	18	5,5	3,5	46,2	1,02	63	0,327	0,033	10	31,75	42,23	0,018	46
	88	18	1,5	6,5	1	0,15	25	0,306	0,042	10	0,75	10,792		
	89	18	0,5	0,5	2,5	0,237	32	0,295	0,005	10	0,75	10,797		
	90	18	0,5	0,5	2,85	0,253	32	0,315	0,005	10	0,75	10,802		
	91	18	0,5	0,5	3,7	0,289	32	0,359	0,007	10	0,75	10,809		
	92	18	3,5	17,2	4,2	0,307	32	0,382	0,156	10	3,75	13,965		
	93	18	3	0,5	8,4	0,435	40	0,346	0,018	10	6,75	16,983		
	94	18	3	0,5	12,6	0,532	40	0,424	0,026	10	9,75	20,009		
	95	18	3	0,5	16,8	0,615	40	0,49	0,034	10	12,75	23,043		
	96	18	3	0,5	21	0,687	40	0,547	0,042	10	15,75	26,086		
	97	18	3	0,5	25,2	0,753	40	0,6	0,05	10	18,75	29,136		
	98	18	3	0,5	29,4	0,813	40	0,648	0,058	10	21,75	32,195		
	99	18	3	0,5	33,6	0,869	50	0,443	0,023	10	24,75	35,217		
	100	18	3	0,5	37,8	0,922	63	0,296	0,008	10	27,75	38,226		
	101	18	3	0,5	42	0,972	63	0,312	0,009	10	30,75	41,235		
7	102	18	5,5	3,5	46,2	1,02	63	0,327	0,033	10	31,75	42,268	0,011	53
	104	18	1,1	6,5	1	0,15	25	0,306	0,039	10	0,75	10,789		
	105	18	0,5	0,5	2,5	0,237	32	0,295	0,005	10	0,75	10,793		
	106	18	0,5	0,5	2,85	0,253	32	0,315	0,005	10	0,75	10,799		
	107	18	0,5	0,5	3,7	0,289	32	0,359	0,007	10	0,75	10,805		
	108	18	3,5	17,2	4,2	0,307	32	0,382	0,156	10	3,75	13,961		
	109	18	3	0,5	8,4	0,435	40	0,346	0,018	10	6,75	16,979		
	110	18	3	0,5	12,6	0,532	40	0,424	0,026	10	9,75	20,006		
	111	18	3	0,5	16,8	0,615	40	0,49	0,034	10	12,75	23,04		
	112	18	3	0,5	21	0,687	40	0,547	0,042	10	15,75	26,083		
	113	18	3	0,5	25,2	0,753	40	0,6	0,05	10	18,75	29,133		
	114	18	3	0,5	29,4	0,813	40	0,648	0,058	10	21,75	32,191		
	115	18	3	0,5	33,6	0,869	50	0,443	0,023	10	24,75	35,214		
	116	18	3	0,5	37,8	0,922	63	0,296	0,008	10	27,75	38,223		
	117	18	3	0,5	42	0,972	63	0,312	0,009	10	30,75	41,232		
8	118	18	5,5	3,5	46,2	1,02	63	0,327	0,033	10	31,75	42,265	0,028	41
					Q_{inst}:	2,546	[l/s]				H_{rec. inst.}:	44,48	[mCA]	

Pentru o analiză mai amănunțită a celor 4 variante de calcul s-a întocmit tabelul cu rezultate comparative (tabelul 4.7)

Analizând rezultatele se constată că prin aplicarea criteriului consumului energetic minim se obține valoarea minimă pentru sarcina hidrodinamică necesară adică $H_{nec} = 44,48$ mCA. Comparativ cu celelalte variante în special cu varianta utilizării vitezelor recomandate conform Manualului de Instalații se constată o diferență favorabilă de 11 %. Pentru a se compara din mai multe perspective rezultatele obținute în tabelul 4.8 se prezintă necesarul de țevă pe tipo- dimensiuni pentru cele patru variante, precum și valori estimative privind investiția specifică pe ml de țevă (material + manoperă). Comparând valorile obținute se constată că pentru o economie de 11 % la valoarea sarcinii hidrodinamice necesare în favoarea variantei "energetice" este necesar un efort financiar la capitoul investiții inițiale cu 54 % mai mare decât în cazul aplicării criteriului vitezelor recomandate conform Manualului de Instalații. Acest efort financiar suplimentar se va recupera din economia de energie pentru pompare.

Tabelul 4.7
Rezultate comparative ale celor patru variante de calcul

Varianta	Cantitate de teava										H _{nec} [mCA]	DH [%]	Investitia specifica lei/ml teava
	DN 10 [mm]	DN 15 [mm]	DN 20 [mm]	DN 25 [mm]	DN 32 [mm]	DN 40 [mm]	DN 50 [mm]	DN 63 [mm]	DN 80 [mm]	DN 100 [mm]			
STAS 1478	-	5,6	16	40	60	157	46,5	12,5	-	-	46,05	7	53,51
Manual de l	-	11,6	38	72	157	46,5	12,5	-	-	-	49,91	0	43,59
Economic	-	-	14,6	62	96	144	20,5	-	-	-	47,22	5,3	49,32
Energetic	-	-	-	8,6	23	108	127	63	8	-	44,48	11	67,26

Având în vedere că cele 4 variante de calcul s-au efectuat în ipoteza utilizării țevilor din oțel zincat în continuare ne propunem dimensionarea instalației în ipoteza criteriului consumului energetic minim în variantele utilizării conductelor din cupru, polipropilenă- PP-R, polietilenă reticulată- PER, policlorură de vinil clorurată PVC-c și polibutenă PB. Rezultatele comparative sunt cuprinse în tabelul 4.8. Analizând rezultatele în mod comparativ se constată că se obține necesarul de presiune cu valoare minimă (44,165 mCA) în varianta cu țevi din polietilenă reticulată (PER) obținându-se o reducere de 1,3 % comparativ cu varianta cu necesarul de presiune cel mai mare (44,76 mCA) în cazul utilizării țevilor din policlorură de vinil clorinată (PVC-c).

Pentru a fructifica la maxim diferențele privind presiunile hidrodinamice necesare în punctul de racord al instalației interioare este recomandat să se utilizeze în practică sisteme de automatizare care urmăresc în mod fidel valoarea presiunii necesare la punctul de consum obligat (cel mai defavorizat din punct de vedere hidraulic), ca de exemplu, aplicarea invenției românești nr. 117270 premiată cu medalia de bronz la Salonul de Invenții de la Bruxelles în anul 2004

Tabel 4.8
Rezultate comparative "criteriul energetic"

Traseul	Tronson	tapei [°C]	l [m]	qc [l/s]	D [mm] OL ZN	Hnec [mCA] OL ZN	D [mm] Cu	Hnec [mCA] Cu	D [mm] PP-R	Hnec [mCA] PP-R	D [mm] PER	Hnec [mCA] PER	D [mm] PVC-c	Hnec [mCA] PVC-c	D [mm] PB	Hnec [mCA] PB	
	1	45	1,5	0,15	32	10,76	32	10,763	32	10,763	40	10,755	32	10,763	40	10,755	
	2	45	1	0,174	40	10,77	40	10,764	32	10,766	40	10,756	32	10,765	40	10,756	
	3	45	3,5	0,23	40	13,8	40	13,795	40	13,799	40	13,789	32	13,844	40	13,789	
	4	45	3	0,325	40	16,81	40	16,8	40	16,806	50	16,792	40	16,849	40	16,796	
	5	45	3	0,398	40	19,82	50	19,803	40	19,817	50	19,796	40	19,857	50	19,8	
	6	45	3	0,46	50	22,83	50	22,807	50	22,821	50	22,801	40	22,868	50	22,804	
	7	45	3	0,514	50	25,84	50	25,812	50	25,827	50	25,807	40	25,881	50	25,81	
	8	45	3	0,563	50	28,85	50	28,817	50	28,835	50	28,814	40	28,897	50	28,818	
	9	45	3	0,608	50	31,86	50	31,823	50	31,843	50	31,823	50	31,903	50	31,826	
	10	45	3	0,65	50	34,87	50	34,831	50	34,852	63	34,826	50	34,911	50	34,835	
	11	45	3	0,69	50	37,89	50	37,839	50	37,863	63	37,83	50	37,919	50	37,846	
	12	45	3	0,727	50	40,9	50	40,848	50	40,875	63	40,834	50	40,928	50	40,858	
	13	45	8	0,763	50	41,96	50	41,892	50	41,926	63	41,853	50	41,972	50	41,909	
	27	45	2	1,079	63	41,97	63	41,897	63	41,933	63	41,86	50	41,988	63	41,916	
	41	45	2,5	1,321	63	41,98	63	41,907	63	41,944	63	41,871	50	42,015	63	41,927	
	55	18	8	1,525	63	42,22	63	42,122	63	42,169	80	41,956	63	42,23	63	42,152	
	71	18	2,5	1,835	63	42,25	63	42,14	63	42,191	80	41,963	63	42,248	80	42,159	
87	18	2	2,099	63	42,28	80	42,147	63	42,216	80	41,972	63	42,269	80	42,167		
103	18	2,5	2,333	80	42,29	80	42,157	80	42,228	80	41,984	63	42,298	80	42,179		
1	119	18	5,5	2,546	80	44,48	80	44,332	80	44,407	80	44,165	63	44,762	80	44,359	
	14	45	1,5	0,15	32	10,76	32	10,763	32	10,763	40	10,755	32	10,763	40	10,755	
	15	45	1	0,174	40	10,77	40	10,764	32	10,766	40	10,756	32	10,765	40	10,756	
	16	45	3,5	0,23	40	13,8	40	13,795	40	13,799	40	13,789	32	13,844	40	13,789	
	17	45	3	0,325	40	16,81	40	16,8	40	16,806	50	16,792	40	16,849	40	16,796	
	18	45	3	0,398	40	19,82	50	19,803	40	19,817	50	19,796	40	19,857	50	19,8	
	19	45	3	0,46	50	22,83	50	22,807	50	22,821	50	22,801	40	22,868	50	22,804	
	20	45	3	0,514	50	25,84	50	25,812	50	25,827	50	25,807	40	25,881	50	25,81	
	21	45	3	0,563	50	28,85	50	28,817	50	28,835	50	28,814	40	28,897	50	28,818	
	22	45	3	0,608	50	31,86	50	31,823	50	31,843	50	31,823	50	31,903	50	31,826	
	23	45	3	0,65	50	34,87	50	34,831	50	34,852	63	34,826	50	34,911	50	34,835	
	24	45	3	0,69	50	37,89	50	37,839	50	37,863	63	37,83	50	37,919	50	37,846	
	25	45	3	0,727	50	40,9	50	40,848	50	40,875	63	40,834	50	40,928	50	40,858	
	2	26	45	5,5	0,763	50	41,95	50	41,887	50	41,918	63	41,85	50	41,967	50	41,901
		28	45	1,5	0,15	25	10,79	32	10,763	32	10,763	40	10,755	25	10,785	32	10,763
		29	45	1	0,174	40	10,79	40	10,764	32	10,766	40	10,756	32	10,788	40	10,764
		30	45	3,5	0,23	40	13,83	40	13,795	40	13,799	40	13,789	32	13,866	40	13,797
		31	45	3	0,325	40	16,84	40	16,8	40	16,806	50	16,792	40	16,872	40	16,804
32		45	3	0,398	40	19,85	50	19,803	40	19,817	50	19,796	40	19,88	50	19,808	
33		45	3	0,46	50	22,86	50	22,807	50	22,821	50	22,801	40	22,89	50	22,813	
34		45	3	0,514	50	25,87	50	25,812	50	25,827	50	25,807	40	25,904	50	25,819	
35		45	3	0,563	50	28,87	50	28,817	50	28,835	50	28,814	40	28,92	50	28,826	
36		45	3	0,608	50	31,89	50	31,823	50	31,843	50	31,823	50	31,926	50	31,834	
37		45	3	0,65	50	34,9	50	34,831	50	34,852	63	34,826	50	34,933	50	34,843	
38		45	3	0,69	50	37,91	50	37,839	50	37,863	63	37,83	50	37,942	50	37,854	
39		45	3	0,727	50	40,93	50	40,848	50	40,875	63	40,834	50	40,951	50	40,866	
3		40	45	5,5	0,763	50	41,98	50	41,887	50	41,918	63	41,85	50	41,989	50	41,909
42		45	1,5	0,15	25	10,79	25	10,785	25	10,788	32	10,764	25	10,785	32	10,763	
		43	45	1	0,174	40	10,79	40	10,786	32	10,791	32	10,767	25	10,793	32	10,766
		44	45	3,5	0,23	40	13,83	40	13,818	40	13,823	40	13,799	32	13,871	40	13,799
		45	45	3	0,325	40	16,84	40	16,83	40	16,83	50	16,802	40	16,877	40	16,806
	46	45	3	0,398	40	19,85	50	19,826	40	19,841	50	19,806	40	19,885	50	19,81	
	47	45	3	0,46	50	22,86	50	22,83	50	22,846	50	22,811	40	22,895	50	22,814	
	48	45	3	0,514	50	25,87	50	25,834	50	25,852	50	25,817	40	25,909	50	25,82	
	49	45	3	0,563	50	28,87	50	28,84	50	28,859	50	28,825	40	28,925	50	28,828	
	50	45	3	0,608	50	31,89	50	31,846	50	31,867	50	31,833	50	31,931	50	31,836	
	51	45	3	0,65	50	34,9	50	34,853	50	34,877	63	34,837	50	34,938	50	34,845	
	52	45	3	0,69	50	37,91	50	37,862	50	37,887	63	37,84	50	37,947	50	37,856	
	53	45	3	0,727	50	40,93	50	40,871	50	40,899	63	40,844	50	40,956	50	40,868	
	4	54	45	5,5	0,763	50	41,98	50	41,909	50	41,943	63	41,86	50	41,994	50	41,911
	56	18	1,5	0,15	25	10,79	25	10,785	25	10,788	32	10,764	25	10,785	32	10,763	

4.5. – Dimensionarea optimală a instalațiilor interioare de alimentare cu apă 117

Tabelul 4.8 (continuare)

Traseul	Tronson	tapei [°C]	l [m]	qc [l/s]	D [mm] OL ZN	Hnec [mCA] OL ZN	D [mm] Cu	Hnec [mCA] Cu	D [mm] PP-R	Hnec [mCA] PP-R	D [mm] PER	Hnec [mCA] PER	D [mm] PVC-c	Hnec [mCA] PVC-c	D [mm] PB	Hnec [mCA] PB
	57	18	0,5	0,237	32	10,8	32	10,789	32	10,792	32	10,768	25	10,795	32	10,767
	58	18	0,5	0,253	32	10,8	32	10,792	32	10,796	32	10,772	25	10,806	32	10,772
	59	18	0,5	0,289	32	10,81	32	10,797	32	10,802	40	10,774	32	10,811	32	10,777
	60	18	3,5	0,307	32	13,97	32	13,937	32	13,948	40	13,833	32	13,951	32	13,924
	61	18	3	0,435	40	16,98	40	16,947	32	16,987	40	16,847	32	16,98	40	16,937
	62	18	3	0,532	40	20,01	40	19,961	40	20,006	40	19,867	32	20,022	40	19,956
	63	18	3	0,615	40	23,04	40	22,981	40	23,032	50	22,876	40	23,041	40	22,981
	64	18	3	0,687	40	26,09	40	26,004	40	26,063	50	25,887	40	26,065	40	26,013
	65	18	3	0,753	40	29,14	40	29,033	50	29,076	63	28,892	40	29,094	40	29,051
	66	18	3	0,813	50	32,16	50	32,045	50	32,091	63	31,897	40	32,127	50	32,066
	67	18	3	0,869	50	35,18	50	35,058	50	35,108	63	34,903	50	35,14	50	35,083
	68	18	3	0,922	63	38,19	50	38,073	50	38,127	63	37,91	50	38,155	50	38,102
	69	18	3	0,972	63	41,2	50	41,089	50	41,149	63	40,917	50	41,172	50	41,124
5	70	18	5,5	1,02	63	42,23	63	42,114	63	42,177	63	41,946	50	42,24	63	42,152
	72	18	1,5	0,15	25	10,79	25	10,785	25	10,788	32	10,764	25	10,785	32	10,763
	73	18	0,5	0,237	32	10,8	32	10,789	32	10,792	32	10,768	25	10,795	32	10,767
	74	18	0,5	0,253	32	10,8	32	10,792	32	10,796	32	10,772	25	10,806	32	10,772
	75	18	0,5	0,289	32	10,81	32	10,797	32	10,802	40	10,774	32	10,811	32	10,777
	76	18	3,5	0,307	32	13,97	32	13,937	32	13,948	40	13,833	32	13,951	32	13,924
	77	18	3	0,435	40	16,98	40	16,947	32	16,987	40	16,847	32	16,98	40	16,937
	78	18	3	0,532	40	20,01	40	19,961	40	20,006	40	19,867	32	20,022	40	19,956
	79	18	3	0,615	40	23,04	40	22,981	40	23,032	50	22,876	40	23,041	40	22,981
	80	18	3	0,687	40	26,09	40	26,004	40	26,063	50	25,887	40	26,065	40	26,013
	81	18	3	0,753	40	29,14	40	29,033	50	29,076	50	28,901	40	29,094	40	29,051
	82	18	3	0,813	50	32,16	50	32,045	50	32,091	63	31,906	40	32,127	50	32,066
	83	18	3	0,869	50	35,18	50	35,058	50	35,108	63	34,912	50	35,14	50	35,083
	84	18	3	0,922	63	38,19	50	38,073	50	38,127	63	37,919	50	38,155	50	38,102
	85	18	3	0,972	63	41,2	50	41,089	50	41,149	63	40,926	50	41,172	50	41,124
6	86	18	5,5	1,02	63	42,23	63	42,114	63	42,177	63	41,955	50	42,24	63	42,152
	88	18	1,5	0,15	25	10,79	25	10,785	25	10,788	32	10,764	25	10,785	32	10,763
	89	18	0,5	0,237	32	10,8	32	10,789	32	10,792	32	10,768	25	10,795	32	10,767
	90	18	0,5	0,253	32	10,8	32	10,792	32	10,796	32	10,772	25	10,806	32	10,772
	91	18	0,5	0,289	32	10,81	32	10,797	32	10,802	40	10,774	32	10,811	32	10,777
	92	18	3,5	0,307	32	13,97	32	13,937	32	13,948	40	13,833	32	13,951	32	13,924
	93	18	3	0,435	40	16,98	40	16,947	32	16,987	40	16,847	32	16,98	40	16,937
	94	18	3	0,532	40	20,01	40	19,961	40	20,006	40	19,867	32	20,022	40	19,956
	95	18	3	0,615	40	23,04	40	22,981	40	23,032	50	22,876	40	23,041	40	22,981
	96	18	3	0,687	40	26,09	40	26,004	40	26,063	50	25,887	40	26,065	40	26,013
	97	18	3	0,753	40	29,14	40	29,033	40	29,101	50	28,901	40	29,094	40	29,051
	98	18	3	0,813	40	32,2	50	32,045	50	32,116	50	31,917	40	32,127	50	32,066
	99	18	3	0,869	50	35,22	50	35,058	50	35,133	63	34,923	40	35,165	50	35,083
	100	18	3	0,922	63	38,23	50	38,073	50	38,152	63	37,929	50	38,18	50	38,102
	101	18	3	0,972	63	41,24	50	41,089	50	41,174	63	40,937	50	41,197	50	41,124
7	102	18	5,5	1,02	63	42,27	63	42,114	63	42,202	63	41,966	50	42,265	63	42,152
	104	18	1,1	0,15	25	10,79	25	10,784	25	10,786	32	10,763	25	10,784	32	10,763
	105	18	0,5	0,237	32	10,79	32	10,787	32	10,79	32	10,767	25	10,794	32	10,767
	106	18	0,5	0,253	32	10,8	32	10,791	32	10,794	32	10,771	25	10,805	32	10,771
	107	18	0,5	0,289	32	10,81	32	10,796	32	10,8	40	10,774	32	10,81	32	10,777
	108	18	3,5	0,307	32	13,96	32	13,936	32	13,946	40	13,832	32	13,95	32	13,923
	109	18	3	0,435	40	16,98	40	16,946	32	16,985	40	16,846	32	16,978	40	16,936
	110	18	3	0,532	40	20,01	40	19,96	40	20,004	40	19,866	32	20,021	40	19,955
	111	18	3	0,615	40	23,04	40	22,979	40	23,029	50	22,875	40	23,04	40	22,981
	112	18	3	0,687	40	26,08	40	26,003	40	26,061	50	25,887	40	26,064	40	26,013
	113	18	3	0,753	40	29,13	40	29,032	40	29,099	50	28,9	40	29,092	40	29,05
	114	18	3	0,813	40	32,19	50	32,043	40	32,143	50	31,916	40	32,126	50	32,065
	115	18	3	0,869	50	35,21	50	35,056	50	35,16	50	34,934	40	35,164	50	35,083
	116	18	3	0,922	63	38,22	50	38,071	50	38,179	63	37,941	40	38,207	50	38,102
	117	18	3	0,972	63	41,23	50	41,088	50	41,201	63	40,948	50	41,223	50	41,123
8	118	18	5,5	1,02	63	42,27	50	42,156	63	42,229	63	41,977	50	42,292	63	42,151

118 – Proiectarea optimă a sistemelor locale și zonele de ridicare a presiunii apei reci – 4.

În figura 4.27 și 4.28 sunt reprezentate imagini cu interfața programului . Se constată o interfață prietenoasă atât din punct de vedere al introducerii datelor pentru calcul, cât și din punct de vedere al selectării metodei de dimensionare și a modului de furnizare a rezultatelor obținute în urma rulării programului.

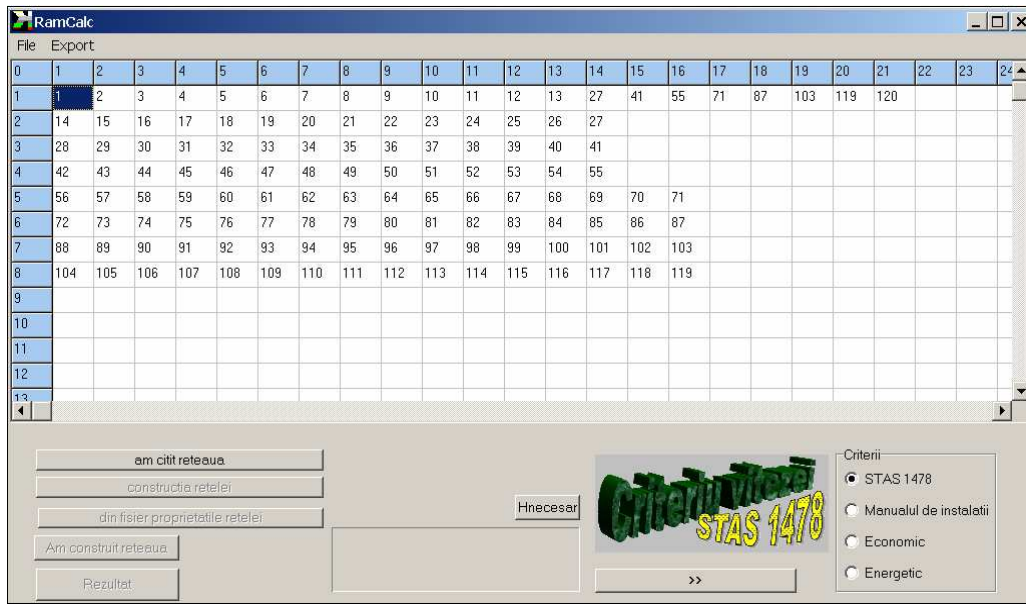


Figura 4.27 Interfața 1 a programului RAMCALC

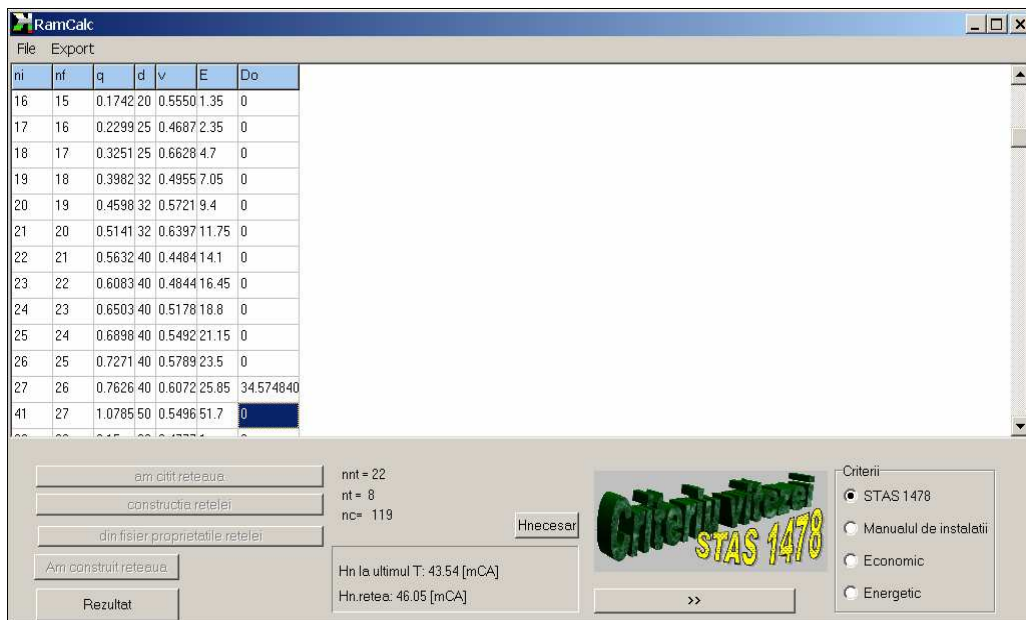


Figura 4.28 Interfața 2 a programului RAMCALC

Capitolul 5. METODE GENERALE DE OPTIMIZARE A STAȚIILOR DE RIDICARE A PRESIUNII APEI RECI

5.1. Metode de analiză tehnico-economică a stațiilor de ridicare a presiunii apei

5.1.1. Noțiuni preliminare

Varianta optimă a unei instalații de pompare a apei este rezultatul analizei tehnico-economice, bazată fie pe folosirea unor indicatori tehnico-economici globali, fie pe stabilirea funcțiilor obiectiv și a criteriilor de optimizare. Varianta optimă stabilită în faza de proiectare trebuie să corespundă condițiilor reale de funcționare pe întreaga durată de exploatare a instalației de pompare.

De regulă, se pun două categorii de probleme: echiparea optimă a stației de pompare și determinarea diametrelor economice (optime) ale conductelor rețelei de pompare a apei.

Funcția obiectiv pe baza căreia se determină soluția optimă de instalație de pompare a apei, reprezintă relația matematică dintre variabilele de decizie și criteriile de optimizare. Valorile funcției obiectiv și domeniile variabilelor de decizie se limitează printr-o serie de condiții secundare sau restricții, care constituie elemente importante și necesare ale modelelor de optimizare. Odată cu stabilirea criteriilor de optimizare se verifică dacă funcția obiectiv poate fi minimizată.

În sistemele de ridicare a presiunii apei reci, optimizarea prezintă un interes deosebit pentru instalațiile de repompare a apei și în special pentru instalațiile de pompare a apei cuplate cu recipiente de hidrofor destinate să asigure debitele și presiunile necesare de utilizare la consumatori.

În cazul instalațiilor de repompare a apei, funcțiile obiectiv pot fi funcție de cost total specific (anual) de investiție și exploatare sau funcție de energie specifică totală înglobată în elementele componente ale instalației și de energie specifică consumată pe durata exploatării instalației. Cele mai folosite sunt funcțiile obiectiv de cost total specific de investiție și exploatare al instalației de pompare a apei, iar mărimile supuse optimizării pot fi: consumul specific de energie pe metrul cub de apă pompat (în kWh/m³); timpul (durata) de recuperare a cheltuielilor suplimentare de investiție; coeficientul de eficiență economică, diametrele conductelor rețelei de pompare a apei etc.

Pe baza celor arătate mai sus, în cele ce urmează se prezintă metodele generale de optimizare, care pot fi aplicate atât în faza de concepție a unor sisteme noi, cât și pentru reabilitarea și modernizarea a celor existente.

Metodele generale de optimizare, aplicate în cazuri particulare (pentru anumite date de temă), conduc la rezultate a căror valabilitate este limitată la cazul concret studiat.

5.1.2. Echiparea optimă a stațiilor de pompare a apei

5.1.2.1. Indicatori tehnico-economici globali

Pentru aceleași date inițiale de calcul, la proiectare, în faza de studiu tehnico-economic, pot fi concepute două sau mai multe variante de stații de pompare a apei tot atât de valoroase din punct de vedere tehnic pentru a decide care dintre aceste variante este cea mai economică, se pot aplica metode de optimizare bazate pe indicatori tehnico-economici globali, după cum se arată în cele ce urmează.

Pentru efectuarea calculului tehnico-economic trebuie să se determine în prealabil următoarele mărimi:

- timpul (durata) de recuperare t_{rec} a cheltuielilor suplimentare de investiție:

$$t_{rec} = \frac{I_1 - I_b}{E_b - E_i} \quad (5.1)$$

Prin timp (durată) de recuperare se înțelege timpul în care cheltuielile suplimentare de investiție, alocate pentru una din variante, în comparație cu alta, pot fi recuperate datorită economisirii cheltuielilor de exploatare. Urmare acestui fapt, timpul de recuperare mai este denumit și *timp de egalizare a cheltuielilor*,

- coeficientul de eficiență economică k_e care este o mărime inversă timpului de recuperare:

$$k_e = \frac{1}{t_{rec}} \quad (5.2)$$

- costurile (cheltuielile) totale specifice de calcul f_i :

$$f_i = k_{norm} I_i + E_i \quad (5.3)$$

- economia convențională anuală e_a :

$$e_a = f_b - f_i \quad (5.4)$$

În relațiile de mai sus s-au folosit următoarele notații:

- I_b, I_i - cheltuielile necesare de investiție corespunzătoare variantei de bază I_b respectiv variantei analizate, I_i ;
- E_b, E_i - cheltuielile anuale de exploatare corespunzătoare variantei de bază, E_b respectiv variantei analizate, E_i ;
- k_{norm} - coeficientul normal de eficiență economică, care diferă pentru diferite ramuri ale economiei (pentru instalațiile de pompare a apei $k_{norm} \geq 0,12$);
- f_b, f_i - costurile totale specifice de calcul, (funcțiile obiectiv de cost) pentru varianta de bază, f_b , respectiv pentru varianta analizată, f_i .

Condiția necesară pentru asigurarea eficienței economice se poate exprima prin intermediul următoarei relații:

$$t_{rec} \leq t_{norm} \quad (5.5)$$

în care $t_{norm} = 1/k_{norm} = 1/0,12 \approx 8$ ani, adică timpul normal de recuperare este aproximativ egal cu 8 ani și în nici un caz nu poate depăși 10 ani.

Dacă, în particular, una din variante prezintă cheltuieli mici atât de investiție cât și de exploatare, atunci această variantă este implicit varianta eficientă. În general, însă, varianta care prezintă cheltuieli mari de investiție este legată de cheltuieli mici de exploatare. Ca urmare, la compararea a două sau mai multe

variante, trebuie să se folosească condiția de minimizare a funcției obiectiv de cost total specific de investiție și de exploatare. Această condiție prezintă forme diferite în funcție de numărul variantelor analizate. Astfel:

- în cazul a două variante, condiția respectivă are forma:

$$(E_b - E_i) > k_{norm}(I_i - I_b) \quad (5.6)$$

- în cazul mai multor variante, condiția de minim a funcției obiectiv a cheltuielilor totale specifice de calcul va fi:

$$f_{i_{\min}} = \min(k_{norm}I_i + E_i) \quad (5.7)$$

- Costurile (cheltuielile) specifice de investiție se determină cu relația:

$$I = \sum_{j=1}^5 I_j = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5 \quad (5.8)$$

în care:

- I - cheltuieli totale de investiție;
- I₁ - costul echipamentelor aferente instalației respective;
- I₂ - costul lucrărilor de construcții (structuri, fundații, etc.) aferente instalației respective (pentru fundații (I₂ ≈ 1%I₁);
- I₃ - cheltuieli de transport, necesare pentru aducerea echipamentului la locul de montaj (I₃ ≈ 3%I₁);
- I₄ - costul lucrărilor de montaj (I₄ ≈ 11%I₁);
- I₅ - costul lucrărilor necesare în ramurile înrudite.

La compararea variantelor, pentru simplificarea calculelor, este mai comod să se calculeze diferența dintre cheltuielile de investiție ale variantelor, respectiv (I_i-I_b) în loc de cheltuielile totale de investiție aferente fiecărei variante în parte. În acest fel, nu se mai iau în considerație cheltuielile de investiție comune fiecărei variante, care au valori egale.

Costurile (cheltuielile) specifice de exploatare, se determină cu relația:

$$E = \sum_{j=1}^4 E_j = E_1 + E_2 + E_3 + E_4 \quad (5.9)$$

în care:

- E - cheltuieli totale de exploatare;
- E1- costul energiei electrice consumate anual;
- E2 - cheltuielile de amortizare a echipamentelor;
- E3 - cheltuielile pentru deservire curentă (salariile personalului de exploatare);
- E4 - costul reparării echipamentelor.

Pentru simplificarea calculelor, la compararea variantelor, este, de asemenea, mai indicat să se calculeze diferența dintre cheltuielile de exploatare ale variantelor respective (E_b-E_i) în loc de cheltuielile totale specifice de exploatare aferente fiecărei variante în parte. În acest mod, nu se mai iau în considerare și cheltuielile de exploatare comune fiecărei variante care au o valoare egală.

5.1.2.2. Corelația între consumul minim de energie pe metru cub de apă pompat și randamentul pompei

În general, firmele constructoare de pompe dau în cataloagele pompelor curbele caracteristice de sarcină, curbele de randament etc. Însă pentru a face o alegere optimă a pompelor este necesar să se cunoască și curba de variație a consumului de energie electrică pe metru cub pompat:

$$e_H = 0,00272 \frac{H}{\eta} \quad (5.10)$$

Pentru pompele centrifuge (utilizate frecvent în instalațiile de repompare a apei funcționând la turație constantă, $n = \text{constant}$, valoarea minima a raportului $\frac{H}{\eta}$ nu corespunde valorii maxime a randamentului η al pompei, ci

unor valori mai mici, situate în partea descrescătoare a curbei randamentului η al pompei. Rezultă de aici că nu este indicată alegerea pompelor numai în funcție de randament și în nici un caz în-zona randamentului maxim. În partea crescătoare a curbei de randament se realizează cel mai mare consum de energie electrică pe metru cub pompat. Acest consum de energie scade odată cu scăderea randamentului în partea descrescătoare a curbei de randament.

Alegerea pompei în funcție de consumul minim de energie electrică pe metru cub pompat nu este întotdeauna posibilă, dar criteriul de alegere a pompelor în funcție de randament duce în general la un consum sporit de energie electrică.

5.2. Reglarea optimală a sistemelor de ridicare a presiunii apei reci

5.2.1. Reglarea pompelor prin variația turației

a. Considerații teoretice. La funcționarea unei pompe antrenată la o turație variabilă, punctul de funcționare nu mai poate fi găsit la intersecția caracteristicii rețelei cu cea energetică $H = f(Q)$ pentru $n = \text{const}$, a pompei, ci ar trebui lucrat cu suprafețele $H = f(Q, n)$. În fig. 4.4.1 este reprezentată suprafața caracteristică pe partea pozitivă a planului n, H_x . Spre deosebire de planul $Q_x n$, planul $Q_x H_x$ este presupus transparent. Curba OM trasată prin linie-punct reprezintă parabola de secțiune cu planul de simetrie. Curbele de presiune I și II sunt linii de turație constantă, rezultate prin intersecția paraboloidului hiperbolic cu plane paralele cu planul $Q_x H_x$. Secțiunile orizontale A, B paralele cu planul $Q_x n$ sunt linii cu înălțime de refulare constantă. Ele sunt hiperbole, ale căror asimptote se intersectează pe axa H_x . Ca și la curbele de presiune, aceste linii caracteristice au de asemenea o valoare practică, arătând comportarea pompei la o anumită înălțime de pompare. În acest caz variația debitului se obține prin reglarea turației.

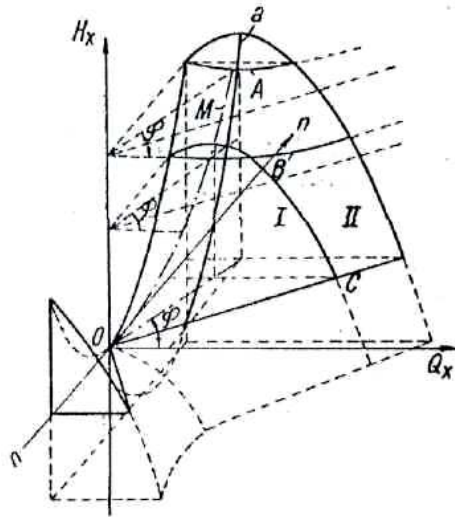


Figura 5.1 Suprafața caracteristică a unei pompe:
 I și II - linii de turație constantă;
 A și B - linii de înălțime de refulare constantă; a - linie de debit constant.

Cum rezultă din figura 5.2, pentru obținerea unei înălțimi de pompare H , pompa trebuie să aibă o turație minimă n_0 , careia îi corespunde debitul Q_0 . Pentru debite mai mari sau mai mici, turația trebuie să crească. La înălțimea de pompare egală cu zero, hiperbola se confundă cu asimptota ei OC .

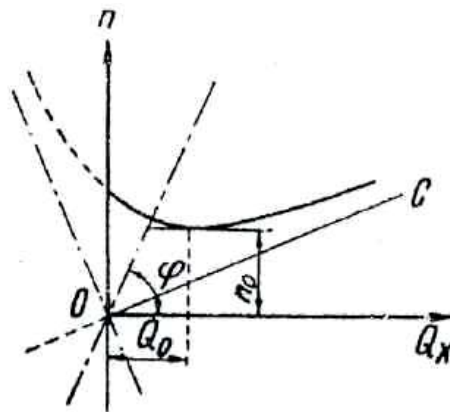


Figura 5.2 Variația turației cu debitul.

Secțiunile prin paraboloidul hiperbolic (figura 5.1.), paralele cu planul n, H_x dau parabola a . Acestea arată cum trebuie variată viteza pentru a menține debitul constant la diferite înălțimi de pompare.

Proiecția curbilor de sarcină pe un plan paralel cu planul $Q_x H_x$ reprezintă parabole congruente (figura 5.3.), ale căror axe sunt paralele cu axa H_x și ale căror vârfuri se deplasează pe parabola OM .

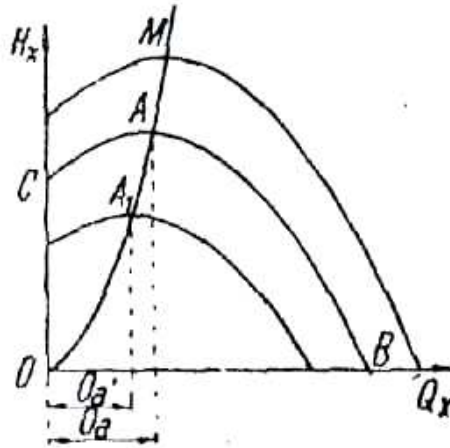


Figura 5.3. Pozițiile diferitelor curbe de sarcină ale unei pompe.

Curbele de sarcină ale unei pompe sunt congruente pentru toate turațiile.

Cunoscând o curbă de sarcină AB la o anumită turație n , se poate determina curba de sarcină pentru orice altă turație n_1 . Pentru aceasta se stabilește punctul cel mai înalt A și se trasează parabola OAM, având H_x drept axa de simetrie. Se deplasează curba de sarcină paralelă cu ea până când vârful A ajunge în punctul A_1 , de coordonate:

$$Q_{a_1} = Q_a \frac{n_1}{n} \quad (5.11)$$

$$H_{a_1} = H_a \left(\frac{n_1}{n} \right)^2 \quad (5.12)$$

Comportarea pompei poate fi deci determinată pentru întregul ei domeniu de utilizare, dacă se cunosc caracteristicile ei la o turație oarecare. Legea congruenței curbelor de sarcină este valabilă pentru întregul domeniu de funcționare, afară de cavitație.

Cunoscând curba de sarcină AC (fig. 5.4) pentru o turație dată n și curba caracteristică a conductei BC, rezultă punctul de funcționare C. Deplasând curba de sarcină paralelă cu ea însăși, astfel încât punctul ei cel mai înalt să se afle pe parabola OM de pierderi constante, prin deviația bruscă se obțin debitele pompei Q_1 , Q_2 , Q_3 , determinate de punctele de intersecție C_1 , C_2 , C_3 . Abscisele punctelor A_1 , A_2 , A_3 reprezintă turațiile pompei, corespunzătoare curbelor de sarcină considerate. Scara turațiilor este dată la distanța a , care indică turația n cunoscută.

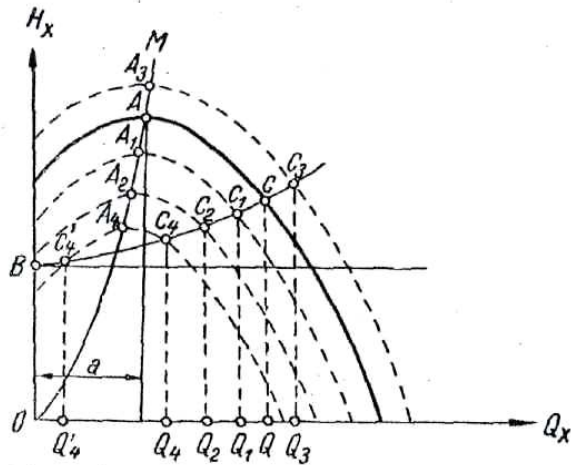


Fig. 5.4. Variația debitului prin reglarea turației

La turația n_4 corespunzătoare curbei de sarcină care intersectează curba caracteristică a conductei în punctele C_4' și C_4 , funcționarea pompei nu este posibilă decât între acestea. Prin modificarea turației cu care este antrenată pompa curbele $H = f(Q, n)$ se modifică, așa cum se arată în figura 5.5

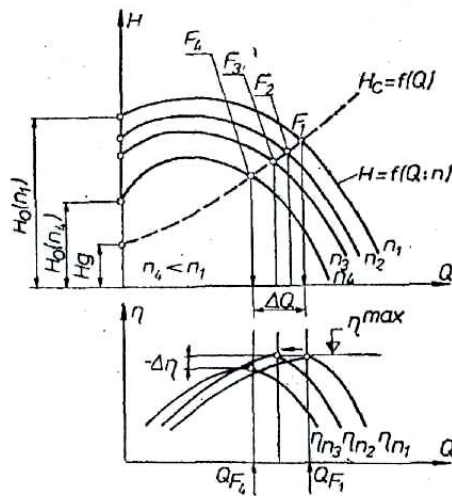


Fig. 5.5 Modificarea debitului pompat la funcționarea pe rețea a unei pompe centrifuge cu $D_2 = \text{constant}$ și turația $n = \text{variabilă}$.

Rezultă, pentru o caracteristică exterioră $H_c = f(Q)$, mai multe puncte de funcționare, respectiv mai multe debite.

Se obțin debite cuprinse în intervalul $Q_{F1} \div Q_{F4}$ pentru modificarea turației de la n_1 la n_4 . Dacă se consideră $n_1 = n_{\text{opt}}$, atunci micșorarea turației pompei în limite

restrânse $\frac{n_1}{n_2} = 0,8$ păstrează valoarea randamentului maxim deplasându-l către $Q < Q_{F1}$. Modificarea turației în limite mai accentuate (de exemplu în n_4) duce la scăderea randamentului cu $-\Delta\eta$. Din această cauză modificarea turației trebuie să fie în limitele pentru care $-\Delta\eta$ este acceptabil. Dependența între valorile $Q_1 H_1 P_1$ la turația n_1 și $Q_x H_x P_x$, la $n_x < n_1$, se stabilește folosind relațiile de similitudine cunoscute:

$$\begin{aligned} Q_x &= Q_1 (n_x / n_1); & H_x &= H_1 (n_x / n_1)^2; & P_x &= P_1 (n_x / n_1)^3; \\ NPSH_x &= NPSH_1 (n_x / n_1); & \eta_x &= 1 - (1 - \eta_1) (n_1 / n_x)^{0,2}. \end{aligned} \quad (5.13)$$

Pentru a trasa caracteristica $H = f(Q, n)$, având n -parametru, se are în vedere că punctele acestor curbe sunt omoloage, fiind legate prin intermediul unei parabole de gradul doi. Vârful parabolei trece prin originea axelor de coordonate și asigură $\frac{Q_1}{\sqrt{H_1}} = \frac{Q_x}{\sqrt{H_x}} = const$. Asemănător se construiesc și curbele $P = f(Q, n)$, parabola

devine cubică și are: $\frac{Q_1}{\sqrt[3]{P_1}} = \frac{Q_x}{\sqrt[3]{P_x}}$. În figura 5.6 se exemplifică metoda expusă,

fiind notate prin indicele x și fără indice, parametrii pompei la cele două turații n_1 și n_x .

Aceste relații reprezintă teoretic, dependența între valorile caracteristice și turație. În realitate, la modificarea turației, apar o serie de fenomene complexe, care nu pot fi cuprinse în formule cu caracter general. Pentru ca relațiile de mai înainte să fie riguros exacte, trebuie ca, afară de asemănarea triunghiurilor de viteze, randamentul pompei să rămână neschimbat și pierderile prin interstii etc. să varieze proporțional cu turația. Aceasta este valabil în practică numai la variații mici de turație.

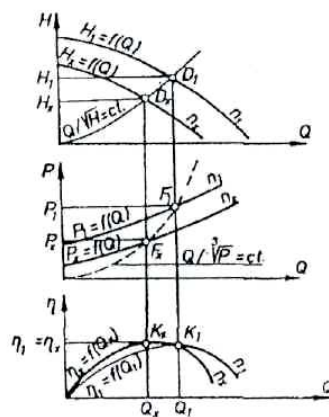


Fig. 5.6.. Modificarea caracteristicilor pompelor centrifuge la variația turației sau diametrului acestora.

La o analiză în detaliu a relațiilor de similitudine (5.13), rezultă că ele se pot utiliza numai într-un domeniu restrâns, deci pentru scăderi cu 25% a turației, până la creșteri cu 10% domeniu în care, într-adevăr randamentul rămâne constant. În rest, după cum se vede și din fig. 5.7, randamentul pompei are variații sensibile și nu mai poate fi considerat constant. Acest lucru se poate vedea și din suprafața caracteristică a randamentului (fig. 5.8)

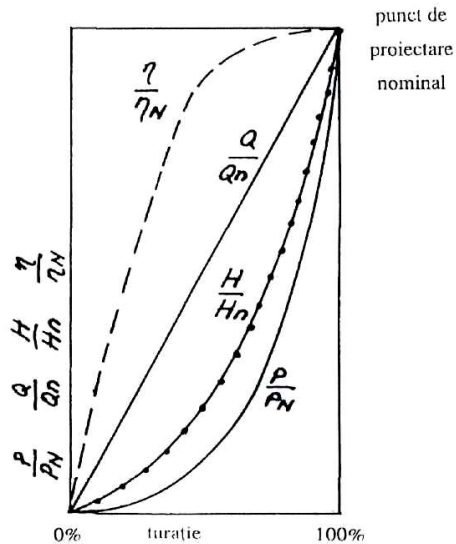


Fig. 5.7. Variația parametrilor pompei în funcție de variația turației.

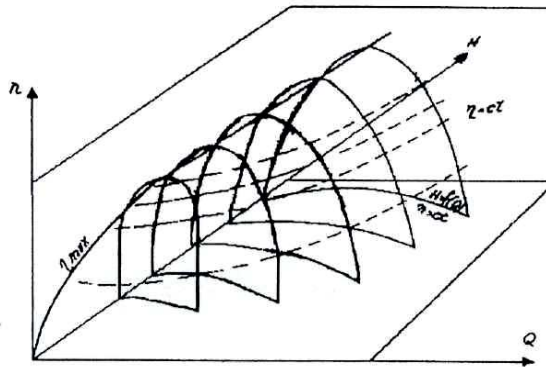


Fig. 5.8. Suprafața caracteristică a randamentului.

Principalii indici care definesc calitatea reglajului de turație sunt:

a) domeniul de reglare a turației. Acest domeniu se notează cu Δn și este definit ca raportul dintre turația minimă n_{\min} și turația maximă n_{\max} ce se poate obține prin metode de reglare considerată:

$$\Delta n = \frac{n_{\min}}{n_{\max}} \quad (5.14)$$

b) coeficientul de reglare a turației. Acest coeficient se notează cu $K_{r,t}$ și este definit ca raportul dintre diferența $n_n - n_{\min}$ și turația nominală n ,

$$K_{r,t} = \frac{n_n - n_{\min}}{n_n} \quad (5.15)$$

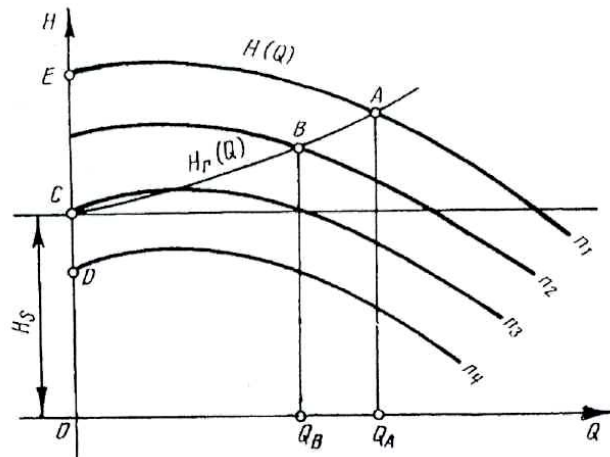


Fig. 5.9. Diagrama pentru deducerea coeficientului de reglare a turației.

În fig. 5.9, se vede că, în cazul reglării debitului instalației de pompare, în domeniul $\Delta Q = 0 \dots 100\% Q_A$, turația minimă are loc în punctul C, în care înălțimea de pompare a turbopompei egalează înălțimea statică de pompare H_s a rețelei; în acest punct, debitul turbopompei este egal cu zero ($Q_c = 0$).

Reducerea în continuare a turației n , sub valoarea n_{\min} este nerațională întrucât înălțimea de pompare H a turbopompei devine inferioară înălțimii statice H_s a rețelei și ca urmare, turbopompa își încetează debitarea.

Limita superioară de turație la care poate fi antrenată o pompă, trebuie stabilită pentru fiecare tip de către constructor.

Ea este determinată numai din considerente de rezistență a materialelor de construcție a mașinii hidraulice.

Există de asemenea și o limită cavitațională pentru fiecare pompă, determinată de valoarea (NPSH) max. admisibil pentru schema de aspirație utilizată.

În general nu se lucrează cu o caracteristică universală completă, ci numai cu părți ale ei, părți ce constituie domeniul probabil de funcționare.

În cazul unei rețele cu înălțime statică și dinamică de pompare la micșorarea debitului cerut al rețelei, turbopompa funcționează într-un domeniu moderat de reglare a turației și în zona debitelor minime, ea funcționează cu randamente acceptabile, deoarece caracteristica artificială $H(Q)$ a turbopompei se menține apropiată de caracteristica $\eta_{\text{opt}}(Q)$ a turbopompei (fig. 5.10) și, ca urmare, domeniul său de debit este limitat numai într-o mică măsură

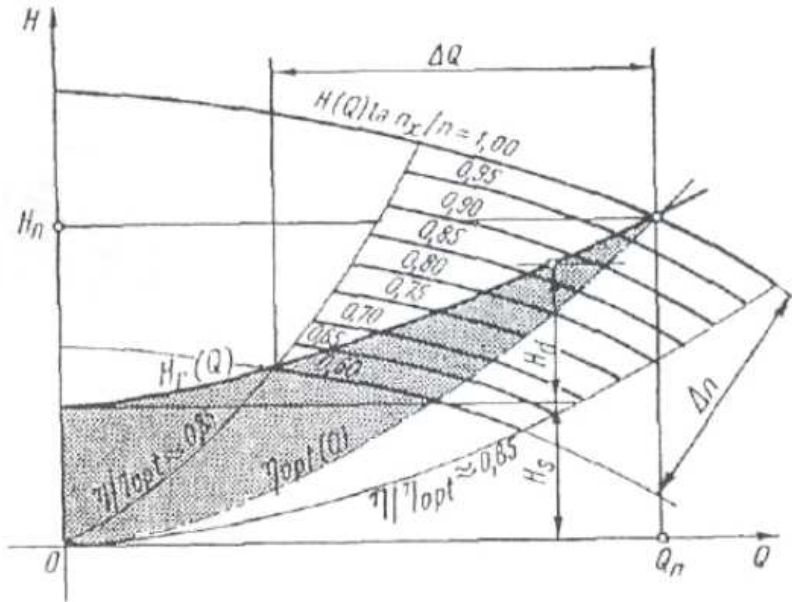


Fig. 5.10 Diagrama reglării debitului prin modificarea turației pentru o instalație de pompare cu rețea cu înălțime statică și dinamică de pompare.

De asemenea, se va avea în vedere faptul ca o plajă prea mare de variație a turației poate face ca $H_0 < H_g$ (pentru caracteristici de forma $(H_c = H_g + MQ^2)$) respectiv pompa să nu poata fi pornită inițial sau să prezinte instabilitate (fig. 5.11) datorită funcționării pe ramura instabilă a acesteia.

În figura 5.11 este reprezentată caracteristica $H(Q)$ a unei pompe de turație n_2 ce trebuie să refuleze pe o rețea $H_c(Q)$ care are $H_g > H_{02}(n_2)$. Evitarea instabilității din punctul F_2 se face asigurând pompei la pornire turația n_1 (caz în care $H_{01} > H_g$), după care reducând turația punctul F_1 se deplasează în F_2^* situat pe ramura stabilă de funcționare a pompei.

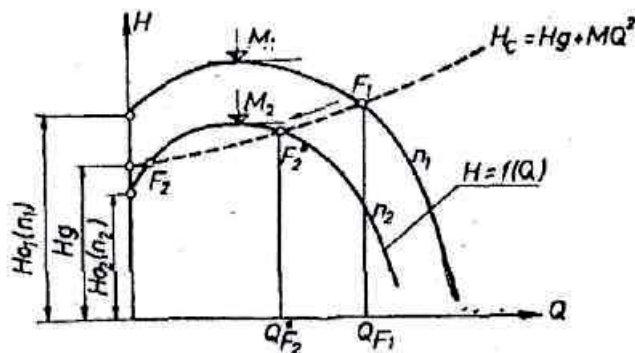


Fig. 5.11 Evidențierea fenomenului de instabilitate pentru o pompă centrifugă care funcționează pe o rețea cu $H_g > H_0$.

Alegerea domeniului de variație a debitului ΔQ al instalației de pompare se face diferențiat după cum turbopompele sunt nereglabile (cu turație constantă) sau reglabile (cu turație variabilă). Astfel, din analiza relației de calcul a energiei specifice de pompare a apei, e_H [kWh/m³] exprimată sub forma:

$$e_H = \frac{H}{\eta_h \eta_{me}} \quad (5.16)$$

unde: H - înălțimea de pompare a turbopompei în mH₂O;

η_h - randamentul hidraulic al turbopompei;

η_{me} - randamentul motorului de acționare, la reglarea instalației de pompare, pentru a face față regimului variabil de debit, se deduc următoarele (fig. 5.12, a și b):

- în cazul turbopompelor nereglabile este rațional ca domeniul de debite ΔQ să se aleagă pe partea coborâtătoare a curbei de randament $\eta(Q)$ începând din punctul de randament maxim η_{\max} deoarece în această parte se asigură o valoare minimă a energiei specifice (fig. 5.12,a);
- în cazul turbopompelor reglabile este rațional ca domeniul de debite ΔQ să se aleagă pe partea urcătoare a curbei de randament $\eta(Q)$ sfârșind în punctul de randament maxim, η_{\max} , deoarece, pe această parte se asigură o valoare minimă a energiei specifice de pompare a apei (fig. 5.12,b).

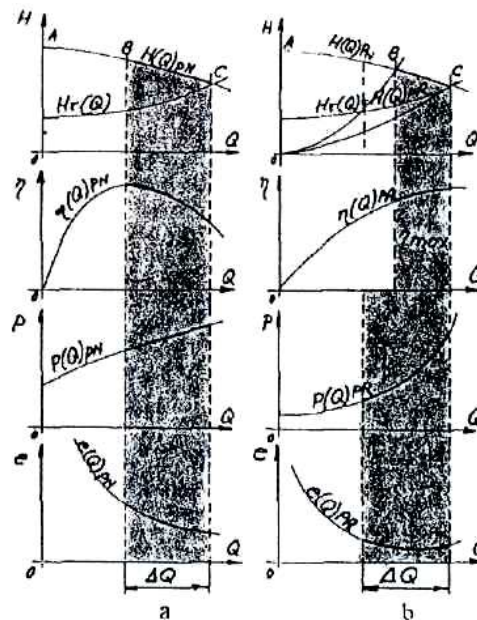


Fig. 5.12 Alegerea domeniului de debit ΔQ în funcție de energia specifică e
 a - în cazul turbopompelor nereglabile; b - în cazul turbopompelor reglabile

Cunoscând randamentul global η_i al unei instalații de pompare (definit de raportul dintre puterea utilă (ideală) necesară pentru realizarea înălțimii de pompare, H_r , cerută de rețea și puterea absorbită (reală), necesară pentru realizarea înălțimii de pompare H , dezvoltată de turbopompă) pentru un anumit debit dat, Q , sau pentru un anumit domeniu de debite dat, ΔQ , este dat de relația:

$$\eta_i = \eta \frac{H_r}{H} \quad (5.17)$$

unde η este randamentul turbopompei, rezultă că pentru a se asigura un randament global ridicat, în cazul reglării debitului într-un anumit domeniu, ΔQ , trebuie să fie îndeplinite condițiile:

- se folosească turbopompe de mare randament;
- se folosească turbopompe care să asigure un raport H_r/H cât mai

apropiat de unitate.

Prima condiție se poate realiza, implicit prin alegerea unor turbopompe cu randament propriu ridicat și a le utiliza în apropierea optimului acestui randament.

A doua condiție se poate realiza în următoarele moduri:

- în cazul folosirii turbopompelor nereglabile (cu turație constantă), prin alegerea de caracteristici $H(Q)$ plate sau prin alegerea de domenii înguste de înălțime de pompare ΔH pe caracteristici $H(Q)$ înclinate;
- În cazul folosirii turbopompelor reglabile (cu turație variabilă), prin producerea de caracteristici $H(Q)$ artificiale apropiate de (sau suprapuse peste) caracteristica $H_r(Q)$ a rețelei de pompare.

5.2.2. Reglarea prin modificarea caracteristicilor instalațiilor.

Metodele constau în adoptarea diferitelor soluții ce modifică caracteristicile rețelei $H_c=f(Q)$, caracteristica pompei $H=f(Q)$ păstrându-se nemodificată.

a) Reglajul debitului prin utilizarea vanei pe conducta de refulare (sau aspiratie). În exploatare este comod (dar nu se recomandă) ca debitul să fie modificat prin schimbarea gradului de închidere a unor vane existente de regulă pe circuitul de refulare al pompelor (vezi fig. 5.13,c). Soluția modifică caracteristica exterioară a pompei (a rețelei), deoarece se modifică pierderile de sarcină în circuit. În fig. 5.13,a pentru vana V complet deschisă rezultă $H_c=H_g+M_0Q^2$ și ca urmare ansamblul pompă-rețea funcționează la debitul Q_F (corespunzător acestuia rezultă randamentul și puterea). La închiderea parțială a vanei V , noua caracteristică a rețelei devine $H_c=H_g+M_1Q^2$ și prin urmare debitul pompat devine $Q_F(Q_{F1}<Q_F)$. La pompe care au caracteristica cu ramură instabilă se limitează închiderea vanei astfel încât debitul minim al ansamblului pompă-rețea să nu scadă sub Q_M . Sunt evidențiate în grafic pierderile de sarcină pe conducta cu vană deschisă (h_r) cât și cele suplimentare datorate vanei (h_{rv}).

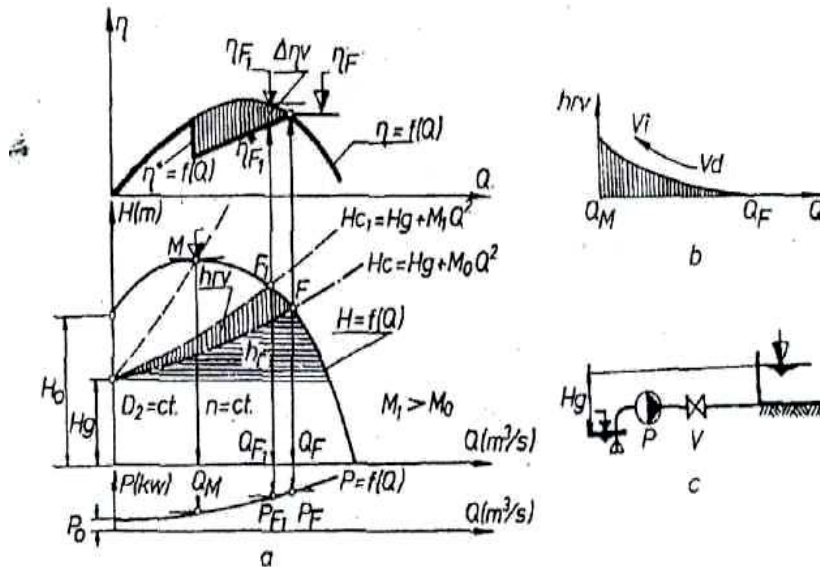


Fig. 5.13. Modificarea debitului la pompele centrifuge prin utilizarea vanei de reglaj pe conducta de refulare.

Situația din grafic deși arată o sporire cu a $\Delta\eta$ randamentului pompei $\eta_{F1} > \eta_F$, pe ansamblu randamentul η^* scade cu $\Delta\eta_v$.

Dacă se notează: $\eta_{hv} = \frac{h_{rv}}{H_g}$ randamentul hidraulic al vanei, η_{me} - al motorului

electric și cu η_{hext} , -randamentul hidraulic exterior al rețelei (corespunzător lui V deschis) se poate exprima randamentul instalației: $\eta_{inst} = \eta_p \eta_{me} \eta_{hv} \eta_{hext}$

Dacă se notează randamentul pompă-vană de reglare cu $\eta^* = \eta_p \eta_{hv}$ se poate vedea din figura 5.13 a. că aceasta scade fiind $\eta_{F1}^* = \eta_{F1} - \Delta\eta_v$ reprezentând $\Delta\eta_v$ pierderi în randamentul instalației urmare utilizării vanei.

Urmare pierderilor hidraulice de sarcină mari introduse de vană (toată suprafața hașurată vertical) metoda trebuie evitată, putând fi utilizată numai ca soluție de compromis pe timp redus și în cazuri izolate. La pompele lente cu $n_o < 20$, care au curba $H=f(Q)$ - aplatisată - metoda poate fi acceptată temporal" deoarece manevre scurte ale vanei duc la modificări însemnate ale debitului instalației. Cât privește vana montată pe conducta de aspirație, raționamentul rămâne similar, numai că soluția se exclude, deoarece pierderile de sarcină în creștere ale circuitului de aspirație duc ansamblul către regim de funcționare în cavitație (metoda poate afecta funcționarea ansamblului în condiții de exploatare, când asemenea vane nu pot fi deschise complet din diferite motive, constituind greșeli ale personalului).

b) Modificarea debitului prin utilizarea conductei de ocolire (by-pass). Devierea controlată către bazinul de aspirație a unei părți din debitul pompat Q_p , face ca în rețea (deci la consumator) să se obțină debite diferite.

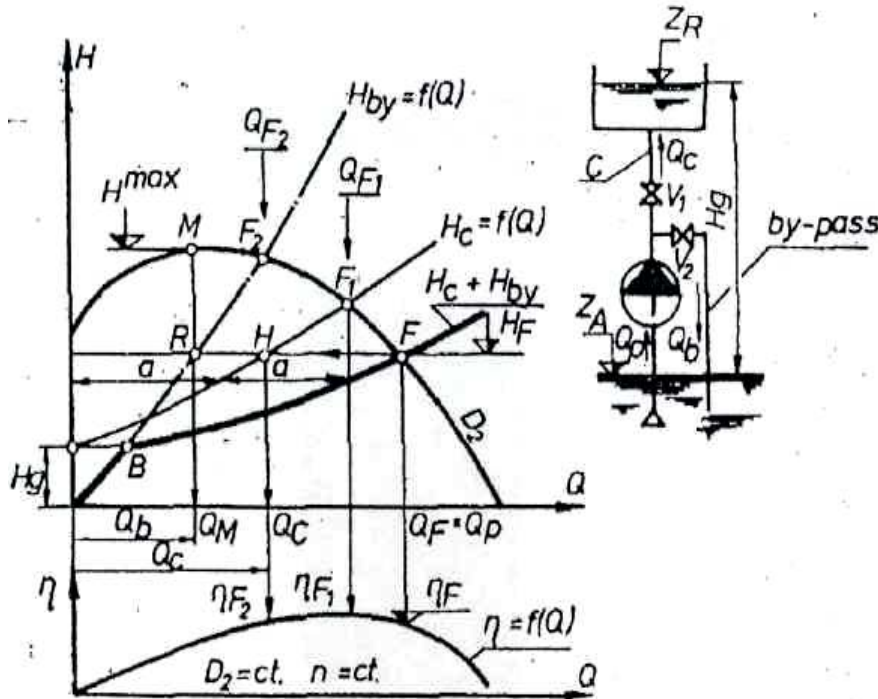


Fig. 5.14. Modificarea debitului la consumator prin utilizarea conductei de retur (by-pass).

Conducta by-pass pentru instalația din figura 5.14, realizează la consumator debitul $Q_c = Q_p - Q_b = \text{constant}$, dacă vana V_2 păstrează poziția inițială.

Au fost reprezentate în grafic: caracteristica conductei $H_c = f(Q)$ cu V_1 deschis, $H_{by} = f(Q)$ caracteristica by-passului funcționând cu $H_g = 0$ și caracteristica sumă $H_c + H_{by} = f(Q)$ (însurarea se face pe orizontală adunând debitele pentru diferite valori ale lui H).

La funcționarea cu V_1 închis se obține Q_{F_2} , respectiv Q_{F_1} dacă V_1 este deschis iar V_2 - închis. În situația când ambele vane $V_{1,2}$ sunt deschise, debitul de funcționare al pompei este Q_F (corespunzător acestuia randamentul η_F) din care debitul Q_c pe rețea iar debitul Q_{bv} se întoarce prin by-pass către bazinul de aspirație. Alte debite către consumator se pot obține prin modificarea caracteristicilor by-passului. Deși metoda este simplă, nu se recomandă, deoarece vehicularea unui debit Q_{bv} în "gol" consumă ineficient energie electrică. Uneori, personalul de exploatare apelează totuși la această metodă, folosind conducta pentru descărcare și probare a agregalelor din stație.

Este util de analizat comparativ, într-un caz dat, care din soluțiile vană sau by-pass, poate fi acceptată ca mai eficientă când modificarea debitului se impune,

deoarece nu mai există o altă posibilitate. În figura (5.15), agregatul de pompare de caracteristică cunoscută $H=f(Q)$ funcționează pe o rețea formată din conductă cu $H_c=f(Q)$ și by-pass de caracteristică $H_{by}=f(Q)$. În această situație va merge la consumator debitul Q_c iar prin by-pass debitul Q_{by} . Randamentul de instalație considerând $\eta_{me} = \text{const.}$, se poate exprima după relația:

$$\eta_{inst} = \frac{P_u}{P_c} = \frac{Q_c H_g}{\frac{Q_{F_{1+2}} H_{F_{1+2}}}{\eta_{F_{1+2}} \eta_{me}}} = \left(1 - \frac{Q_{by}}{Q_{F_{1+2}}}\right) \eta_{F_{1+2}} \eta_{me} \left(1 - \frac{h_{r0}}{H_{F_{1+2}}}\right) \quad (5.18)$$

în care h_{r0} sunt pierderi de sarcină pe conductă la vană complet deschisă și debit Q_c .

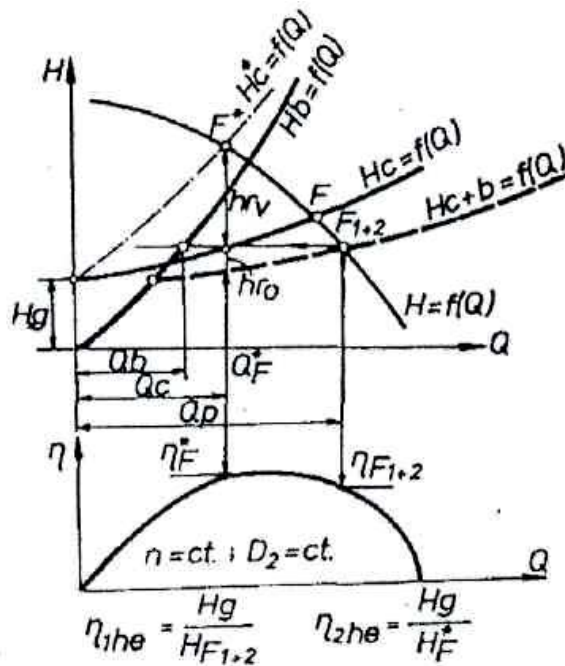


Fig. 5.15 Comparatie cu privire la eficiența reglajului la o pompă când la alegere se poate utiliza vană pe circuitul de refulare sau conductă de retur (by-pass).

Pentru a asigura consumatorul cu același debit Q_c în absența conductei de by-pass, trebuie modificată $H_c=f(Q)$ la forma $H_c^*=f(Q)$, introducând suplimentar h_{rv} - pierderi de sarcină prin vană. În acest caz, corespunzător punctului F^* se obține $Q_{F^*} = Q_c$

Când se utilizează vana pe conducta de refulare, pentru reglaj, rezultă randamentul instalației din relația:

$$\eta_{2inst} = \frac{P_u}{P_c} = \frac{Q_c H_g}{\frac{Q_F^* H_F^*}{\eta_F^*}} = \eta_F^* \left(1 - \frac{h_{rv}}{H_F^*} - \frac{h_{r0}}{H_F^*} \right) \quad (5.19)$$

Comparând randamentele celor două soluții, va rezulta ca indicată metoda:

- conductă by-pass când $\eta_1 > \eta_2$;
- vană de reglaj când $\eta_2 > \eta_1$;

Același rezultat se obține dacă se alege ca soluție optimă cea care asigură cel mai mic consum de energie e_u^* .

Cu cele anterior precizate și urmărind notațiile din figura 5.15 rezultă:

$$\eta_{1inst} = \left(1 - \frac{Q_b}{Q_{F_{1+2}}} \right) \eta_{F_{1+2}} \eta_{me} \eta_{1he}; \quad \eta_{2inst} = \eta_F \eta_{2he} \eta_{2me} \quad (5.20)$$

Consumurile specifice sau energia specifică în cele două variante e_{1u}^* și e_{2u}^* se pot exprima cu relațiile:

$$e_{1u}^* = \frac{k}{\left(1 - \frac{Q_b}{Q_{F_{1+2}}} \right) \eta_{F_{1+2}} \eta_{me} \eta_{1he}} = \frac{k}{\eta_{1inst}} \quad [kWh / m^3 m] \quad (5.21)$$

$$e_{2u}^* = \frac{k}{\eta_F \eta_{2he} \eta_{2me}} = \frac{k}{\eta_{2inst}} \quad [kWh / m^3 m] \quad (5.22)$$

în care η_{1he} și η_{2he} reprezintă randamentul hidraulic al rețelei în variantele analizate.

Din expresiile (5.18) și (5.19) rezultă că pentru agregatele la care puterea crește cu debitul, este indicată metoda de variație a debitului prin utilizarea vanei, pe când la cele pentru care puterea scade cu debitul (pompe axiale) este de preferat variația debitului la consumator prin utilizarea conductei de by-pass.

c) Reglajul prin compensarea debitului. Metoda constituie un caz particular al soluției tratate considerând H_g - variabil.

În cazul stațiilor de pompare de bază și adesea pentru repomparile din prima treaptă se pune problema opririi totale sau parțiale a agregatelor, în perioada vârfurilor de sarcină, fixate de către dispeceratul energetic. Asemenea situații reprezintă restricții în exploatarea stațiilor la întreaga lor capacitate.

Pentru a asigura funcționarea repomparilor din ultimele trepte, dar mai ales a stațiilor de punere sub presiune, se vor acumula volume de apă în rezervoare. Astfel ca la restricție debitul să fie asigurat din volumele acumulate.

5.2.3. Reglarea prin cuplajul pompelor.

În stațiile de pompare, satisfacerea cerințelor de debit către consumator este asigurată prin funcționarea în formație (mai mică sau mai mare) a agregatelor de pompare din dotare. Numai în cazul în care pompele sunt mari și au conducte de refulare de lungime redusă, fiecare agregat are conductă independentă. Obșnuit,

agregatele sunt racordate frecvent la același colector, stația având refulare pe conducta unică.

Analiza funcționării în paralel se va face considerând $N=2$ agregate de aceleași caracteristici sau de caracteristici diferite. Caracteristica sumei, reprezentând caracteristica echivalentă, se obține însumând pe orizontală debitele pentru diferite valori ale sarcinii H (așa cum se arată în exemplele din figura (5.16).

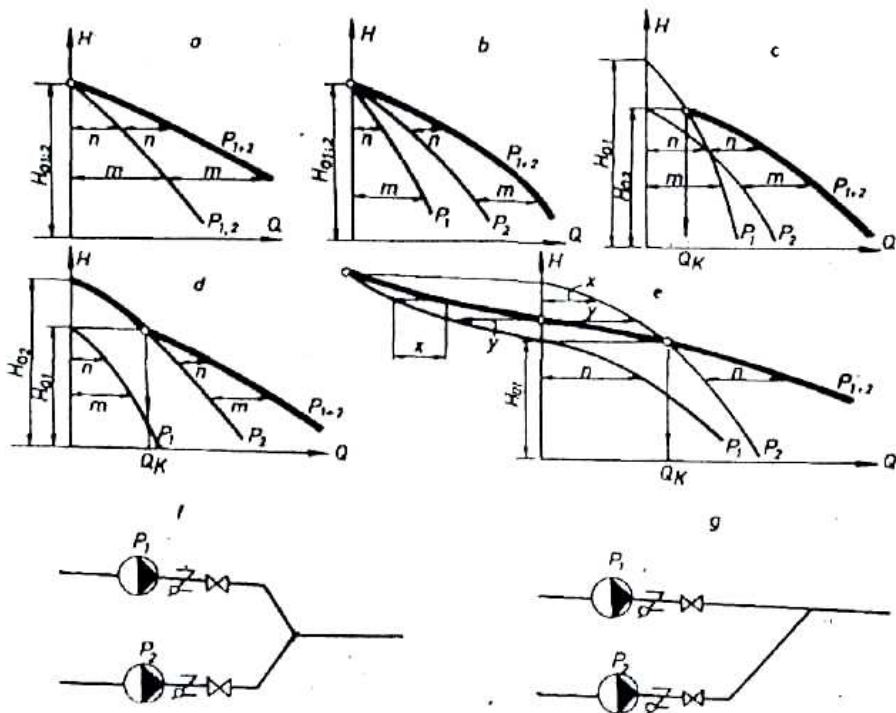


Fig. 5.16. Evidențierea modului de determinare a caracteristicilor sumă la funcționarea în paralel a pompelor.

Cazurile prezentate reprezintă pompe diferite sau de același tip cu $H_{01}=H_{02}$ sau diferit. În figura 5.16 e, s-a exemplificat modul cum se construiește caracteristica sumă, luând în considerare și caracteristica $P1$ în cel de-al doilea cadran. Asemenea grafic explică motivul pentru care la anumite debite ($Q < Q_k$) două pompe diferite nu pot funcționa în paralel.

În intervalul interzis ($Q=0 \div Q_k$) pentru care ($H_2 > H_1$) pompa P_1 lucrează în regim de frână. Din această cauză trebuie precizat că pompele pot funcționa în paralel, numai atunci când realizează aceeași presiune în punctul de racord; în caz contrar pompa cu presiune mai mică va funcționa în regim de frână. Se recomandă, de asemenea, ca circuitul de racord să fie mai simetric hidraulic, adică pierderile de sarcină pe oricare din circuitele pompei către punctul de racord să fie aceleași. În figura 5.17, este schematizat un circuit hidraulic simetric, iar în figura 5.16.g cazul circuitului asimetric.

a) Funcționarea în paralel a două pompe identice pe rețea simetrică. Circuitul pompelor $P_{1,2}$ care funcționează în paralel pe o rețea ca în figura 5.17 realizează până în punctul S aceleași pierderi de sarcină ($h_{r1} = h_{r2}$) și din această cauză rețeaua este hidraulic simetrică în zona stației. Caracteristica sumă a celor două pompe care au $H_{O1} = H_{O2}$ se stabilește prin însumare pe orizontală, după modelul din figura 5.16,a. Au rezultat la intersecția lui $H_{1,2}=f(Q)$ și $H_{1+2}=f(Q)$ cu $H_c=f(Q)$ punctele de funcționare separată $F_{1,2}$ și F_{1+2} când pompele funcționează în paralel. La funcționarea independentă (separată) rezultă debitele $Q_{F_{1,2}}$ ($Q_{F_1} = Q_{F_2}$) iar la funcționarea în formație $Q_{F_{1+2}}$, Rezultă $Q_{F_{1+2}} < 2Q_{F_{1+2}}$ și $\Delta Q_{1,2} = 2Q_{F_{1,2}} - Q_{F_{1+2}}$ reprezintă pierderea de debit la funcționarea în paralel a pompelor. Deficitul este cu atât mai mare cu cât MQ^2 al conductei este mai mare.

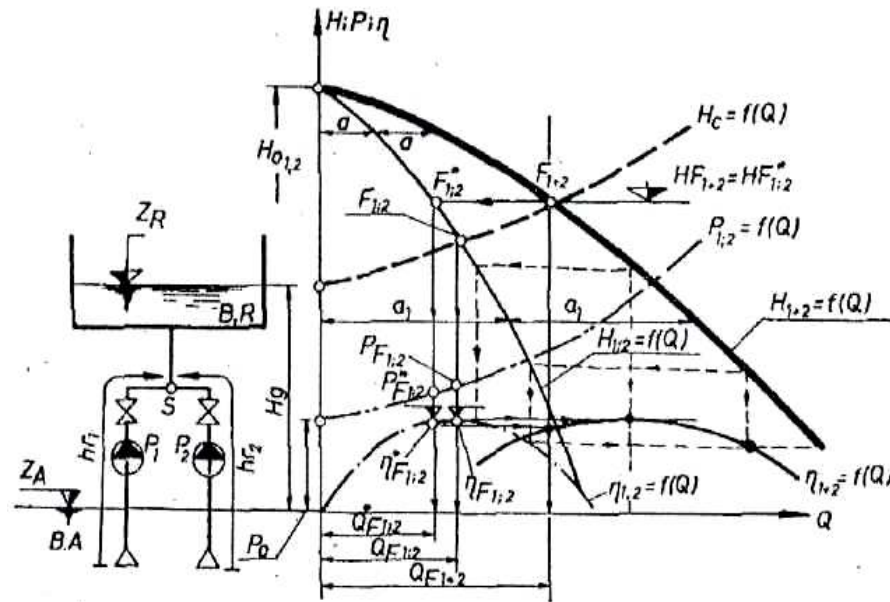


Fig. 5.17 Analiza grafică a funcționării în paralel a două pompe identice $P_1=P_2$, pe o rețea hidraulic simetrică ($h_{r1}-h_{r2}$)

Conductele ideale au $MQ^2=0$ și nu realizează pierderea de debit. La funcționarea în paralel, deoarece $H_{F_{1+2}}(P_1) = H_{F_{1+2}}(P_2)$ se duce o orizontală din F_{1+2} până la intersecția cu $H_{1+2}=f(Q)$ și se obține $Q_{F_{1,2}}$ - debitul de participare al pompelor (cu care participă fiecare pompă pentru a realiza debitul ($Q_{F_{1+2}}$)). Având curbele $P_{1,2}=f(Q)$, $\eta_{1,2}=f(Q)$ se cunosc randamentul și puterea la funcționare independentă ($\eta_{F_{1,2}}, P_{F_{1,2}}$) respectiv ($\eta_{F_{1+2}}^*, P_{F_{1+2}}^*$) la funcționarea în formație corespunzător debitului de participare $Q_{F_{1,2}}^* = Q_{F_{1+2}}^*/2$.

Observații:

- a) Deoarece $2Q_{F1,2}^* = Q_{F1+2}$ -din însăși construcția graficului și cum $Q_{F1,2}^* < Q_{F1,2}$ rezultă inegalitatea $Q_{F1+2} < 2Q_{F1,2}$ anterior precizată.
- b) Este ușor de constatat că dat fiind $Q_{F1,2} \neq Q_{F1,2}^*$ rezultă și

$$\eta_{F1,2} \neq \eta_{F1,2}^*, \text{ respectiv } P_{F1,2} \neq P_{F1,2}^*.$$

- c) Pentru situația unor caracteristici reale bine trasate se vor regăsi egalitățile:

$$P_{F1,2} = \frac{\rho g Q_{F1,2} H_{F1,2}}{\eta_{F1,2}}; \quad (5.23)$$

$$P_{F1+2}^* = \frac{\rho g Q_{F1,2}^* H_{F1+2}^*}{\eta_{F1,2}^*}; \quad (5.24)$$

Se definește randamentul formației (deci al ansamblului de agregate) la flanșa de refulare sau colectorul stației, raportul:

$$\eta_{1+2} = \frac{P_u}{P_c} = \frac{\gamma Q_{F1+2} H_{F1+2}}{P_{F1}^* + P_{F2}^*} = \frac{Q_{F1+2} H_{F1+2}}{2 \frac{Q_{F1,2}^* H_{F1+2}^*}{\eta_{F1,2}^*}} = \eta_{F1,2}^* \quad (5.25)$$

cea ce arată că randamentul ansamblului este același cu al pompelor corespunzător debitului de participație Q_{F1+2}^* . Trasarea curbei $\eta_{1+2} = f(Q)$ se poate face punct cu punct, prin utilizarea relației (5.25) sau grafic pornind de la $\eta_{1+2} = f(Q)$, așa cum se arată în figura 5.17.

b) Funcționarea în paralel a două pompe diferite pe rețea simetrică. Se consideră pompele $P_1 \neq P_2$ cu $H_{01} = H_{02}$ ca în figura 5.18. Deoarece $h_{r1} = h_{r2}$ rețeaua este simetrică, iar caracteristica $H_c = f(Q) = H_g + MQ^2$ are aceeași formă, indiferent de traseul ales către bazinul de refulare. Se obține asemănător cazului analizat în figura 5.17, $Q_{F1}, P_{F1}, \eta_{F1}$ - parametrii de funcționare ai pompei P_1 cu P_2 - oprit (respectiv V_2 închis), iar - $Q_{F2}, P_{F2}, \eta_{F2}$ - parametrii de funcționare ai pompei P_2 cu P_1 oprit, (respectiv V_1 - închis). Rezultă în continuare Q_{F1+2} - debitul formației

$$(Q_{F1+2} < Q_{F1} + Q_{F2}), Q_{F1}^* \text{ și } Q_{F2}^* - \text{debite de participație } (Q_{F1+2}^* = Q_{F2}^* + Q_{F1}^*).$$

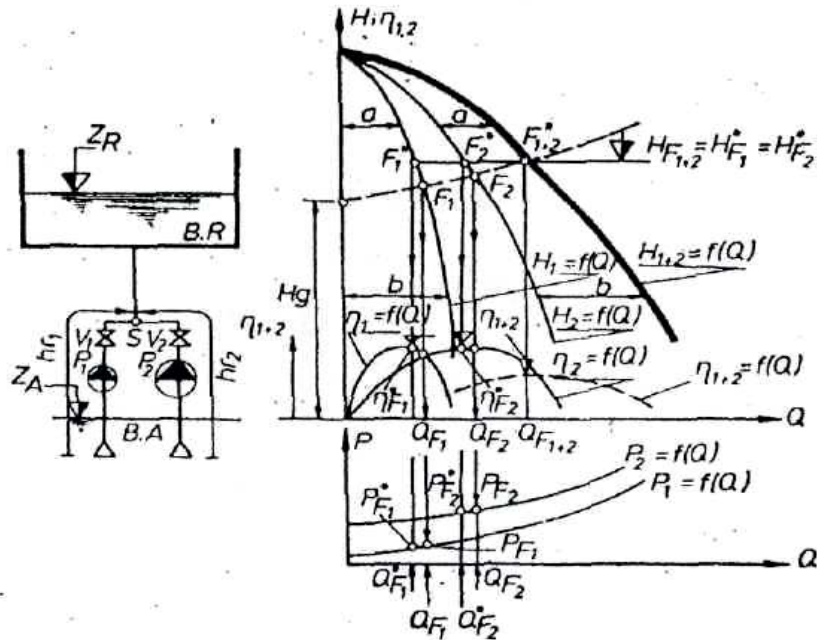


Fig. 5.18. Analiza funcționării în paralel a două pompe diferite $P_1 \neq P_2$ pe o rețea hidraulică simetrică ($h_{r1}=h_{r2}$).

La funcționarea în formație, corespunzător debitelor de participare, se găsesc $\eta_{F_1}^*, P_{F_1}^*$ respectiv $\eta_{F_2}^*, P_{F_2}^*$ care păstrează valabilitatea relațiilor (5.23, 5.24). Cât privește randamentul formației (la ieșirea din pompe) se exprimă ca raport între P_u (putere utilă) și P_c (putere consumată), trasarea curbei $\eta_{1+2} = f(Q)$ făcându-se prin puncte după relația:

$$\eta_{1+2} = \frac{P_u}{P_c} = \frac{Q_{F_{1+2}} H_{F_{1+2}}}{\left(\frac{Q_{F_1}^*}{\eta_{F_1}^*} + \frac{Q_{F_2}^*}{\eta_{F_2}^*} \right) H_{F_{1+2}}} = \frac{Q_{F_{1+2}}}{\left(\frac{Q_{F_1}^*}{\eta_{F_1}^*} + \frac{Q_{F_2}^*}{\eta_{F_2}^*} \right)} \quad (5.26)$$

În cazul a "N" pompe ce funcționează în paralel, relația (5.26) se poate generaliza sub forma:

$$\eta_{1+...N} = \frac{N Q_{F_i}^*}{\sum \frac{Q_{F_i}^*}{\eta_{F_i}^*}} \quad (5.27)$$

(când $N=2$ și $Q_{F_1}^* = Q_{F_2}^*$ rezultă $\eta_{F_{1+2}}^* = \eta_{F_{1,2}}^*$ - asemănător relației (5.23).

c) Funcționarea în paralel a două pompe identice pe rețea asimetrică. Considerând pompele identice $P_1=P_2$ cu $H_{01}=H_{02}$ ca în figura 5.19, ce funcționează pe o

rețea asimetrică, se determină $\Delta h_r = h_{r1} - h_{r2}$ asimetria hidraulică a rețelei, în care $h_{r1,2}$ sunt pierderile de sarcină pe circuitele pompelor P_1 și P_2 din zona stației. Deoarece $H_{C1} = H_g + M_1 Q^2$ și $H_{C2} = H_g + M_2 Q^2$ rezultă $\Delta h_r = (M_1 - M_2) Q^2$ - care permite calculul (exprimarea) caracteristicii reduse sau transformate a pompei P_1 după metoda expusă:

$$H_1^* = H_1^*(Q) - \Delta h_r(Q) \quad (5.28)$$

După această operație, problema s-a redus la analiza funcționării a două pompe diferite $H_1^*(Q)$ și $H_2^*(Q)$ pe o rețea simetrică, având caracteristica $H_{c2} = f(Q)$. Se obține $Q_{F_{1+2}}$ - debitul la funcționarea în formație, respectiv $Q^* F_1$ și $Q^* F_2$ - debite de participatie. Cu toate că pompele sunt identice, dat fiind rețeaua asimetrică se vehiculează debite de participatie inegale, respectiv pompele funcționează la puteri și randamente diferite

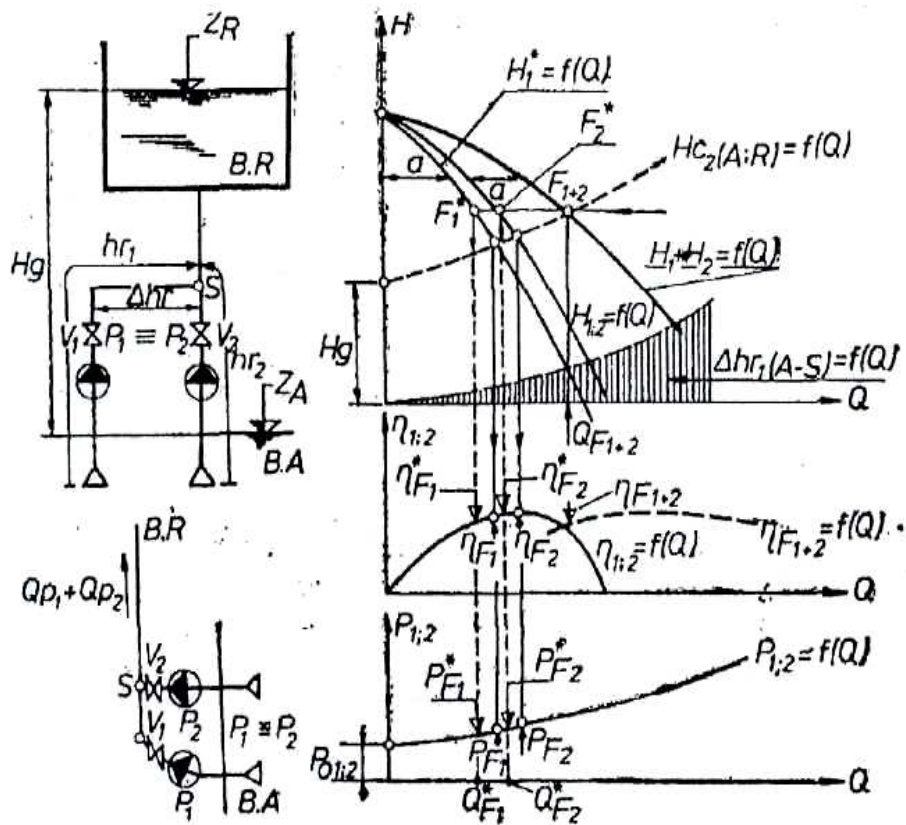


Figura 5.19 Analiza funcționării în paralel a două pompe identice $P_1 = P_2$ pe o rețea hidraulic asimetrică ($h_{r1} \neq h_{r2}$).

Cazul analizat este frecvent întâlnit în practică la stațiile cu număr mare de agregate, așezate pe un singur rând și pentru care refularea se face în colector unic lateral. Datorită acestei asimetrii, pompele realizează debite diferite la funcționare în formație.

În același mod se va trata și problema funcționării în paralel a două pompe diferite pe rețeaua asimetrică, obținându-se caracteristica sumă $H_1^* + H_2^*$, în care

$H_{1,2}^*$ reprezintă caracteristicile pompelor după simetrizarea circuitelor. Utilizarea în

stații a pompei având caracteristici diferite permite o mai mare elasticitate în reglajul debitului, dar introduce complicații referitoare la aprovizionarea și depozitarea, identificarea și folosirea pieselor de schimb.

După cum se poate observa din exemplele analizate, debitul total al unui ansamblu de pompe funcționând în formație depind de numărul acestora, caracteristica individuală $H=f(Q)$, cum și de cea a conductei $H_c=f(Q)$. Când $H_c=H_g$ debitul total a N pompe funcționând în paralel va fi NQ_F , în care Q_F este debitul la funcționarea independentă a oricărei pompe. Deoarece practic $MQ^2 \neq 0$ debitul total al instalației variază neliniar cu numărul de pompe, la limita producându-se o saturație a rețelei și ca urmare numărul de pompe se va limita și din această cauză problema determinării numărului de agregate dintr-o stație de pompare, face adesea obiectul unor calcule de optimizare.

Sunt situații când în exploatare se fac combinații între cazurile de funcționare anterior detaliate; realizarea practică a formației de lucru dorite, făcându-se adesea prin simple manevre de vană.

În figura 5.20, pompa P funcționează pe două conducte identice având $M_1=M_2$ și $H_{g1}=H_{g2}=const.$

Debitul pompei corespunde punctului F_{c1+2} , de intersecție între caracteristica pompei și caracteristica sumă a celor două conducte. Corespunzător debitului de funcționare, pompa realizează $h_{F_{c1+2}}$, $P_{F_{c1+2}}$, și debitul $Q_{F_{c1+2}}$ repartizat în mod egal pe circuite deoarece $Q_{c1} = Q_{c2}$, iar $Q_{c1}+Q_{c2}=Q_{F_{c1+2}}$

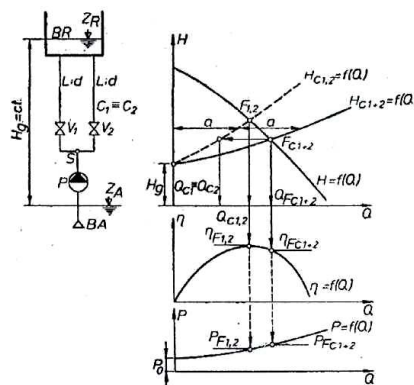


Figura 5.20. Analiza funcționării unei pompe centrifuge pe două circuite identice ($M_1=M_2$) și $H_{g1}=H_{g2}=constant$

În figura 5.21 cele două conducte au caracteristici diferite ($M_1 \neq M_2$), iar debitul pompat Q_{Fc1+2} se repartizează inegal pe conducte astfel că $Q_{c1}^* + Q_{c2}^* = Q_{Fc1+2}$. În figura 5.22 conductele $M_1 \neq M_2$ au și vehiculează debitul sub $H_{g1} \neq H_{g2}$. Debitul pompat Q_{Fc1+2} se repartizează diferit, Q_{c1} pe prima conductă și Q_{c2} pe cea de-a doua, astfel că rezultă $Q_{c1}^* + Q_{c2}^* = Q_{Fc1+2}$.

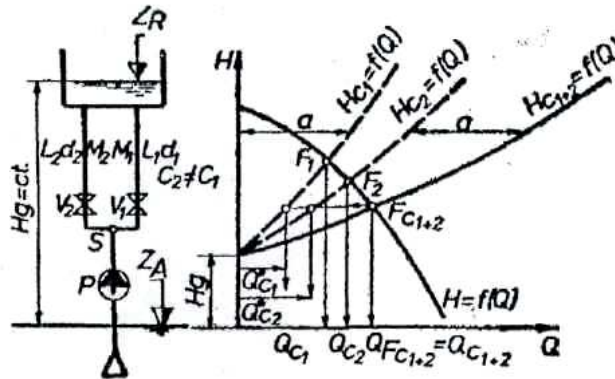


Fig. 5.21 Analiza funcționării unei pompe centrifuge pe două conducte diferite ($M_1 \neq M_2$) către consumatori cu $H_{g1} = H_{g2} = \text{constant}$.

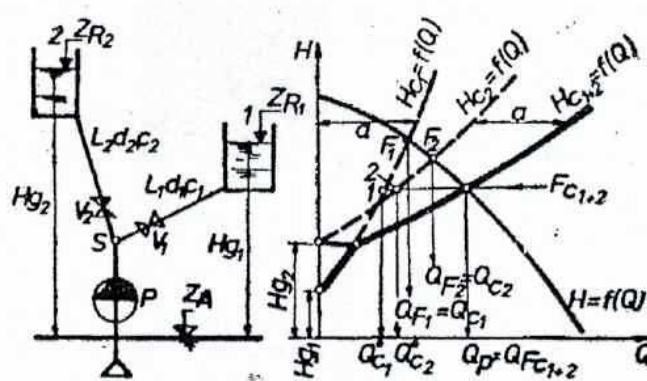


Fig.5.22. Analiza funcționării unei pompe centrifuge pe două conducte cu ($M_1 \neq M_2$) pentru doi consumatori cu $H_{g1} \neq H_{g2}$.

Analizând modul de funcționare al agregatelor de pompare, independent sau în formație, pe conducta unică sau cu mai multe fire, la H_g constant sau variabil, trebuie reținut felul cum se modifică parametrii agregatului de pompare, deoarece în cazurile concrete de la exploatare, pe baza unor măsurători în stație, se pot lua măsuri de optimizare a funcționării agregatelor și a stației în ansamblu.

Măsurile luate trebuie să determine economii de energie pe unitatea de volum de apă pompată ($\text{kWh}/\text{m}^3 \cdot \text{m}$), respectiv reducerea costului de producție, problemă de mare actualitate în contextul general al sporirii eficienței în etapa actuală și de perspectivă.

5.2.4 Automatizarea pompelor funcție de presiunea necesară la consumator

Metoda reprezintă aplicarea invenției românești Nr. 117270.

Instalația are rolul să mențină o presiune constantă pentru fiecare consumator atunci când valoarea presiunii atinge un nivel minim. Instalația înglobează câțiva senzori de presiune montați pe rețeaua de distribuție în puncte determinate unde se înregistrează un minim accidental sau permanent. De aici se transmit informații către sistemul de achiziții date prin unde radio sau prin cablu la un automat de proces care comandă convertizorul de frecvență al grupului de pompare.

Prin această metoda se asigură funcționarea sistemului pe caracteristica instalației conform fig. 5.23

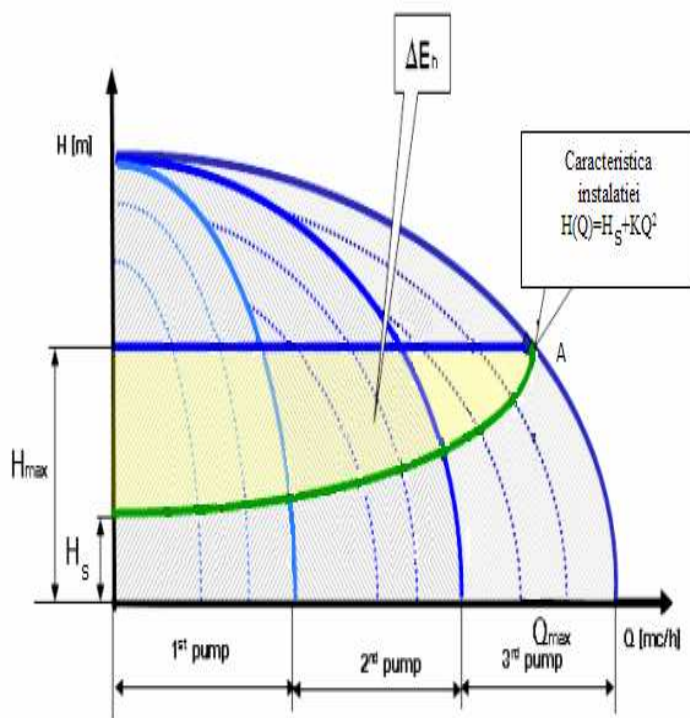


Figura 5.23 Diagrama de funcționare a grupului de pompare $H = f(Q)$

Economia energiei de pompare, conform fig 5.23 este ilustrată de aria delimitată de curbele A- H_s , H_s - H_{max} și H_{max} -A, fiind definită de următoarea formulă:

$$\Delta E_h = \rho g (H_{max} \times Q_{max}) - \int_0^{Q_{max}} (H_g + kQ^2) dQ \quad (5.29)$$

Traductorul de presiune se va monta în circuitul hidraulic al "consumatorului cel mai defavorizat".

Prin adoptarea acestei soluții se poate obține o economie de energie electrică de aproximativ 15% comparativ cu situația în care traductorul de presiune se montează pe distribuitorul pompei în stația de pompare.

5.3. Programul SIMPOMP 2009

Alegerea sistemelor de echipare a stațiilor de pompare este o problemă complexă, la care trebuie să se aibă în vedere următoarele:

- acoperirea curbelor de consum;
- stabilitate în funcționare;
- asigurarea unor randamente ridicate ale instalației de pompare a apei;
- efort financiar cât mai redus.

Adoptarea uneia sau alteia dintre variante este consecința unei analize tehnico-economice amănunțită.

Acest lucru este impus și de faptul că domeniile de aplicare se intersectează, pentru aceeași valori de selecție prin adaptarea programului - Wilo Select pentru rezolvarea problemei de selecție, putându-se folosi mai multe variante de echipare a stațiilor de pompare.

Pentru crearea posibilității de alegere a variantei optime de echipare a stațiilor de ridicare a presiunii apei reci s-a realizat programul de simulare a funcționării pompelor în sistemele de ridicare a presiunii apei reci denumit SIMPOMP

5.3.1. Descrierea programului

Programul de simulare s-a elaborat în baza metodologiei de aproximare (integrarea diferențială) și are următorul domeniu de aplicabilitate:

- simularea funcționării pompelor în sistemele de ridicare a presiunii apei reci;
- necesită selectarea din baza de date sau introducerea de noi curbe caracteristice ale pompelor $H = f(Q)$, precum și $P = f(Q)$;
- necesită introducerea sub formă digitală a cronogramelor de consum
- are posibilitatea să genere cronograme de consum , pentru acestea fiind necesare , valori maxime, valori minime și setarea frecvenței valorilor minime și maxime prin metoda asimilării cu consumatori de aceeași natură;
- are posibilitatea de a selecta regimul de funcționare a pompelor - comandate de traductor de presiune montat în stația de pompare sau la punctele de minim permanent sau accidental din sistem;
- rulează programul în difere trepte de accelerare a timpului .

Rezultate furnizate

După introducerea datelor necesare și rularea programului se obțin următoarele rezultate:

- volumul total pompat
- consumul total de energie electrică
- timpul total de simulare

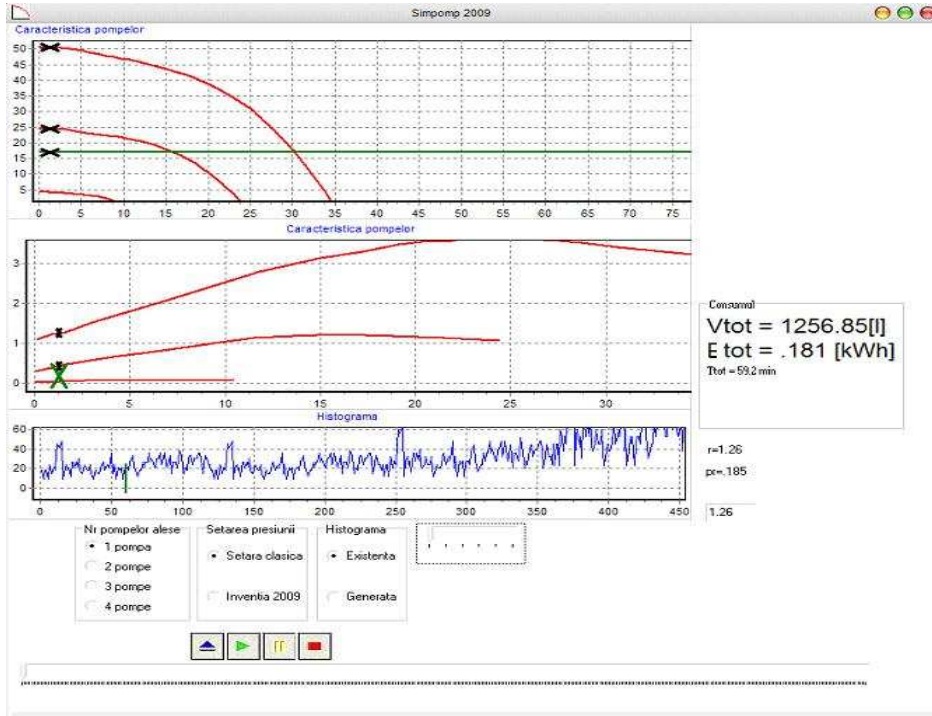


Figura 5.24. Interfața 1 SIMPOMP 2009

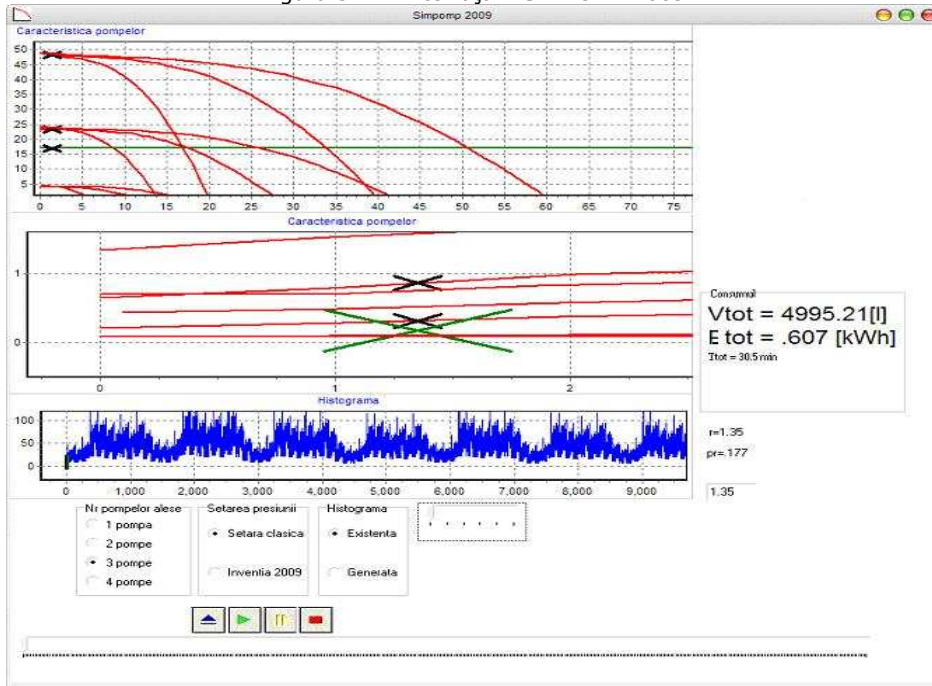


Figura 5.25 Interfața 2 SIMPOMP 2009

5.3.2. Aplicarea programului SIMPOMP 2009 la un studiu de caz

Pentru exemplificarea posibilităților de aplicare a programului SIMPOMP 2009 se alege un studiu de caz real privind alegerea optimă din punct de vedere tehnico-economic a pompelor dintr-o stație zonală de ridicare a presiunii apei reci. Locația stației de pompare nu se poate preciza din motive obiective.

Stația de pompare este reprezentată în figura 5.26, iar rețeaua deservită este reprezentată în figura 5.27

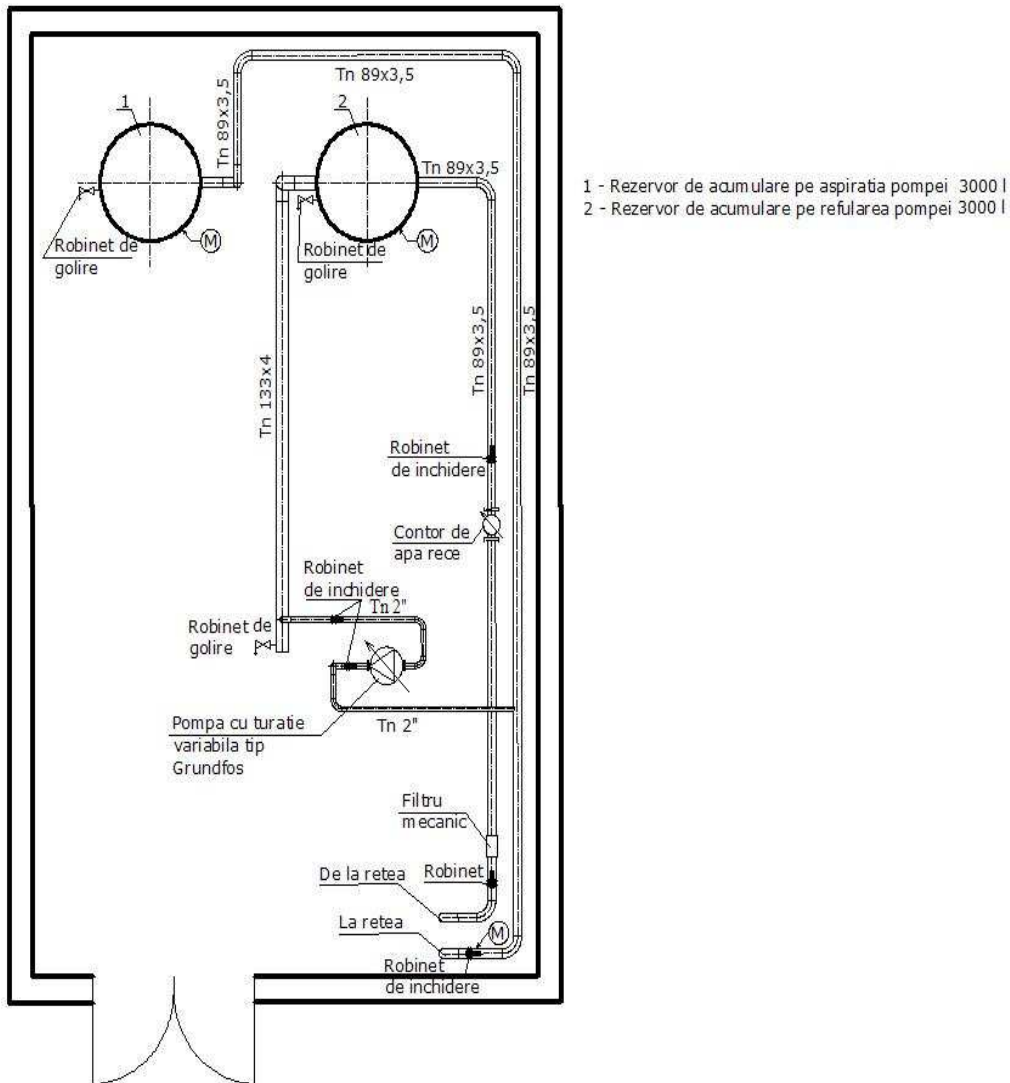


Figura 5.26 Plan stație de ridicare a presiunii apei reci.

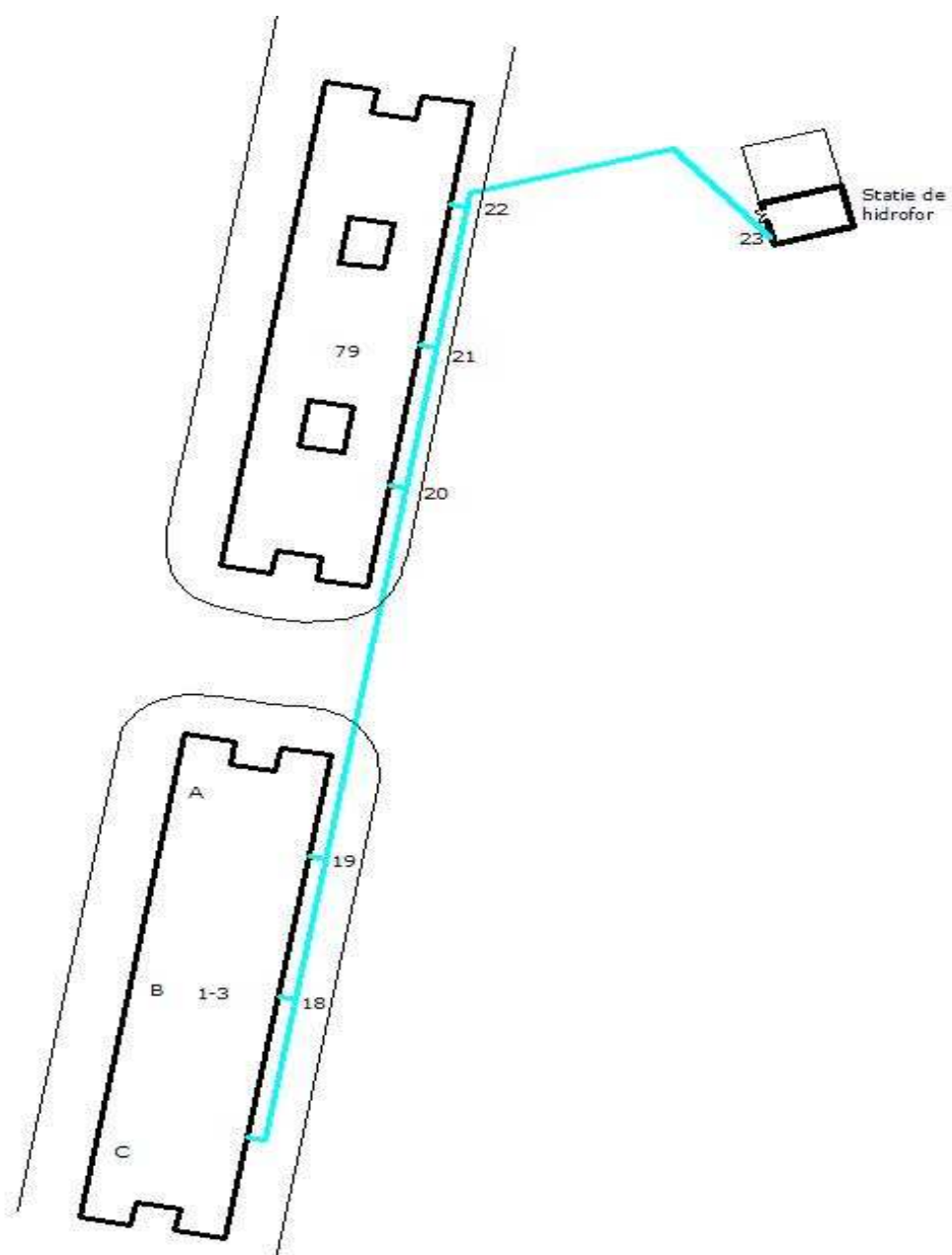


Figura 5.27 Rețea de distribuție apă rece de consum

Stația de ridicare a presiunii deservește cu apă rece două imobile cu sase scări de bloc. Fiecare scară de bloc are 44 de apartamente cu un număr total de persoane cuprins între 650 ÷ 680 persoane .

Fiecare apartament este dotat cu :

- lavoar
- cadă de baie
- rezervor WC
- spălător
- mașină de spălat rufe

Relevarea instalației și a rețelei existente s-a realizat prin reproiectare în conformitate cu STAS 1478 cu ajutorul programului de calcul RAMCALC rezultatele sunt cuprinse în tabelul 5.1 ,datorită faptului că instalațiile interioare sunt mascate în mare parte iar rețelele exterioare sunt îngropate și nu se putea accede ușor la ele. Schema de distribuție a apei reci la o scară de bloc este reprezentată în figura 5.28

Tabel 5.1 Relevarea prin reproiectarea instalației cu ajutorul programului RAMCALC

Tr	t apei [°C]	l [m]	ζ	E	q _c [l/s]	D [m ml]	v [m/s]	Σh_r [mCA]	H _u [mCA]	H _g [m]	H _{nec} [mCA]
1	18	0,5	6,5	1	0,15	20	0,478	0,087	3	0,2	3,287
2	18	3,5	7,5	1,85	0,204	20	0,65	0,299	3	2,9	6,285
3	18	2,7	0,5	3,7	0,289	25	0,588	0,075	3	5,6	9,06
4	18	2,7	0,5	5,55	0,353	32	0,44	0,033	3	8,3	11,793
5	18	2,7	0,5	7,4	0,408	32	0,508	0,043	3	11	14,535
6	18	2,7	0,5	9,25	0,456	32	0,568	0,053	3	13,7	17,288
7	18	2,7	0,5	11,1	0,5	32	0,622	0,063	3	16,4	20,051
8	18	2,7	0,5	12,95	0,54	32	0,672	0,073	3	19,1	22,824
9	18	2,7	0,5	14,8	0,577	40	0,459	0,028	3	21,8	25,552
10	18	2,7	0,5	16,65	0,612	40	0,487	0,031	3	24,5	28,283
11	18	2,7	0,5	18,5	0,645	40	0,514	0,035	3	27,2	31,018
12	18	6,8	3,5	20,35	0,677	40	0,539	0,128	3	28,4	32,346
13	18	2,5	2	40,7	0,957	50	0,488	0,042	3	28,4	32,388
14	18	5,5	1,5	61,05	1,172	50	0,597	0,084	3	28,4	32,472
15	18	1	1,5	81,4	1,353	50	0,69	0,05	3	28,4	32,522
16	18	6,2	0,5	122,1	1,657	63	0,532	0,045	3	28,4	32,567
17	18	18	3	162,8	1,914	63	0,614	0,203	3	29	33,37
18	18	17	0,5	325,6	2,707	80	0,539	0,087	3	29	33,457
19	18	38	0,5	488,4	3,315	80	0,66	0,267	3	29	33,724
20	18	19	0,5	651,2	3,828	80	0,762	0,181	3	29	33,905
21	18	19	0,5	814	4,28	80	0,852	0,223	3	29	34,128
22	18	60	17,5	976,8	4,688	100	0,597	0,575	3	29	34,703
				Qretea:	4,688	[l/s]		Hnec. inst.:		34,7	[mCA]

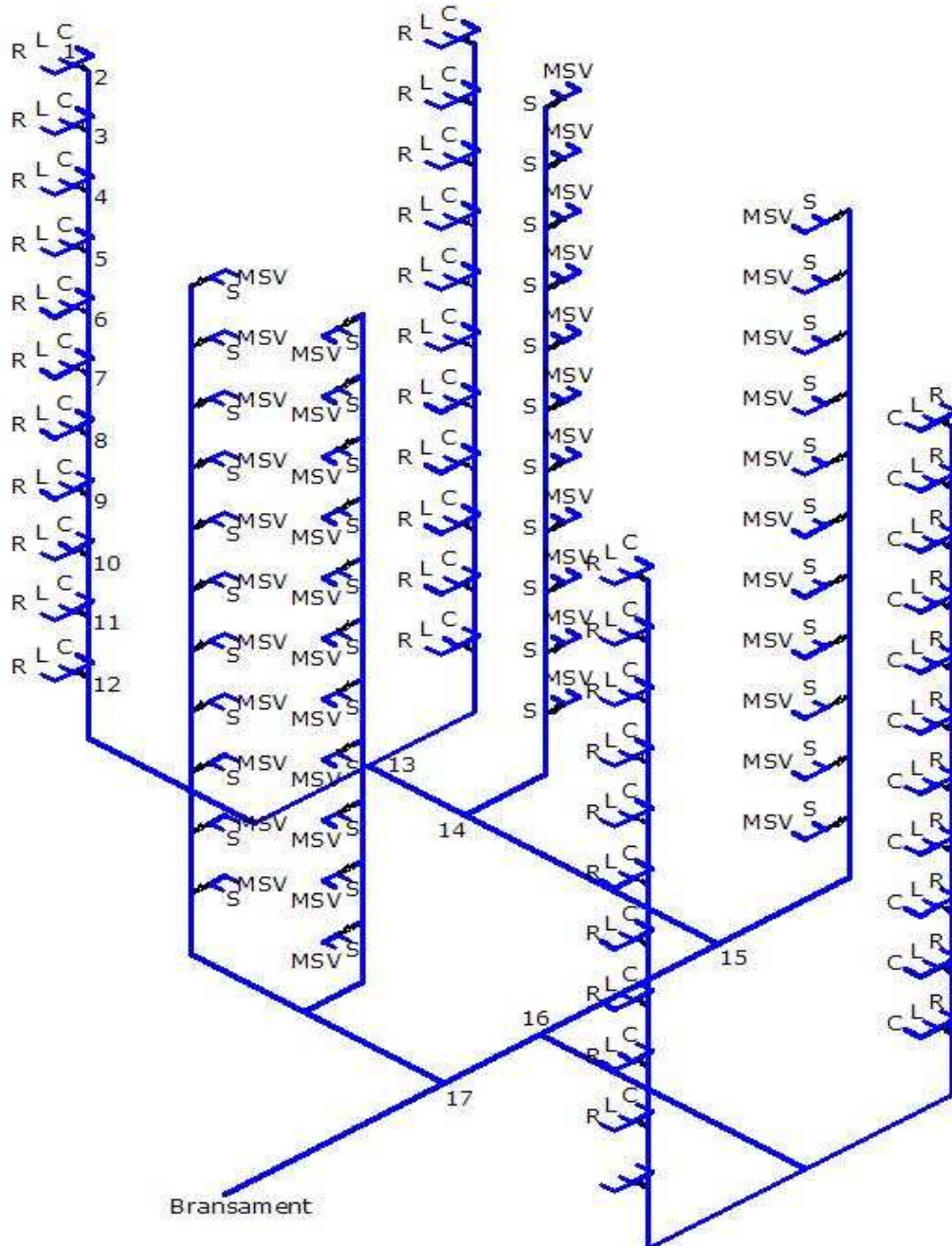


Figura 5.28 Schema izometrică distribuție apă rece

Stația de ridicare a presiunii apei reci a fost modernizată în urmă cu 10 ani. La acel moment pompele existente au fost înlocuite cu o pompă cu turație variabilă în mod continuu. Această pompă a fost selectată din lista cuprinzând variante cu o pompă în baza criteriului costurilor totale minime.

În tabelul 5.2, sunt cuprinse costurile totale după cum urmează:

- costuri energetice
- costuri de investiție
- costuri de exploatare

Tot pe baza costurilor totale minime ne propunem să alegem varianta cu 2 pompe ; 3 pompe și cu 4 pompe cu turație variabilă în mod continuu. Prin această modalitate dorim să analizăm comparativ mai multe variante pentru a găsi soluția optimă de echipare a stației de ridicare a presiunii apei reci.

Rezultatele comparative sunt cuprinse în tabelul 5.2, iar curbele caracteristice sunt reprezentate în figurile 5.29- 5.32

Tabel.5.2
Rezultate comparative varianta cu 1;2;3;4 pompe criteriul cheltuielilor totale minime

Pompe	Q [m ³ /h]	t [h]	Necesar de energie [kWh/a]	Costuri energetice [EUR/a]	P1 [kW]	Costuri investitii [EUR]	Costuri de exploatare [EUR]	Costuri totale [EUR]
COR-1MVE 1603-6- 2G-GE-RBI	17	5600	11690	2337.88	2.09	3063.00	2399.14	22522.20
COR-2 MVIE 803- 2G/VR-EB	17	5600	14200	2480.99	2.22	11800.00	2716.99	33837.22
COR-3 MVIE 803- 2G/VR-EB	17	5600	13200	2639.04	2.36	15288.00	2944.8	39172.93
COR-4 MVIE 406- 2G/VR-EB	17	5600	14560	2912.59	2.6	16227.00	3237.13	42482.99

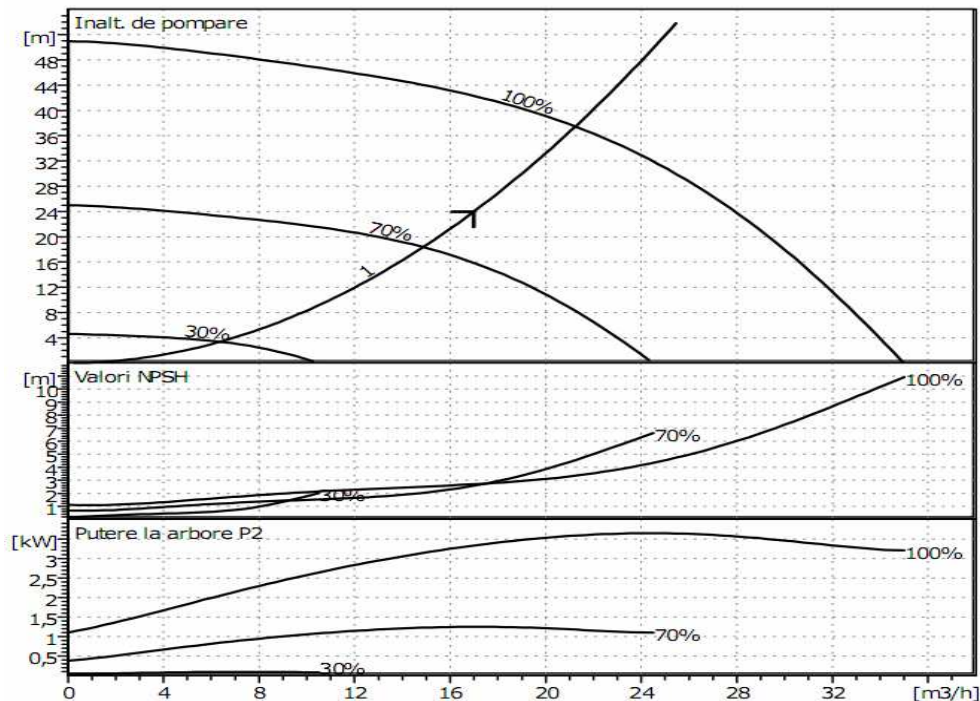


Figura 5.29 Curbe caracteristice o pompă 1- MVIE -1603 [WILO- SELECT]

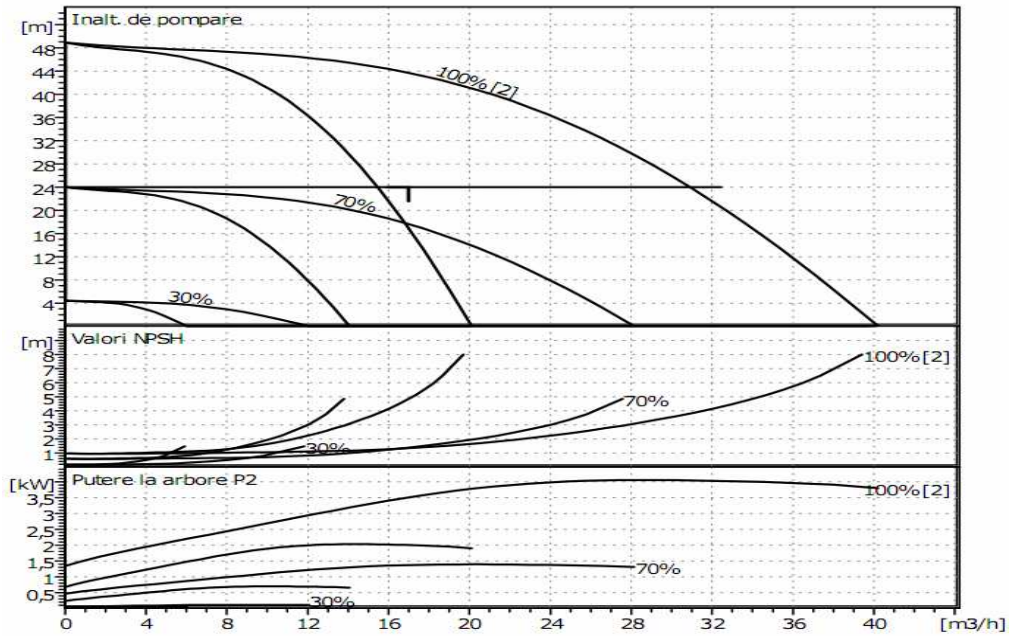


Figura 5.30 Curbe caracteristice pompe 2- MVIE – 803 [WILO- SELECT]

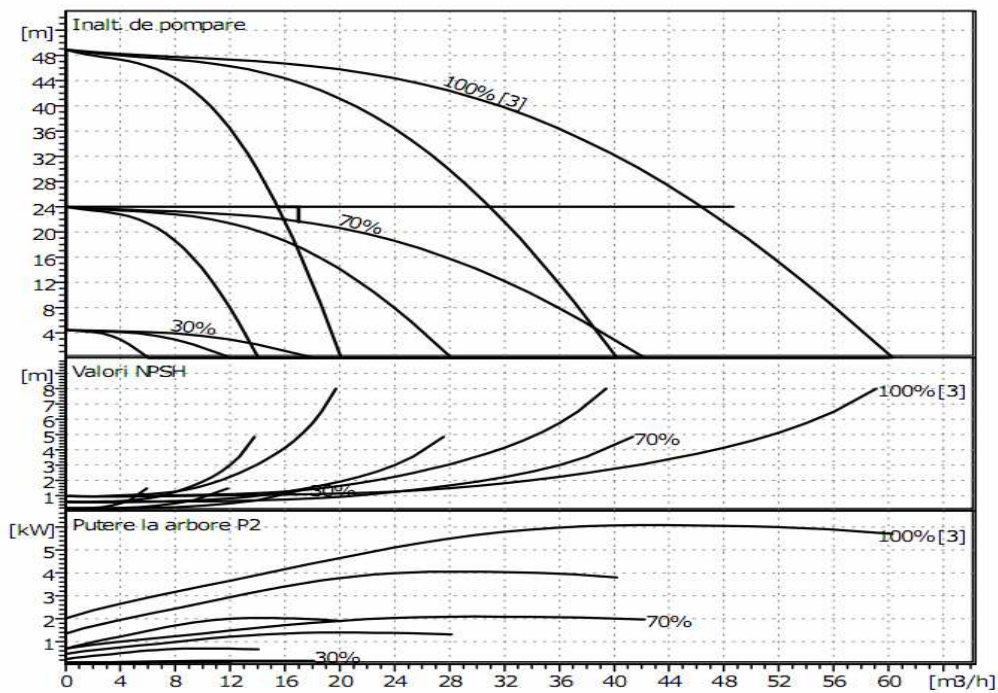


Figura 5.31 Curbe caracteristice pompe 3- MVIE – 803 [WILO- SELECT]

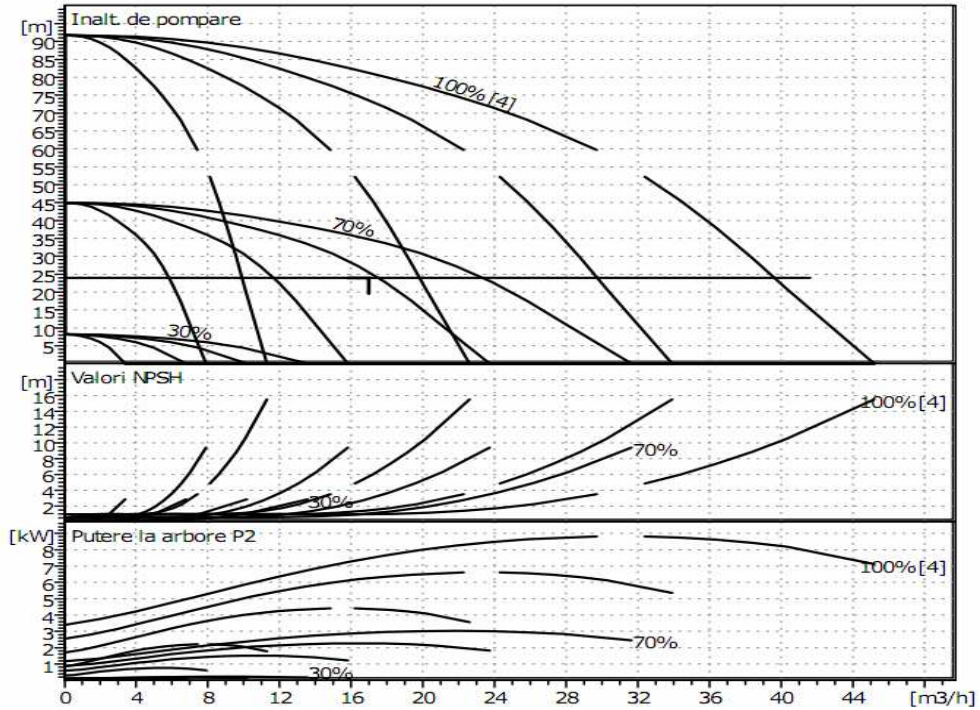


Figura 5.32 Curbe caracteristice pompe 4- MVIE – 406 [WILO- SELECT]

Prin măsurători s-au determinat și trasat cronogramele de consum pe o perioadă de o săptămână reprezentată în figura 5.34. Pentru a simula funcționarea pompelor pe o plajă de valori cât mai mare s-a generat cronograma reprezentată în figura 5.33 cu valori ale debitului cuprinse între limitele 0,25 Q_c și 1,5 Q_c (Q_c – debitul de calcul pentru dimensionarea conductelor)

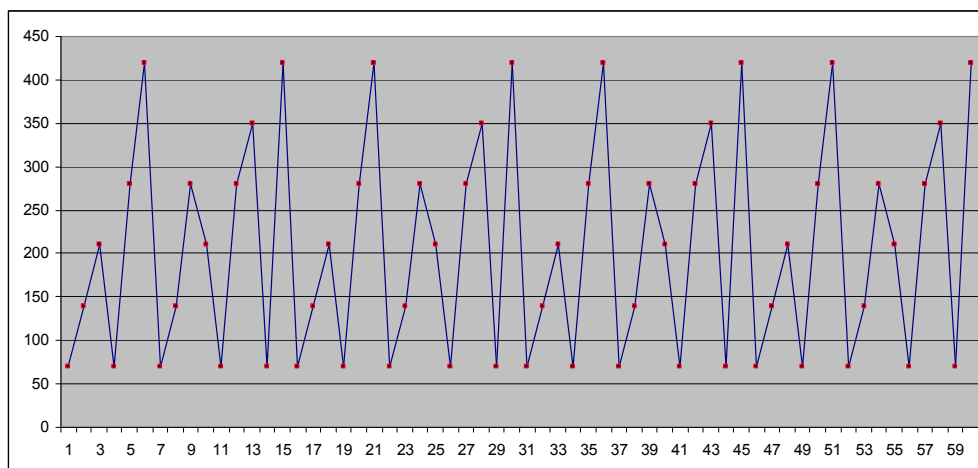


Figura 5.33 Cronogramă de consum generată (0,25 Q_c - 1,5 Q_c)

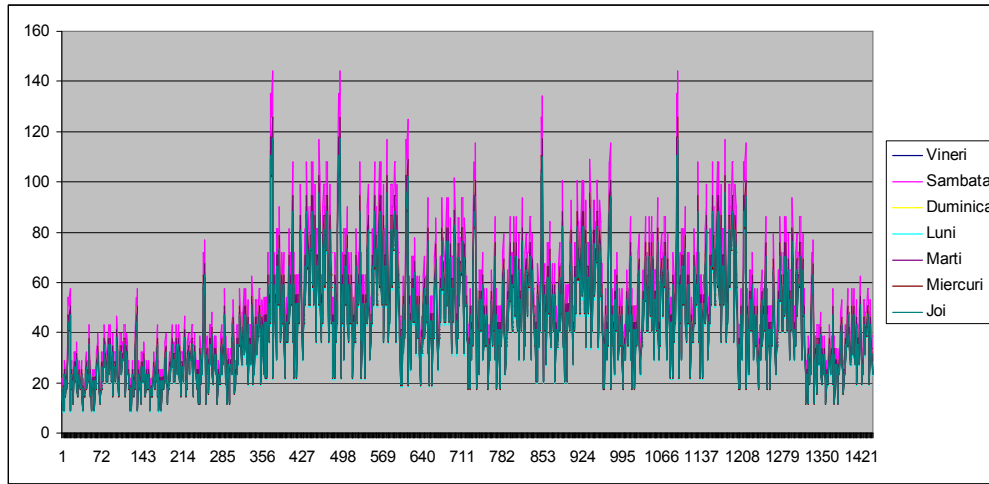


Figura 5.34 Cronogramă de consum trasată pe baza măsurătorilor

Cu ajutorul programului SIMPOMP 2009 s-a determinat consumul specific de energie pe metru cub de apă pompat [kwh/mc] pentru cele patru variante de echipare a stației de pompare, cât și pentru cele două variante alternative tabelate 5.3-5.4

De asemenea pentru echiparea stației de ridicare a presiunii apei reci s-au propus și două variante "alternative" în sensul că au fost selectate două variante cu câte o pompă, prin adaptarea la cerințe a programului WILO Select la valori de selecție a debitului pompat egal cu $0,5 Q_c$, valoare maximă rezultată în cronograma măsurată.

Tabel 5.3
Rezultate comparative simulare pompe reglate funcție de traductor de presiune montat în stația de pompare

Nr. crt	Date tehnice	Debit [mc/h]	Vp mc	Pa bar	T h	presiunea necesara in SP		
	Variante					Pr	E	Es
						bar	kWh	kWh/mc
1	COR1-MVIE 1603-6-2G- GE-RBI existent	1,5*qc	24,93	1,9	1	3,6	2,01	0,0806
		1,25*qc	20,77	1,9	1	3,6	1,83	0,0881
		qc	16,62	1,9	1	3,6	1,28	0,0770
		0,75*qc	12,46	1,9	1	3,6	0,93	0,0746
		0,5*qc	8,31	1,9	1	3,6	0,63	0,0758
		0,25*qc	4,16	1,9	1	3,6	0,39	0,0939
		1,5*qc- 0,25*qc	12,13	1,9	1	3,6	0,98	0,0808
		Cronograma masurata	460,7	1,9	168	3,6	48,8	0,1060
2	COR2-MVIE 803-2G/VR- EB	1,5*qc	24,93	1,9	1	3,6	2,36	0,0947
		1,25*qc	20,77	1,9	1	3,6	1,77	0,0852
		qc	16,62	1,9	1	3,6	1,27	0,0764
		0,75*qc	12,46	1,9	1	3,6	1,18	0,0947
		0,5*qc	8,31	1,9	1	3,6	0,65	0,0782
		0,25*qc	4,16	1,9	1	3,6	0,34	0,0818
		1,5*qc- 0,25*qc	12,13	1,9	1	3,6	1,11	0,0915
		Cronograma masurata	460,7	1,9	168	3,6	44,3	0,0963
3	COR3-MVIE 803-2G/VR- EB	1,5*qc	24,93	1,9	1	3,6	2,36	0,0947
		1,25*qc	20,77	1,9	1	3,6	1,77	0,0852
		qc	16,62	1,9	1	3,6	1,27	0,0764
		0,75*qc	12,46	1,9	1	3,6	1,18	0,0947
		0,5*qc	8,31	1,9	1	3,6	0,65	0,0782
		0,25*qc	4,16	1,9	1	3,6	0,34	0,0818
		1,5*qc-- 0,25*qc	12,13	1,9	1	3,6	1,11	0,0915
		Cronograma masurata	460,7	1,9	168	3,6	44,3	0,0963
4	COR4-MVIE 406-2G/VR- EB	1,5*qc	24,93	1,9	1	3,6	2,29	0,0919
		1,25*qc	20,77	1,9	1	3,6	2,66	0,1281
		qc	16,62	1,9	1	3,6	1,53	0,0921
		0,75*qc	12,46	1,9	1	3,6	1,28	0,1027
		0,5*qc	8,31	1,9	1	3,6	0,75	0,0903
		0,25*qc	4,16	1,9	1	3,6	0,31	0,0746
		1,5*qc-- 0,25*qc	12,13	1,9	1	3,6	1,65	0,1360
		Cronograma masurata	460,7	1,9	168	3,6	32,1	0,0697
5	COR1-MVIE 803--2G-GE- RBI VA (0.5 qc)	Cronograma masurata	460,7	1,9	168	3,6	44,3	0,0963
6	COR1-MVIE 406-2G-GE- RBI VA (0.5 qc)	Cronograma masurata	460,7	1,9	168	3,6	32,1	0,0697

Tabel 5.4
Rezultate comparative simulare pompe reglate funcție de traductor de presiune montat la punctul obligat (curbă de reglaj ideală)

Nr. crt	Date tehnice	Debit	Vp	Pa	T	Presiune necesara la punctul obligat (curbă		
	Variante					Pr	E	Es
		[mc/h]	[mc]	bar	[h]	[bar]	kWh	kWh/mc
1	COR1-MVIE 1603-6-2G- GE-RBI existent	1,5*qc	24,93	1,9	1	var	1,84	0,0738
		1,25*qc	20,77	1,9	1	var	1,65	0,0794
		qc	16,62	1,9	1	var	1,07	0,0644
		0,75*qc	12,46	1,9	1	var	0,74	0,0594
		0,5*qc	8,31	1,9	1	var	0,44	0,0529
		0,25*qc	4,16	1,9	1	var	0,24	0,0578
		Cronograma generata 1,5*qc--0,25*qc	12,13	1,9	1	var	0,79	0,0651
		Cronograma masurata	460,7	1,9	168	var	25,5	0,0554
2	COR2-MVIE 803-2G/VR- EB	1,5*qc	24,93	1,9	1	var	2,23	0,0895
		1,25*qc	20,77	1,9	1	var	1,58	0,0761
		qc	16,62	1,9	1	var	1,63	0,0981
		0,75*qc	12,46	1,9	1	var	1,12	0,0899
		0,5*qc	8,31	1,9	1	var	0,51	0,0614
		0,25*qc	4,16	1,9	1	var	0,23	0,0554
		1,5*qc--0,25*qc	12,13	1,9	1	var	0,96	0,0791
		Cronograma masurata	460,7	1,9	168	var	27,8	0,0603
3	COR3-MVIE 803-2G/VR- EB	1,5*qc	24,93	1,9	1	var	2,23	0,0895
		1,25*qc	20,77	1,9	1	var	1,58	0,0761
		qc	16,62	1,9	1	var	1,63	0,0981
		0,75*qc	12,46	1,9	1	var	1,12	0,0899
		0,5*qc	8,31	1,9	1	var	0,51	0,0614
		0,25*qc	4,16	1,9	1	var	0,23	0,0554
		1,5*qc--0,25*qc	12,13	1,9	1	var	0,96	0,0791
		Cronograma masurata	460,7	1,9	168	var	27,8	0,0603
4	COR4-MVIE 406-2G/VR- EB	1,5*qc	24,93	1,9	1	var	2,11	0,0846
		1,25*qc	20,77	1,9	1	var	2,49	0,1199
		qc	16,62	1,9	1	var	1,28	0,0770
		0,75*qc	12,46	1,9	1	var	1,21	0,0971
		0,5*qc	8,31	1,9	1	var	0,59	0,0710
		0,25*qc	4,16	1,9	1	var	0,22	0,0529
		Cronograma generata 1,5*qc--0,25*qc	12,13	1,9	1	var	1,50	0,1237
		Cronograma masurata	460,7	1,9	168	var	19,7	0,0427
5	COR1-MVIE 803--2G-GE- RBI VA (0.5 qc)	Cronograma masurata	460,7	1,9	168	var	27,8	0,0603
6	COR1-MVIE 406-2G-GE- RBI VA (0.5 qc)	Cronograma masurata	460,7	1,9	168	var	19,7	0,0427

În tabelul 5.5 sunt cuprinse valorile costurilor totale pentru cele două soluții alternative alese prin adaptarea programului WILO – SELECT la condițiile concrete iar în figurile 5.35 și 5.36 sunt reprezentate curbele caracteristice ale celor două tipuri de pompe.

Tabel. 5.5
Rezultate comparative varianta cu o pompa criteriul cheltuielilor totale minime ,
(variante alternative $Q_p = 0,5 q_c$)

Pompe	Q	t	Necesar de energie	Costuri energetice	P1	Costuri investitii	Costuri de exploatare	Costuri totale
	[m ³ /h]	[h]	[kWh/a]	[EUR/a]	[kW]	[EUR]	[EUR]	[EUR]
COR-1 MVIE 803- 2G-GE-RBI	8.5	5600	6202	1240.49	1.11	2787.00	1296.23	13300.62
COR-1 MVIE 406- 2G-GE	8.5	5600	9363	1872.54	1.67	3267.00	1937.88	18984.91

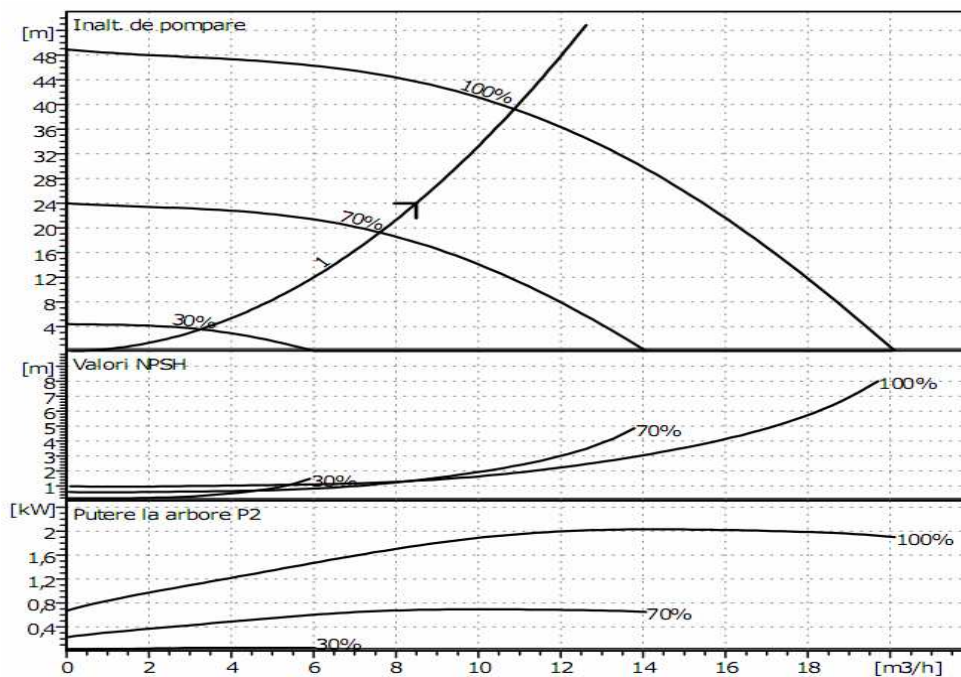


Figura 5.35 Curbe caracteristice o pompă, variantă alternativă $Q_p = 0,5 q_c$
1- MVIE- 803 [WILO- SELECT]

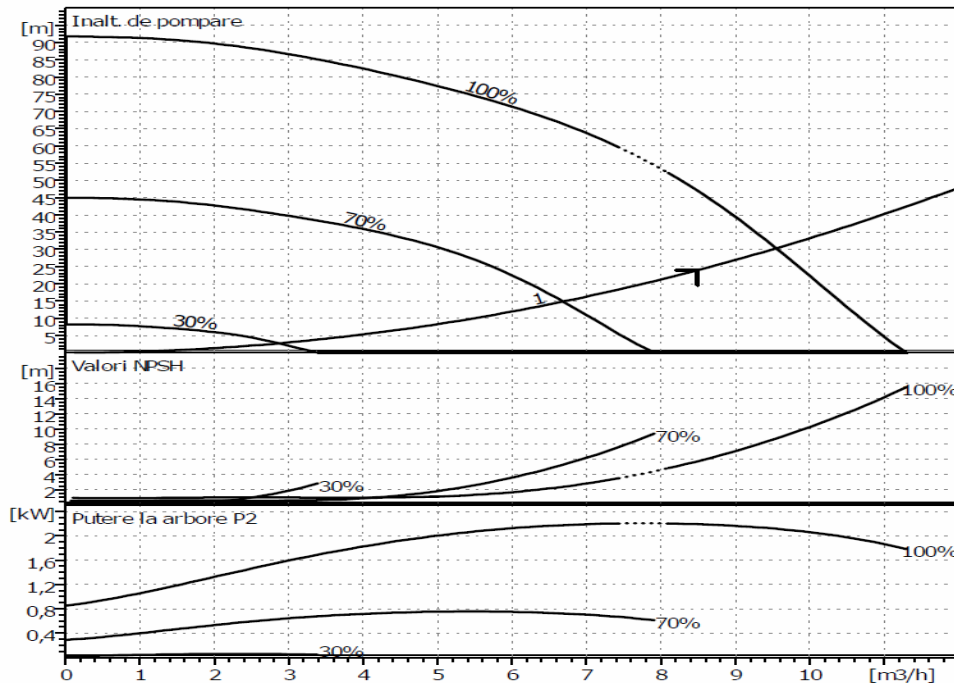


Figura 5.36 Curbe caracteristice o pompă, variantă alternativă $Q_p = 0,5 Q_c$
1- MVIE- 406 [WILO- SELECT]

Cu ajutorul programului SIMPOMP 2009 se poate simula modul de funcționare a unei sistem de ridicare a presiunii apei reci pentru următoarele valori ale debitului în situația în care acestea se cunosc:

- debitul de calcul pentru dimensionarea conductelor
- debitul de funcționare/ exploatare
- debitul de evaluare

Pentru determinarea variantei optime de echipare a stației de pompare pe baza consumului specific de energie minim $[kwh/ mc]$ s-au simulat cele 4 variante de echipare a stației de pompare precum și două variante alternative pentru următoarele valori ale debitului:

- $1,5 Q_c; 1,25 Q_c ; Q_c, 0,75 Q_c ; 0,5 Q_c; 0,25 Q_c$; cronograma de consum generată între limitele ($1,5 Q_c \div 0,25 Q_c$) și cronograma de consum determinată în urma măsurătorilor efectuate.
- Simularea pompelor s-a realizat în două variante după cum urmează:
 - -în varianta automatizării pompelor funcție de traductorul de presiune montat în stația de pompare
 - -în varianta automatizării pompelor funcție de traductorul de presiune montat la punctele de minim accidentale sau permanente (curba ideală de reglaj), invenție românească nr. 117270.

Pentru evidențierea cât mai vizibilă a diferențelor privind energia specifică de pompare $[kwh/mc]$, între cele patru variante de echipare propuse precum și comparativ cu cele două variante alternative s-au realizat reprezentările grafice

prezentate în figurile 5.37- 5.44

În cadrul reprezentării grafice coloana 1 reprezintă valorile consumului specific de energie [kWh/mc] în cazul reglării pompelor funcție de traductorul de presiune montat în stația de pompare iar coloana 2 reprezintă valorile consumului specific de energie în cazul traductorului de presiune montat la consumator (curba ideală de reglaj).

Dacă se compară valorile de pe coloana 1 cu cele de pe coloana 2 se observă că la simularea la debite cu valori fixe economia de energie este cuprinsă între 9% și 39 % crește odată cu scăderea valorii debitului în favoarea variantei cu reglare funcție de traductorul de presiune montat la consumator. Se observă totuși două excepții la debitul de simulare egal cu q_c – grupurile cu 2 și 3 pompe consumă mai mult în varianta cu traductor de presiune montat la consumator comparativ cu varianta cu traductor de presiune montat în stația de pompare (este explicabil având în vedere că debitul de simulare în aceste situație are valoare apropiată de punctul de întretăiere a curbelor de reglaj făcând posibilă apariția excepției)

În cazul simulării conform cronogramei generate ($0,25 q_c \div 1,5 q_c$) cea mai mare economie realizează pompa existentă (1- MVIE- 1603), iar în cazul simulării conform cronogramei măsurate cea mai mare economie se realizează tot în varianta cu pompa existentă.

În concluzie pentru a se realiza la această stație de pompare economie globală (reală) de energie de pompare în jur de 15 - 20% ar fi necesar să se monteze traductor de presiune la consumator în punctele de minim (accidental sau permanent). S-a făcut precizarea de economie reală de energie deoarece simulările au fost făcute pe curba ideală de reglaj, iar automatizarea până la ora actuală nu a ajuns la performanța de a urmări cu maximum de acuratețe curba ideală de reglaj.

Dacă în continuare se compară între ele variantele de echipare a stației de pompare adică 1 pompă (existentă) cu grup de pompare cu 2; 3; 4; pompe și respectiv cu cele două variante alternative se constată că în varianta de reglaj funcție de traductorul de presiune montat în stația de pompare s-au obținut următoarele clasări privind varianta cea mai energo- economică:

simulare la debitul de:

- $1,5 q_c$	1 MVIE 1603 (pompa existentă)
- $1,25 q_c$	2 MVIE -803 și 3 MVIE -803 (la egalitate)
- q_c	2 MVIE -803 și 3 MVIE -803 (la egalitate)
- $0,75 q_c$	1 MVIE 1603 (pompa existentă)
- $0,50 q_c$	1 MVIE 1603 (pompa existentă)
- $0,25 q_c$	4 MVIE -406
- cron. gen. ($0,25 \div 1,5 q_c$)	1 MVIE 1603 (pompa existentă)
- cron. măsurată	4 MVIE -406 și 1 MVIE -406 (la egalitate)

În varianta de reglare funcție de traductorul de presiune montat la consumator s-au înregistrat următoarele clasări:

simulare la debitul de:

- $1,5 q_c$	1 MVIE 1603 (pompa existentă)
- $1,25 q_c$	2 MVIE -803 și 3 MVIE -803 (la egalitate)
- q_c	1 MVIE 1603 (pompa existentă)
- $0,75 q_c$	1 MVIE 1603 (pompa existentă)
- $0,50 q_c$	1 MVIE 1603 (pompa existentă)
- $0,25 q_c$	4 MVIE -406
- cron. gen. ($0,25 \div 1,5 q_c$)	1 MVIE 1603 (pompa existentă)
- cron. măsurată	4 MVIE -406 și 1 MVIE -406 (la egalitate)

Putem concluziona dacă analizăm problema în ansamblu, că în majoritatea

situațiilor simulate 56% pompa existentă (1- MVIE- 1603) este cea mai energo-economică, iar apoi urmează cu 25% varianta cu (4 pompe – MVIE- 406) dar este de remarcat faptul că în acele situații nu a funcționat decât o pompă din grupul de 4 pompe.

Se constată în urma simulărilor (în plajă largă de debite) că nu există un grup de pompare cu 2;3;4 pompe mai energo- economic comparativ cu o pompă în varianta existentă sau în unele situații cu varianta alternativă cu o pompă (cu mențiunea că selecția a fost făcută pentru $Q_0 = 0,50 q_c$)

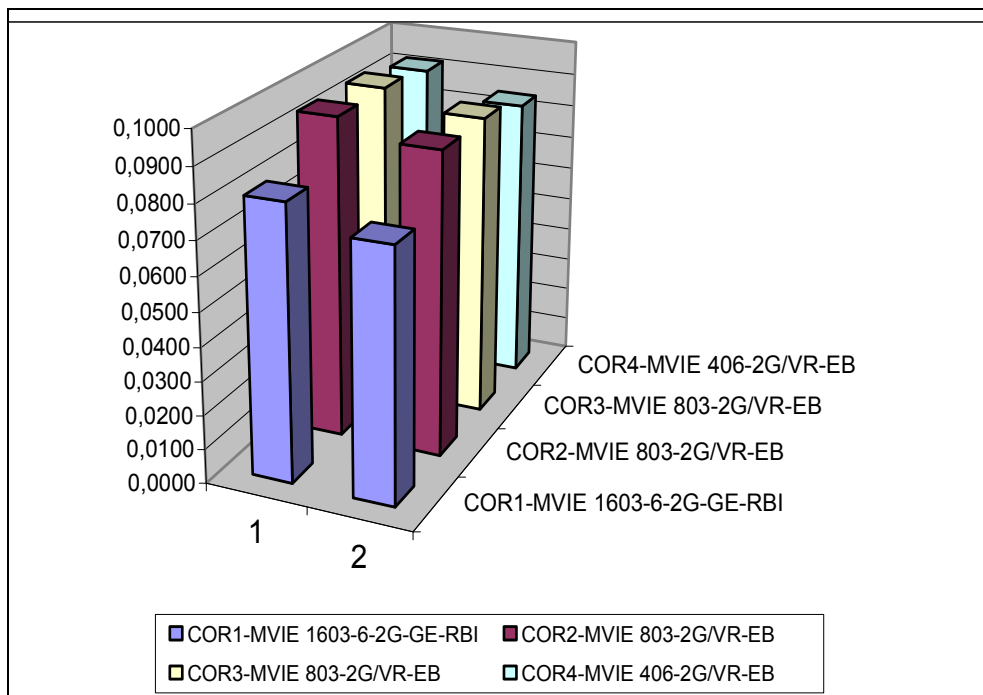


Figura 5.37 Consum specific de energie[kwh/m³] $V_p = 24,92 \text{ m}^3 (1,5 Q_c)$, 1-reglaj funcție de traductor presiune în SP; 2- reglaj funcție de traductor presiune la punctul obligat

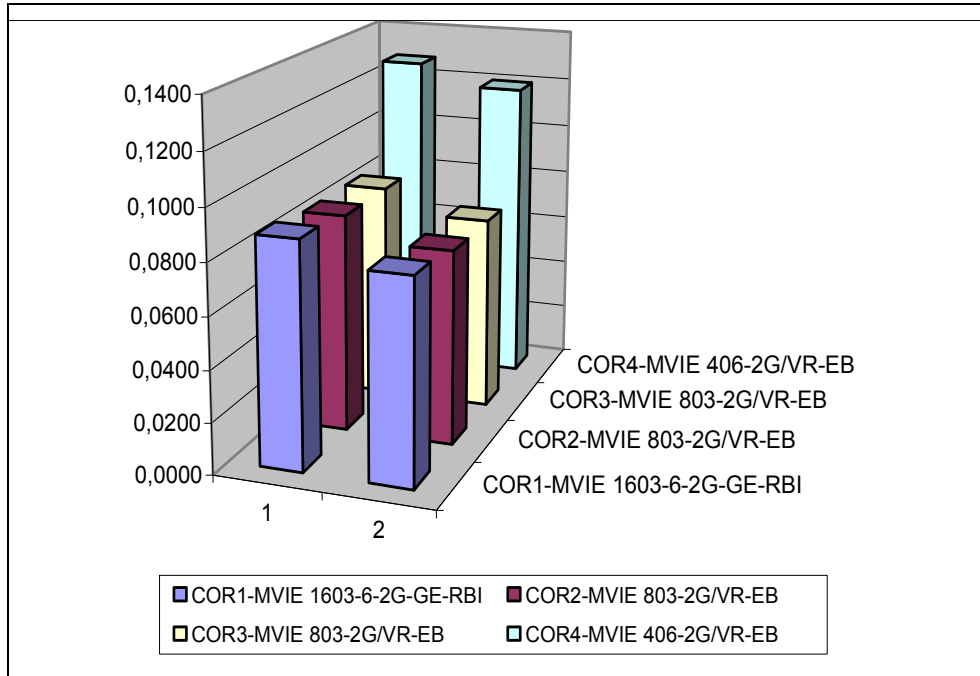


Figura 5.38 Consum specific de energie [kwh/m³] $V_p = 20,77 \text{ m}^3$ (1,25 Q_c)

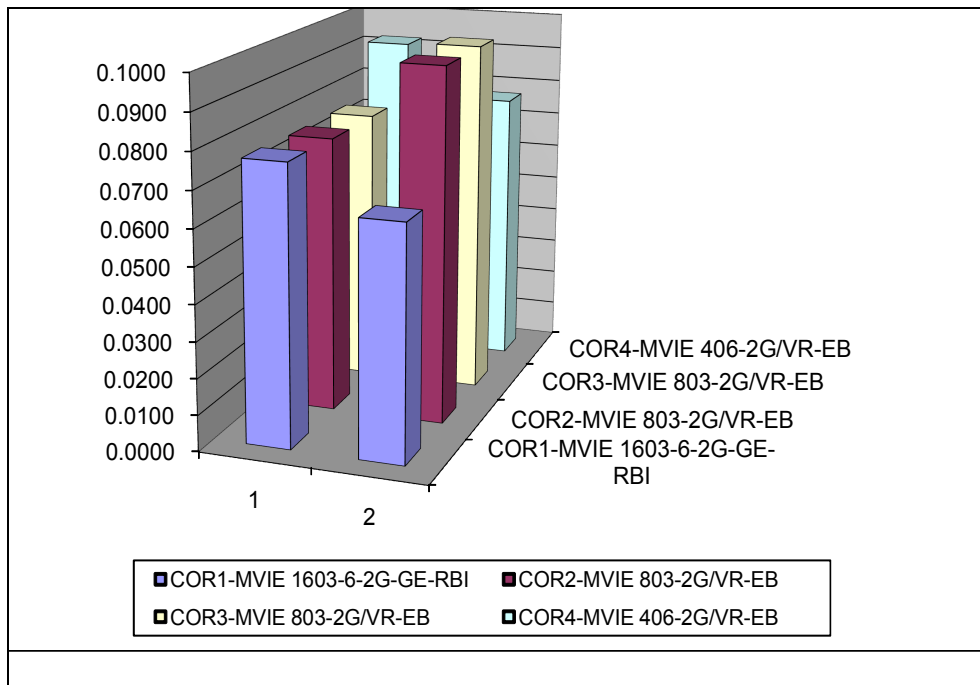


Figura 5.39 Consum specific de energie [kwh/m³] $V_p = 16,62 \text{ m}^3$ (Q_c)

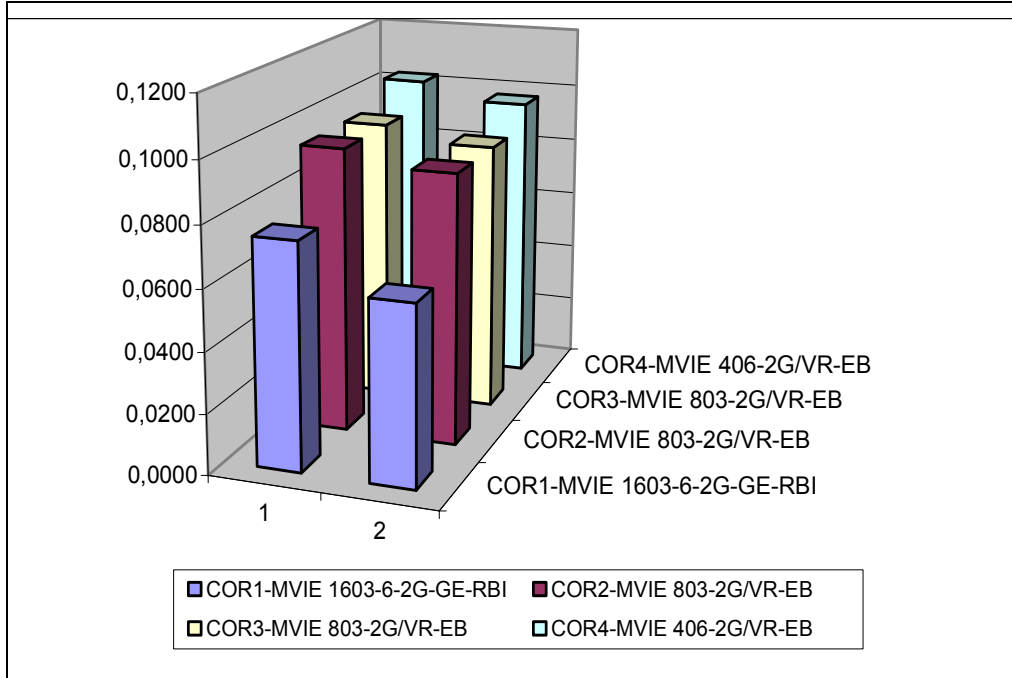


Figura 5.40 Consum specific de energie [kwh/m³] Vp = 12,46 m³ (0,75 Qc)

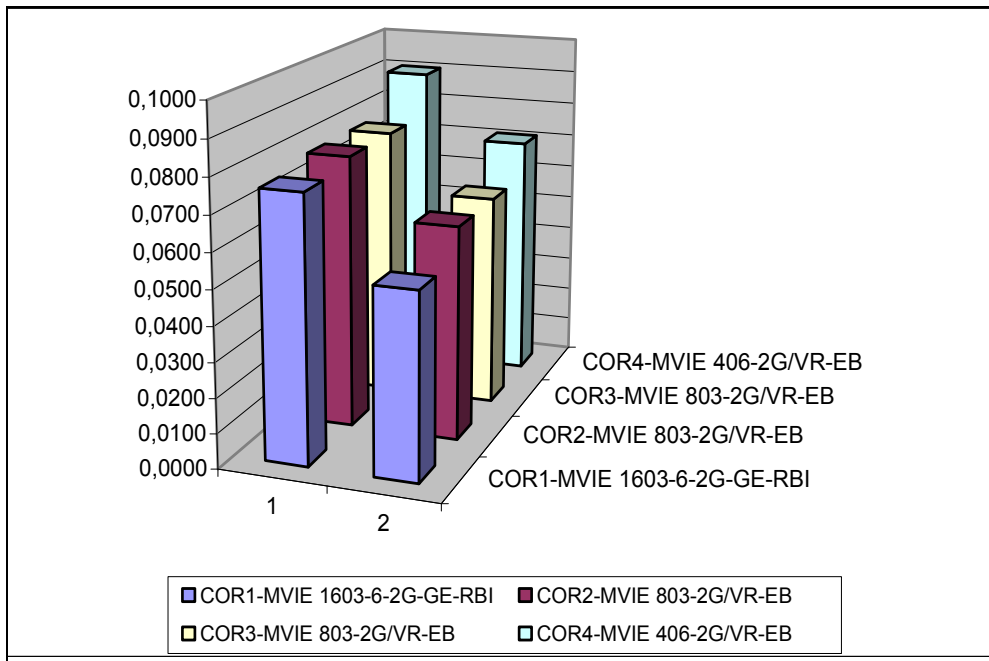


Figura 5.41 Consum specific de energie [kwh/m³] Vp = 8,31 m³ (0,5 Qc)

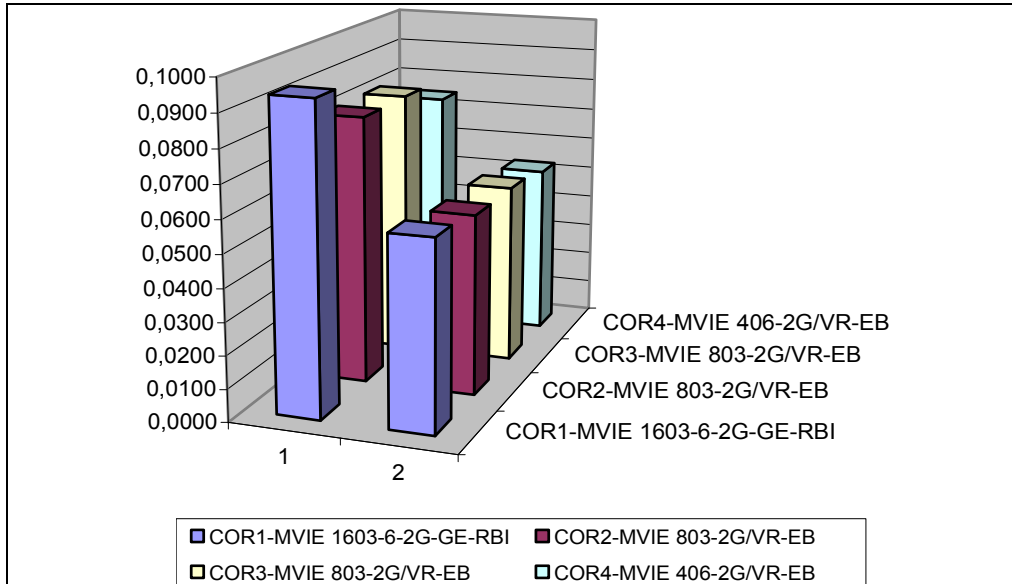


Figura 5.42 Consum specific de energie [kwh/m³] Vp = 4,15 m³ (0,25 Qc)

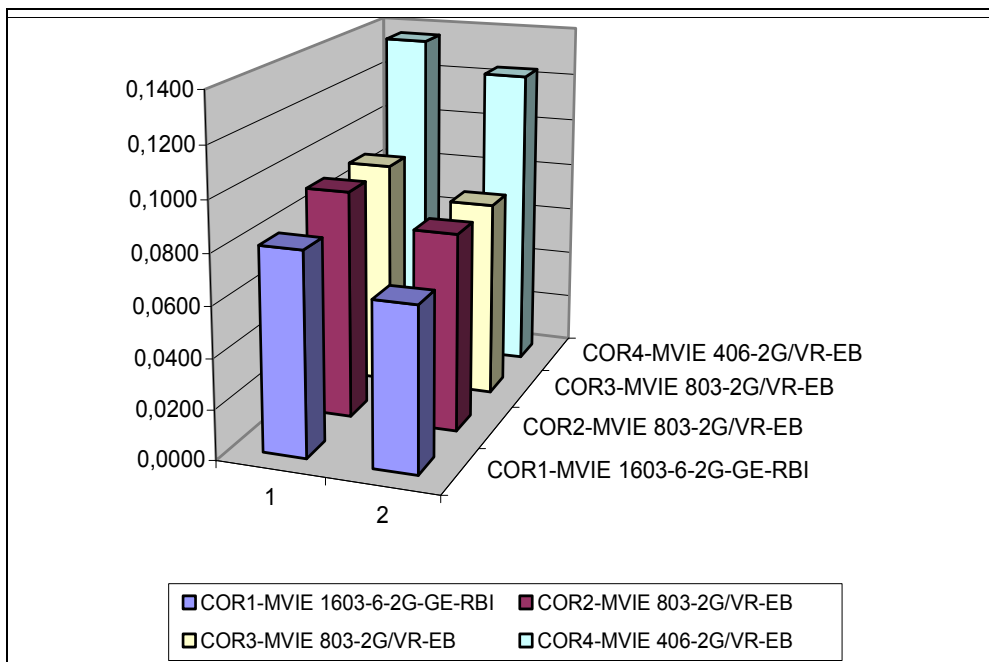


Figura 5.43 Consum specific de energie [kwh/m³] Vp = 12,13 m³ (cronogramă generată)

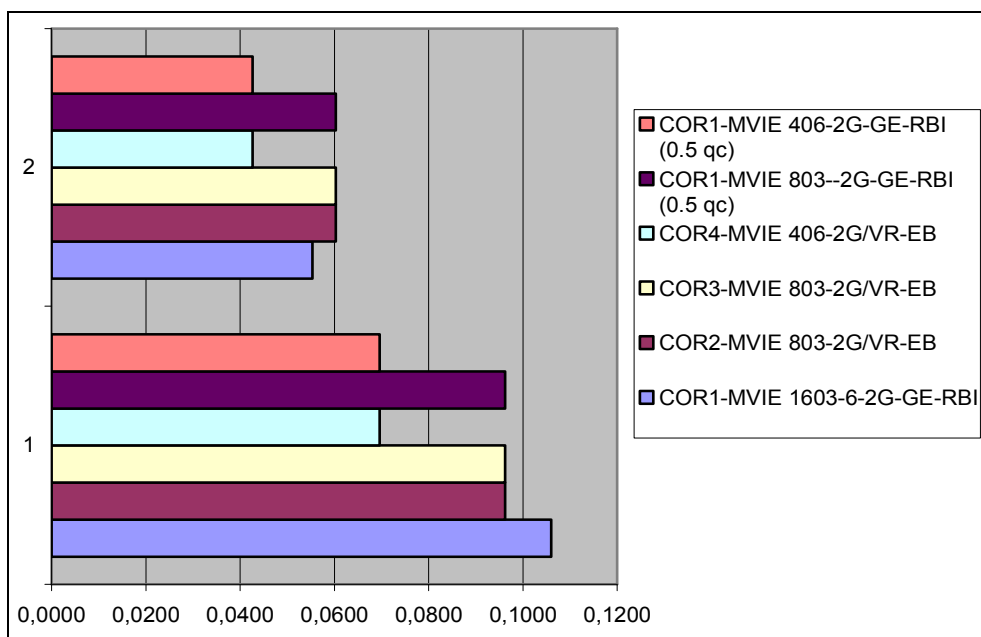


Figura 5.44 Consum specific de energie [kwh/m³] Vp = 460,67 m³ (cronograma măsurată)

Pentru a analiza soluțiile propuse pentru echiparea stației zonale de ridicare a presiunii apei reci și din punctul de vedere al costurilor totale s-a întocmit tabelul 5.6 în care s-au cuprins valori comparative ale costurilor totale (costuri de investiție+ costuri energetice) la un volum pompat de 460,67 m³ /săptămână (cronograma trasată ca urmare a măsurătorilor efectuate). Consumurile și costurile energetice sunt calculate pentru o perioadă de 10 ani.

Tabel 5.6
Rezultate comparative costuri totale[EURO] reglare pompe
funcție de traductor de presiune montat în SP sau la consumator (cron. masur.)

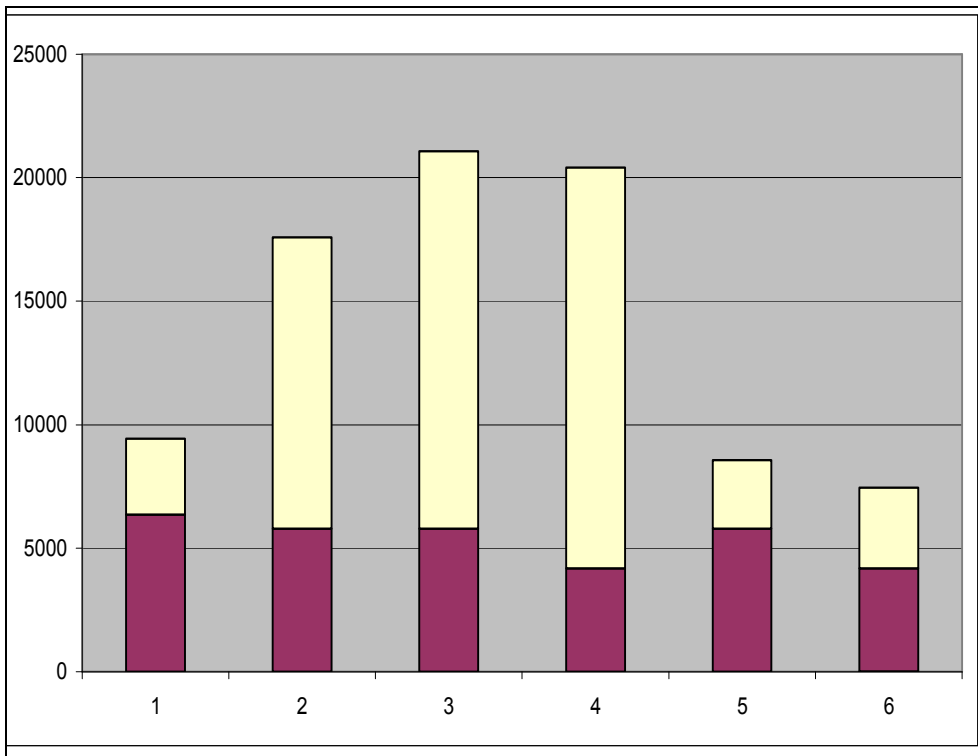
Nr. Crt	Consumul de energie		Pret mediu UE energie EU/kWh	Costuri energetice		Costuri de investitie [EU]	Costuri totale	
	Traductor pres. in SP [kwh/10ani]	Traductor pres. la consum. [kwh/10ani]		Traductor pres. in SP [EURO]	Traductor pres. la consum. [EURO]		Traductor pres. in SP [EURO]	Traductor pres. la consum. [EURO]
1	25450	13300	0,25	6362	3325	3063	9425	6388
2	23120	14490	0,25	5780	3622	11800	17580	15422
3	23120	14490	0,25	5780	3622	15288	21068	18910
4	16730	10250	0,25	4183	2562	16227	20410	18789
5	23120	14500	0,25	5780	3625	2787	8567	6412
6	16730	10250	0,25	4182	2562	3267	7449	5829

Legendă Tabel 5.6

1	COR1 - MVIE 1603-6-2GGE RBI (existent)
2	COR2 - MVIE 8032G/VR EB
3	COR3 - MVIE 8032G/VR EB
4	COR4 - MVIE 406-2G/VR-EB
5	COR1 - MVIE 8032G/VR EB (0,5qc)
6	COR1 - MVIE 406-2G/VR-EB (0,5qc)

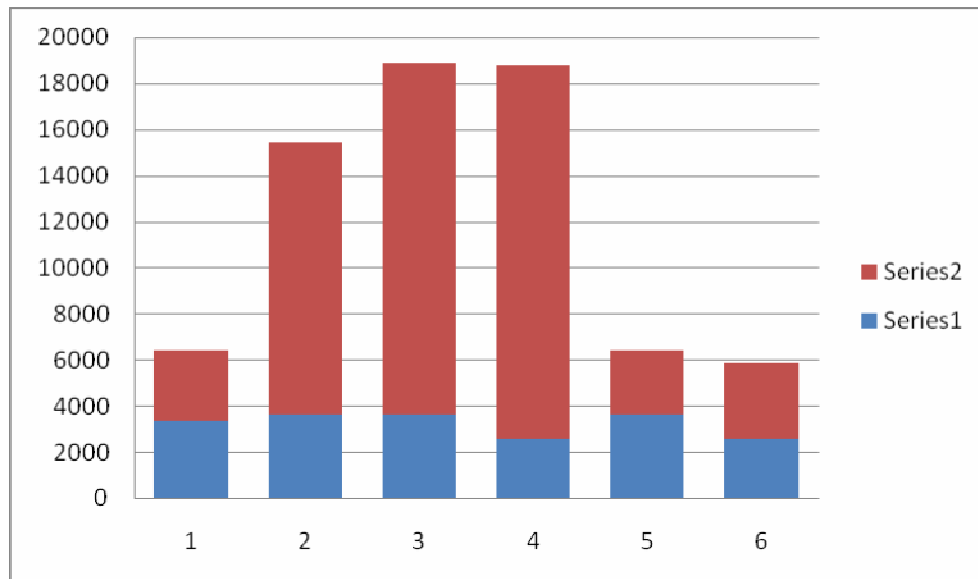
Se observă că cele mai avantajoase variante din punct de vedere a costurilor totale pe o perioadă de 10 ani sunt după cum urmează : varianta existentă (1 - MVIE- 1603) sau cele două variante alternative (cu precizarea că selecția la variantele alternative s-a făcut la $Q_p = 0,5 q_c$) Variantele cu 2; 3; 4 pompe sunt mai costisitoare cu (141 ÷ 196 %)

Pentru a se putea realiza o comparație "plastică" între variantele propuse din punct de vedere al costurilor s-au întocmit graficele reprezentate în figurile 5.45- . 5.46



sector visiniu – costuri energetice; sector galben – costuri de investiție

Figura 5.45 Rezultate comparative costuri totale[EURO] reglare pompe funcție de traductor de presiune montat în stația de pompare (cronograma măsurată)



sectorul albastru – costuri energetice; sectorul roșu – costuri de investiție
 Figura 5.46 Rezultate comparative costuri totale[EURO] reglare pompe funcție de traductor de presiune montat în punctele de minim accidental sau permanent (curba ideală de reglaj)
 (cronograma măsurată)

Considerații finale

Dacă alte studii similare cu cele efectuate în prezentul capitol al tezei de doctorat ajung la concluzii similare și asta ținând cont și de evoluția tehnologică atât a sistemelor de pompare cât și a automatizărilor aferente acestora și a monitorizării fenomenelor și proceselor în timp real (on time) propun actualizarea și îmbunătățirea recomandărilor din standarde și normative (Normativul I9/ 1990; STAS 1478; SR 1343/1- 2006 ; Manualul de Instalații.) cu privire la echiparea optimă a stațiilor de ridicare a presiunii apei reci.

Capitolul 6. STUDIU DE CAZ

6.1. Introducere

Obiectivele studiului sunt controlul pierderilor de apă în sistemele zonale de ridicare a presiunii apei reci precum și siguranța acestor sisteme.

Sistemele de ridicare a presiunii apei reci constituie pentru centrele populate și agenții economici, o componentă valoroasă pentru activitățile umane, care condiționează desfășurarea vieții igienice a localităților, contribuind ca un factor esențial în toate procesele de producție industrială, fără de care nu se poate concepe dezvoltarea economică și socială.

Rețelele de distribuție au fost și sunt construite pentru a fi exploatate pe o perioadă limitată de timp ce poate varia atât funcție de calitatea materialelor folosite cât și în funcție de modul în care este exploatată rețeaua. Considerațiile economice și ambientale reprezintă două dintre motivele majore ce determină necesitatea efectuării cercetărilor de identificare și localizare a pierderilor de apă în rețelele de distribuție a apei reci. O cale efectivă de a conserva apa și de a economisi bani o reprezintă reducerea pierderilor și prin localizarea și remedierea defecțiunilor ivite în cadrul rețelelor de conducte.

Proiectate în diverse etape și realizate având ca suport cunoștințele, tehnologiile, echipamentele și materialele cunoscute pentru etapele respective, rețelele de distribuție a apei, aflate în exploatare au fost concepute într-o perioadă în care prețul energiei avea o pondere redusă în costurile de exploatare. Astăzi când practic prețul energiei tinde să se alinieze la prețul țărilor occidentale, ponderea energiei în prețul apei este mult mai însemnată. În acest context, o bună parte din eforturile producătorilor și distribuitorilor de apă este concentrată asupra localizării avariilor din conducte în scopul reducerii pierderilor de apă. Pierderile de apă din instalațiile de alimentare cu apă au multiple implicații asupra performanțelor economice, ambientale și relaționale cu beneficiarii și pentru beneficiari, deoarece atât costurile lipsei de performanță a sistemelor de alimentare cu apă cât și neplăcerile lipsei de apă sau chiar a unei calități proaste a apei sunt suportate de către consumatori. În consecință, ambele părți, producătorul de apă și consumatorul, sunt obligate să ia măsurile adecvate pentru diminuarea acestor pierderi și menținerea lor în limite rezonabile

6.2. Descrierea obiectivului studiat

Se consideră două zone la mai multe străzi dintr-o localitate (figura 6.1 și 6.2) care nu se menționează la cererea distribuitorului de apă.

Sectorul 1

Sectorul "Neptun" care are în componență 12 străzi cu blocuri având patru nivele și case cu 1 nivel (parter).

Alimentarea cu apă a sectorului se face printr-o rețea de distribuție cu o lungime totală de 3,645 km, formată din conducte cu diametre cuprinse între 80-300mm; 88,2% din conducte sunt realizate din oțel cu o vechime mai mare de 20

de ani, restul de 11,8% este din polietilenă de înaltă densitate cu o vechime cuprinsă între 1-20ani.

Lungimea totală a branșamentelor este de 863 m, realizate din plumb, oțel și fontă cenușie în proporție de 50%, celelalte fiind realizate din polietilenă de înaltă densitate. Branșamentele sunt contorzitate 100% iar presiunea în sistem este cuprinsă între 2,0-2,3 atmosfere. Din numărul total de branșamente 80,4% sunt destinate populației iar 19,6% sunt branșamente destinate agenților economici. De asemenea sistemul de alimentare cu apă este echipat cu 28 de vane și 17 hidranți de incendiu exteriori.

„Sectorul Neptun ” este alimentat dintr-un singur punct, cantitate de apă fiind măsurat cu un apometru de tip Woltex de 200mm, clasă B montat orizontal.



Figura 6.1 Rețea de distribuție apă rece sectorul Neptun

Sectorul 2

"Sectorul denumit în lucrare Plopi" are în componență 27 de străzi cu case.

Alimentarea cu apă a sectorului se face printr-o rețea de distribuție cu o lungime totală de 8,097km, formată din conducte cu diametre cuprinse între 100-200mm; 24,43% din conductele rețelei de distribuție sunt realizate din fontă cenușie cu o vechime mai mare de 20 de ani; 24,05% sunt realizate din conducte de PVC și azbociment cu o vechime cuprinsă între 1 l-20ani iar restul de 51,52% sunt conducte realizate din polietilenă de înaltă densitate cu o vechime mai mică de 10ani.

Lungimea totală a brașamentelor este de 2073m, realizate din plumb și oțel în proporție de 28%, restul de 72% fiind din polietilenă de înaltă densitate. Brașamentele sunt contorizate 100% iar presiunea în sistem este cuprinsă între 2,0-2,3 atmosfere. Din numărul total de brașamente 94,5% sunt destinate populației iar 4,5% sunt brașamente destinate agenților economici. De asemenea sistemul de alimentare cu apă este echipat cu 43 de vane și 63 hidranți și o fântână publică care este scoasă din funcțiune.

„Sectorul Plopi” este contorizat prin intermediul a două apometre și anume: un apometru de tip Woltex de 150mm, clasă B, montat orizontal prin intermediul căruia se măsoară volumul de apă care intră în sector și un apometru de tip Woltex de 150mm, clasă B, montat orizontal prin intermediul căruia se măsoară volumul de apă care iese din sector, înainte de acest apometru este montată și o clapetă de sens, care permite doar ieșirea apei din sector.

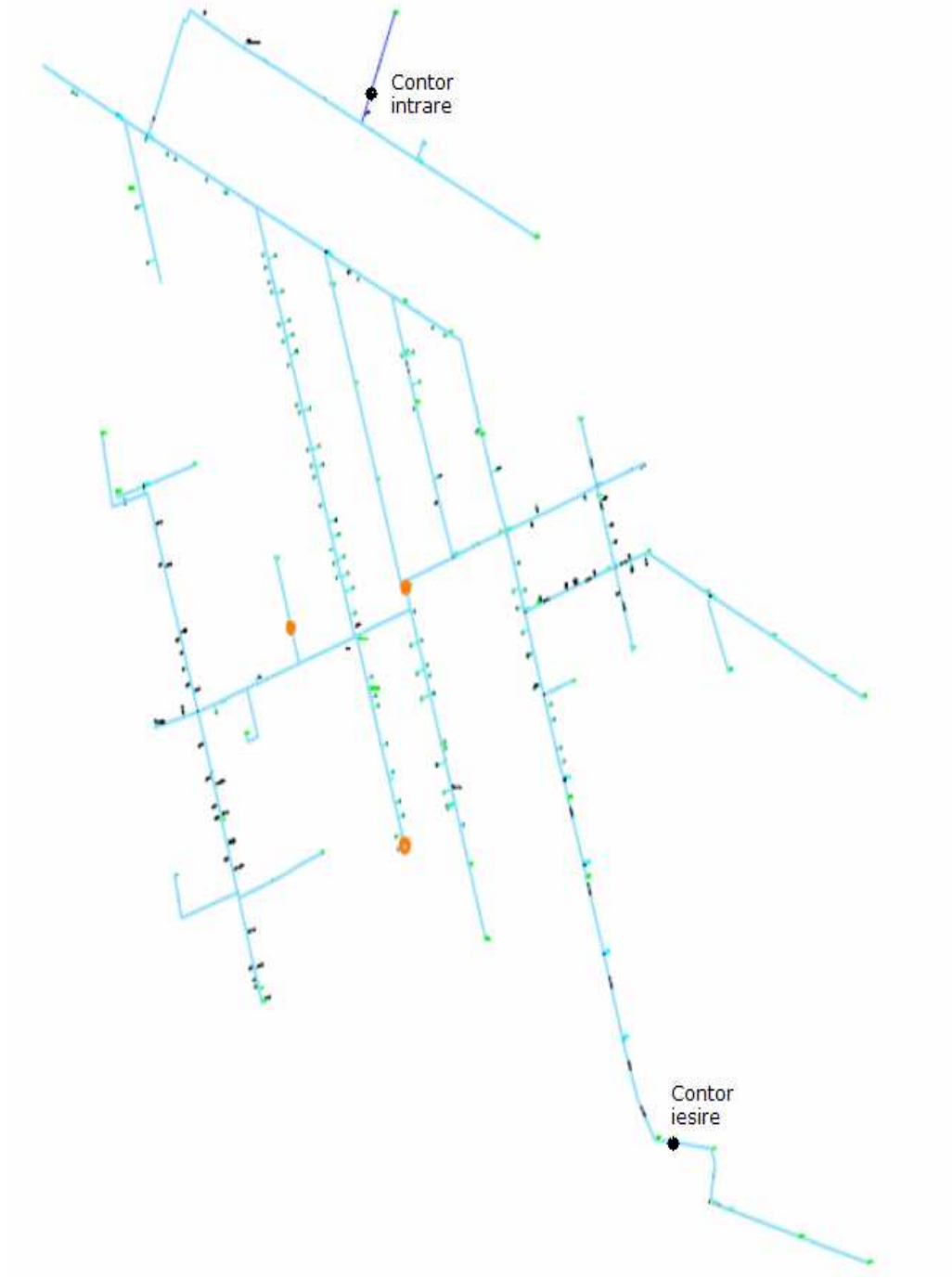


Figura 6.2 Rețea de distribuție apă rece sectorul Plopi

6.3 Controlul pierderilor de apă în sistemele de ridicare a presiunii apei reci

6.3.1. Factori ce influențează pierderile de apă

Prin pierderile care apar în conductele instalațiilor de alimentare cu apă se înțelege, cantitatea totală de apă care datorită unor defecțiuni apărute în sistemul de distribuție nu ajunge la consumatori.

Pierderile de apă dintr-o rețea de distribuție pot fi subdivizate în pierderi reale și pierderi aparente. Pierderile reale sunt reprezentate de volumul de apă pompată (furnizată) care nu ajunge la consumatori și se pierde în exterior prin fisuri, spărturi, neetanșeități și alte defecțiuni ale sistemului. Pierderile aparente sunt rezultatul unor estimări eronate a consumului, datorate în principal unor utilizări ce nu pot fi controlate din punct de vedere a consumului. O parte din aceste consumuri sunt autorizate de companiile de apă, cum ar fi (spălarea canalizării, utilizarea hidranților, udarea grădinilor și spațiilor verzi, spălarea străzilor, etc. Totuși există și consumuri neaprobat care nu pot fi înregistrate, cum este cazul utilizatorilor branzați ilegal la rețeaua de distribuție a apei. O componentă importantă a acestui tip de consum o au însă și echipamentele vechi de măsură sau cele necalibrate care indică valori eronate.

Principalii factori ce influențează mărimea pierderilor de apă din instalațiile de alimentare cu apă sunt:

- presiunea în rețea – această variabilă influențează pierderile de apă în mod direct prin creșterea debitelor pierdute prin fisuri sau neetanșeități. De asemenea presiunea are și o influență indirectă prin faptul că o creștere a presiunii conduce la solicitări importante a infrastructurii și deci crește riscul de apariție a unor noi defecțiuni. Cantitatea de apă pierdută este proporțională cu presiunea, factorul de proporționalitate fiind funcție de dimensiunile și forma orificiilor prin care se pierde apa

$$Q_p = \mu \sum S \sqrt{2 g h} \quad (6.1)$$

unde:

Q_p	debitul de apă pierdută, [m ³ /s]
μ	coeficient mediu de debit, $\mu = 0,59 \dots 0,65$
$\sum S$	suma suprafețelor vii a orificiilor prin care se pierde apa
g	acelerația gravitațională, [m/s ²]
h	diferența de înălțime piezometrică măsurată între interiorul și exteriorul conductei, [mCA]

- Caracteristicile materialelor conductelor și caracteristicile terenului în care este pozată conducta – trebuie cunoscut comportamentul materialului conductei în terenul în care se produc solicitările externe. O conductă de oțel aflată într-un teren parțial argilos și nisipos, accelerează procesul de coroziune; o conductă din material rigid (azbociment) pozată în terenuri alcătuite din sedimente diferite poate suferi fisuri, pentru care în condițiile unui sol permeabil există pericolul infiltrațiilor.

- Numărul elementelor componente specifice rețelei (vane, hidranți, aparate de măsură etc). Vanele și hidrații sunt elementele cele mai importante pentru o corectă subdivizare a rețelei în zone și sectoare. Pe de altă parte fiecare element specific într-o rețea reprezintă o potențială sursă de pierderi de apă.

- Variația presiunilor oscilante dată de funcționarea intermitentă a pompelor. Debitul de apă pompat și tranzitat în rețelele de distribuție este variabil în

decursul unei zile și nu este același în fiecare zi, depinzând de factori aleatori (ocuparea forței de muncă în ziua respectivă, tradiția în zilele de sărbătoare, etc), sau fiind restricționat de factori obiectivi (resurse insuficiente de apă, consumuri exagerate, restricții tehnice în funcționarea pompelor sau motoarelor).

- Variații mari ale temperaturii apei vehiculate funcție de anotimp vara/iarna
- Mișcărilor solului sunt modificările de umiditate mai ales în solurile argiloase, schimbările de temperatură, ridicările din cauza înghețului și scufundările. Aceste mișcări pot duce la spargerea conductelor, la deplasarea îmbinărilor sau la apariția unor concentrații locale de tensiune în conducte sau în armături, care duc în final la ruperea acestora.

- Slaba calitate a materialelor și a execuției Pierderile generate din această cauză afectează atât conductele și armăturile operatorului cât și pe cele ale clientului. Este important să se stabilească standarde corespunzătoare pentru materialul conductelor și să se supravegheze corect instalarea acestora, inclusiv pregătirea șanțurilor. Orice conductă trebuie testată înainte de a fi dată în funcțiune, pentru a se descoperi eventualele defecte. De asemenea, materialele trebuie manevrate cu grijă și depozitate corespunzător.

- Încărcările din trafic, efectele vibrațiilor și a traficului greu în unele zone, pot avea un impact semnificativ asupra nivelului pierderilor. La instalarea de conducte în zone intens circulate, trebuie acordată o atenție specială selectării celui mai potrivit material pentru conducte și refacerii șanțurilor.

- Curenți electrici vagabonzi pot duce la corodarea conductelor de metal neprotejate și accentuează importanța unei protecții a conductelor în aceste cazuri. Acest lucru este în mod special relevant în România, unde curenții vagabonzi din vecinătatea șinelor de tramvai au avut un efect advers asupra conductelor de oțel neprotejate.

6.3.2. Metode de estimare a pierderilor de apă

Estimarea pierderilor de apă și a modului cum se produc aceste pierderi, este importantă deoarece în funcție de o serie de factori ce influențează, se poate stabili metoda de detectare și control a pierderilor de apă. În literatura de specialitate există mai multe metode de estimare și localizare a pierderilor de apă cum ar fi:

- Controlul pasiv (metoda curentă) – prin apariția apei la suprafața solului, prin apariția de denivelări, prăbușiri pe traseul conductelor de apă, prin depistarea apei cu ocazia realizării unor săpături, prin controlul periodic al bilanțului apei ce se distribuie, prin urmărirea informațiilor primite de la echipele de intervenții și reparații, etc

- Monitorizarea presiunilor – prin urmărirea valorilor de presiuni în nodurile semnificative ale rețelei

- Contorizarea parțială – prin sectorizarea rețelelor și instalarea unor contoare de district pentru zonele care prezintă consumuri nejustificate de apă

- Contorizarea totală – prin introducerea echipării tuturor bransamentelor cu contoare de apă

- Cercetarea prin ascultare – prin folosirea de echipamente dotate cu amplificatoare și microfoane sensibile și de precizie (Hidrolux, Aqualux, Correlux, etc)

- Controlul consumului minim de noapte – se consideră că o creștere semnificativă a debitului nocturn peste limita normală acceptată indică prezența unor pierderi de apă

- Monitorizarea și informatizarea totală a sistemului – prin introducerea unui sistem de management tehnic integrat în care pe un model matematic al rețelei care cuprinde graful rețelei (configurația rețelei, lungimi de conducte, diametre, material, rugozități, cote topografice, etc) se poate simula funcționarea sistemului în diverse scenarii de exploatare.

Practic o campanie de evaluare a pierderilor reprezintă o metodă de a determina cât de multă apă este pierdută și ce pierderi are din acest motiv compania care asigura funcționarea sistemului. Principalul scop al acestei acțiuni este de a ajuta compania de a reduce pierderile și de a furniza o apă mai ieftină.

6.3.3. . Evaluarea pierderilor de apă și a siguranței în exploatare în sectoarele Neptun și Plopi

Este unanim acceptată ideea că pentru gestionarea și diagnosticarea unei rețele de distribuție a apei potabile este necesar întocmirea unei etapizări logice a metodologiei de abordare, astfel încât trecerea de la o etapă la alta să fie condiționată și realizată după criterii bine definite. În acest sens etapele ce trebuie parcurse în studiul pierderilor de apă și a siguranței rețelelor de distribuție a apei sunt reprezentate în figura 6.3

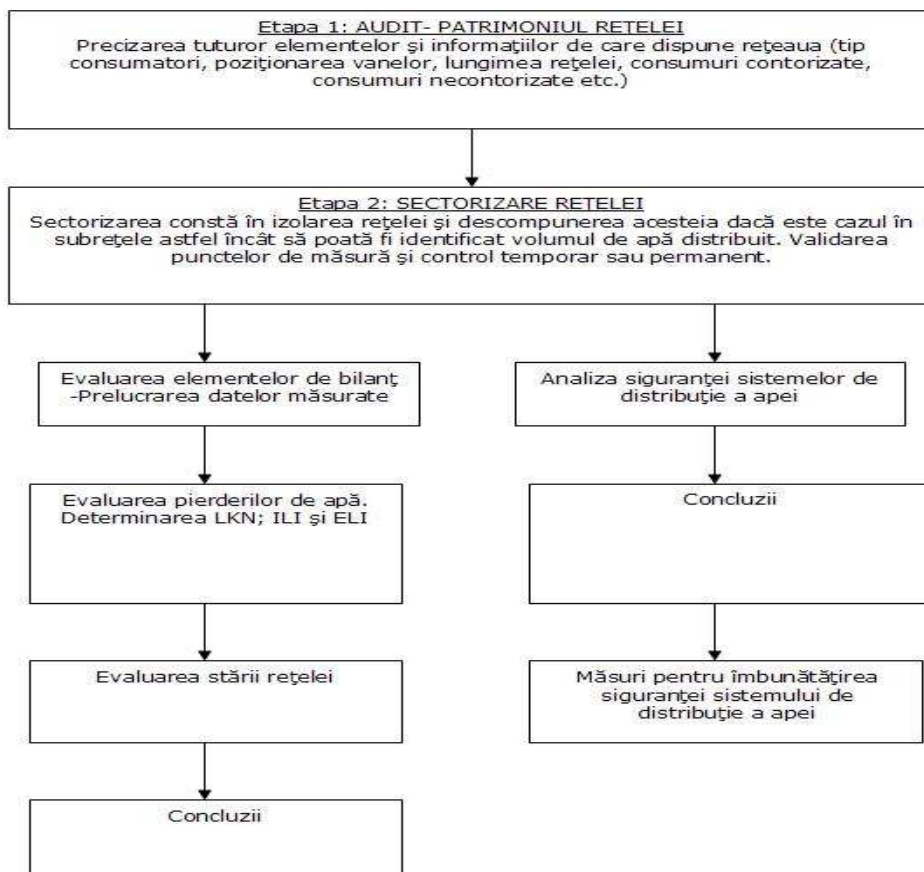


Figura 6.3 Etapele cercetării rețelelor de distribuție a apei

Etapa 1: Audit – patrimoniul rețelei sector Neptun

Se centralizează datele cu privire la : lungimea rețelei ; materialele din care sunt executate conductele, vechimea conductelor; cămine și armături; tip consumatori și citirile contorului la intrarea apei în sector și la consumatori. Datele centralizate sunt cuprinse în tabelele 6.1 ÷ 6.8.

Tabel 6.1
Centralizator lungimi rețea funcție de –material; diametru; vechime

1.	Lungimea conductelor	Total km	<10 ani				11-20 ani				>20 ani			
			<150mm	175-300mm	300-800mm	>800mm	<150mm	175-300mm	300-800mm	>800mm	<150mm	175-300mm	300-800mm	>800mm
1.0	TOTAL	3,645	0,000	0,000	0,000	0,000	0,180	0,000	0,250	0,000	3,215	0,000	0,000	0,000
1.1	Fontă_cenușie	3,215	0	0	0	0	0	0	0	0	3,215	0	0	0
1.2	Oțel	0,000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1.3	Azbeciment	0,000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1.4	Beton precomprimat	0,000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1.5	PVC	0,000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1.6	HDPE	0,430	0	0	0	0	0,18	0	0,25	0	0	0	0	0
1.7	Fontă_ductilă	0,000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1.8	HOBAS	0,000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Tabel 6.2
Centralizator cămine armături și bransamente

	Număr cămine	Januarie	Februarie	Martie	Aprilie	Mai	Iunie	Iulie	August	Septembrie
1.0	Total	53	53	53	70	70	70	70	70	70
1.1	Vane	8	8	8	8	8	8	8	8	8
1.2	Compensatoare	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1.3	Bransamente	45	45	45	63	62	62	62	62	62

Tabel 6.3
Centralizator armături de manevră pe tipo - dimensiuni

	Vane/Compensatoare	<150mm	200-500mm	400-800mm	>1000mm	Total
1.0	Total Vane	2	12	0	0	14
1.1	Plată	2	1	0	0	3
1.2	Fluture	0	0	0	0	0
1.3	Sertar	0	11	0	0	11

Tabel 6.4
Centralizator armături de manevră

	Număr	Ianuarie	Februarie	Martie	Aprilie	Mai	Iunie	Iulie	August	Septembrie
1.1	Vană de manevră	14	14	14	14	14	14	14	14	14
1.2	Fântâni Publice		0	0	0	0		0	0	

Tabel 6.5
Centralizator tip consumatori pe luni calendaristice

1.Număr clienți		Ianuarie	Februarie	Martie	Aprilie	Mai	Iunie	Iulie	August	Septembrie
1.0	Total	143	143	143	143	143	143	143	143	143
1.1	Casnici	115	115	115	115	115	115	115	115	115
1.2	Agenți economici	28	28	28	28	28	28	28	28	28

Tabel 6.6
Centralizator aparate de măsură

1	Număr apometre	Ianuarie	Februarie	Martie	Aprilie	Mai	Iunie	Iulie	August	Septembrie
1.0	Total	152	162	151	148	148	148	148	148	148
1.1	Principale	152	162	151	139	139	139	139	139	139
1.2	Secundare	0	0	0	9	9	9	9	9	9

Tabel 6.7
Centralizator citiri apometru intrare în sector

An	Luna	Ziua	Ora	Index	Volum apă mc
2008	1	29	08:50	44.139	10.494
2008	2	26	08:50	55.729	11.590
2008	3	26	08:50	67.229	11.499
2008	4	29	08:50	79.870	12.641
2008	5	26	09:50	89.264	9.394
2008	6	26	09:50	99.375	10.111
2008	7	27	08:50	108.905	9.530
2008	8	26	08:50	117.807	8.902
2008	9	25	08:50	127.040	9.233

Tabel 6.8
Centralizator citiri apometre la consumatori

Anul	Luna	Ziua	Consum Casnic Facturat mc		Consum Agent Economic Facturat mc		Consum Necontorizat mc
			Contorizat	Necontorizat	Contorizat	Necontorizat	
2008	Ianuarie	28	3.964	974	3.485	109	1.083
2008	Februarie	26	3.288	1.422	2.802	59	1.481
2008	Martie	26	5.042	789	3.161	46	835
2008	Aprilie	29	3.032	2.682	3.297	55	2.737
2008	Mai	26	4.081	836	2.807	3	839
2008	Iunie	26	09:50	782	2.967	77	859
2008	Iulie	27	08:50	792	2.862	27	819
2008	August	26	08:50	506	2.610	25	531
2008	Septembrie	25	08:50	500	2.506	23	523

După centralizarea datelor se evaluează componentele bilanțului și se determină pierderile de apă.

Etapa 1: Audit – patrimoniul rețelei sector Plopi

Se centralizează datele cu privire la : lungimea rețelei ; materialele din care sunt executate conductele, vechimea conductelor; cămine și armături; tip consumatori și citirile contorului la intrarea apei în sector la ieșire și respectiv la consumatori. Datele centralizate sunt cuprinse în tabelele 6.9 ÷ 6.18.

Tabel 6.9
Centralizator lungimi rețea funcție de –material; diametru; vechime

1.	Lungimea conductelor	Total km	<10 ani				11-20 ani				>20 ani			
			<150mm	175- 300mm	300- 800mm	>800mm	<150mm	175- 300mm	300- 800mm	>800mm	<150mm	175- 300mm	300- 800mm	>800mm
1.0	TOTAL	8,09	4,171	0	0	0	1,948	0	0,250	0	1,978	0	0	0
1.1	Fontă_cenușie	1,97	0	0	0	0	0	0	0	0	1,978	0	0	0
1.2	Oțel	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1.3	Azbeciment	0,27	0	0	0	0	0,27	0	0	0	0	0	0	0
1.4	Beton precomprimat	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1.5	PVC	1,67	0	0	0	0	1,678	0	0	0	0	0	0	0
1.6	HDPE	4,17	4,171	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1.7	Fontă_ductilă	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1.8	HOBAS	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Tabel 6.10
Centralizator cămine armături și brașamente

	Număr cămine	Ianuarie	Februarie	Martie	Aprilie	Mai	Iunie	Iulie	August	Septembrie
1.1	Total	244	244	244	246	275	254	256	256	256
1.2	vane	13	13	13	13	14	19	19	19	19
1.3	compensatoare	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1.4	brașamente	231	231	231	233	261	235	237	237	237

Tabel 6.11
Centralizator armături de manevră pe tipo - dimensiuni

	Vane/Compensatoare	<150mm	200-350mm	400-800mm	>1000mm	Total
1.0	Total Vane	38	2	0	0	40
1.1	Plată	26	0	0	0	26
1.2	Fluture	8	0	0	0	8
1.3	Sertar	4	2	0	0	6
1.4	Total Compensatoare	0	0	0	0	0
1.5	Montaj	0	0	0	0	0
1.6	Burduf	0	0	0	0	0

Tabel 6.12
Centralizator armături de manevră

	Număr	Ianuarie	Februarie	Martie	Aprilie	Mai	Iunie	Iulie	August	Septembrie
1.1	Vană de manevră	2	2	2	2	2	3	3	3	3

Tabel 6.13
Centralizator tip consumatori ; lungime și tip brașament

	Număr brașamente	Total	Lungimea brașamentelor, m					
			(consumatori casnici, agenți economici)	buc.	Total m	Plumb	Oțel	Fontă cenușie
1.0	Total	238	2.073	390	211	0	0	1472
1.1	Casnici	225	1.965	372	195	0	0	1398
1.2	Agenți economici	13	108	18	16	0	0	74

Tabel 6.14
Centralizator tip consumatori pe luni calendaristice

1.	Număr clienți	Ianuarie	Februarie	Martie	Aprilie	Mai	Iunie	Iulie	August
1.0	Total	230	230	239	239	246	235	237	238
1.1	Casnici	217	217	226	226	233	222	224	225
1.2	Agenți economici	13	13	13	13	13	13	13	13

Tabel 6.15
Centralizator aparate de măsură

	Număr apometre	Ianuarie	Februarie	Martie	Aprilie	Mai	Iunie	Iulie	August	Septembrie
1.0	Total	231	231	241	241	247	235	237	238	238
1.1	Principale	231	231	241	241	247	235	237	238	238
1.2	Secundare	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Tabel 6.16
Centralizator citiri apometru intrare în sector

An	Luna	Ziua	Ora	Index	Volum apă mc
2008	1	14	08:30	2.164.264	
2008	2	12	08:30	2.174.874	10.610
2008	3	12	08:30	2.185.011	10.138
2008	4	10	08:30	2.196.440	11.428
2008	5	14	08:30	2.210.481	14.042
2008	6	11	08:30	2.223.037	12.556
2008	7	12	08:30	2.235.575	12.538
2008	8	10	08:30	2.247.896	12.321
2008	9	10	08:30	2.261.101	13.205
2008	10	14	08:30	2.274.244	13.143

Tabel 6.17
Centralizator citiri apometru ieșire din sector

An	Luna	Ziua	Ora	Index	Volum apă mc
2008	1	14	09:30	2.527.318	
2008	2	12	09:30	2.534.133	6.815
2008	3	12	09:30	2.540.613	6.481
2008	4	10	09:30	2.548.085	7.471
2008	5	14	09:30	2.556.809	8.724
2008	6	11	09:30	2.564.455	7.646
2008	7	12	09:30	2.572.560	8.105
2008	8	10	09:30	2.580.389	7.829
2008	9	10	09:30	2.588.862	8.473
2008	10	14	09:30	2.596.429	7.566

Tabel 6.18
Centralizator citiri apometre la consumatori

Anul	Luna	Ziua	Consum Casnic Facturat mc		Consum Agent Economic Facturat mc		Consum Necontorizat mc
			Contorizat	Necontorizat	Contorizat	Necontorizat	
2008	Ianuarie	12	2.095	213	248	0	213
2008	Februarie	12	2.242	179	266	0	179
2008	Martie	10	2.600	115	301	0	115
2008	Aprilie	14	2.871	253	240	0	253
2008	Mai	11	2.966	59	348	0	59
2008	Iunie	12	2.902	66	258	0	66
2008	Iulie	12	3.503	23	263	0	23

6.3.4. Bilanțul apei și evaluarea pierderilor de apă

A. Apa care nu aduce venituri (NRW)

Metoda curentă folosită în România și în multe alte țări de pe glob este exprimarea cantității de apă care nu aduce venituri (NRW) ca procentaj din apa intrată în sistem; se utilizează „formula” simplă:

$[(\text{Volum de apă furnizat în rețeaua de distribuție} - \text{Volum de apă facturat la toți consumatorii}) / \text{Volum de apă furnizat în rețeaua de distribuție}] \times 100$

NRW (sector Neptun) = 20,82%

NRW (sector PLOPI) = 10,53 %

Comparând cele două zone se constată următoarele:

- lungimea totală rețea de distribuție:
 - sector Neptun 3,65 km
 - NRW_{unitar} = 5,70 %/km
 - sector Plopi 8,09 km
 - NRW_{unitar} = 1,30 %/km
- vârstă medie conducte:
 - o sector Neptun 19,41 ani
 - o sector Plopi 13,64 ani

În concluzie NRW (apa care nu aduce venit) este cu 50 % mai mic în sectorul Plopi comparativ cu sectorul Neptun care la rândul lui are vârste medie mai mare cu 30 % fapt ce dovedește că NRW depinde în mod direct de vârsta conductelor care compun rețelele de distribuție a apei.

Vor exista diferențe de calcul în funcție de sezon, dar important este ca perioadele de furnizare și cele de facturare să coincidă.

Una dintre problemele ridicate de această metodă de exprimare a NRW este că depinde în mod direct de exactitatea respectiv corectitudinea datelor de intrare. Erorile unora dintre contoarele de la sursă sau de la consumatori, pot duce la utilizarea unor valori inexacte și asta poate conduce la rezultate eronate.

B. Bilanțul apei

Metoda curentă de calcul folosită în România este acceptabilă și se va îmbunătăți odată cu îmbunătățirea contorizării, dar în timp există necesitatea definirii rețelelor de apă din punctul de vedere al performanței sistemului. O astfel de metodologie a fost dezvoltată de Grupul Operativ din cadrul Asociației Internaționale a Apei (IWA) și se bazează pe munca depusă până la această dată pentru formularea și orientarea strategiilor de reducere a pierderilor. Punctul de pornire al metodologiei este stabilirea bilanțului apei pe după modelul din tabelul 6.19

Tabel 6.19
Bilanțul apei

Volum de apă furnizat în sistem	Consum autorizat	Consum autorizat facturat	Consum contorizat facturat	Apa care aduce venituri	
			Consum necontorizat facturat		
		Consum autorizat nefacturat	Consum contorizat nefacturat		
			Consum necontorizat nefacturat		
	Pierderi de apă	Pierderi aparente		Consum neautorizat	Apa care nu aduce venituri
				Erori de măsurare și de prelucrare a datelor	
		Pierderi reale		Pierderi la conductele de distribuție și/sau transport	
				Pierderi și deversări prin preaplin la rezervoare	
		Pierderi pe bransamente până la contorul consumatorului			

Bilanțul apei se bazează pe măsurători efective sau estimări, utilizând cele mai bune și mai corecte informații disponibile. După stabilirea volumului de apă care nu aduce venituri (NRW), este necesar ca acesta să fie împărțit în pierderi aparente și în pierderi reale, ca în tabelul 6.21. În continuare, pot fi dezvoltati indicatori de performanță, așa cum se menționează mai jos, care pot fi legați de criteriile de performanță ale infrastructurii pentru a direcționa necesarul de reabilitare a rețelei.

C. Consum autorizat nefacturat

Această parte din NRW reprezintă apa furnizată fizic la consumatorii autorizați, dar nefacturată. Ca rezultat, acest volum de apă nu este reflectat în ieșirea sistemului.

Consumul contorizat nefacturat se regăsește la consumatori care au contor, dar nu sunt puși la plată pentru apa consumată. Acest lucru se face în urma unei înțelegeri cu utilitatea de distribuție a apei și poate include anumite clădiri publice, anumite fântâni din parcuri sau biserici.

Consumul necontorizat și nefacturat este reprezentat de apa utilizată chiar de către unitatea de distribuție a apei, pentru spălări de rețele, apa utilizată de către departamentul de pompieri pentru stingerea incendiilor și apa folosită pentru curățarea străzilor.

Instalarea de contoare pentru aceste destinații nu este viabilă, prin urmare volumul de apă folosit poate fi doar estimat.

D. Pierderi aparente

Pierderile aparente cuprind consumul neautorizat și erorile de măsurare și prelucrare a datelor. Consumul neautorizat este dificil de evaluat, dar poate fi minimizat cu ajutorul unui personal suficient numeric și cu o abordare pro-activă. Se vor desemna echipe de verificare pentru a se identifica branșamentele ilegale sau necunoscute și pe cei care consumă apă din rețea în mod neautorizat. Erorile de măsurare pot fi evaluate prin verificarea contoarelor față de criterii privind dimensionarea, vechimea și tipul contoarelor, ceea ce va conduce la constituirea unei politici și a unui program de contorizare. Nivelul erorilor provenind din prelucrarea datelor, poate fi identificat prin auditarea proceselor și remedierea deficiențelor prin revizuirea procedurilor și instruirea personalului, dacă e cazul.

E. Pierderi reale

Pierderile reale sunt de două tipuri: cele care nu pot fi evitate și cele potențial recuperabile.

Ultima categorie este afectată de:

- rapiditatea și calitatea reparațiilor;
- managementul presiunii;
- managementul infrastructurii;
- controlul activ al pierderilor.

Acestea sunt cele patru criterii de succes ale unei strategii a pierderilor

a). Indicele de pierderi în infrastructură

Cel mai recent indicator de pierderi reale, dezvoltat de IWA, este indicele de pierderi în infrastructură (ILI). În termeni pur tehnici, este o măsură de cum se face managementul rețelei pentru controlul pierderilor reale la presiunea de lucru curentă. ILI este raportul dintre Pierderile Reale Anuale Curente (CARL) și Pierderile Reale Anuale Inevitabile (UARL):

$$ILI = \frac{CARL}{UARL} \quad (6.2)$$

Pentru stabilirea CARL și UARL și apoi a indicelui ILI, este necesară deținerea următoarelor date ale sistemului:

unde:

$$Q_{RL} + Q_{AL} \quad (6.3)$$

$$Q_B + Q_{NB} \quad (6.4)$$

$$Q_R + Q_{AL} \quad (6.5)$$

în care :

- Q_B consum autorizat facturat
 Q_{NB} consum autorizat nefacturat
 Q_L volumul pierderilor de apă , [m³/an]
 Q_{RL} pierderi reale , [m³/an]
 Q_{AL} pierderi aparente, [m³/an]
 Q_{SIV} volum intrat in sistem, [m³/an]
 Q_R debit înregistrat, [m³/an]
 C_n numărul de brașamente
 L_n lungime totală a rețelei , [km]
 L_c lungime totală a brașamentelor, [km]
 p_m presiunea medie in rețea, [mCA]
 Q_s debit furnizat, [m³/an]
 T "numărul de ore aferent alimentării cu apă in timpul zilei,

[ore/zi]

Pentru determinarea CARL se utilizează relația (6.6):

$$CARL = Q_{RL} / C_n , \quad [m^3/an/bransament] \quad (6.6)$$

Relația pentru UARL este:

$$UARL = [(A \times L_n) + (B \times C_n) + (C \times L_c)] p_m , \quad [litri/zi] \quad (6.7)$$

A, B si C sunt constante obținute din rezultatele unui studiu internațional asupra rețelelor de apă. A = 18, B = 0,8 si C = 25. In cazul in care apa nu este furnizată timp de 24 de ore, UARL se reduce proporțional cu orele de alimentare (x/24).

Pentru comparare, ILI a fost determinat pentru mai multe țări care au participat la schema comună de informare IWA. Aceste date sunt prezentate în tabelul 6.4.

Tabelul 6.20
Valorile ILI în țările participante la IWA

Tara	Nr de servicii publice participante	Gama ILI	Media ILI
America de Nord / Canada	20	0,8 – 12,0	4,9
Marea Britanie	22	1,4 – 6,5	2,58
Australia	27	1,0 – 13,2	3,0
Africa de Sud	27	0,7 – 10,8	6,3
Thailanda	14	46,0 – 543,0	
20 de tari nespecificate	27	0,8 – 10,8	4,4
Kosovo	7	3,3 – 23,0	
Austria	27	0,3 – 6,6	
Croatia si Bosnia - Hercegovina	13	1,5 – 17,0	
Olanda	4	0,3 -0,6	
Italia		3,0 – 12,0	
Romania	29	0,9 – 57,7	25,0

Compararea ILI între țări nu este concludentă în toate situațiile deoarece condițiile locale diferă foarte mult. Valoarea ILI este de asemenea influențată de dimensiunile conductelor și de presiunea din rețea. Rețelele supradimensionate care furnizează la presiune scăzută vor genera un ILI ridicat.

B. Pierderi in rețea pe km (LKN)

Este de asemenea necesar să fie luată în considerare și starea tehnică a rețelei, exprimată în pierderi pe km de lungime rețea. Aceasta este stabilită în baza următoarei relații de calcul:

$$LKN = Q_{RL} / L_n, \quad [m^3/an/km] \quad (6.8)$$

C. Indicele economic de pierderi (ELI)

Este foarte important ca operatorul să evalueze valoarea economică a pierderilor de apă acceptabile. Acest lucru se face pe baza relației dintre Indicele Economic (EI) și Indicele de Pierdere (LI) prin următoarea formula:

$$ELI = EI \times LI \quad (6.9)$$

Unde:

EI - ia valori funcție de configurația rețelei astfel:

-1,5 - apa din sistem este tratată în două trepte și este pompată în rețea la o presiune de minim 50 , [mCA];

1,0 - apa din sistem este tratată în două trepte, iar în rețea este distribuită gravitațional, sau necesită doar dezinfecare, dar este pompată în sistem.

0,5 - apa din sistem necesită doar dezinfecare și în rețea este distribuită gravitațional.

LI se stabilește cu ajutorul relației:

$$LI = LKN/3600 \quad (6.10)$$

Se poate folosi următoarea clasificare pentru folosirea ELI:

ELI > 3,5 o rețea cu pierderi economice semnificative și la care operatorul ar trebui să se concentreze pe reducerea pierderilor.

ELI ≥ 2,5 și ≤ 3,5 o rețea unde pierderile nu generează costuri de operare semnificative.

ELI < 2,5 o rețea unde nivelul de pierderi este acceptabil și unde alte investiții în reducerea pierderilor nu sunt rentabile.

Calculul pierderilor de apă sector Neptun

- Pierderile reale anuale curente (CARL) se determină cu relația:

$$CARL = \frac{Q_{RL}}{C_n}, \quad [m^3/an/branșament]$$

$$CARL = \frac{7779,2}{143} = 54,4, \quad [m^3/an/branșament]$$

$$UARL = [(A \times L_n) + (B \times C_n) + (C \times L_c)] p_m, \text{ [litri/zi]}$$

$$UARL = 30,30, \text{ [litri/zi/ branșament]}$$

$$ILI = 4,91$$

-Pierderi în rețea pe km (LKN)

$$LKN = Q_{RL} / L_n, \text{ [m}^3\text{/an/km]}$$

$$LKN = 2134,21, \text{ [m}^3\text{/an/km]}$$

Indicele economic de pierderi (ELI)

$$LI = \frac{LKN}{3600} = 0,592$$

$$ELI = EI \times LI = 1,5 \times 0,592 = 0,889$$

Calculul pierderilor de apă sector Plopi

- Pierderile reale anuale curente (CARL) se determină cu relația:

$$CARL = \frac{Q_{RL}}{C_n}, \text{ [m}^3\text{/an/branșament]}$$

$$CARL = \frac{4636}{238} = 19,47, \text{ [m}^3\text{/an/branșament]}$$

$$UARL = [(A \times L_n) + (B \times C_n) + (C \times L_c)] p_m, \text{ [litri/zi]}$$

$$UARL = 35,04, \text{ [litri/zi/ branșament]}$$

$$ILI = 1,52$$

-Pierderi în rețea pe km (LKN)

$$LKN = Q_{RL} / L_n, \text{ [m}^3\text{/an/km]}$$

$$LKN = 572,55, \text{ [m}^3\text{/an/km]}$$

Indicele economic de pierderi (ELI)

$$LI = \frac{LKN}{3600} = 0,159$$

$$ELI = EI \times LI = 1,5 \times 0,159 = 0,238$$

Comparând cele două sectoare din punct de vedere a rezultatelor obținute se constată următoarele:

$$\frac{LKN_{PLOPI}}{LKN_{NEPTUN}} = 0,268$$

$$\frac{ILI_{PLOPI}}{ILI_{NEPTUN}} = 0,309$$

$$\frac{ELI_{PLOPI}}{ELI_{NEPTUN}} = 0,267$$

Se poate observa desigur că și aceste elemente de calcul depind în mod direct de vârsta conductelor care compun rețeaua de distribuție (fiind în avantajul sectorului PLOPI).

6.4. Metodologie de evaluare a stării rețelei

Pe baza indicatorilor de performanță referitori la pierderi se poate stabili o metodologie care va evalua performanța infrastructurii și prin urmare necesitățile de reabilitare ale rețelei care astfel pot fi prioritizate.

Metodologia face legătura între indicatorii pentru pierderi și gradul de uzură al activelor, în acest fel rezultând programul de reabilitare

Indicatorii care vor fi folosiți sunt următorii:

- apa care nu aduce venituri (NRW)
- pierderile pe km de rețea (LKN)
- indicele de pierderi în infrastructură (ILI)
- indicele economic de pierderi (ELI)

Pe baza valorilor evaluate ale indicatorilor de performanță, rețeaua de apă poate fi clasificată din punct de vedere al stării, de la foarte bună la inacceptabilă. Se recomandă în scop comparativ, cinci categorii (tabelul 6.3) și anume:

Categoria 1 – C1 - (foarte bună) - Stare optimă conform indicatorului relevant. Nu sunt necesare alte măsuri pentru îmbunătățirea indicatorului.

Categoria 2 - C2 - (bună) - Nivel mic de risc conform indicatorului relevant. Nu sunt necesare măsuri speciale pentru îmbunătățirea acestui indicator.

Categoria 3 - C3 - (medie) - Valoare medie a indicatorului relevant. Nu sunt necesare alte măsuri pentru îmbunătățirea indicatorului, decât planificare în vederea identificării potențialelor defectuni.

Categoria 4 - C4 - (critică) - Valoare critică a indicatorului relevant. Această este un declanșator pentru inițierea de acțiuni corective pentru îmbunătățirea indicatorului.

Categoria 5 - C5 - (inacceptabil) - stare inacceptabilă care cere acțiuni imediate pentru îmbunătățirea performanței indicatorului relevant. Este un indiciu că retrospectiv ar fi trebuit luate măsuri din timp.

Tabelul 6.21
Scala de valori pentru indicatorii de performanță

Categoría	NRW (%)		LKN (m ³ /an / km)		ILI		ELI	
	De la	la	De la	la	De la	la	De la	la
C1	0	10	0	10000	0	10	0	1
C2	10	20	10000	20000	10	20	1	2.5
C3	20	30	20000	30000	20	30	2.5	3.0
C4	30	40	30000	40000	30	40	3.0	3.5
C5	40	40+	40000	40000+	40	40+	3.5	3.5+

Prin încadrarea sectorului Neptun în scala de valori pentru indicatorii de performanță se obține:

Rețeaua se încadrează în categoria C3-

Categoria 3 - C3 - (medie) - Valoare medie a indicatorului relevant. Nu sunt necesare alte măsuri pentru îmbunătățirea indicatorului, decât planificare în vederea identificării potențialelor defectiuni.

Prin încadrarea sectorului Plopi în scala de valori pentru indicatorii de performanță se obține:

Rețeaua se încadrează în categoria C2-

Categoria 2 - C2 - (bună) - Nivel mic de risc conform indicatorului relevant. Nu sunt necesare măsuri speciale pentru îmbunătățirea acestui indicator.

Considerații finale

Exista un număr de beneficii pentru o utilitate de distribuție a apei, legate de adoptarea unei abordări active a managementului pierderilor, după cum urmează:

- minimizează pierderile și implicit pierderea de apă în termeni monetari, se concretizează în reducerea per ansamblu a cererii de apă;
- reduce costurile operaționale prin economia de energie și de utilizare a substanțelor chimice;
- lucrările sunt planificate, iar intervențiile în caz de urgență reduse la minim;
- pierderile periculoase sunt minimizezate, cum ar fi apa înghețată pe străzi percepția consumatorilor este îmbunătățită;
- se reduc costurile de capital pentru uzinele de tratare, rezervoare și conductele principale;
- scade riscul de contaminare din pânza freatică și din apele reziduale;
- scad infiltrațiile în canalizare.

6.5 Siguranța sistemelor de ridicare a presiunii apei reci

În general, rețelele de distribuție a apei sunt, sisteme închise și cu mult mai sigure decât sursele naturale de apă. Oricum, motivele de contaminare directă a unor sisteme de alimentare cu apă sunt mult mai multe, ele putând avea implicații grave din următoarele motive:

- inexistența unor strategii clare care să prevadă bariere eficiente de protecție (altele decât dezinfectantul rezidual);
- monitorizarea sistemelor de alimentare cu apă este, în general, extrem de limitată;
- timpul de propagare, între punctul de contaminare și consumatori ar putea fi foarte scurt;
- dacă o contaminare nu este detectată la timp, ea poate ajunge cu ușurință în rezervoarele de înmagazinare ale sistemului, putând astfel contamina mult mai mulți utilizatori pentru o mai lungă perioadă de timp.

A. Aplicații specifice siguranței rețelelor de distribuție a apei

Atacurile teroriste au început să preocupe diversele organisme și organizații din întreaga lume, în ceea ce privește protejarea și siguranța sistemelor de alimentare cu apă. În aceste condiții, programele de control ale radioactivității, sunt adesea ineficiente pentru a detecta rapid o contaminare accidentală sau premeditată într-un sistem de alimentare cu apă, deoarece preluarea datelor statistice se face adesea săptămânal.

Astfel, protejarea unor sisteme de alimentare cu apă din interiorul acestora se poate realiza cu ajutorul sistemelor informatice, care modelează diversele situații ce pot apărea și care examinează, în mod obișnuit, trei ipoteze de lucru diferite, în timp, prin instrumente de:

- utilizare în timp real a modelului prognozat, pentru a participa activ la formularea unor răspunsuri adecvate situației curente;
- cercetare a unui eveniment trecut, pentru a înțelege mai bine ce s-a întâmplat și de a lua măsurile necesare pentru evitarea situațiilor nepălcute în viitor;
- planificare / examinare a ceea ce se poate întâmpla în viitor, prin evaluarea vulnerabilității unui sistem la diferite tipuri de evenimente și de planificare a modului de răspuns, în cazul în care acest eveniment s-ar putea întâmpla

Având în vedere posibilele atacuri teroriste la adresa sistemelor de alimentare cu apă, crește interesul utilizării senzorilor de contaminare pentru a furniza o monitorizare în timp real a calității apei, care poate reduce semnificativ riscul de contaminare a tuturor componentelor acestor sisteme.

O amplasare optimă a unui dispozitiv pentru generarea semnalelor minimizează costurile și maximizează informația disponibilă pentru o eventuală izolare a diverselor zone contaminate, prin simulări ale unor posibile variante de contaminare.

Incertitudinile legate de riscul unor noi provocări teroriste, consumul de apă (necesarul de apă) și variabilitatea densității populației pot să influențeze substanțial soluția optimă. Acestea reprezintă o grijă importantă pentru amplasarea senzorilor deoarece informațiile corecte și amănunțite nu sunt disponibile pentru toate sistemele publice de alimentare cu apă. De aceea, sunt necesare a fi luate în considerare toate variantele posibile în amplasarea acestor senzori, având în vedere chiar și informațiile existente cu diverse grade de incertitudine.

În problemele frecvente cu care se confruntă proiectanții, trebuie luați în considerare diverși parametri legați de amplasarea optimă a senzorilor și chestiunile ce au la bază algoritmi specifici (care se regăsesc în programe complexe).

Amplasarea optimă a senzorilor este determinată, în general, de următorii factori:

- minimizarea populației posibil expusă
- minimizarea porțiunii rețelei care poate deveni contaminată

Astfel, pentru administrarea și protejarea eficientă a tuturor sistemelor de alimentare cu apă a fost gândită și proiectată o nouă tehnologie de lucru. Aceasta este pe de o parte un instrument inteligent de protecție a unui astfel de sistem, iar pe de altă parte, o modalitate de planificare în caz de necesitate. Ea a fost creată în mod special pentru reducerea vulnerabilității unor astfel de infrastructuri la atacurile teroriste și la evenimente naturale.

.Ca urmare, ea permite autorităților locale să analizeze rapid și exact evoluția diversilor poluanți pentru o perioadă de timp dată. Cu aceste informații, factorii de decizie pot fi în măsură să evalueze influența acestor situații asupra sistemelor în timp real și să retransmită rapid rezultatele obținute acelor utilizatori aflați în zonele potențial contaminate, pentru a-și lua rapid măsurile de precauție necesare.

Aceste analize avansate de calitate a apei, creează diverse oportunități tuturor decidenților din serviciile publice pentru realizarea unor strategii mai bune, punerea lor în aplicare, un răspuns rapid și eficient pentru stabilirea unui plan de acțiune în eventualitatea unui pericol de contaminare și, asigură în plus, protecția și securitatea unei astfel de infrastructuri.

Cu această tehnologie pot fi extinse posibilitățile de analiză a calității apei prin:

- reducerea vulnerabilității sistemului împotriva contaminării, sau a evenimentelor naturale;
- introducerea analizelor statistice de calitate a apei;
- determinarea diverselor surse contaminate
- analiza propagării diversilor poluanți
- identificarea și informarea acelor consumatori, ce ar putea fi influențați de o posibilă contaminare;
- selectarea corespunzătoare a celor mai strategice vane și închiderea lor în scopul izolării contaminării
- dezvoltarea eficientă a strategiilor de decontaminare;
- răspunsuri în timp real evaluarea influenței acțiunilor substanțelor neutralizante;
- evaluarea debitelor de combatere a incendiilor pentru departamentele de pompieri;
- prioritatea îmbunătățirii sistemului de securitate, în funcție de modul în care anumite componente critice ar trebui să asigure funcționarea și siguranța diverselor sisteme de alimentare cu apă.

6.5.1. Concluzii privind vulnerabilitatea unor sisteme de ridicare a presiunii apei reci

Având în vedere cele prezentate mai sus, aceste provocări pot include:

- separarea fizică, ce împiedică livrarea către toți consumatorii a unui debit suficient la o presiune acceptabilă;

- pierderea încrederii clienților în capacitatea anumitor sisteme de alimentare cu apă, pentru o funcționare sigură și garantată;

- contaminarea apei cu agenți chimici / biologici livrați utilizatorilor, astfel încât apa să nu poată fi folosită, sau să nu corespundă unei calități acceptabile a utilizatorilor

Diversele sisteme de alimentare cu apă sunt vulnerabile la anumite evenimente naturale, accidentale, sau provocate cu o anumită intenție și pot influența negativ siguranța acestor sisteme. Astfel de exemple pot include următoarele tipuri de evenimente:

- accidentale > scurgeri ale poluanților în sursele de apă, realizarea unor conexiuni nedorite și absolut întâmplătoare între sistemele de alimentare cu apă potabilă și cele de canalizare;

- avarii la diverse conducte de distribuție, explozia (implozia) acestora;

- naturale > [inundații, cutremure, incendii, alunecări de teren, vreme capricioasă (secete, uragane, tornade, etc.), contaminare naturală de suprafață a surselor de apă];

- provocate cu o anumită intenție > (acte teroriste, contaminarea criminală, vandalism, distrugere, etc.).

De aceea, este necesară realizarea unor studii de determinare a vulnerabilității printr-o eficiență sporită a unei avertizări timpurii (cu precădere, prin utilizarea sistemelor de tip SCADA) în cadrul sistemelor de alimentare cu apă, care pot include următoarele componente:

- evaluarea riscurilor iminente asociate funcționării sistemelor de alimentare cu apă;

- examinarea / determinarea vulnerabilității sistemelor de alimentare cu apă la diverse evenimente care ar putea să amenințe capacitatea de realizare a scopurilor lor specifice;

- crearea unui mecanism adecvat pentru detectarea prezenței poluanților în sursele de apă;

confirmarea prezenței poluanților, prin determinarea naturii contaminării și prognozând când (și pentru cât timp) aceasta va afecta sursele de apă, aducțiunile, respectiv celelalte componente ale sistemului și intensitatea (concentrația) contaminării la intrarea în sistem;

- crearea unui cadru instituționalizat care este, în general, compus dintr-o unitate administrativă centrală, ce coordonează eforturile asociate acțiunilor de decontaminare;

- crearea legăturilor de comunicare pentru transferul informațiilor, în legătură cu evenimentele produse;

- crearea diverselor mecanisme, atât pentru răspunerile datorate prezenței poluanților în sursele de apă, cât și pentru atenuarea impactului asupra utilizatorilor;

- dezvoltarea programelor de reducere a riscurilor și de a da răspuns rapid în caz de necesitate

Dacă prezența unor poluanți este identificată în sursele de apă, atunci sunt necesare câteva măsuri care să poată reduce posibila dispersie a acestora, adică:

- închiderea prizelor de apă și folosirea surselor alternative;

- atenta supraveghere a prizelor de apă;

- sporirea temporară a capacităților stațiilor de tratare a apei (acolo unde este posibil);

- înștiințarea publică

Capitolul 7. CONCLUZII GENERALE

7.1 Conținut

Problematika sistemelor locale și zonale de ridicare a presiunii apei reci este actuală atât pe plan intern cât și pe plan mondial din punct de vedere al economiei de energie care se înscrie în preocupările actuale.

În general problemele legate de costurile unor sisteme locale și zonale de ridicare a presiunii apei reci extrem de importante datorită consumurilor energetice legate în special de: pompe care nu au parametrii pentru care au fost proiectate; pompe care au fost selectate pe baza unui ciclu de timp oarecare, dar care au o funcționare continuă; pompe care au turație variabilă însă la anumite turații punctele de funcționare devin ineficiente; rețele de distribuție sub/supra dimensionate.

Subiectul abordat de prezenta teză de doctorat este de interdisciplinaritate necesitând studii și cercetări din domeniile hidraulicii, instalațiilor hidro-edilitare, instalațiilor sanitare și chimiei organice. Un astfel de tip de cercetare necesită cunoștințe în domeniul matematicii, fizicii, electrotehnicii și automatizării, precum și aptitudini de proiectare asistată de calculator și de efectuarea cercetărilor experimentale.

Lucrarea a fost concepută și finalizată având la bază un bogat material bibliografic coroborat cu măsurări în teren și simulări numerice.

Au fost prezentate și abordate în detaliu noțiuni și concepte legate de presiunea hidrodinamică necesară și consumul specific de energie minim.

A fost căutat optimul în toate subcapitolele lucrării și pentru aceasta s-a apelat la un număr de 291 relații de calcul, 100 figuri, 37 tabele.

Acest material poate deveni un element de sprijin pentru o proiectare cât mai corectă și o exploatare cât mai utilă a sistemelor locale și zonale de ridicare a presiunii apei reci.

7.2 Conținut pe capitole

Pentru analiza corectă a problemelor care fac obiectul prezentei lucrări după un prim capitol introductiv au fost prezentate în capitolul 2 elementele fundamentale aferente studiului sistemelor locale și zonale de ridicare a presiunii apei reci. Au fost definiți parametrii ce caracterizează funcționarea pompelor și au fost analizate relațiile fundamentale de calcul pe baza cărora se trasează caracteristicile pompelor. Cunoașterea acestor elemente fundamentale este necesară în procesul de optimizare funcțional-energetică a sistemelor locale și zonale de ridicare a presiunii apei reci.

În continuarea studiului s-au prezentat în capitolul 3 noțiuni legate de funcționarea ansamblului pompă-rețea.

După definirea parametrilor și caracteristicii rețelei de pompare a apei s-a precizat modul de determinare al punctului de funcționare al instalației de pompare și s-au exprimat relațiile de calcul pentru energia specifică necesară pomparii apei.

Au fost analizate problemele stabilității funcționării ansamblului pompă-rețea precum și cauzele și efectele fenomenului de pompaj și a fenomenului de cavitație precum și măsurile de evitare ale acestora.

În capitolul 4 se prezintă elemente legate de proiectare optimală a sistemelor locale și zonele de ridicare a presiunii apei reci. S-au analizat relațiile de calcul pentru dimensionarea instalațiilor de pompare cuplate cu recipient de hidrofor și rezervor tampon deschis precum și închis. În acest sens s-a făcut și o analiză comparativă a metodelor de calcul din mai multe țări.

În același capitol s-a prezentat dimensionarea optimală (economică) a rețelelor de conducte ale sistemelor locale și zonele de ridicare a presiunii apei reci. Pentru a veni în sprijinul proiectării optimale s-a realizat programul de calcul RAMCALC care permite dimensionarea clasică sau optimizată a instalațiilor interioare ramificate de alimentare cu apă rece/caldă pe baza următoarelor criterii :criteriul vitezei economice; criteriului cheltuielilor totale actualizate minime; precum și criteriului consumului energetic minim. Pentru a ilustra posibilele aplicații ale programului s-a realizat o aplicație cu privire la dimensionarea instalației interioare de distribuție a apei calde și reci din interiorul unui imobil S+P+10E dotat cu sistem local de ridicare a presiunii apei reci.

Pentru simularea funcționării rețelelor de distribuție a apei reci s-a utilizat programul EPANET 2.0, cu ajutorul căruia s-a simulat funcționarea unei rețele de distribuție a apei reci la o localitate cu aproximativ 10000 de locuitori. Pentru simularea transportului de clorină prin aceeași rețea s-a utilizat de asemenea programul EPANET 2.0.

În cadrul capitolului 5 s-a prezentat studiul metodelor generale de optimizare a stațiilor de ridicare a presiunii apei reci vizând echiparea optimală a stațiilor de pompare; corelația între consumul minim de energie pe metru cub de apă pompat și randamentul pompelor. De asemenea în cadrul acestui capitol s-au prezentat și metodele optimale de automatizare a funcționării stațiilor de pompare. În vederea simulării diferitelor regimuri de funcționare ale stațiilor de pompare s-a realizat programul SIMPOMP 2009. Simularea funcționării s-a realizat atât pentru pompa existentă cât și pentru variante alternative de echipare a stației de pompare în scopul găsirii soluției optime. Cu ajutorul programului WILO-SELECT s-au selectat echipamentele de pompare în diferite variante, iar curbele caracteristice furnizate de programul WILO-SELECT au fost utilizate pentru simulare cu ajutorul programului SIMPOMP 2009.

În cadrul capitolului 6 cu titlul Studiu de caz, având ca obiect de studiu controlul pierderilor de apă și siguranța în exploatare în cadrul sistemelor zonale de ridicare a presiunii apei reci, s-a realizat studiul pe două sectoare: numite în cadrul lucrării Neptun și Plopi. S-a putut concluziona că pierderile în sistemele de distribuție a apei reci sunt în strânsă concordanță cu vechimea conductelor care compun rețelele de distribuție. De asemenea în urma studiului efectuat s-a observat că aceste sisteme de distribuție a apei reci prezintă însemnate vulnerabilități din punct de vedere al siguranței în exploatare, în cazul unor eventuale atacuri teroriste.

7.3 Contribuții personale

Principalele contribuții ale autorului sunt:

1. Organizarea unei vaste informații bibliografice 130 de titluri cuprise în bibliografia selectivă;
2. Elaborarea unui program de calcul, RAMCALC pentru dimensionarea instalațiilor interioare ramificate de distribuție a apei reci și calde;
3. Elaborarea unui program de simulare a funcționării pompelor în sistemele de ridicare a presiunii apei reci în vederea selecției optime a pompelor din stațiile de ridicare a presiunii apei reci;
4. Adaptarea și utilizarea programului de calcul Wilo-Select pentru selectarea pompelor în cadrul diferitelor variante de echipare a stațiilor de pompare
5. Adaptarea și utilizarea programului de calcul EPANET 2.0 în vederea simulării rețelelor de distribuție a apei reci precum și a simulării transportului de clorină rețelele de distribuție a apei reci;
6. Realizarea simulărilor experimentale cu ajutorul programului SIMPOMP 2009 pe baza datelor măsurate în stația zonală de ridicare a presiunii apei reci precum și a parametrilor de funcționare generate în cadrul programului;
7. Valorificarea cercetărilor întreprinse de problematica abordată s-a făcut prin publicarea de articole științifice, comunicari și studii.

7.4 Tematica de studiu în perspectivă

În baza cercetărilor efectuate și a concluziilor rezultate se deschide perspectiva unor noi direcții de studiu și cercetare pentru dezvoltarea cunoștințelor în domeniul hidraulicii instalațiilor precum și a performanțelor energetice ale sistemelor locale și zonale de ridicare a presiunii apei reci.

Câteva dintre aceste direcții sunt:

- dezvoltarea programului RAMCALC în vederea dimensionării instalațiilor interioare ramificate de formă arborescentă cât și verificarea și echilibrarea instalațiilor interioare de distribuție a apei reci/caldă de formă inelară.

-dezvoltarea programului SIMPOMP 2009 în vederea conexiunii automate cu programele de selecție a pompelor pentru a avea posibilitatea simulării regimurilor de funcționare a pompelor în momentul selecției.

- continuarea și aprofundarea cercetării în vederea proiectării optime a rețelelor de distribuție a apei reci precum și a instalațiilor interioare de alimentare cu apă rece/caldă a punctelor de consum din interiorul clădirilor și propunerea cuprinderii concluziilor și rezultatele cercetărilor în actele normative care reglementează proiectarea în aceste domenii.

BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ

1. Agent, R., Schubert, J., Simplificări și sistematizări în calculul rețelelor de distribuție inelare. Hidrotehnica, 1957.
2. Alexandrescu, A., Rusu, I., Contribuții privind definerirea randamentului global al stației de pompare - hidrofor - rețea - consumatori. Hidrotehnica, 42 (1997),1.
3. Anton, V., Popoviciu, M., Fitero, I., Hidraulica și mașini hidraulice. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1978
4. Anton, A., Cioc, D., Câteva aspecte legate de rețelele de distribuția apei. A IV-a Conferință Internațională de Mașini Hidraulice, Timișoara, 1994.
5. Arsenie, M., Arsenie, D., Considerații privind calculul hidraulic al conductelor cu debit uniform distribuit. Simpozionul „Probleme actuale in gospodărirea apelor”. Timisoara, vol.I, 1982.
6. Babbit, E. H., Watter supply engineering. McGraw-Hill, New York, 1962.
7. Badea, Gh., Considerații economice asupra echipării stațiilor de hidrofor. Conferința a XI-a de Instalații, Sinaia, 1977.
8. Barsan, E., Ignat, C., Dimensionarea unei rețele de alimentare cu apă după criteriul costului minim de construcție. Simpozionul „Probleme actuale în gospodărirea apelor”, Timișoara, 1982.
9. Beveridge, G., Schecheter, R., Optimization: Theory and practice. McGraw-Hill, New York, 1970.
10. Berbecaru, D., Cosiderații asupra consumurilor de apă dintr-un ansamblu de locuințe din București. Sludiul și Referat la Conferința de Instalații, Sinaia, 1993.
11. Bleyer, W., Instalații de ridicarea presiunii. Fachzeitschrift fur Sanitar und Heizungstechnik, IKZ, nr. 18, 1971.
12. Bloch, H.P., Practical Machinery Management for Process Plant. Gulf Publishing Company, 1982.
13. Burchiu, V., Santau, I., Alexandrescu, O., Instalații de pompare. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982.
14. Brater, F. G., King, W. H., Hanbook of hydraulics. McGraw-Hill, New York, 1976.
15. Beveridge, G., Schecheter, R., Optimization: Theory and practice, McGraw-Hill, New York, 1970.
16. Burghiu, V., ș.a., Stații de pompare fixe-îndrumător de proiectare, Litografia I.A. București, 1978.
17. Cembrowicz, R. G., Harrington, J. J., Capital- cost minimization of hydraulic network. Journal of Hydraulics Division, ASCE, nr. HY3, 1973.
18. Cenedese, A., Mele, P., Optimal design of water distribution networks. Journal of Hydraulics Division, ASCE, nr. HY1, 1980.
19. Chimion, G., Ilisu, D., Brănișteanu, M., Pompe centrifuge. Editura Tehnică, București, 1964.
20. Cioc, D., Hidraulica. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983.
21. Cioc, D., Pachet de programe pentru calculul rețelelor de conducte. UTCB, Catedra de Hidraulică și Protecția Mediului, ver. 4.0, 1994.
22. Cioc, D., Funcționarea pompelor în rețele de conducte. Conferința de mașini hidraulice și hidrodinamică, Timișoara, 1984.

23. Cruceru, T., Contribuții la optimizarea rețelelor de distribuție a apei calde și reci în ansamblurile de clădiri social-culturale. UTCB, Teza dedoctorat, 1983.
24. Collins, M., Multiple operating points in complex pump network. *Journal of Hydraulics Division, ASCE*, nr. HY3, 1979.
25. Damian, R., Anton, A., Macri MV, Rehabilitation of Water Supply Systems in Romania. *Techware Assambly, Rome*, 1997.
26. Dancea, I., Metode de optimizare. Editura Dacia, Cluj-Napoca, 1976.
27. Deb, A. K., Asce, M., Sarcar, A. K., Optimization in design of hydraulic network. *Journal of Sanitary Engineering Division*, nr.4, 1971.
28. Dumitrescu, L., Instalații sanitare pentru ansambluri de clădiri. Editura Tehnică, București, 1980.
29. Dumitrescu, L., Contribuții la proiectarea economică a rețelelor de alimentare cu apă și a stațiilor de pompare cu recipienți pneumatici pentru ansambluri de clădiri. Teză de doctorat 1974.
30. Dumitrescu, L., Instalații sanitare pentru ansambluri de clădiri. Editura Tehnică, București, 1970.
31. Dandy, G., Blaikie, M., Commaine, C., et al. – Towards Optimal Control of Chlorine Levels in Water Distribution Systems, în volumul „Australian Water Association Regional Conference, AWA South Australiana Branch”, Adelaide, 2004, August 18, pag. 1 – 8.
32. Fautich, H., Noi baze de calcul pentru rețele de alimentare cu apă. Considerații critice la proiectul Normei DIN 1988. *Revista Sanitar und Heizungstechnik* nr. 9/1985.
33. Fletcher, R., Optimization. Academic Press, London, 1969.
34. Fox, J. A., Hydraulic Analysis of Unsteady Flow in Pipe Networks. Surrey, Great Britain, 1977.
35. Gafiteanu, M., Vibrații și zgomote. Editura Junimea, 1980.
36. Ganea, N., Alegerea, exploatarea, întreținerea și repararea pompelor. Editura Tehnică, București, 1981.
37. Georgescu, I., Economii de energie prin acționarea cu turație variabilă a pompelor și ventilatoarelor în automatizarea proceselor tehnologice. *Energetica* nr.3, 1988.
38. Gill, P. E., Murray, W., Wright, M. H., Practical optimization. Academic Press, New York, 1981.
39. Grecu, M., Pachet de programe pentru calcul de simulare a funcționării, unei stații de pompare. UTCB, Catedra de Hidraulică și Protecția Mediului, ver. 2.0, 1995.
40. Iamandi, C. , Petrescu, V., Mecanica Fluidelor. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1978.
41. Iamandi, C. , Petrescu, V., Damian, R., Anton, A., Degeratu, M., Hidraulica instalațiilor. Editura Tehnică, București, 1985.
42. Ibrahim, M. I., Hidraulica Sistemelor de Pompare - Probleme și propuneri de rezolvare. Teză de doctorat, 1979.
43. Ionel, I.I., Instalații de pompare reglabile. Editura Tehnică, București, 1976.
44. Ionescu, C, Vladescu, V., Automatizarea instalațiilor pentru construcții. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1981.
45. Ionescu, D. Gh., Matei, P., Ancusa, V., Todicescu, A., Buculei, M., Mecanica fluidelor și mașini hidraulice. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983.
46. Jackson, C. , The Practical Vibration Primer. Gulf Publishing Company, 1979.

47. Jacoby, L. S., Design of optimal hydraulics networks. Journal of Hydraulics Division, ASCE, nr. HY5, 1968.
48. Jura, C, Filimon, E., Giurconiu, M., Optimizarea echipamentului de pompare a apei pe zone de presiune sub aspect economico-energetic. Conferința de mașini hidraulice și hidrodinamică, Timișoara, 1984.
49. Jura, C, Filimon, E., Nicoara, T., Asupra sistemelor de distribuție a apei în vederea micșorării consumului de energie electrică. Simpozionul „Soluții noi și eficiente în proiectarea și execuția structurilor”, Timișoara, 1986
50. Jura, C, Alimentări cu apă, Litografia I.P.Timișoara, 1984.
51. Kiselev, P.G., Îndreptar pentru calcule hidraulice. Editura Tehnică, București, 1988.
52. Labye, Y., Etude des procedes de calcul ayant pour but de rendre minim le cout d'un reseaux de distribution d'eau pression. La Houille Blanche, nr.5, 1966.
53. Lynch, T., Variable-speed drives for pumping. World Pumps, nr.5, 1987.
54. Marczuk, M., Funcționarea hidroforului cu o pompă centrifugă. Gaz, Woda i Technika Sanitarna (Polonia) nr. 12 , 1970.
55. Mateescu, Th., Considerații asupra normelor de consum și a debitelor pentru dimensionare rețelelor de distribuție. Studiu și Referat la Conferința de Instalații, Sinaia, 1994.
56. Mateescu , Th., Calculul instalațiilor sanitare, Editura „Gh.Asachi”, Iași, 1996.
57. Mateescu , Th., Soluții pentru reducerea consumului de energie în exploatarea instalațiilor funcționale pentru construcții. Colocviul tehnico - științific „Instalații pentru construcții”.
58. Macri, M. V., Metode de calcul al instalațiilor de pompare în regim de mișcare permanentă a apei. Referat doctorat, 1994.
59. Macri, M. V., Metode de calcul al instalațiilor de pompare în regim de mișcare nepermanentă a apei. Protecția instalațiilor de pompare contra loviturii de berbec. Referat doctorat, 1995.
60. Macri, M. V., Optimizarea instalațiilor de pompare a fluideior în rețelele hidraulice. Teză doctorat, U.T.C. București, 1997.
61. Macri, M. V., Preocupări ale R.G.A.B. de ameliorare a funcționării stațiilor de pompare. Revista R.G.A.B. 1995.
62. Macri, M. V., Stația de pompare Nord - completarea dotării tehnice și efectele resimțite în sistemul de alimentare cu apă a Bucureștiului. Revista R.G.A.B. 1996
63. Macri, M. V., Probleme actuale privind instalațiile de pompare a apei cu hidrofor și rezervoare tampon deschise. ROMAQUA nr. 3-4, 1996.
64. Macri, M. V., Considerații teoretice legate de funcționarea pompelor la turație variabilă. ROMAQA nr. 3, 1997.
65. Macri, M. V., Soluții de optimizare a funcționării instalațiilor de pompare în rețelele hidraulice. Studiu și Referat la Simpozionul Național C.N.P.D.A.R. cu tema " Reducerea pierderilor de apă și a consumurilor energetice în sistemele de alimentare cu apă". București, aprilie 1997.
66. Macri, M. V., Probleme actuale privind optimizarea instalațiilor de pompare a apei. Referat la Conferința a IV-a Eficiența, Confort, Conservarea Energiei și Protecția Mediului, U.C.T.B. Facultatea de Instalații, noiembrie 1997.
67. Marinescu, I., Contribuții la optimizarea pompării apei în rețele de distribuție. Teză de doctorat, 1983.
68. Magureanu, R., Mien, D., Convertizoare statice de frecvență în acționări cu

- motoare asincrone. Editura Tehnică, București, 1985.
69. Micu, D., Motoare asincrone cu rotorul în scurtcircuit standard, în acționări reglabile. *Energetica*, nr.4, 1988.
 70. Mirea, Ath., Cercetări privind sisteme și soluții de alimentare cu apă și de evacuare a apelor uzate din clădiri, fundamentarea elementelor de calcul pentru instalații. Studiu.
 71. Nicolae, D., Măsurarea parametrilor fluidelor. Editura Scrisul Românesc, Craiova, 1986.
 72. Pavel, D., Mașini hidraulice, vol.II. Editura Energetica de Stat, 1955.
 73. Pieil, K., Noi baze de calcul pentru instalațiile de alimentare cu apă din locuințe. *Revista TAB* nr.10, 1985.
 74. Popescu, Cr., Reducerea consumurilor energetice în sistemele de alimentare cu apă. HYDROVAR un geniu înăscut. București, 1997.
 75. Piotrowki, J., Shaft alignment handbook. Marcel Dekker, Inc. New York, 1986.
 76. Puggioni, E., Nuovo metodo di calcolo per gli autoclavi metaliquidii in impianti di distribuzione acqua. *Condizionamento dell'aria, Riscaldamento, Refrigerazione*, 7/72.
 77. Pîslărașu, I., Rotaru, N., Teodorescu, M., Alimentări cu apă, Editura Tehnică, București, 1981.
 78. Radu, L., Efectele reglării caracteristicilor pompelor asupra reducerii consumului de energie. *Energetica* nr.4, 1988.
 79. Raikar, A. R., Function demand distribution method for design of economic networks. *Journal of the Institution of Engineering*, nr.6, 1968.
 80. Retezan, A., Sârbu, I.,Cinca, M., Optimizarea funcționării pompelor în sistemele de alimentare cu apă. Conferința de mașini hidraulice și hidrodinamice, Timișoara, vol.IV, 1984.
 81. Rojanschi, V., Posibilități de reducere a consumului de apă în municipiul București. *Hidrotehnica*, nr.10, 1982.
 82. Rossman, L. EPANET 2 Users Manual, U.S. Environmental Protection Agency, 2000, 600/R-00/057, Cincinnati, OH.
 83. Sârbu, I., Retezan, A., Determination du trace optimal d'une magistrale d'adduction a l'aide de la theorie des graphes. *Buletinul științific al I.P. Timișoara*, 1984.
 84. Sârbu, I., Optimizarea energetică a sistemelor de distribuție a apei. Editura Academiei Române, București,1997.
 85. Sârbu, I., Optimizarea proiectării rețelelor de distribuție în vederea reducerii consumului de energie electrică pentru pomparea apei. Conferința de energetică, București, vol. V, 1986.
 86. Sârbu, I., Retezan, A., Asupra unor soluții de economisire a energiei electrice de pompare a apei în rețelele de distribuție. Conferința de energetică, București, vol. V, 1986.
 87. Sârbu, I., Optimizarea energetică a funcționării pompelor în sistemele de distribuție a apei. *Hidrotehnica*, nr. 8, 1993.
 88. Sârbu, I., Calculul instalațiilor pentru construcții. Metode numerice și de optimizare . Editura Tehnică, București, 1994.
 89. Sârbu, I., Soluții și direcții generale de economisire a energiei electrice în sistemele de alimentare cu apă. Simpozionul „ Instalații pentru construcții și confortul ambiental”, Timișoara, vol. I, 1994.
 90. Sârbu, I., Calculul instalațiilor pentru construcții * Metode numerice și de optimizare, Editura Tehnică, București, 1994.

91. Sârbu, I., Optimizarea dimensionării rețelelor de distribuție a apei, Hidrotehnica, nr.1, 1986.
92. Suceveanu, I., Analiza posibilităților de reglare a parametrilor tehnologici prin variația turăției agregatelor. Energetica, nr. 4, 1988.
93. Topală, E., Studiul de fezabilitate. Bucuresti, 1991.
94. Trofin, P., Alimentații cu apă. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983.
95. Vingan, D., Contribuții la optimizarea rețelelor de distribuție a apei. Teza de doctorat, I.P. Timisoara, 1987.
96. Vintilă, Șt., Probleme actuale privind instalațiile de pompare cuplate cu recipiente de hidrofor și rezervoare tampon deschise. Simpozionul „Instalații pentru construcții și confort ambiental”, Timisoara, vol.1, 1996.
97. Vintilă, Șt., Cruceru, T., Onciu, L., Instalații sanitare și de gaze. Editura Didactică și Pedagogică București, 1995.
98. Vintilă, Șt., Cruceru, T., Bandrabur, C., Onciu, L., Teodorescu, Daniela, Macri, M. V., Soluții de reabilitare a instalațiilor de pompare a apei, cuplate cu recipiente de hidrofor și rezervoare tampon deschise, din clădiri individual și ansambluri de clădiri. Studiu 1995.
99. Vladimirescu, T., Mașini hidraulice și stații de pompare. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1974.
100. Yates, A. M., Pump Efficiency and Pumping Costs. Devon, U.K.
101. Yedidiah, S., Centrifugal Pump Problems. Petroleum Publishing Company, 1980.
102. Walsh, G.R., Methods of optimization. John Wiley, London, 1975.
103. *** Catalog de pompe. Uzina Aversa, Bucuresti, 1975.
104. *** Hydraulic Institute Standards for Centrifugal, Rotary & reciprocating pumps. Cleveland, Ohio, 1983.
105. *** Les economies d'energie electrique dans les systemes de pompage. Hydro-Quebec, 1993.
106. *** Conținutul total de energie înglobată în materiale. ICCPDC Bucuresti, 1988.
107. *** STAS 7215-80.
108. *** STAS 1478-90. Alimentarea cu apă la construcții civile și industriale. Prescripții fundamentale de proiectare.
109. *** STAS 2156.
110. *** Use of spike energy signals - Applications. Report no. 116 - IRD Mechanalysis.
111. *** Predictive Maintenance in rotating machinery using Vibration Analysis. Technical Report no. 102 - IRD Mechanalysis.
112. *** ISO 2548 - Centrifugal, mixed flow and axial pumps - Code for acceptance tests - Class C - 1973.
113. *** Automatizarea funcționării stațiilor de pompare. Studiu INCERC, 1973.
114. *** Operating instructions. VOGEL PUMPEN, 1997.
115. *** Studiu pentru reducerea consumului de energie în stații de pompare utilizând pompe cu turăție variabilă. IPCT, 1978.
116. *** Energy Savings Calculator for Pumps Drivers - User's Manual. ABB, 1994.
117. *** Frequency converter drive maintains constant water pressure. ABB, 1996.
118. *** Echipamente de supraveghere, protecție și comandă destinate monitorizării sistemelor de pompare. PROBIT, 1997.

119. *** Echipamente în cascadă subsincronă pentru pompe și ventilatoare cu turație reglabilă de 100-2000 kW în variantă modernizată. IPA, 1993.
120. *** Studiu privind reabilitarea rețelei de distribuție a apei în municipiul București. UTCB, 1995.
121. *** Studiu de înlocuire a pompelor și armăturilor la stațiile de pompare orășenești. UTCB, 1996.
122. *** Studiu experimental privind ameliorarea funcționării stației de pompare București Sud. AS-PO București, 1995.
123. *** , STAS 1342-84, Apă potabilă.
124. *** , STAS 1343-66, Coeficienții de variație orară pentru graficul consumului zilnic de apă din centrele populate.
125. *** , Manualul WILO
126. *** , Manualul național al operatorilor de apă și canalizare
127. *** , Proiect Normativ I9/2009
128. *** , www.watermanagement.ro
129. *** , SR 1343/1_2006
130. *** , Manualul de instalații, Editura ARTECNO București S.R.L., 2002