

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA  
FACULTATEA DE HIDROTEHNICĂ

E19.473.  
366 C

**CONTRIBUȚII LA CALCULUL HIDRAULIC  
ȘI OPTIMIZAREA SISTEMELOR TERMICE CA STRUCTURI INELARE**

Teză de doctorat

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC  
PROF. DR. ING. IOAN DAVID

DOCTORAND  
ING. SILVIANA BRATA

TIMIȘOARA 1997

## INTRODUCERE

Dezvoltarea continuă a centrelor urbane, considerând atât construirea marilor zone de blocuri cât și diversificarea unităților de producție industrială, au determinat creșterea necesarului de energie electrică, de căldură și de apă caldă menajeră.

Asigurarea acestor servicii este detremănată de gospodărirea rațională a resurselor de energie primară.

Asigurarea căldurii și a condițiilor de confort ambiental necesită creșterea și eficientizarea corespunzătoare atât a producerii căldurii cât și a energiei electrice. Soluțiile eficiente prin care se realizează creșterea producției de energie, respectiv producerea, transportul și distribuția centralizată a energiei termice la utilizatori se obțin prin producerea combinată a energiei electrice și termice. În a doua jumătate a acestui secol s-a ales soluția realizării sistemelor de termoficare industrială și apoi aceea de termoficare urbană, în marile centre populate. În prima jumătate a secolului, raportul dintre consumul de energie și valoarea produsului intern brut a fost în creștere în toate țările lumii, dar în ultimele decenii s-a înregistrat în țările dezvoltate o scădere a acestui raport.

Modul de producere a căldurii în sistemul de termoficare, influențează sistemul de transport și distribuție a energiei termice prin valorile parametrilor agentului termic

În cadrul programului de pregătire și elaborare a tezei de doctorat cu tema "Contribuții la calculul hidraulic și optimizarea sistemelor termice ca structuri inelare", sistemele de transport și distribuție a energiei termice la utilizatori trebuie studiate ca structuri inelare, în care rețelele termice asigură vehicularea agentului termic de la sursă la utilizatori, elementele sistemului sursă-rețea-utilizatori fiind în interdependență.

Sub aspect funcțional, toate sistemele termice de transport și distribuție a agentului termic sunt structuri inelare care trebuie echilibrate și reglate. Distribuția debitelor în rețea depinde de diametrele conductelor, iar debitele hidraulice sunt determinate de necesarul de căldură al utilizatorilor, fiind parametri optimizabili și având valori cu atât mai reduse cu cât ecartul termic la nivelul schimbătoarelor de căldură este mai mare.

Astfel, metodele de calcul al sistemelor binare de transport și distribuție a energiei termice au un conținut cuprinzător, cu multiple posibilități de optimizare a proceselor de dimensionare economică, verificări și reglări cantitative și/ sau calitative.

Pe lângă circuitele funcționale ale structurilor arborescente, în rețea se pot forma și inele fizice care rezultă din modul de interconectare a conductelor în nodurile sistemului. Aceste inele au fost denumite inele constructive. Structura inelară se realizează în scopul creșterii gradului de siguranță în exploatarea sistemelor. Aceste avantaje ale structurilor inelare trebuie valorificate prin aplicarea metodologiilor de calcul specifice acestor structuri.

În metodele cunoscute și aplicate în mod curent la calculul sistemelor termice de transport și distribuție a căldurii, la calculele de dimensionare nu se ia în considerare funcționabilitatea rețelelor ca structuri inelare, iar verificările și operațiile de reglare se

efectuează prin ipoteze de încărcare a diferentelor zone și cu întreruperea ipotetică a furnizării căldurii la unii consumatori

Deși aceste procedee simple de verificare implică majorări ale diametrelor conductelor, respectiv costuri de instalare sporite, la rețelele fără inele constructive nu se obține un grad de siguranță mare în exploatare, deoarece în cazul unor avarii sunt afectați consumatorii din aval

Metodologia de calcul a rețelelor termice ca structuri inelare este elaborată pentru optimizarea sistemelor termice în cazul cel mai general, fără limitări în ce privește amplasamentul, mărimea încărcării termice sau alte condiții inițiale. Calculele de verificare se efectuează în diferite ipoteze și momente caracteristice de calcul, referindu-se și la calculele de reglare cantitativă respectiv calitativă prin dotarea sistemelor termice cu agregate de pompare cu turație variabilă

În cadrul sistemelor termice de transport și distribuție a căldurii, dimensionate ca structuri inelare, se poate justifica aplicarea materialelor și a tehnologiilor moderne în construcția rețelelor respectiv a echipamentelor hidraulice și termo-energetice eficiente.

În primele capitole ale lucrării se stabilește obiectul de studiu, se caracterizează stadiul actual al problemelor de optimizare a sistemelor de transport a energiei termice și se prezintă bazele calculului hidraulic al conductelor termice.

În următoarele capitole se prezintă în general metodele și modelele matematice aplicate la optimizarea rețelelor termice, o metodă propusă în soluție unică a rețelelor de apă inelare și în continuare metodologia de optimizare a rețelelor de transport arborescente respectiv a rețelelor inelare

În ultimul capitol se prezintă mijloacele moderne de rețehnologizare a sistemelor termice de transport și distribuție

## Cuprins

Introducere.....	3
Cuprins .....	5
<b>1 OBIECTUL DE STUDIU.....</b>	<b>9</b>
1.1 Cadru general al producției de energie electrică și căldură.....	9
1.2 Necesarul de energie termică, acoperirea căldurii în sistem centralizat.....	10
1.3. Sisteme termice pentru transportul și distribuția căldurii.....	11
1.4. Alegerea agentului termic.....	11
1.5. Optimizarea parametrilor agentului termic.....	13
1.6. Rețelele termice .....	14
1.7 Stabilirea nivelului de analiză a unui sistem termic.....	14
1.8 Obiectivele studiului de optimizare.....	16
1.8.1 Studii de optimizare la diferite nivele de analiză.....	16
1.8.2 Datele de calcul necesare pentru studiile de optimizare.....	17
1.8.3 Programe de optimizare a sistemelor termice.....	18
1.9 Concluzii.....	18
<b>2 STADIUL ACTUAL AL OPTIMIZĂRII SISTEMELOR TERMICE.....</b>	<b>19</b>
2.1 Problemele fundamentale ale optimizării sistemelor termice.....	19
2.2 Evaluarea sarcinilor termice, optimizarea parametrilor funcționali.....	19
2.3 Principalele caracteristici ale centralelor termice.....	19
2.4 Sisteme mari de transport ale energiei termice.....	22
2.4.1 Profilul sistemelor mari de transport.....	22
2.4.2 Optimizarea sistemelor de transport și distribuție a căldurii.....	24
2.4.2.1 Parametrii agentului termic.....	24
2.4.2.2 Pompele de distribuție din CET.....	24
2.4.2.3 Echipamentele punctelor termice.....	26
2.5 Optimizarea rețelelor termice .....	28
2.5.1 Obiectivele studiului de optimizare a rețelelor termice.....	28
2.5.2 Metode de rezolvare a optimizării rețelelor.....	29
2.5.3 Necesitatea echilibrării rețelelor termice.....	29
2.6 Criterii de dimensionare economică a rețelelor .....	29
2.6.1 Studiile de fezabilitate și optimizări analitice.....	29
2.6.2 Funcțiile criteriilor de optimizare.....	30
2.6.2.1 Criteriul investiției minime.....	30
2.6.2.2 Criteriul cheltuielilor minime de exploatare.....	31
2.6.2.3 Criteriul cheltuielilor echivalente anuale.....	31
2.6.2.4 Criteriul cheltuielilor actualizate.....	31
2.6.2.5 Gradul de siguranță în exploatare și stabilitatea sistemelor.....	32
2.7 Concluzii.....	32
<b>3 BAZELE CALCULULUI HIDRAULIC AL REȚELELOR TERMICE.....</b>	<b>33</b>
3.1 Particularitățile vehiculării apei în rețelele termice.....	33
3.1.1 Caracteristicile termofizice ale apei în funcție de temperatură.....	33
3.1.2 Caracteristicile curgerii neizoterme.....	33
3.2 Aplicarea legilor fundamentale ale hidrodinamicii.....	34
3.3 Metode și modele de calcul a rezistențelor hidraulice liniare .....	35
3.3.1 Relații de calcul generalizate.....	35
3.3.2 Modele de calcul specializate.....	38
3.3.3 Calculul rezistențelor locale.....	39
3.4 Efecte ale curgerii neizoterme în conducte.....	40
3.5 Calculul răcirii apei în conducte .....	40
3.6 Calculul coloanelor termice .....	41
3.7 Sinteză asupra metodelor de calcul hidraulic .....	44
3.8 Măsurători efectuate în cercetarea experimentală.....	46
3.8.1 Verificarea experimentală a unei magistrale de termoficare.....	46

3.8.2	Rezultate ale unor măsurători locale.....	48
3.9.	Considerații asupra calculului hidraulic al rețelelor termice ..	49
3.10	Concluzii.....	49
<b>4.</b>	<b>APLICAREA MODELELOR DE CALCUL AL REȚELOR DE APĂ INELARE LA OPTIMIZAREA REȚELOR TERMICE.....</b>	<b>51</b>
4.1	Stadiul actual al aplicațiilor tehnice.....	51
4.1.1	Calculul sistemelor termice în ansamblul funcțional.....	51
4.1.2	Calculul separat al componentelor sistemelor termice ..	52
4.1.3	Dezvoltarea în timp a sistemelor de termoficare.....	53
4.2.	Metode și modele de verificare a rețelelor.....	54
4.2.1	Verificarea rețelelor ramificate.....	55
4.2.2	Verificarea rețelelor inelare.....	57
4.2.2.1	Modele de calcul iterative care aplică metoda ciclurilor.....	57
4.2.2.1.1.	Metoda iterațiilor repetate ..	57
4.2.2.1.2.	Metoda iterațiilor cu transmițeri	59
4.2.2.1.3.	Metoda egalizării debitelor ..	61
4.2.2.1.4.	Echilibrarea rețelelor termice complexe ..	62
4.2.2.2	Metoda nodală.....	62
4.2.2.3	Metoda tronsoanelor.....	64
4.3	Metode de dimensionare a rețelelor.....	64
4.3.1	Dimensionarea rețelelor ramificate.....	64
4.3.2	Dimensionarea rețelelor inelare ..	65
4.3.2.1	Metoda tranzițiilor virtuale.....	65
4.3.2.1.1.	Modelul matematic ..	65
4.3.2.1.2.	Optimizarea debitelor de tranzit	66
4.3.2.1.3.	Modelul matematic de optimizare	67
4.3.2.2	Model unitar de optimizare.....	69
4.4	Probleme de optimizare a structurii rețelelor ..	70
4.4.1	Optimizarea traseelor ..	70
4.4.2	Problema optimizării structurii sistemelor termice ..	72
	Modelarea prin grafuri.....	72
4.5	Concluzii.....	75
<b>5</b>	<b>METODĂ PROPUȘĂ PENTRU DIMENSIONAREA REȚELOR INELARE.....</b>	<b>77</b>
5.1.	Parametrii relațiilor de dimensionare economică.....	77
5.2	Metoda de dimensionare propusă ..	78
5.2.1	Relația de dimensionare.....	78
5.2.2	Relațiile de echilibrare.....	79
5.2.3	Generalizarea metodei.....	79
5.3.	Consecințe ale modelului de distribuție a debitelor de tranzit ..	80
5.3.1	Problemele optimizării ciclului elementar ..	80
5.3.2	Problemele optimizării rețelelor inelare.....	81
5.4	Probleme ale dimensionării condiționate.....	83
5.4.1	Asigurarea presiunii la instalațiile de încălzire.....	83
5.4.2	Asigurarea presiunii în instalațiile de încălzire la distanță.....	83
5.4.3	Rețele termice zonate.....	84
5.5.	Programul general de calcul PROGENT.....	84
5.5.1	Graful topologic și valorizarea tranzițiilor.....	84
5.5.2	Datele de calcul.....	85
5.5.3	Subrutinele de echilibrare.....	86
5.5.3.1	Subrutina ORIENT.....	86
5.5.3.2	Subrutina TRANZQ.....	87
5.5.3.3	Subrutinele ECHILQ, CORECQ și POMPIN.....	87
5.5.3.4	Subrutinele TRANZX și ECHILX.....	87
5.5.3.5	Subrutinele OPTIMQ și CORECX.....	88
5.5.3.6	Subrutinele UNIX și UNIQ.....	88

5.5.3.7	Subrutinele DIMRET, STANDD și STANDL .....	88
5.5.3.8	Subrutinele PRES și REGLAJ .....	89
5.6	Aplicarea programului de calcul .....	89
5.7	Concluzii .....	90
<b>6</b>	<b>OPTIMIZAREA REȚELOR ARBORESCENTE</b> .....	<b>91</b>
6.1	Sistematizarea calculelor de optimizare a instalațiilor de încălzire centrală .....	91
6.1.1	Identificarea ciclurilor funcționale .....	91
6.1.2	Avantajele considerării sistemului ca structură inelară .....	92
6.1.3	Aplicarea unor principii de echivalență .....	93
6.1.3.1	Echivalența serie .....	94
6.1.3.2	Echivalența în paralel .....	94
6.1.3.3	Exemplu pentru echivalența coloanelor de încălzire .....	95
6.1.3.4	Exemplu pentru echivalența în rețea .....	95
6.1.4	Verificarea unei coloane de încălzire .....	96
6.2	Sisteme de încălzire la distanță .....	97
6.2.1	Verificarea rețelilor în ansamblu .....	97
6.2.2	Verificarea pe baza grafului redus .....	100
6.3	Metodă directă propusă pentru verificarea rețelilor .....	103
6.3.1	Modelul matematic .....	103
6.3.2	Metoda propusă de rezolvare .....	103
6.3.3	Etapile de rezolvare a problemei .....	104
6.4	Dimensionarea economică a rețelilor termice .....	106
6.5	Metodă directă propusă pentru dimensionarea rețelilor .....	107
6.5.1	Prezentarea metologiei de calcul .....	107
6.5.2	Aplicarea metodei .....	108
6.6	Concluzii .....	109
<b>7</b>	<b>OPTIMIZAREA REȚELOR TERMICE CU STRUCTURĂ INELARĂ</b> .....	<b>111</b>
7.1	Metode și modele matematice aplicate la calculul rețelilor inelare .....	111
7.1.1	Principiile echilibrării de verificare a sistemelor .....	111
7.1.2	Principiile echilibrării de optimizare a rețelilor .....	112
7.2	Modele liniare aplicate în calculul rețelilor .....	112
7.2.1	Echilibrarea Cross prin calcul matricial .....	112
7.2.2	Model liniar de optimizare a rețelilor de apă .....	115
7.3	Aplicarea modelării prin grafuri la optimizarea rețelilor .....	117
7.3.1	Flux și surplusuri sau deficite în grafuri .....	117
7.3.2	Probleme conexe de tensiune și potențial .....	119
7.3.3	Optimizarea rețelilor inelare cu modele liniare .....	120
7.3.4	Probleme ale grafurilor neplanare .....	121
7.4	Verificarea rețelilor termice inelare .....	123
7.4.1	Modelele de verificare a rețelilor inelare .....	123
7.4.2	Calculul de echilibrare pe baza grafului redus .....	124
7.4.2.1	Justificarea metodei .....	124
7.4.2.2	Aplicarea metodei de calcul .....	125
7.4.3	Probleme speciale ale echilibrării rețelilor termice .....	127
7.4.3.1	Verificarea rețelilor în regim prepătratic .....	127
7.4.3.2	Verificarea rețelilor neizoterme .....	129
7.4.3.3	Calculul iterativ în regim prepătratic .....	129
7.5	Dimensionarea rețelilor inelare .....	131
7.5.1	Datele inițiale ale procesului de dimensionare .....	131
7.5.2	Metodele de dimensionare economică .....	132
7.5.2.1	Aplicarea metodei generale a tranzițiilor virtuale .....	132
7.5.2.2	Aplicarea metodei propuse de dimensionare în soluție unică .....	133
7.5.2.3	Soluție propusă pentru optimizarea rețelilor complexe .....	133
7.5.2.4	Metodă propusă de dimensionare prin optimizarea vitezelor .....	134
7.5.2.5	Metodă propusă pentru aplicarea diametrelor economice .....	136

7 5 2 5	Metodă propusă pentru aplicarea diametrelor economice	136
7 5 3	Avantajele tehnico-economice și energetice ale optimizării	136
7 5 3 1	Gradul de siguranță în exploatare	136
7 5 3 2	Micșorarea cheltuielilor de investiție și exploatare	137
7 5 3 3	Stabilitatea termică a structurilor inelare	139
7 5 4	Reglarea cantitativă a sistemelor termice neautomatizate	140
7 6	Concluzii	141
<b>8 REMEDIEREA, MODERNIZAREA ȘI RETEHOLOGIZAREA SISTEMELOR TERMICE</b>		
8 1	Obiectivele studiilor de optimizare	143
8 2	Proiectarea rețelelor termice	143
8 2 1	Tema de proiectare și elaborarea proiectelor	143
8 2 2	Retehnologizarea structurală a rețelelor termice urbane	143
8 2 2 1	Verificarea parametrilor tehnologici la punctele termice	143
8 2 2 2	Retehnologizarea rețelelor urbane	146
8 3	Modernizarea instalațiilor de încălzire centrală	147
8 3 1	Microcentralele termice automatizate	147
8 3 2	Conducte flexibile pentru instalații interioare	148
8 3 3	Conducte preizolate	148
8 3 4	Pompe de circulație în instalațiile de încălzire	149
8 3 5	Corpuri de încălzire	150
8 4	Retehnologizarea rețelelor termice urbane	151
8 4 1	Conducte din oțel preizolate pozate subteran	151
8 4 2	Retehnologizarea rețelelor de termoficare	152
8 4 2 1	Tehnologia de montaj și izolare termică	152
8 4 2 2	Armăturile rețelelor termice	153
8 4 2 3	Protecția catodică a conductelor din oțel	153
8 5	Retehnologizarea stațiilor de pompare centrale	154
8 6	Retehnologizarea punctelor termice	156
8 6 1	Schimbătoarele de căldură cu plăci	156
8 6 2	Modernizarea utilajelor energetice	157
8 6 3	Dotări de automatizare, aparatură de măsură și control	157
8 7	Exploatarea tehnică a sistemelor termice	158
8 7 1	Sistemul informațional	158
8 7 2	Obiectivele proceselor de exploatare optimizată	159
8 7 3	Întreținerea sistemelor termice	159
<b>9 CONCLUZII GENERALE</b>		
9 1	Prezentarea sintetică a cercetării tematice	161
9 1 1	Precizarea obiectului de studiu	161
9 1 2	Stadiul actual al optimizării sistemelor termice	161
9 1 3	Bazele calculului hidraulic al rețelelor termice	162
9 1 4	Considerații asupra aplicării modelelor de calcul al rețelelor de apă inelare la optimizarea rețelelor	163
9 1 5	Elaborarea unei noi metode de dimensionare a rețelelor de apă inelare	163
9 1 6	Elaborarea modelelor de optimizare a rețelelor arborescente	164
9 1 7	Elaborarea metodelor de optimizare a rețelelor termice inelare	165
9 1 8	Optimizarea reabilitării sistemelor termice	166
9 2	Contribuții originale aduse în lucrare	167

Anexa 1 INSTINT-Program pentru calculul instalațiilor interioare de încălzire ca structuri inelare

Anexa 2 RETERMG-Program general pentru studiul comparativ al eficienței metodelor de optimizare

Bibliografie 197

## I. OBIECTUL DE STUDIU

### 1.1. Cadrul general al producției de energie electrică și căldură

În paralel cu dezvoltarea rapidă a tehnicii crește rolul termofizicii și al termotehnicii, ca discipline tehnice fundamentale și este necesară perfecționarea activităților tehnice, economice și tehnologice prin care se realizează progresul metodelor de producere, transport și utilizare a energiei electrice și a căldurii.

Aplicarea termoficării, ca proces de producere combinată a energiei electrice și a agentului termic, devine un exponent al tehnologiilor moderne în domeniu.

Creșterea cantitativă și calitativă a producției în toate compartimentele de activitate este corelată cu evoluția consumului energetic. Pentru ilustrarea ritmului de creștere a consumului de energie condiționând dezvoltarea corespunzătoare a producției industriale în România se prezintă datele sintetice din tabelul 1.1., referitoare la perioada în care s-au înregistrat cele mai mari creșteri în domeniul energetic, în primul rând creșteri cantitative [10, 153, 170, 171, 210]

Corelarea consumului energetic cu dezvoltarea producției

Tabelul 1.1

Indicator	Unități	1950	1960	1970	1975
Producția globală industrială	%	100	340	1100	2100
Produsul social	%	100	263	629	1000
Venitul național	%	100	268	589	1010
Producția de energie primară	10 <sup>6</sup> t.c.c. %	15,1 100	34,4 221	61,1 405	75,1 497
Producția de energie electrică	10 <sup>6</sup> kWh %	2,11 100	7,65 362	35,0 1659	53,8 2550
Consum specific de energie primară	kg c.c./loc.	700	1561	2980	3660
Total	%	100	223	426	523

La finele perioadei analizate statistic, structura producției de căldură se exprimă prin datele relative 45,2 % în centrale termice și 54,8 % în centrale de termoficare, ceea ce confirmă aplicarea tehnologiilor moderne. Au urmat însă ani de relativă stagnare în țara noastră cât și pe plan mondial; cu toate acestea creșterea producției în general și a producției industriale în special a necesitat dezvoltarea continuă a bazei energetice.

Consumul specific de energie raportat la populația beneficiară a crescut așa cum se prezintă în tabelul 1.2. [11, 153]. Consumul specific este calculat în kg c.c./an și locuitor și crește odată cu ridicarea nivelului vieții economice și social culturale.

În următoarele decenii tendința a fost aceea de a se micșora consumul specific de energie raportat la unitatea de produs social.

La noi în țară efortul cercetării s-a manifestat în acest domeniu, însă condițiile generale ale dezvoltării economice au limitat mult ritmul dezvoltării.

Producția coordonată a energiei electrice și a căldurii constituie o problemă importantă a economiei naționale. Toate activitățile economice și sociale se desfășoară în mod eficient prin aplicarea unei politici economice raționale.



**Producția și consumul mondial de energie primară (M t.c.c./an)**

**Tabelul 1.2**

Anul	Producția de energie					Consumul de energie					Cons spec
	total	comb. solid	comb. lichid	gaze	energ. electr.	total	comb. solid	comb. lichid	gaze	energ. electr.	
1950	2664	1580	796	246	42	2490	1535	670	243	42	1003
1955	3296	1691	1137	350	58	3055	1699	921	377	58	1143
1960	4305	2036	1588	597	85	4920	2049	1293	593	85	1337
1965	5409	2124	2278	813	116	4995	2114	1883	882	116	1544
1970	7150	2260	3423	1312	155	6512	2272	2792	1293	155	1781
1975	8214	2427	3981	1583	224	7529	2397	3348	1561	223	1870
1980	9257	2619	4500	1938	301	8524	2625	3767	1831	301	1914

### 1.2. Necesarul de energie termică și acoperirea consumului în sisteme centralizate

Cel mai mare necesar de căldură este solicitat de instalațiile de încălzire în perioada rece a anului căruia trebuie să-i facă față sistemul termic cu unele limitări impuse de posibilitățile economiei. Urmează în ordine necesarul de căldură pentru prepararea apei calde menajere. La noi în țară componentele sarcinii termice în sistemele de termoficare, incluzând și transportul la distanță a energiei în sisteme termice centralizate se prezintă după cum urmează [6, 149, 171, 209, 210, 211] cu datele din tabelele 1.3. și cu gruparea sarcinilor termice în tabelul 1.4.

**Sarcinile termice specifice în România la nivelul anului 1985**

**Tabelul 1.3**

Utilizări	Debite maxime		Valori anuale		Structură medie %
	kcal/h loc.	%	Gcal/h loc.	%	
încălzire	1400-1970	68-73	2,50-3,50	49-53	50
apă caldă	480-500	24-18	1,90-2,20	37-33	36
ventilații	85-80	4-3	0,20-0,22	4-3	4
pierderi rețele	85-180	4-6	0,51-0,70	10-11	10
total	2050-2730	100	5,11-6,62	100	100

**Gruparea sarcinii termice la diferite niveluri de analiză**

**Tabelul 1.4**

Nr crt	Sistemul termic	Sursa termică
1	Coloană de încălzire	Rețea termică
2	Instalație de încălzire centrală	Branșament termic
3	Ansamblu d.clădirii	Punct termic
4	Sisteme zonale	Centralică termică zonală
5	Sistem urban de termoficare	Centrală de termoficare urbană

Calculul sarcinilor termice se efectuează în prealabil de către proiectanții de specialitate și se impun ca date inițiale pentru optimizarea sistemelor termice cu anumite grade de centralizare. Evaluările trebuie să țină seama de necesarul de căldură și de variațiile în perioade scurte de timp, în vederea reglării în sistem pe termen mediu cu variații sezoniere pentru dimensionare și precizarea oscilațiilor necesarului termic în momente caracteristice.

Prin amplasamentul lor în sistem și prin sarcinile termice stabilite inițial, utilizatorii determină capacitatea sursei de căldură și principalii parametri de calcul al rețelelor.

### 1.3. Sisteme termice pentru transportul și distribuția căldurii

Sistemele care asigură transportul energiei termice de la sursă, prin rețelele termice și bransamentele utilizatorilor se organizează în funcție de gradul de centralizare și conform rezultatelor obținute prin studiile de fezabilitate. Aceste studii complexe, se efectuează de către unitățile și colectivele de specialitate, iar rezultatele impuse prin temă formează obiectivul optimizării sistemului termic.

Din punct de vedere energetic vehicularea agentului termic se asigură:

- opțional, la sistemele termice de capacitate mică și medie;
- cu mijloace specifice, optimizate sau prin pompare de la punctele termice pentru asigurarea presiunii necesare circulației agentului termic;
- prin pompare cu agregate optimizate la sisteme termice cu grad de centralizare ridicat, atașate la centrale termice mari sau la centrale de termoficare.

În principiu, elementele sistemului termic pentru o rețea urbană se prezintă schematic în figura 1.1

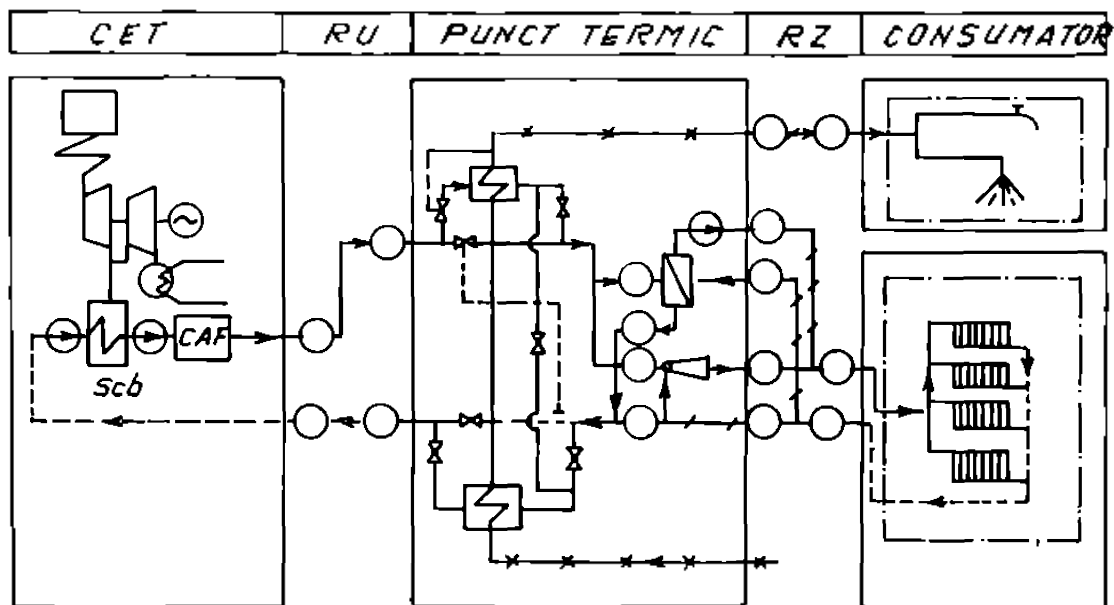


Fig. 1.1. Structura unui sistem de transport al energiei termice

La un grad ridicat de centralizare, sursa de energie termică este o centrală zonală, o centrală termică urbană, CT, sau o centrală de termoficare, CET

### 1.4. Alegerea agentului termic

Din experiențe pe plan mondial, în țările Europei Centrale și de Est, ca și din studiile de optimizare efectuate în țările nordice și în țara noastră, rezultă o serie de date importante pentru alegerea și optimizarea parametrilor agentului termic [17], 229, 230].

Utilizarea agentului termic și evoluția surselor de căldură la noi în țară, în perioada de început a termoficării, este redată în tabelul 1.5.

Evoluția distribuției căldurii în sistemele de termoficare

Tabelul 1.5

Anul	Căldura distribuită Gcal/a		Puterea surselor de căldură GWh			
	apă fierbinte	abur	prize	CAF	CA	Total
1958	70	14	-	-	120	120
1959	110	16	-	-	200	200
1960	205	20	-	-	380	380
1961	291	32	20	20	476	516
1962	311	34	110	20	625	755
1963	398	37	240	20	680	940
1964	538	44	800	50	200	1050
1965	758	50	945	180	235	1360
1966	1070	52	1100	275	355	1730
1967	1280	50	1230	310	510	2040
<b>Total %</b>	96	4	59,7	15,3	25,0	100

Distribuția de căldură folosind aburul ca agent termic, s-a menținut în mai puține sisteme termice, mai mult în unitățile industriale care necesită și abur. În schimb, agentul termic apă fierbinte a fost tot mai mult folosit în sistemele de termoficare.

În ultimele decenii termoficarea și procesele de încălzire la distanță au cunoscut un real progres. Pentru exemplificare se prezintă date statistice referitor la dezvoltarea încălzirii la distanță în Danemarca, tabelul 1.6.1 și 1.6.2 [106].

Tabelul 1.6.1

## Surse de energie pentru încălzire în perioada 1972-1992

Anul	Sisteme de încălzire la distanță	Gaze naturale	Energie electrică	Comb. lichid	Alte surse
1972	30	2	1,0	66	1,0
1980	31	3	2,5	61	2,5
1985	38	5	4,8	48	4,2
1990	44	15	5,6	31	4,4
1992	46	17	6,5	26	4,5

Tabelul 1.6.2

## Dinamica surselor de energie pentru producerea căldurii în sistemele de încălzire la distanță

Anul	CET-uri	Comb. solid	Comb. lichid	Gaze naturale	Energii recuperate
1980	39,5	0,4	54,5	1,5	4,1
1984	47,0	3,3	39,2	2,0	8,5
1988	54,5	5,6	18,0	6,0	17,9
1992	63,0	2,9	2,8	11,0	20,3

Indicele de termoficare, ca raport între energia electrică produsă și căldura livrată în regim de termoficare pe seama aburului destins în turbine, rămâne practic invariant față de

numărul anual de zile în perioada de încălzire, și este mai ridicat în cazul utilizării apei fierbinți ca agent termic. În tabelul 1.7 se exprimă indicele de termoficare atât în cazul agentului apă fierbinte cât și în cazul aburului.

**Producția specifică de putere a grupurilor electrogene**

**Tabelul 1.7**

Nr. de zile în perioada de încălzire	Producția specifică de putere			
	în kWh/Gcal		în kJ/kJ	
	apă fierbinte	abur	apă fierbinte	abur
30	530-540	370-480	0,46-0,49	0,32-0,30
50	560-580	370-480	0,49-0,51	0,32-0,30
100	585-588	370-480	0,50-0,52	0,32-0,30
150	550-580	370-480	0,49-0,51	0,32-0,30
200	560-575	370-480	0,46-0,50	0,32-0,30
225	550-570	370-380	0,47-0,49	0,32-0,30

În toate cazurile studiate, se confirmă comportarea favorabilă a apei fierbinți ca agent termic la temperaturi de (120...140) °C la CT și chiar mai mult în cazul termoficării cu producerea agentului în CET, (140...180) °C.

Se pot enumera următoarele avantaje ale utilizării apei fierbinți ca agent termic:

- asigură indice de termoficare ridicat, deci producție specifică mare de energie pe unitatea de energie termică livrată la utilizatori;
- oferă posibilitatea transportului de căldură în condiții tehnico-economice avantajoase la distanțe mari, de (10...15) km și chiar (20...30) km, față de distanțele limită pentru abur, de (4...5) km;
- admite pierderi de presiune și pierderi de căldură mai mici pe conductele de transport;
- admite un consum de putere și de energie mai redus pentru pomparea agentului termic în rețea;
- necesită investiții mai mici în rețea, incluzând și costul izolațiilor termice, la aceeași capacitate de transport, față de costul rețelei de abur;
- face posibilă reglarea centralizată cantitativă a agentului termic și facilitează procesele de reglare calitativă a circuitelor;
- prin principiile termotehnice de funcționare a CET-ului, se elimină pierderi de energie termică mari în sistem;
- sunt facilitate de asemenea construcția racordurilor și bransamentelor ca și controlul funcționării rețelelor termice și a echipamentelor;
- elimină necesitatea asigurării unei pante continue, obligatorie în instalațiile de abur;
- nu mai este necesară rețeaua de conducte de colectare a condensului, care mărește și mai mult costul rețelei de abur;
- elimină riscul condensărilor accidentale pe parcurs.

### 1.5. Optimizarea parametrilor agentului termic

Temperatura optimă a agentului termic se stabilește prin calcule energetico-economice. În figura 1.2. se reprezintă costul total al exploatării rețelelor de termoficare prin componentele de cost, grupate conform efectelor pe care le produc în procesele de transport. Pe de o parte costul instalațiilor la centrală, costul izolațiilor termice este cu atât mai mare cu cât temperatura

agentului termic este mai mare; pe de altă parte costul exploatării rețelei este cu atât mai mic cu cât temperatura agentului termic crește

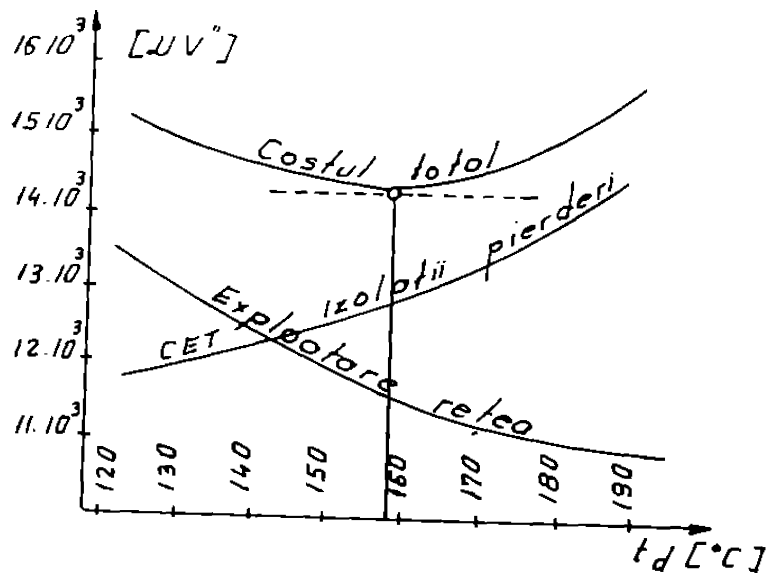


Fig. 1.2. Optimizarea temperaturii agentului termic

Zona costului total minim se situează într-o zonă mai largă între (140 ... 180) °C sau o zonă mai restrânsă între (150 ... 160) °C reprezentând intervalul optim. Costurile sunt exprimate în unități de cost relative. Datele din literatura de specialitate au fost confirmate prin rezultate ale unor studii recente [20, 75], precum și din studii proprii [30, 32, 34, 234, 235]. Stabilirea soluției optime rezultă pe baza unui studiu comparativ între mai multe variante propuse.

## 1.6 Rețelele termice

Caracterizarea conductelor termice se poate face pe baza mai multor criterii. În funcție de agentul termic transportat și de rolul pe care îl dețin în sistem, se deosebesc conducte de apă caldă menajeră și conducte ale rețelelor de încălzire.

Conductele care transportă apă caldă de consum funcționează în circuit deschis, debitele acestora fiind determinate direct de consum. Conductele care transportă agent termic în rețelele de încălzire au debite hidraulice optimizate prin calcule tehnico-economice.

Rețelele termice bitubulare sunt aplicate de preferință pentru faptul că asigură o exploatare corespunzătoare și un bun control al vehiculării agentului termic.

Conform studiilor recente efectuate pentru municipiul Timișoara [238] costul rețelelor bitubulare este practic egal cu acela al rețelelor cvadrinubulare pentru cele mai mari zone ale rețelei.

Structura inelară a rețelelor termice, deși sunt în general mai costisitoare decât structurile ramificate, asigură o stabilitate hidraulică și termică mai mare și determină un grad de siguranță mai mare în exploatare.

## 1.7. Stabilirea nivelului de analiză a unui sistem termic

În studiul gradului de centralizare a unui sistem termic s-au prezentat în tabelul 1.4. diferite grupări ale sarcinilor termice pe diferite zone de utilizatori.

Pentru o mai completă prezentare a condițiilor de analiză a relației:

$$\text{SURSA} \rightarrow \text{RETEA} \rightarrow \text{UTILIZATORI}$$

(1.1)

se prezintă în mod ierarhic, în figura 1.3 unele grupări funcționale.

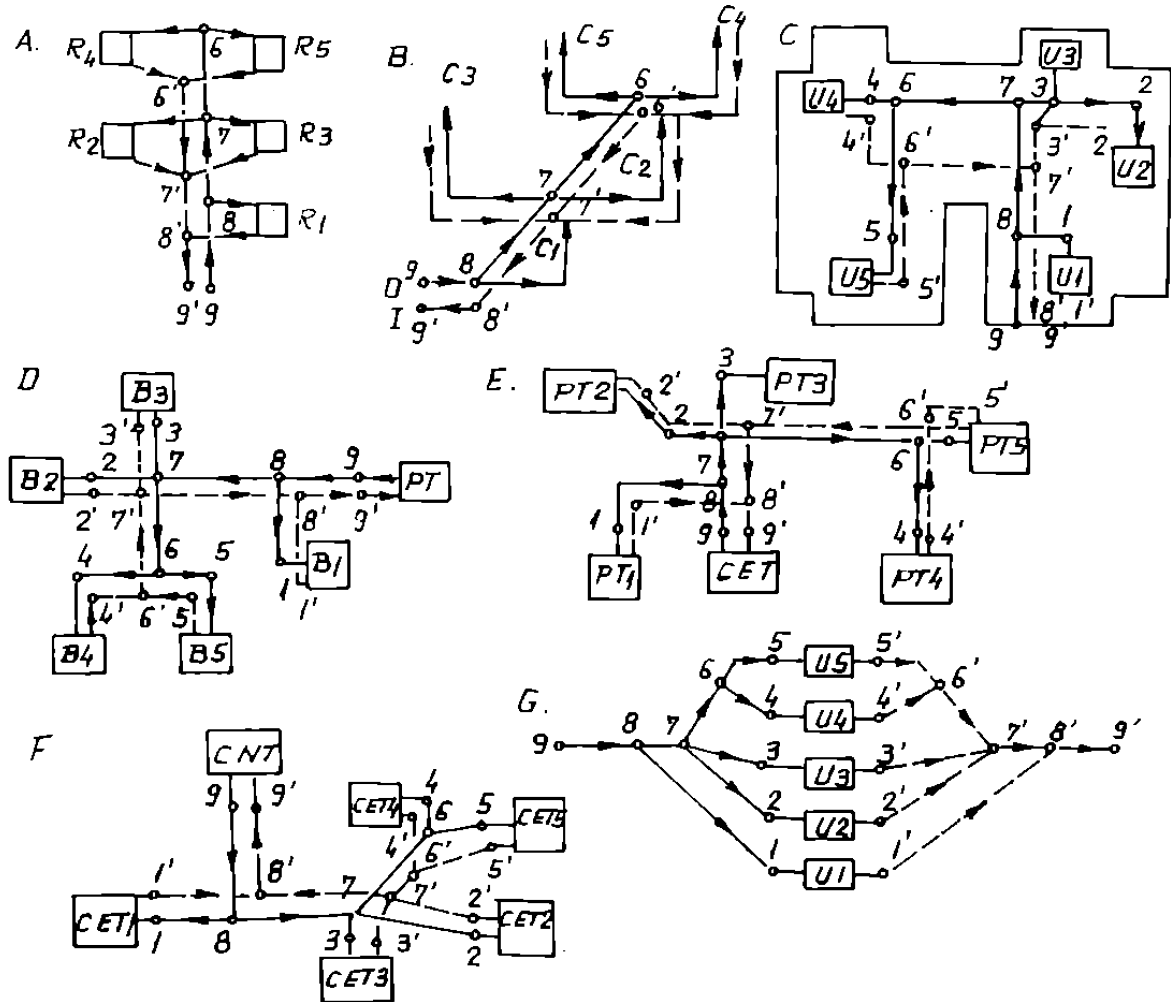


Fig. 1.3. Scheme la diferite niveluri de analiză reprezentate prin grafuri identice

- figura 1.3.a - schema desfășurată a unei coloane dintr-o instalație de încălzire centrală, alimentând 5 corpuri de încălzire,
- figura 1.3.b - rețeaua de bază a unei instalații interioare de încălzire care alimentează 5 coloane;
- figura 1.3.c - rețea secundară de încălzire, alimentând 5 utilizatori ( $U_1$ -bloc de locuințe,  $U_2 \dots U_4$ -hale industriale,  $U_5$ -corp administrativ);
- figura 1.3.d - alimentarea cu căldură a unui ansamblu de 5 clădiri de la un punct termic;
- figura 1.3.e - sistem de termoficare CET, alimentând 5 puncte termice;
- figura 1.3.f - centrală nuclearo-termică, CNT, alimentând un număr de 5 CET.

În cele 6 scheme arborescente, următoarele elemente sunt comune:

- numărul utilizatorilor,  $U = 5$ ;
- numărul surselor,  $S = 1$ ;
- numărul conductelor,  $c = 21$ ;
- numărul nodurilor,  $n = 18$ ;
- numărul inelelor funcționale,  $i_r = U - 1 = 4$ .

Numărul circuitelor constructive este zero,  $i_c = 0$ , deci numărul total de circuite este  $i = i_r$ . Interconectarea nodurilor este identică și este îndeplinită condiția Euler:  $c = n - 1 + i$ .

Reprezentarea grafului desfășurat, figura 1.3.g este aceeași pentru toate cele 6 sisteme.

În toate cazurile prezentate, modelele matematice au aceeași structură, același număr de ecuații de echilibrare la dimensionare sau la verificare, cu același număr de parametri. Valorile tranziților  $I_j$ ,  $Q_j$ ,  $x_j$  sunt total diferite, iar sarcinile termice la utilizatori  $q_j$ , debitele calorice  $Q_j$ , au ordine de mărime diferite, regimul hidraulic diferă, iar diametrele  $D_j$  se pot determina în limite largi. În concluzie ecuațiile modelului matematic sunt aceleași pentru toate cazurile prezentate, dar parametri fizici sunt diferiți.

La nivelele de analiză a, b, c, agentul termic în primar este obținut de la obiectul nivelului de analiză imediat superior. La nivelele de analiză d, e, f, producerea agentului termic se face la sursă. În tabelul 1.7 sunt prezentate elementele fiecărui sistem termic din figura 1.3.

Elemente ale sistemelor termice prezentate

Tabelul 1.7

Nivel de analiză	Rang de subordonare	Elementele grafului			Optimizări prealabile
		sursă	rețea	utilizatori	
1.3.a	coloană de încălzire	racord rețea	coloană racord radiator	radiatoare	tipuri radiatoare
1.3.b	încălzire centrală	racord rețea de bază	instalație int. de încălzire	coloanele inst. interioare	echivalenți coloane
1.3.c	complex industrial	punct termic	rețea secundară	clădiri	circuite rețea
1.3.d	ansamblu de clădiri	centrală zonală sau PT	rețea zonală	ansamblu de clădiri	circuite centrală zonală
1.3.e	termoficare urbană	CET	rețea urbană	puncte termice	circuit CET
1.3.f	centr. nuclearo-termică	CNT	rețea regională	centrale de termoficare	circuit CNT

Cuprinderea într-un singur program de optimizare a elementelor a două sau mai multe niveluri de analiză ar mări mult numărul parametrilor de calcul. Spre exemplu în optimizarea rețelei de termoficare a Timișorii, ar trebui introduse în calcul soluțiile optimizate la peste 120 puncte termice și 18 centrale.

De aceea autorul propune ca procesele de optimizare să se efectueze la un anumit nivel de analiză a unui sistem termic, ținând cont că la un studiu trebuie prezentate mai multe soluții tehnice de rezolvare a problemei.

## 1.8 Obiectivele studiilor de optimizare

### 1.8.1 Studii de optimizare la diferite niveluri de analiză

Scopul principal al studiilor de optimizare este eficientizarea sistemelor termice de transport și distribuție existente sau nou construite.

Calculul de optimizare a rețelelor determină diametrele conductelor pentru durata de exploatare și verifică condițiile de funcționare în toate ipotezele de calcul. Toate rețelele termice se pot dimensiona și verifica aplicând metode de calcul a structurilor inelare. La fiecare nivel de analiză intervin anumite particularități:

a - la optimizarea coloanei de încălzire, trebuie folosită presiunea disponibilă creată de diferența de densitate, mai mare a apei din coloana de întoarcere și mai mică în coloana de

ducere, în acest caz trebuie aleasă soluția optimă dintre vehicularea gravitațională respectiv forțată a agentului, din punct de vedere economic.

- b - la dimensionarea unei instalații interioare de încălzire a unei clădiri, numărul parametrilor de calcul fiind mare, se indică să se aplice un calcul de echivalență prin care o coloană este înlocuită cu un element echivalent; metodele de calcul prin echivalență pot fi aplicate și la următoarele niveluri de analiză;
- c - la o instalație de încălzire a unui complex industrial sau comercial apare problema alegerii sursei; sau se utilizează o sursă proprie sau complexul devine utilizator într-un sistem termic exterior; calculele tehnico-economice comparative executate pentru mai multe variante vor oferi o soluție corespunzătoare;
- d - optimizarea unei instalații de încălzire pentru un ansamblu de clădiri, impune efectuarea în prealabil a unor studii de fezabilitate pentru întregul sistem termic urban; din punct de vedere al asigurării presiunii în sistem, se preferă în cele mai multe cazuri organizarea rețelelor termice zonate;
- e - la acest nivel de analiză se decide asupra oportunității termoficării;
  - deoarece marile metropole ale țărilor dezvoltate mențin și perfecționează sistemele de termoficare [10, 17, 18, 22, 23, 26, 32, 61, 67, 87, 106, 112, 147, 224], acestea se impun ca obiective ale cercetării termoenergetice, utilizând avantajele producerii combinate a energiei electrice și a căldurii;
  - pentru specificul prezentului studiu, progresele din domeniul termoficării determină considerarea în studiile de optimizare a rețelelor termice a parametrilor ridicați ai agentului termic, prin care se asigură și un randament ridicat al transformărilor termoenergetice;
- f - în acest caz principalul avantaj revine producției de energie electrică, întrucât în cazul producției de abur la temperaturi înalte, consumul specific de energie primară, exprimat în kJ/kJ, scade de la 4,3 la 2,4 în CTE, respectiv de la 1,4 la 1,2 în CET;

Efectuarea unui studiu de optimizare la un anumit nivel de analiză, nu impune o delimitare calitativă, ci numai o micșorare cantitativă a volumului de calcul în studiile de optimizare. Utilizatorii fiecărui sistem trebuie optimizați în prealabil

### 1.8.2. Datele de calcul necesare pentru studiile de optimizare

În elaborarea studiilor de optimizare este necesară cunoașterea debitelor inițiale.

Pentru fiecare variantă testată trebuie cunoscute:

- date topografice asupra terenului, amplasamentul surselor și a utilizatorilor, cu sarcinile termice în diferite perioade de exploatare, rețeaua de străzi a centrului populat, dotările urbanistice pe baza cărora se poate optimiza traseul conductelor, cotele terenului;
- caracteristicile fizice și mecanice ale terenului, stabilitatea terenului și caracteristicile seismice, adâncimea de îngheț, apa subterană, coroziunea terenului și a apei subterane;
- date climatice și hidrometeorologice, numărul zilelor în perioada de încălzire;
- dotarea cu rețele subterane de apă, de gaze naturale și de energie electrică,
- căi de comunicație;
- lungimile tronsoanelor de conducte;
- caracteristicile de rugozitate a conductelor;
- caracteristicile fizice tehnologice și termice ale sortimentelor de țevi și armături, tehnologiile de execuție;



- utilajele și echipamentele hidromecanice și energetice, caracteristicile tehnice ale utilajelor din dotare, consumul specific de energie,
- costul de procurare, montaj, durata de funcționare,
- parametrii calculului tehnico-economic și energetic, costul energiei,
- sarcinile exploataării, cheltuielile de regie și personal.

Corespunzător nivelului de analiză al studiului de optimizare, se rețin acele date care determină formularea parametrilor problemei, respectând legislația tehnică în vigoare [245, 246, 247, 248, 249].

### 1.8.3 Programele de optimizare a sistemelor termice

Optimizarea sistemelor termice se realizează prin dotarea cu echipamente corespunzătoare și prin dimensionarea economică a rețelelor termice, respectiv prin verificarea sistemului în condiții de exploatare.

În metodele cunoscute de calcul, rețelele termice se consideră arborescente, astfel încât se pot aplica metode directe de calcul. Se aplică modelele și metodele de optimizare de tipul celor utilizate la transportul și distribuția apei în general cu completările necesare pentru a corespunde condițiilor de vehiculare a agentului termic. Verificările se fac astfel încât la utilizatorul cel mai dezavantajat să se asigure parametrii de funcționare, cu realizarea echilibrărilor prin reglaj pe celelalte circuite.

În cazul considerării sistemelor termice ca structuri inelare, aplicarea metodelor directe de calcul, la dimensionare și la verificare, este posibilă numai prin aplicarea unor modele liniare speciale sau prin micșorarea numărului de elemente ale grafului.

La rețelele termice inelare cu circuite constructive se utilizează metode indirecte de calcul.

## 1.9. Concluzii

Pentru precizarea obiectului de studiu al lucrării se motivează:

- alegerea apei fierbinți ca agent termic și condițiile optimizării parametrilor de funcționare;
- necesitatea ierarhizării sistemelor termice la diferite niveluri de analiză, cu specificarea că studiul sistemelor termice de transport la diferite niveluri de analiză reprezintă numai o delimitare cantitativă în scopul micșorării volumului de calcul, fără modificarea structurii modelului matematic;
- alegerea structurii bitubulare a rețelei de transport a agentului termic, care are cea mai mare răspândire și asigură condiții corespunzătoare în exploatare;

De asemenea se prezintă în principiu conținutul modelelor matematice și metodele de calcul în procesele de optimizare și cele de verificare, și condițiile de aplicare a acestora la structurile termice inelare.

În concluzie obiectul de studiu se poate formula: *calculul și optimizarea sistemelor termice de transport în circuit închis, la un anumit nivel de analiză, utilizând ca agent termic apa fierbinte sau apa caldă, prin rețele bitubulare considerate ca structuri inelare.*

## 2. STADIUL ACTUAL AL OPTIMIZĂRII SISTEMELOR TERMICE

### 2.1. Problemele fundamentale ale optimizării sistemelor termice

În perfecționarea continuă a sistemelor centralizate de transport și distribuție a căldurii, pe măsură ce s-au motivat procedeele de transport la grade tot mai înalte de centralizare, a fost necesar să se optimizeze producția de căldură în instalații de mare capacitate. În procesele de optimizare se studiază mai multe variante, pe baza necesarurilor termice ale utilizatorilor, sub raportul producerii, transportului distribuției și utilizării căldurii pentru încălzire și preparare apă caldă menajeră.

La fiecare grad de centralizare a alimentării cu căldură se pune problema optimizării sistemului descins din punct de vedere funcțional prin relația de interconținere:

$$SURSĂ \Leftrightarrow REȚELE \Leftrightarrow UTILIZATORI$$

La grade mai înalte de centralizare, sursele de căldură sunt instalații de mare capacitate, centrale zonale, centrale urbane sau centrale de termoficare.

În lucrare se studiază optimizarea sistemelor termice la diferite grade de centralizare. Angajarea în studiu a unui anumit grad de centralizare este o restrângere de ordin cantitativ. Modelele și metodele de optimizare se adaptează în funcție de gradul de centralizare cu mici modificări din punct de vedere calitativ, având în principiu același conținut, astfel încât *procesele de optimizare se pot studia în forma cea mai generală.*

Pentru a se putea evalua procesul de optimizare în cazul cel mai general al temei abordate, se prezintă parametri de calcul la nivelul utilizatorilor și al surselor de căldură, parametri din care vor rezulta parametri rețelelor de transport.

Tot în acest capitol se prezintă și modelele și metodele de calcul în cadrul actual al studiilor de optimizare.

### 2.2. Evaluarea sarcinii termice, optimizarea parametrilor funcționali

Modelele de calcul al sarcinilor termice sunt redate în literatură de specialitate [6, 10, 58, 79, 85, 171, 179, 191, 207]. Metode de dată mai recentă se prezintă în lucrările [16, 19, 28, 44, 52, 64, 74, 97, 134, 145, 159, 182, 222, 224, 236].

Necesarul de căldură pentru încălzire, respectiv pentru prepararea apei calde menajere se determină conform staturilor și normativelor în vigoare. Oscilațiile necesarului de încălzire pentru perioade medii și lungi se pun în evidență prin realizarea curbei de asigurare

În calculul producției de energie termică și în prelucrările tehnico-economice și energetice, curbele de asigurare redau puterea termică în funcție de numărul anual de ore de funcționare și permit calculul producției anuale de energie prin integrarea puterilor în timp.

### 2.3. Principalele caracteristici ale centralelor termice

Pentru prepararea agentului termic în centrale se utilizează cazane de abur sau de apă fierbinte. Într-o îndelungată perioadă de cercetare și experimentare aceste cazane au ajuns la caracteristici performante [10, 77, 113, 167, 181, 202], iar de dată recentă s-au elaborat studii de caz [3, 62, 75, 89, 108, 139, 141, 172, 228, 235, 236].

Pentru evaluarea generală a eficienței principalelor instalații de producere a căldurii de

la noi din țară, se redau tabelar valorile randamentelor la cazanele din CT și CET și ale rețelelor termice

**Randamentele cazanelor din CT și CET și ale rețelelor termice**

**Tabelul 2.1**

Tipul instalațiilor	Randamente
1. Cazane în CTE și CET	
1.1. Combustibili solizi	0,82...0,88
1.2. Combustibili lichizi și gaze	0,88...0,92
2. Centrale industriale	
2.3. Combustibili solizi	0,75...0,88
2.4. Combustibili lichizi și gaze	0,80...0,85
3. Centrale termice locale și zonale	
3.5. Combustibili solizi	0,50...0,55
3.6. Păcură și gaze naturale	0,60...0,70
4. Rețele termice	
4.7. CET	0,90...0,95
4.8. CT industriale	0,92...0,96
4.9. CT locale și zonale	0,98...0,99

Din compararea caracteristicilor energetice rezultă avantajele producției termice în centralele de termoficare. În funcție de debitele termice necesare, randamentele transformărilor termice în cazane se mențin în limite acceptabile dacă la anumite grade de încărcare termică, exprimate în procente, debitul total termic nu depășește debitul maxim de abur și se menține deasupra debitului minim de apă fierbinte. O exemplificare în acest sens se prezintă în tabelul 2.2

**Caracteristici generalizate ale cazanelor de abur și apă fierbinte**

**Tabelul 2.2**

Debite nominale		Debit termic			Debit maxim abur			Debit minim apă fierbinte	
MW	Gcal/h	%	MW	Gcal/h	MW	Gcal/h	t/h	MW	Gcal/h
1 58	50	100	64,0	55,0	45,0	30,0	65,0	18,6	16,0
		70	45,0	38,5	33,0	28,5	48,0	11,6	10,0
		50	32,0	27,5	26,5	24,5	41,0	3,5	3,0
		30	19,0	16,5	18,0	15,5	26,0	1,2	1,0
2 46,5	40	100	46,5	40,0	29,0	25,0	42,0	17,5	15,0
		70	32,6	28,0	21,0	18,0	30,0	11,6	10,0
		50	23,3	20,0	14,5	12,5	21,0	8,7	7,5
		30	14,0	12,0	12,9	11,0	18,5	1,2	1,0

Producerea combinată a căldurii și a energiei electrice prezintă următoarele avantaje:

- justificarea gradelor de centralizare adoptate;
- caracteristicile fizice ale agentului termic;
- asigurarea caracteristicilor fizice ale agentului termic;

Din studiul comparativ al optimizării centralelor termoelectrice CTE, al centralelor

termice CT și al centralelor de termoficare CET rezultă avantajele termoficării. Din punct de vedere economic, justificarea termoficării rezultă din faptul că la centralele de termoficare energia primară consumată se regăsește sub formă de energie utilă, ca energie electrică și căldură. Un exemplu pentru modul de optimizare a exploatării centralei de termoficare se prezintă în figura 2.1. În funcție de puterea  $q$  [kW] se reprezintă în cadranul 1 puterea  $P$  [kW] a turbinelor grupurilor electrogene; în cadranul 2 curba de asigurare a puterii termice ANM; prin integrarea puterii în timpul  $\tau$  se calculează producția energetică; în cadranul 3 se reprezintă căldura din CA integrată până în K, iar pentru perioadele scurte de funcționare, sub 2000 h/an, căldura trebuie livrată din CAF, integrat până în H, la sarcina maximă.

Se compară următoarele alternative de optimizare:

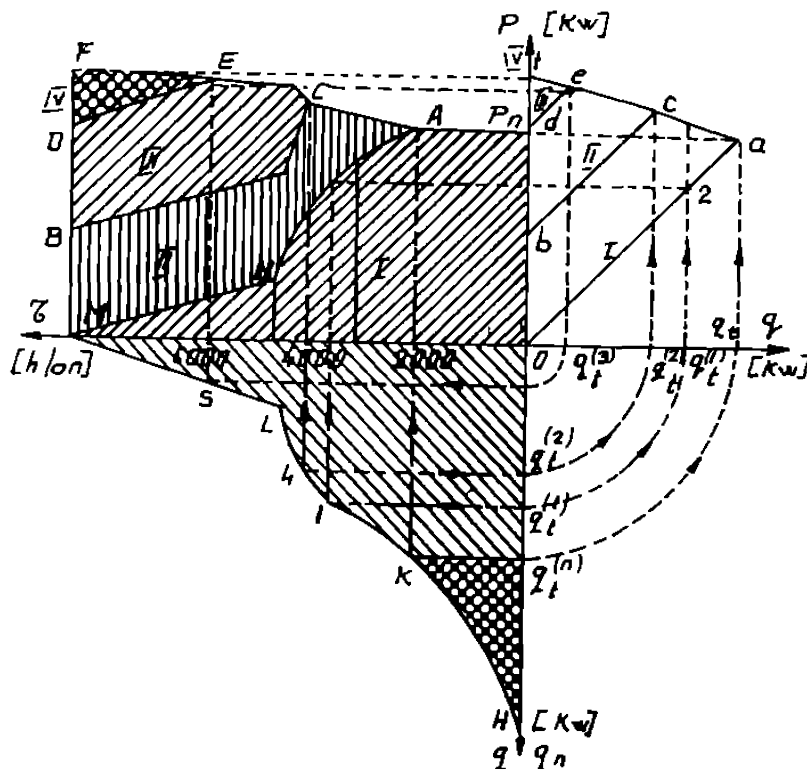


Fig. 2.1. Producerea în comun a energiei electrice și a căldurii

- I. Fără supradimensionarea corpurilor de joasă presiune a corpurilor electrogene, CPJ, caracteristica determină dezvoltarea puterii după linia  $Oa$ , iar energia electrică se integrează pe aria  $OdANMO$ ;
- II. cu supradimensionare cu jumătate din puterea nominală  $P_n$ , puterea electrică este determinată de caracteristica  $bca$ , ceea ce permite integrarea energiei pe suprafața  $ACRBMN$ , reprezentând o energie suplimentară importantă;
- III. supradimensionarea CPJ cu toată puterea nominală  $P_n$ , puterea electrică fiind definită de linia  $deca$  ( la valoare dublă față de cea din ipoteza II.) și energia suplimentară integrată pe aria  $ACEDBMNA$ ;
- IV. supradimensionarea cozii de condensatie până la valoarea puterii maxime  $P_M$  a capacității nominale  $q_n$  a CET; se obține energia integrată pe aria  $EDF$

Deoarece instalarea turbinelor în centralele termice nu este costisitoare, se decide practic întotdeauna instalarea puterii suplimentare a CPJ cu puterea nominală  $P_n$ .

Alimentarea cu căldură a unui centru foarte mare printr-o rețea urbană de mare capacitate nu se poate justifica pe bază de centrală termică CT, din cauza costului foarte mare al exploatării. Prin introducerea termoficării și a centralelor CET optimizate, eficiența sistemului energetic crește. Pentru exemplificare se redau evoluțiile unor importante sisteme de termoficare.

- Studiul Reabilitarea sistemului de termoficare a Bucureștiului [224]

**Evoluția în timp a sistemului de termoficare București**

**Tabelul 2.3.1**

Anul	Capacități instalate în rețele Gcal/h	Nec. de căldură	Nr apart. racordate	Nr persoane beneficiare	Lungime cond. în km	
					primar	secundar
1965	593	510	53 000	160 000	73	78
1970	2078	1500	123 000	375 000	176	186
1975	3748	2700	215 000	650 000	237	253
1980	4322	4741	333 250	1 160 000	300	320
1985	4172	4997	462 000	1 325 000	420	447
1990	4217	5745	556 000	1 510 000	480	780
1993	4797	5365	564 000	1 525 000	491	800

- Instalația de termoficare a Parisului [87]

Cu o lungime de rețea în primar de 342 km și în secundar de 50 km s-au asigurat următoarele resurse de energie primară, exprimate în %:

**Resursele de energie, în %, la instalația de termoficare Paris**

**Tabelul 2.3.2**

Resurse/Anul	1980	1989	1991	1993
căldură reziduală	30	39	43	43
comb. solid	7	21	35	34
gaz	-	22	4	-
comb. lichid	63	14	18	23
surse geotermale	-	4	-	-

- Încălzirea la distanță a orașului Timișoara [237]

Caracteristici ale sistemului termic centralizat:

1. Numărul centralelor termice 19, din care 17 pe gaz și 2 pe combustibil lichid;
2. Numărul punctelor termice 112, din care 24 sub 4 Gcal/h, 39 medii și 49 PT mari, pste 8 Gcal/h, randament mediu la CAF 0,76;
3. Capacitatea termică 1136 MW, din care 738 MW pentru încălzire, 305 MW pentru preparare a c.m., 75 MW pentru industrie și 18 MW sub formă de abur;

Lungimea rețelei primare este de 88 km, diametrul maxim 1000 mm, diametrul minim 50 mm, iar lungimea rețelei secundare 29 km.

## 2.4 Sisteme mari de transport a energiei termice

### 2.4.1 Profilul sistemelor mari de transport

Sistemele mari de transport a energiei termice au un indice sporit de termoficare, ceea

ce implică producție specifică mare de energie electrică pe unitatea de căldură transportată.

Producerea performantă de energie electrică în centralele de termoficare se realizează prin producerea agentului termic la parametri ridicați. Pentru exemplificare se prezintă în tabelul 2.4 nivelul parametrilor termici în sisteme mari de termoficare care folosesc ca agent termic apa fierbinte.

Parametrii agentului termic în sistemele de termoficare

Tabelul 2.4

Sistemul de termoficare	Rețeaua	Temperatura [°C]		Presiunea [bar]		Obs. Bibliogr.
		primar	secundar	primar	secundar	
1. Paris	ducere	250	110	20	8	[87]
	întoarcere	100	70	12	5	
2. București	ducere	150	80	16	10	[224]
	întoarcere	70-80	75	10	6	
3. Leipzig	ducere	120-160	70-150	16	9	[147]
	întoarcere	80	80	12	6	
4. Timișoara CT	ducere	100	60	15	6	[44, 237]
	întoarcere	60	40	5	4	
5. Timișoara CET	ducere	130-140	70-100	17	8	[238]
	întoarcere	75-80	70	6	5	

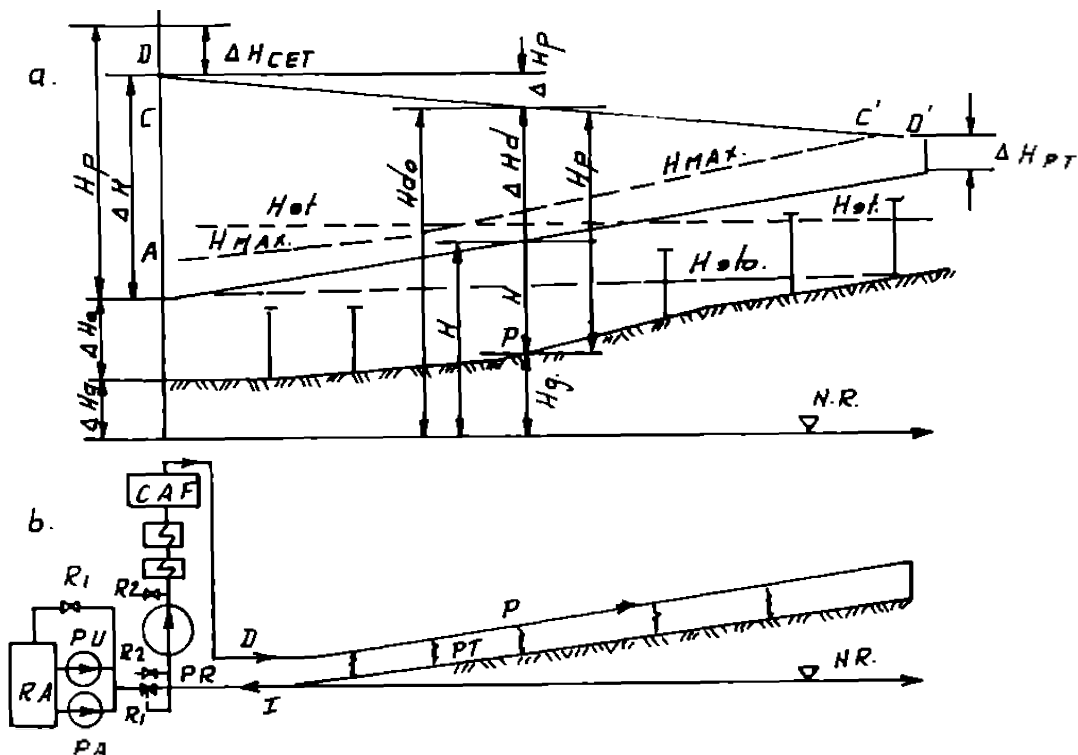


Fig. 2.2. Profilul hidrotehnic al rețelei de termoficare

În cazul opririi agregatelor de pompare, linia de presiune nu trebuie să coboare sub cotele de nivel ale instalațiilor în punctele termice (figura 2.2).

În schema a. sunt marcate pierderile de presiune în CET și într-un punct termic curent, unde cu  $\Delta H_C$  s-a notat presiunea disponibilă, cu  $H$  cota liniei de presiune pe magistrala de întoarcere și cu  $H_g$  cota terenului în raport cu nivelul de referință NR

În ce privește valorile presiunilor minime trebuie să se evite coborîrea presiunilor aproape de presiunea de vaporizare. Presiunile maxime sunt determinate pentru calculele de rezistență ale conductelor.

## 2.4.2 Optimizarea sistemului de transport și distribuție a căldurii

### 2.4.2.1 Parametrii agentului termic

Cedarea de căldură la utilizatori se asigură prin ecartul termic ( $t_1 - t_2$ ) între temperatura agentului termic la intrare respectiv la ieșire din punctul termic, iar ca valori optime se consideră:

$$\begin{aligned} &150/75 \text{ } ^\circ\text{C sau } 140/70 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ la punctele termice} \\ &95/75 \text{ } ^\circ\text{C sau } 90/70 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ la corpurile de încălzire} \end{aligned}$$

Într-o situație intermediară se găsesc instalațiile de încălzire cu apă fierbinte de joasă presiune, având temperatura de 100...115  $^\circ\text{C}$ , care în condiții de distribuție a agentului termic conduc la cele mai mari randamente ale încălzirii.

Studiile teoretice și verificările experimentale au determinat următoarele temperaturi optime ale apei fierbinți [184] la intrarea în rețea:

- pentru lungimi ale rețelei de 8...10 km, 150  $^\circ\text{C}$ ,
- pentru lungimi ale rețelei de 10...17 km, 160  $^\circ\text{C}$ ;
- pentru lungimi ale rețelei de 17 km, 170  $^\circ\text{C}$ ;

Pentru calculul debitului de agent termic  $G$  în kg/s trebuie să se cunoască:

- necesarul nominal de căldură  $q$ , în [W];
- căldura specifică a apei  $c$ , în [J/(kg K)];
- temperaturile în rețeaua de ducere  $t_d$  și în rețeaua de întoarcere  $t_i$ , în  $^\circ\text{C}$

Relația de calcul pentru debitul masic este:

$$G = \frac{q}{c \cdot (t_d - t_i)} \quad (2.1)$$

### 2.4.2.2 Pompele de distribuție din CET

Este necesar să se adopte pompe cu o caracteristică hidraulică cât mai favorabilă.

Înălțimea de pompare a pompei se determină cu relația:

$$H_p = H_p^0 - S_p \cdot Q_h^2 \quad (2.2)$$

unde  $H_p^0$  reprezintă înălțimea de pompare la preluarea din centrală, în mCA;

$S_p$  reprezintă modulul de rezistență al circuitului, în  $\text{m}/(\text{m}^3/\text{s})^2$ ;

$Q_h$  reprezintă debitul pompat, în  $\text{m}^3/\text{s}$ .

Pompele uzuale utilizate în sistemele termice sunt prezentate în tabelul 2.5.

Reglarea cantitativă a debitului de agent termic se face la CET sau în rețea, prin stații de pompare intermediare

O altă caracteristică a circuitului hidraulic prin CAF este rezistența hidraulică:

$$H = S \cdot Q^2 \quad (2.3)$$

unde  $H$  este rezistența circuitului CAF, în mCA;

$Q$  este debitul pompat prin CAF, în  $\text{m}^3/\text{s}$ ;

$S$  este modulul de rezistență al circuitului CAF, în  $\text{m}/(\text{m}^3/\text{s})^2$ .

și depinde de tipul și de presiunea de exploatare. În tabelul 2.5 sunt prezentate

valorile mǎnșilor caracteristice în cazul regimului de vară și de vârf.

Caracteristici ale pompelor din sistemele termice

Tabelul 2.5

Tipul pompei	Domeniul de utilizare	Debit m <sup>3</sup> /h	H <sub>p</sub> m	n min <sup>-1</sup>	H <sub>p</sub> <sup>0</sup> m	S <sub>p</sub> $\left(\frac{m}{h^2}\right) \cdot 10^4$
10NKx2	pompă rețea grup	1000	180	1450	243	61,1
12NDS	pompă stație intermediară	1000	68	1450	76	7,7
14NDS	pompă rețea-vară	1000	40	960	47	6,5
20NDS	pompă rețea tr. I	2700	39	765	51	1,7
24ND	pompă rețea tr. I	5200	51	600	60	0,3
18SD-13	pompă rețea tr. II	2500	189	2980	237	9,1
CE 5000-70	pompă rețea tr. I	5000	70	1500	92	0,9
CE 5000-160	pompă rețea tr. II	5000	160	3000	228	2,7

Caracteristicile hidraulice ale circuitelor CAF

Tabelul 2.6

Capacitatea instalației	Regim de vară			Regim de vârf		
	Q m <sup>3</sup> /h	H m	S·10 <sup>4</sup> (mh <sup>2</sup> /m)10 <sup>2</sup>	Q m <sup>3</sup> /h	H m	S·10 <sup>4</sup> (mh <sup>2</sup> /m)10 <sup>2</sup>
CAF 12,5 Gcal/h	156	15,0	6,15	-	-	-
CAF 12,5 Gcal/h	156	20,0	8,20	-	-	-
CAF 50 Gcal/h	625	5,6	2,50	1500	9,60	24,60
CAF 100 Gcal/h	1235	21,5	14,10	2140	8,05	1,75
CAF 100 I Gcal/h	1235	21,5	14,10	2140	9,60	2,10
CAF 180 Gcal/h	2250	23,8	4,70	3810	10,40	0,70

La pompele cu turație constantă se înregistrează mari pierderi de energie la procesele de reglare cantitativă.

În general se recomandă să se prevadă un număr mai mare de pompe de capacitate mai mică, fiind astfel mai favorabil regimul energetic al stației.

La stațiile de pompare în rețeaua termică a orașului Timișoara [237], s-a instalat puterea nominală.

CET SUD	6 740 kW
CET CENTRU	4 120 kW
Total	10 860 kW

În vederea exploatării economice și pentru acoperirea unor sarcini de vârf, se fac deseori grupări de agregate de pompare în stații. Pentru mărirea debitului pompat, pompele se montează în paralel, iar pentru mărirea înălțimii de pompare, pompele se montează în serie.

În schemele din figura 2.3. se prezintă caracteristicile corespunzătoare a două pompe egale 2p, respectiv diferite p<sub>1</sub>, p<sub>2</sub> montate în paralel și a două pompe egale 2s, respectiv diferite s<sub>1</sub>, s<sub>2</sub> montate în serie.



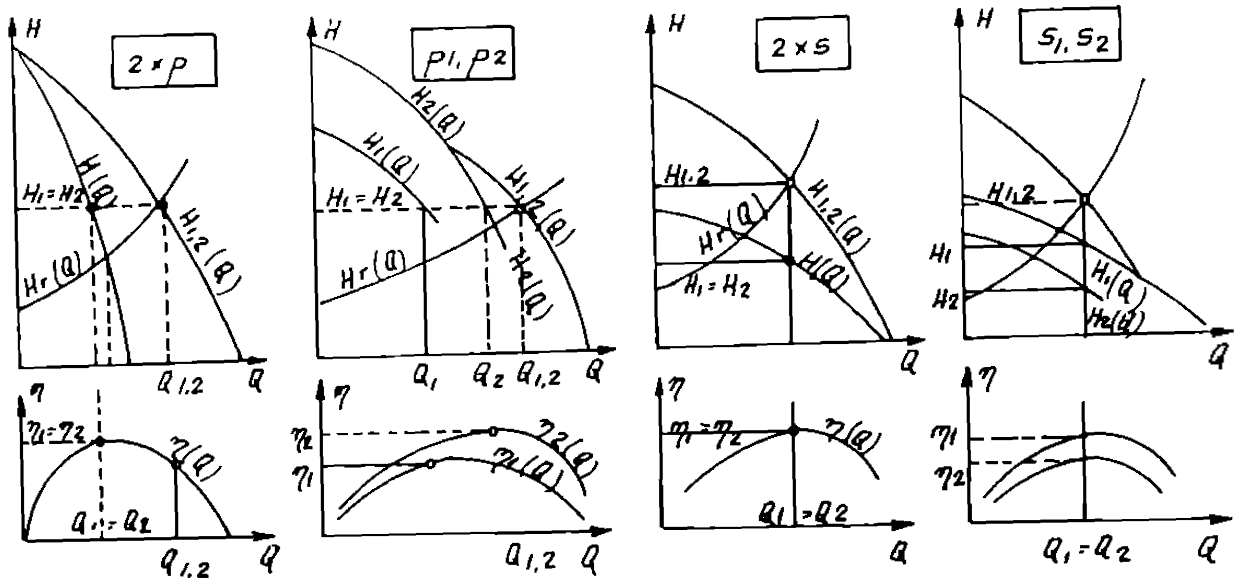


Fig. 2.3. Caracteristicile de exploatare ale agregatelor de pompare

Introducerea motoarelor electrice de acționare cu turație variabilă contribuie la realizarea unor economii importante în consumul de energie electrică [104, 120, 121, 122, 143]. Între debit,  $Q$ , înălțimea de pompare,  $H$ , și puterea  $P$  în funcție de turație există următoarele relații.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3; \quad (2.4)$$

Pentru calculul randamentului, se aplică relația:

$$\eta_2 = 1 - (1 - \eta_1) \cdot \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^{0.2} \quad (2.5)$$

Puterea absorbită de electromotorul pompei este dată de relațiile:

- dacă se consideră debitul pompei,  $Q$ , în  $m^3/s$  și presiunea,  $p$ , în  $daN/m^2$ :

$$P = \frac{p \cdot Q}{102 \cdot \eta} \quad [kW] \quad (2.6.1)$$

- dacă se consideră debitul pompei,  $Q$ , în  $m^3/s$  și presiunea,  $H$ , în mCA:

$$P = 9.81 \cdot \frac{Q \cdot H}{\eta} \quad [kW] \quad (2.6.2)$$

unde randamentul  $\eta$  este randamentul agregatului de pompare și este egal cu produsul randamentelor mecanic, al transmisiei și electric.

### 2.4.2.3 Echipamentele punctelor termice

Punctele termice se echipează cu instalații de pompare pentru apa caldă menajeră [168, 212, 220, 225] și pentru vehicularea agentului termic în circuitul secundar [135, 162, 185, 194]

Procesele de optimizare a echipamentelor punctelor termice formează obiectul de studiu al unor lucrări [67, 75, 105, 216, 217, 231], reușind-se performanțe deosebite prin utilizarea schimbătoarelor de căldură cu plăci [127, 131, 242]

Limitele de temperaturi și condițiile transferului de căldură în circuitele schimbătoarelor de căldură, după modul de aplicare, sunt redată în schemele din figura 2.4.

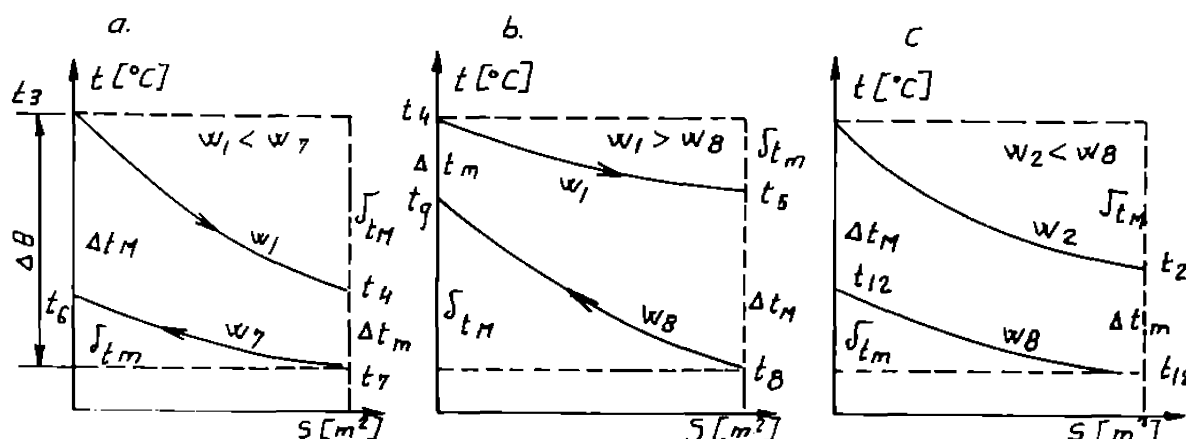


Fig. 2.4. Caracteristicile schimbătoarelor de căldură.

Schema a. -preîncălzitoare de apă fierbinte pentru încălzire;

Schema b. -preîncălzitoare de treapta I pentru a.c.m.;

Schema c. -preîncălzitoare de treapta a II-a.

Deoarece în studiul realizat în această lucrare interesează pierderile de presiune în aceste aparate, în tabelul 2.7 se prezintă caracteristici hidraulice ale schimbătoarelor de căldură utilizate curent.

Caracteristici hidraulice ale schimbătoarelor de căldură

Tabelul 2.7

Utilizarea	$Q_{PT}$ $m^3/h$	$H_{PT}=SQ^2$ m	S $(m^2/m)10^6$
Schimbător de bază, tr. I, T-25, PT-50	750	0,5	0,900
Schimbător de bază, tr. II, T-25, PT-50	1750	3,2	1,100
Schimbător înglobat în condensator, T100-130	3500	1,6	0,130
Schimbător de bază, tr. I, orizontal, T 100-130	3500	3,0	0,245
Schimbător de bază, tr. II, vertical, Z 100-130	3500	3,6	0,294
Schimbător de bază, tr. I, T250/300-240, 4 drumuri	6500	10,0	0,233
	2 drumuri	9000	3,0
Schimbător de bază, tr. II, T250/300-240, 4 drumuri	6500	10,0	0,233
	2 drumuri	9000	3,0

În perioada actuală se fabrică schimbătoare de căldură performante cu plăci sau alte sisteme eficiente [218, 132, 233, 234, 242], agregate de dimensiuni mai mici care necesită spațiu de montaj minim.

Pentru racordarea consumatorilor de căldură în sistemele termice cu grad redus de centralizare se aplică următoarele procedee

- racordare directă simplă cu utilizarea presiunii rețelei;
- racordare directă cu pompă pe conducta de ducere;
- racordare directă cu pompă pe conducta de întoarcere;
- racordare directă cu amestec prin pompare, pe conducta de ducere sau de întoarcere;
- racordare indirectă, prin utilizarea schimbătoarelor de căldură

Bilanțurile termice în circuitul primar și cel secundar determină parametri de calcul ai rețelelor termice.

## 2.5. Optimizarea rețelelor termice

### 2.5.1. Obiectul studiilor de optimizare a rețelelor termice

Cadrul general al balanței termice și condițiile concrete de funcționare a unui sistem de transport și distribuție a căldurii determină amplasamentul și capacitatea termică a sursei, amplasamentul utilizatorilor, traseul conductelor rețelei, nodurile de interconectare în rețea.

Pentru micșorarea pierderilor de căldură în rețele este necesar ca izolarea termică și pozarea conductei să se realizeze prin tehnologii corespunzătoare.

Relația pierderilor de căldură la conducte determinată în termotehnică [24, 66, 76, 86, 233] are forma:

$$Q_t = q(1 + \beta) \cdot L = \frac{t_m - t_0}{R} (1 + \beta) \cdot L \quad [\text{W}] \quad (2.7.1)$$

în care  $q$ , este pierderea specifică de căldură în  $\text{W/m}$ ,  $t_0$  temperatura mediului înconjurător, în  $^{\circ}\text{C}$ ,  $t_m$  temperatura medie a agentului în conductă, în  $^{\circ}\text{C}$ ,  $L$  lungimea conductei în  $\text{m}$ , iar  $\beta = 1,10 \dots 1,15$  un factor de corecție care ține seama de pierderile suplimentare de căldură prin reazeme neizolate ale conductelor.

Rezistența la transfer termic, de la fluid la mediul înconjurător, în  $\text{m}\cdot\text{K}/\text{W}$  se determină cu relația:

$$R = R_i + R_e + R_c = \frac{1}{\pi \cdot d_i \cdot \alpha_i} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_c} \ln \frac{d_e}{d_s} + \frac{1}{\pi \cdot d_e \cdot \alpha_e} \quad (2.7.2)$$

unde: -  $\alpha_i, \alpha_e$  - coeficienți de transfer prin convecție și radiație, în  $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ ;  
 -  $d_i, d_e$  - diametrul interior și exterior al conductei, în  $\text{m}$ ;  
 -  $d_s$  - diametrul exterior al conductei izolate, în  $\text{m}$ ;  
 -  $\lambda_c$  - conductivitatea termică a izolației, în  $\text{W}/(\text{mK})$ .

În metodologia de calcul a izolației termice optimizate și a pierderilor de căldură la transport [7, 99, 117, 142, 200], se cunosc relații aplicabile conductelor montate în pământ, în canale termice și suprateran.

De la debitele termice  $q$  se trece la debitele volumice, în  $\text{m}^3/\text{s}$  prin relația:

$$Q = \frac{\rho \cdot q}{c \cdot (t_d - t_r)} \quad (2.8)$$

Problemele optimizării termice a sistemelor devin probleme ale optimizării hidraulice, astfel încât sistemul termic trebuie să asigure necesarurile de căldură la consumatori la presiunea corespunzătoare, în condiții optime din punct de vedere tehnico-economic.

În calculele hidraulice trebuie să se introducă valorile parametrilor fizici ai agentului termic, iar optimizarea economico-energetică se realizează pe baza criteriilor de optimizare a rețelelor de transport și distribuție a apei.

### 2.5.2. Metode de rezolvare a optimizării rețelelor

Datele cunoscute ale problemei sunt:

- structura rețelei, amplasamentul utilizatorilor și al sursei;
- modul de interconectare a nodurilor rețelei;
- lungimile conductelor între nodurile rețelei;
- încărcarea rețelei și a întregului sistem.

În cazul problemelor de dimensionare trebuie determinate diametrele conductelor în condiții optime de exploatare.

La metodele uzuale de calcul se acceptă o supradimensionare a rețelei, pentru a cuprinde încărcările de vârf și anumite ipoteze de avarie.

În cazul problemelor de verificare se mai cunosc:

- diametrele conductelor din rețea;
- debitele și presiunile necesare la utilizatori.

La aceste probleme se cere verificarea condițiilor de asigurare la utilizatori a necesarilor de căldură și a presiunii disponibile.

### 2.5.3. Necesitatea echilibrării rețelelor termice

Rețelele termice funcționează întotdeauna ca structuri inelare, vehicularea agentului fiind determinată de dimensiunile conductelor. Orice modificare introdusă în rețea determină modificarea distribuției debitelor în rețea.

Rețelele termice binare funcționează întotdeauna ca sisteme echilibrate, cu un conținut energetic minim. Pentru a se asigura o vehiculare corespunzătoare a agentului în rețea, cu cât se realizează o dimensionare mai corectă, cu atât corecțiile necesare prin reglare sunt mai reduse.

Se obține o micșorare a consumului energetic în general și un grad mai mare de siguranță în exploatare. La rețelele cu structură arborescentă se formează numai circuite funcționale, care trebuie echilibrate în principal prin dimensionare și prin reglare, iar distribuția debitelor în rețea este determinată de necesarul de căldură la consumatori.

Dacă prin construcția rețelei apar și inele pe rețeaua de ducere, respectiv întoacere, inele denumite constructive, acestea trebuie echilibrate suplimentar. În aceste rețele cu inele constructive, distribuția debitelor de tranzit nu este determinată și trebuie aleasă cea soluție care să asigure un grad ridicat de siguranță în exploatare la o investiție acceptabilă.

Echilibrarea sistemelor termice, ca și o caracteristică proprie a acestora, stă la baza proceselor de dimensionare, verificare și reglare.

## 2.6. Criteriile de dimensionare economică a rețelelor

### 2.6.1. Studiile de fezabilitate și optimizările analitice

În domeniul optimizării sistemelor termice pentru transportul și distribuția căldurii se deosebesc pe de o parte studiile de fezabilitate prin care se stabilesc datele inițiale ale temelor de optimizare, iar pe de altă parte procesele de optimizare a sistemelor, efectuate de obicei prin metode analitice

- Studiile de fezabilitate pentru optimizarea sarcinii termice, se concentrează asupra posibilităților de mărire a eficienței instalațiilor de utilizare a energiei.
  - perfecționarea corpurilor de încălzire și creșterea randamentului energetic;
  - micșorarea pierderilor de căldură ale clădirilor;

- optimizarea consumului specific de apă caldă menajeră.
- Studiile de fezabilitate pentru optimizarea surselor termice au ca scop îmbunătățirea tehnologică a proceselor de utilizare a energiei primare
  - creșterea randamentului cazanelor;
  - alegerea combustibilului în condiții optime de procurare și transport, eliminarea reziduurilor, impactul asupra mediului;
  - creșterea randamentului transformărilor de energie la centralele termice;
  - optimizarea amplasamentului centralelor termice;
  - optimizarea măsurilor de protecție a mediului ambiant.

Studiile de fezabilitate oferă datele inițiale pentru optimizarea sistemelor de transport și distribuție a căldurii la fiecare nivel de analiză.

Funcția analitică prin care se exprimă efectul asupra parametrului de optimizare se numește *funcțională*, iar în modelul matematic sunt cuprinse relațiile de restricții impuse sistemului.

Criteriul investiției minime, criteriul costului minim al exploatării și criteriul cheltuielilor echivalente de calcul sunt criteriile principale de optimizare, aplicate în calculele de dimensionare

Pe lângă aceste criterii de optimizare, care stau la baza elaborării modelelor matematice de calcul economic, se aplică și unele criterii speciale, în care se consideră consumul energetic, energia înglobată în sistem, venitul net maxim sau alți indicatori sintetici [13, 15, 80, 91, 103, 107, 115, 142, 187, 196, 197, 320].

În perioada actuală de evoluție rapidă a tehnologiei se impune evaluarea timpului propriu de recuperare a investiției, conform relației:

$$T_p = \frac{I}{V_{net}} \quad [\text{ani}] \quad (2.9.1)$$

ca raport între investiția necesară și venitul net realizat anual. În țara noastră se consideră valoarea coeficientului  $\beta = 1/T_n = 0,1$  pentru timpul de recuperare normal,  $T_n = 10$  ani.

La compararea efectelor economice obținute pentru două soluții:

- soluția 1, cu investițiile  $I_1$  și cheltuielile de exploatare  $C_1$
- soluția 2, cu  $I_2 < I_1$  și  $C_2 > C_1$

se calculează timpul de recuperare comparativ  $T_c$ , ca perioadă în care cheltuielile de investiție și cheltuielile de exploatare se egalează, rezultând:

$$T_c = \frac{I_1 - I_2}{C_2 - C_1} \quad [\text{ani}] \quad (2.9.2)$$

## 2.6.2. Funcții criteriale de optimizare

### 2.6.2.1 Criteriul investiției minime

Se notează

- $D_j$ , diametrul conductei  $j$ , în m;
- $L_j$ , lungimea conductei  $j$ , în m;

Investiția în rețeaua de conducte se calculează cu relația:

$$I_c = \sum_{j=1}^n (A + B \cdot D_j^a) \cdot L_j \quad (2.10.1)$$

Componenta  $A$ , spre deosebire de componenta  $B$ , reprezintă costul unitar care nu depinde de diametrele conductelor și se consideră în funcție de materialul conductelor,

de condițiile de pozare și de izolare, din date statistice.

Exponentul  $\alpha$  are pentru conductele termice valori de 1,5... 2,0, cu valoarea uzuală de 1,8.

La calculul investițiilor în stațiile de pompare intervin:

- $Q_p$  debitul vehiculat total sau  $Q_{pj}$  al stației de pompare  $j$ , în  $m^3/s$ ;
- $H_p$  înălțimea de pompare la CET, în mCA;
- $h_j$  pierderile de presiune în conducte exprimate în mCA, respectiv  $\Sigma h_j$  însumate pe traseul binar;
- $P$  puterea stației de pompare, în kW;
- $f$  în unități de cost de instalare, pe unitate de putere;
- $r$  factor pentru instalarea puterii de rezervă,  $r = 1,2 \dots 1,5$ .

Investiția stației de pompare în sistem se determină cu relația:

$$I_p = \sum_i \frac{9,81}{\eta} \cdot f \cdot r \cdot Q_m \cdot H_m \quad (2.10.2)$$

Investiția totală în sistem trebuie să fie minimă:

$$K = I_c + I_p \rightarrow \min \quad (2.10.3)$$

Aplicarea criteriului conduce la obținerea unor diametre mici.

### 2.6.2.2. Criteriul cheltuielilor minime de exploatare

În cheltuielile indirecte se consideră componentele:

- $p_1 I_c$ , cu valori ale cotei de amortizare  $p_1 = 0,03 \dots 0,05$  pentru rețeaua de conducte;
- $p_2 I_p$ , cu valori ale cotei de amortizare  $p_2 = 0,08 \dots 0,12$  pentru stația de pompare

Costul anual al energiei electrice, cu  $T$  ore de funcționare anuală și tariful  $e$  în unități de cost pe kWh se calculează cu relația:

$$C_e = e \cdot P \cdot T = e \cdot T \cdot \frac{9,81}{\eta} \cdot Q_p \cdot H_p \quad (2.11.1)$$

Funcția criterială devine:

$$K = p_1 \cdot \sum (A + B \cdot D_j^\alpha) \cdot L_j + p_2 \cdot I_p + C_e \rightarrow \min \quad (2.11.2)$$

Aplicarea criteriului conduce la diametre mari ale conductelor.

### 2.6.2.3. Criteriul cheltuielilor echivalente de calcul

Spre deosebire de criteriul anterior, criteriul cheltuielilor echivalente de calcul conține și factorul de rentabilitate  $\beta$ , cu valori  $\beta = 0,08 \dots 0,15$ , care exprimă necesitatea re tehnologizării și formării fondului de dezvoltare. Criteriul are expresia:

$$K = (1 + \beta)(p_1 \cdot I_c + p_2 \cdot I_p) + C_e \rightarrow \min \quad (2.12.1)$$

sau sub formă dezvoltată:

$$K = (p_1 + \beta) \cdot \sum (A + B \cdot D_j^\alpha) \cdot L_j + \frac{9,81}{\eta} \cdot Q_p \cdot H_p \cdot [(p_2 + \beta) \cdot f \cdot r + e \cdot T] \quad (2.12.2)$$

Din aplicarea criteriului rezultă valori raționale ale diametrelor conductelor.

Funcția multicriterială a cheltuielilor echivalente de calcul este utilizată în modelele de optimizare cuprinzând indicatori analitici diferențiați.

### 2.6.2.4. Criteriul cheltuielilor actualizate

Acest criteriu ține seama de veniturile nete obținute în cei  $m$  ani de construcție și  $r$  ani de funcționare parțială a sistemului

Se notează  $(V-C)_i$ , venitul net realizat în anul  $i$  în perioada de la punerea în funcțiune parțială până în anul în care se ajunge la profilul final,

$I_i$ , investițiile în anul  $i$ ,

$C$ , cheltuielile totale anuale la profilul final

Cheltuielile anuale se înmulțesc cu factorul de forma  $(1+\beta)^n$ , pentru a exprima valoarea actualizată costului după  $n$  ani de la investiție.

Funcția cheltuielilor actualizate anuale la profilul final este:

$$C_{actual} = C + \beta \sum_1^m I_i \cdot (1 + \beta)^{m-1} - \beta \sum_1^r (V - C)_i \cdot (1 + \beta)^{r-1} \quad (2.13)$$

### 2.6.2.5 Gradul de siguranță în exploatare și stabilitatea sistemelor

Gradul de siguranță în exploatare a unui sistem de transport de energie este o caracteristică generală de ordin calitativ, care nu poate fi descrisă de o relație analitică. În cazul sistemelor termice se poate afirma că o rețea inelară are un grad de siguranță în exploatare mai mare decât o rețea arborescentă și cu atât mai mare cu cât distribuția debitelor este mai uniformă și echilibrată.

O altă caracteristică evaluată în mod calitativ este stabilitatea hidraulică a rețelelor termice. Stabilitatea hidraulică reprezintă proprietatea sistemului ca la o perturbație hidraulică maximă să se obțină în instalațiile consumatorilor neautomatizați o anumită modificare a debitului de agent termic [76, 168]. Modificările de debite sunt consecințe ale presiunii disponibile în sistem

Coefficientul de stabilitate exprimă raportul între debitul de agent în regim perturbat și debitul de agent nominal la fiecare consumator. În mod similar gradul de asigurare a stabilității hidraulice se exprimă ca raportul între presiunea disponibilă în regim perturbat și în regim nominal. Din aceste motive se recomandă ca pierderile specifice de presiune să se încadreze între 30...60 Pa/m, iar pe bransamente pierderile de presiune să fie până la 150 Pa/m.

## 2.7 Concluzii

În studiile preliminare se optimizează caracteristicile surselor termice și ale utilizatorilor, ca date inițiale pentru optimizarea sistemelor de transport și distribuție a căldurii

Centralele termice și de termoficare sunt echipate cu stații de pompare la un nivel mediu de tehnicitate. În centralele termice și la punctele termice sunt necesare dotări cu echipamente performante.

În acest capitol s-au prezentat metodele de optimizare a rețelelor de apă în general și condițiile de aplicare a lor în rețelele termice. Pe lângă studiile efectuate prin compararea variantelor funcționale, se prezintă conținutul metodelor de dimensionare economică a rețelelor pe baza diferitelor criterii: investiție minimă, cost minim de exploatare, cheltuieli echivalente de calcul minime, costul energiei consumate și a energiei înglobate în sistem.

Structura inelară a rețelelor termice asigură un grad de siguranță în exploatare ridicat.

### 3. BAZELE CALCULULUI HIDRAULIC AL REȚELELOR TERMICE

#### 3.1 Particularitățile vehiculării apei în rețelele termice

Modelele calculului hidraulic al conductelor care transportă apă fierbinte, spre deosebire de procedeele de calcul aplicate în cazul mișcării apei de temperaturi  $0 \dots 25^{\circ}\text{C}$  în conducte, trebuie să țină seama de caracteristicile termofizice ale agentului termic, de modul în care caracteristicile mecanice și termice influențează condițiile mișcării, precum și de mișcarea cu evoluție în cazul curgerii neizoterme.

##### 3.1.1. Caracteristicile termofizice ale apei în funcție de temperatură

Pe lângă unele variații continue, determinate de evoluția legăturilor de hidrogen în diferite grupări ale moleculelor: presiunea de vaporizare la temperaturi scăzute, coeficientul de dilatare cubică  $\beta$ , vâscozitatea dinamică  $\eta$ , vâscozitatea cinematică  $\nu$ , apa prezintă multe excepții: densitatea  $\rho$  maximă în jurul temperaturii de  $4^{\circ}\text{C}$ , ca atare căldura specifică minimă  $c$  apropiată de  $1 \text{ kcal}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$ , conductivitatea termică  $\lambda$  maximă la  $125^{\circ}\text{C}$ , difuzivitatea termică maximă  $a = 6,22 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{h}$  la temperatura de  $150^{\circ}\text{C}$ , criteriul Prandtl minim,  $Pr = 0,86$  la  $250^{\circ}\text{C}$ , viteza de propagare a undelor maximă la  $73^{\circ}\text{C}$  ca și alte proprietăți.

##### 3.1.2. Caracteristici ale curgerii neizoterme

- în rețelele binare apar diferențe de presiune din cauza temperaturilor diferite; presiunile diferite în cazul conductelor verticale determină o mișcare a apei în sistemele de încălzire cu circulație naturală;
- regimul de mișcare este influențat de faptul că în vecinătatea pereților conductelor temperaturile sunt mai scăzute decât în zona centrală; modificarea vâscozității apei și a condițiilor de frecare atrag modificări ale coeficienților de rezistență hidraulică liniară;
- în mișcarea apei în lungul rețelei au loc procese de răcire, cu efecte uneori favorabile în echilibrarea circuitelor; în calculele exacte este necesar să se țină seama de unele caracteristici neizoterme.

În continuare, în tabelul 3.1, se prezintă expresiile unor criterii de similitudine utilizate în calculul hidraulic și termic al rețelelor termice.

Criterii de similitudine

Tabelul 3.1

Criteriul	Symbol	Relație	Raport de forțe	Fenomen
Newton	Ne	$R_f/\rho \cdot v^2 \cdot l^2$	frecare / inerție	frecare în cond.
Reynolds	Re	$v \cdot d/\nu$	vâscozitate / inerție	curgerea fluidelor
Froude	Fr	$v^2/g \cdot l$	gravitaționale / inerție	curg. lichid. incompr.
Euler	Eu	$p/\rho \cdot v^2$	presiune / inerție	curg. prin cond.
Arhimede	Ar	$(g \cdot l^3/\nu^2) \cdot ((\rho_a - \rho)/\rho)$	gravitație / vâscozitate	circulație liberă
Strouhal	Sr	$l/v \cdot t$	regim nestabil	homocronie
Prandtl	Pr	$\nu/a$	-	transfer convectiv
Carnot	Ca	$(T_2 - T_1)/T_2$	-	cicl. termodinamice
Mach	Ma	$v/a$	-	curg. fluidelor compr.
Weber	We	$v^2 \cdot l/\sigma$	-	transfer de căldură



Principalele caracteristici termofizice ale apei pe curba de saturație

Tabelul 3.2

temp °C	p bar	ρ kg/m <sup>3</sup>	10 <sup>4</sup> ·β grd <sup>-1</sup>	c kJ/kg·K	λ W/m·K	10 <sup>6</sup> ·α m <sup>2</sup> /s	10 <sup>6</sup> ·η N·s/m <sup>2</sup>	10 <sup>6</sup> ·ν m <sup>2</sup> /s	Pr
0	1,013	999,9	-0,63	4,212	0,551	0,131	1788	1,789	13,67
10	1,013	999,7	+0,70	4,191	0,574	0,137	1306	1,306	9,52
20	1,013	998,2	1,82	4,183	0,599	0,143	1004	1,006	7,06
30	1,013	995,7	3,21	4,174	0,618	0,149	801,5	0,805	5,42
40	1,013	992,2	3,87	4,174	0,635	0,153	653,3	0,659	4,31
50	1,013	988,1	4,49	4,174	0,648	0,157	549,4	0,556	3,54
60	1,013	983,2	5,11	4,179	0,659	0,160	469,4	0,478	2,98
70	1,013	977,8	5,70	4,187	0,668	0,163	406,1	0,415	2,55
80	1,013	971,8	6,32	4,195	0,674	0,166	355,1	0,365	2,21
90	1,013	965,3	6,95	4,208	0,680	0,168	314,9	0,326	1,95
100	1,013	958,4	7,52	4,220	0,683	0,169	282,5	0,295	1,75
110	1,43	951,0	8,08	4,233	0,685	0,170	259,0	0,272	1,60
120	1,98	943,1	8,64	4,250	0,686	0,171	237,4	0,252	1,47
130	2,70	934,8	9,19	4,266	0,686	0,171	217,8	0,233	1,36
140	3,61	926,1	9,72	4,287	0,685	0,172	201,1	0,217	1,26
150	4,76	917,0	10,3	4,313	0,684	0,173	186,4	0,203	1,17
160	6,18	907,4	10,7	4,366	0,683	0,173	173,6	0,191	1,10
170	7,96	897,3	11,5	4,396	0,682	0,172	164,2	1,181	1,05
180	10,11	886,9	12,1	4,396	0,676	0,172	154,0	0,173	1,01
190	12,68	876,0	12,8	4,480	0,673	0,171	148,1	0,166	0,97
200	15,74	864,0	13,5	4,501	0,668	0,170	142,2	0,160	0,95

În cercetarea fundamentală, criteriul Prandtl poate oferi adoptarea unui model eficient pentru descrierea mișcării apei fierbinți, ținând cont de vâscozitate și de influența difuzivității.

### 3.2. Aplicarea legilor fundamentale ale hidrodinamicii

Agentul termic se consideră fluid real incompresibil; mișcarea apei calde sau fierbinți în conducte este unidimensională, permanentă; consumul de energie necesar în procesul de curgere, transformată în căldură prin acțiunea forțelor de frecare vâscoasă, este ireversibil. În calculele inițiale mișcarea se consideră izotermă deoarece căldura specifică a apei este mare în raport cu aceea a pereților conductei și a mediului, iar procesul de răcire este limitat, și în calcule de precizie se efectuează corecțiile necesare.

Debitul de calcul hidraulic în funcție de necesarul de căldură sau puterea termică  $q$ , este debitul volumic, determinat cu relația:

$$Q = \frac{q}{c \cdot \rho \cdot (t_d - t_c)} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (3.1)$$

în care -  $q$  este puterea termică, în kW;

-  $c$  este căldura specifică, în kJ/(kg·K),

-  $\rho$  este densitatea, în kg/m<sup>3</sup>,

- $t_1$  este temperatura în conducta de ducere, în °C.
- $t_2$  este temperatura în conducta de întoarcere, în °C

Consumul de energie necesar, raportat la unitatea de greutate a curentului de fluid este mărimea cea mai importantă a calculului hidraulic de dimensionare și verificare a rețelilor termice.

Pierderea de presiune la curgerea apei ca fluid real într-o conductă între secțiunile 1 și 2, cu vitezele  $v_1$  și  $v_2$ , presiunile  $p_1$  și  $p_2$  și cotele potențiale  $z_1$  și  $z_2$ , rezultă din aplicarea relației lui Bernoulli:

$$\Delta p_{1,2} = \left( \frac{\alpha_1 \cdot \rho_1 \cdot v_1^2}{2} + p_1 + \rho \cdot g \cdot z_1 \right) - \left( \frac{\alpha_2 \cdot \rho_2 \cdot v_2^2}{2} + p_2 + \rho \cdot g \cdot z_2 \right) \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.2)$$

în care coeficienții  $\alpha_1$  și  $\alpha_2$  depind de modul de distribuție a vitezelor în secțiunea conductei, având valorile  $\alpha = 1,05 \dots 1,10$ .

Relația generală de calcul pentru pierderile de presiune liniare este:

$$\Delta p_{1,2 \text{ lin}} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2} \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.3.1)$$

- în care:
- $D$  este diametrul conductei, în m,
  - $L$  este lungimea conductei, în m,
  - $f$  este coeficientul pierderilor de presiune liniare.

Componentele importante ale rezistenței hidraulice sunt energia potențială de presiune și de poziție, care ajung la valori de câțiva metri sau chiar zeci de metri într-o rețea. Energia cinetică disipată în sistem are valori foarte mici.

Pe lângă pierderile de presiune liniare se determină și pierderile de presiune locale pe tronsonul de conductă 1-2, cu relația:

$$\Delta p_{1,2 \text{ loc}} = \sum \zeta \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2} \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.3.2)$$

### 3.3. Metode și modele de calcul a rezistențelor hidraulice liniare

#### 3.3.1. Relații de calcul generalizate

Relațiile de calcul aplicate în hidraulică în general [5, 8, 25, 65, 69, 70, 83, 84, 146, 165, 166, 215, 275] au fost generalizate în aplicarea directă sau cu unele corecții la calculul conductelor termice. Modelele care țin seama de particularitățile tehnologice ale conductelor termice [110, 114, 115, 158, 175, 195, 234] consideră efectiv condițiile de lucru ale conductelor în rețele [136, 137, 140, 148, 150, 195]. Modelele care țin seama de funcția de vâscozitate și de cadrul fizic al mișcării aplică criteriul Reynolds între limitele

$$\text{Re}_1 = \frac{6,35}{k^{1,144}} \approx \frac{10}{k} \text{ și } \text{Re}_2 = \left( \frac{120}{k} \right)^{1,125} \approx \frac{560}{k}$$

unde  $k$  este rugozitatea absolută echivalentă de tip nisip.

În funcție de regimul hidraulic de mișcare, se prezintă în continuare relațiile de calcul pentru coeficientul pierderilor de presiune liniare,  $f$

- regim laminar,  $\text{Re} < 2300$ :

$$\text{Stokes: } f = 64 / \text{Re} \quad (3.4)$$

- regim turbulent,  $\text{Re} < \text{Re}_1$  :

$$\text{Konakov: } f = 1 / (1,8 \cdot \lg \text{Re} - 1,5)^2, \quad f = 0,015 \dots 0,050; \quad (3.5.1)$$

$$\text{Blasius: } f = 0,364 \cdot \text{Re}^{-0,25}, \quad 4000 < \text{Re} < 10^5; \quad (3.5.2)$$

$$\text{Mc Adams: } f = 0,184 \cdot \text{Re}^{-0,20}, \quad 5000 < \text{Re} < 2 \cdot 10^5, \quad (3.5.3)$$

$$\text{Filonenko } 1/\sqrt{f} = 1,82 \cdot \lg \text{Re}^{1,04}, \quad 4000 < \text{Re} < 10^7, \quad (3.5.4)$$

$$\text{Herman } f = 0,0054 + 0,396 \cdot \text{Re}^{-0,3}, \quad 10^5 < \text{Re} < 2 \cdot 10^6, \quad (3.5.5)$$

$$\text{Nikuradse: } f = 0,0032 + 0,221 \cdot \text{Re}^{-0,237}, \quad 10^5 < \text{Re} < 3,2 \cdot 10^6, \quad (3.5.6)$$

$$\text{Lorenz: } f = 0,0076 + 0,899 \cdot \text{Re}^{-0,194}, \quad \text{Re} < 1,2 \cdot 10^6, \quad (3.5.7)$$

$$\text{Koo: } f = 0,0056 + 0,5 \cdot \text{Re}^{-0,32}, \quad 3000 < \text{Re} < 3 \cdot 10^6, \quad (3.5.8)$$

Prandtl-Karman:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \cdot \lg \left( \frac{\text{Re} \cdot \sqrt{f}}{2,51} \right), \quad 3000 < \text{Re} < 10^7, \quad (3.5.9)$$

- regim de tranziție, conducte semirugoase,  $\text{Re}_1 < \text{Re} < \text{Re}_2$

$$\text{Moody } f = 0,0055 + \left[ 1 + \left( 20000 \cdot k + \frac{10^6}{\text{Re}} \right)^{1,3} \right] \quad (3.5.10)$$

Colebrook-White

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \lg \left[ \frac{2,51}{\text{Re} \cdot \sqrt{f}} + \frac{k}{3,72} \right] \quad (3.5.11)$$

$$\text{Altșul: } f = 0,1 \left( 1,46 \cdot k + \frac{100}{\text{Re}} \right)^{0,25} \quad (3.5.12)$$

$$\text{Frenkl: } \frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \lg \left[ \frac{k}{3,72} + \left( \frac{6,81}{\text{Re}} \right)^{0,9} \right] \quad (3.5.13)$$

- regim turbulent, conducte rugoase:

Prandtl-Nikuradse:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \lg \frac{3,72}{k}, \quad \text{Re} > \text{Re}_2, \quad (3.5.14)$$

$$\text{Șifrinson: } f = 0,11 \cdot \left( \frac{k}{D} \right)^{0,25} \quad (3.5.15)$$

Aceste modele au condus la rezultate bune. O problemă controversată este aceea a aprecierii corecte a valorii rugozității absolute  $k$ , deoarece coeficientul de rezistență liniară  $f$  se modifică în timp din cauza coroziunii și a depunerilor

În literatura de specialitate [10,151] se recomandă și aplicarea unor relații empirice, stabilite în anumite condiții de execuție și de exploatare. Relațiile fiind neomogene, se impune aplicarea unor anumite unități de măsură:

- diametrele  $d$  în mm,  $D$  în m,
- pierderile de presiune  $h$  în mmCA,  $H$  în mCA;
- lungimile  $L$  în m;
- viteza medie în m/s;
- debitele  $Q$  în m<sup>3</sup>/h.

$$\text{Jurgenson: } f = 0,094 \cdot d^{0,055} \cdot \text{Re}^{-0,14}, \quad \text{Re} > 150.000 \cdot D, \quad (3.5.16)$$

$$\text{Biel-Friezsche } h = 2232 \cdot L \cdot Q^{1,875} (100 \cdot D)^{-5}, \quad v > 150.000 \cdot v, \quad (3.5.17)$$

Relații pentru conducte metalice noi:

$$\frac{h}{L} = 0,785 \cdot \frac{v^{1,86}}{D^{1,25}} \quad (3.5.18)$$

$$\frac{H}{L} = 4,5 \cdot \frac{v^{1,77}}{d^{1,25}} \quad (3.5.19)$$

Pentru conducte uzate și conducte termice:

$$\frac{h}{L} = 1,16 \cdot \frac{v^{1,95}}{D^{1,25}} \quad (3.5.20)$$

$$\frac{H}{L} = 7,7 \cdot \frac{v^{1,77}}{d^{1,25}} \quad (3.5.21)$$

Relația Colebrooke-White este aplicabilă cu cele mai bune rezultate în regimul de tranziție neted rugos și acoperă practic toate domeniile ale regimului de curgere în conducte.

Deoarece relația este implicită solicitând un volum mare de calcul, calculele se fac cu ajutorul calculatorului electronic. Pentru rețelele termice testate [33], având tronsoane cu diametre mici și mijlocii, distribuția debitelor la utilizatori diferă cu până la 10% din valorile necesare impuse, dacă nejustificat se aplică regimul turbulent pătratic. Una dintre metodele aplicabile în orice regim de mișcare [108], introduce noțiunea de conductanță hidraulică:

- conducte netede:  $\chi_o = 1/2\sqrt{f_o} = 0,9 \cdot \lg \text{Re}^{-0,75}$  (3.6.1.1)

- conducte rugoase:  $\chi_r = 1/2\sqrt{f_r} = 0,87 - \lg k/D$  (3.6.1.2)

Dacă se calculează parametrul de rugozitate  $s = \chi_o - \chi_r$ , în intervalul  $-1,3 \leq s \leq +1,3$  este necesară corecția  $\Delta = 0,31 \cdot e^{-2|s|}$ . Astfel rezultă pentru:

- conducte netede,  $s < -1,3$   $\chi = \chi_o$  (3.6.2.1)

- conducte, regim mixt,  $-1,3 \leq s \leq 0$ :  $\chi = \chi_o - \Delta$  (3.6.2.2)

- conducte, regim mixt,  $0 < s \leq 1,3$ :  $\chi = \chi_r - \Delta$  (3.6.2.3)

- conducte rugoase,  $s > 1,3$   $\chi = \chi_r$  (3.6.2.4)

În toate cazurile, coeficientul de rugozitate se calculează cu relația:

$$f = \frac{1}{4\chi^2} \quad (3.6.3)$$

Coeficientul de rezistență hidraulică în relații de tip Darcy-Weisbach se determină în funcție de  $f_p$  caracteristic regimului turbulent pătratic [8], având rugozitatea absolută și diametrul exprimate în aceeași unitate de măsură.

$$\sqrt{f_p} = \frac{1}{\left(-2 \cdot \lg \frac{k}{D} + 1,138\right)^2} \quad (3.7.1)$$

Notând:  $A_o = \frac{Q \cdot k}{D^2 \cdot v}$ ;  $A = (1,274 \cdot A_o + 8) \cdot \sqrt{f_p} - 4$  (3.7.2)

Se determină:  $f = \frac{A + \sqrt{A^2 + 20,38 \cdot A_o \sqrt{f}}}{2,55 \cdot A_o}$  (3.7.3)

În regim turbulent pătratic, panta hidraulică se scrie:

$$i = \frac{h}{L} = \frac{k}{D^5} \cdot Q^2 = \frac{16 \cdot f}{2 \cdot \pi^2 \cdot g \cdot D^5} \cdot Q^2 = a \cdot Q^2 \quad (3.8.1)$$

iar rezistența hidraulică:

$$h = a \cdot L \cdot Q^2 = M \cdot Q^2 \quad [\text{m}] \quad (3.8.2)$$

Aplicând relația lui Chezy  $v = C \cdot \sqrt{R \cdot i}$ ,  $R = D/4$ , se obține

- cu metoda Pavlovsch:

$$C = \frac{1}{n} \cdot R^y, \quad y = 1,5 \cdot \sqrt{n}; \quad k = \frac{64}{\pi^2} \cdot \frac{4^{2y} \cdot n^2}{D^{2y}}; \quad (3.8.3)$$

$$i = 0,0014822 \cdot Q^2 / D^m, \quad m = 5,3285$$

- cu metoda Manning:

$$y = \frac{1}{6}; \quad k = 6,485 \cdot 4^{0,53} \cdot \frac{n^2}{D^{0,334}}; \quad (3.8.4)$$

$$i = 0,0014825 \cdot \frac{Q^2}{D^m}; \quad m = 5,33$$

Diagrame și tabele de calcul s-au elaborat pentru  $n=0,012$  (conducte metalice noi) și pentru  $n=0,013$  (conducte uzate).

Exponentul  $m=5,33$ , la valoarea  $k=0,0014525$  și relațiile rezistenței specifice  $a$  și a modulului de rezistență  $M = a \cdot L$ , se folosesc în calculele de echilibrare, la dimensionarea tehnico-economică.

### 3.3.2. Modele de calcul specializate

Pentru conductele de termoficare s-au stabilit experimental modele de calcul hidraulic, în care se introduc direct vâscozitatea, funcții de temperatură și densitatea fluidului. În relațiile care se prezintă mai jos se folosesc următoarele unități de măsură.

- debitul volumic  $Q$ , în  $\text{m}^3/\text{s}$ ;
- debitul masic  $G$ , în  $\text{kg}/\text{s}$ ;
- densitatea  $\rho$ , în  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;
- pierderile de presiune  $\Delta p$ , în  $\text{N}/\text{m}^2$ ;
- lungimea  $L$ , diametrul  $D$ , rugozitatea absolută  $k$ , în  $\text{m}$ .

Modelul Biel-Fritsche.

$$f = 0,249 \cdot v^{0,148} \cdot Q^{-1,125} \quad (3.9.1)$$

$$A_f = 0,0894 \cdot k^{0,25}; \quad h = A_f \cdot L \cdot \frac{G^2}{\rho \cdot D^{3,25}}; \quad (3.9.2)$$

$$A_D = 0,63 \cdot k^{0,0475}; \quad D = A_D \cdot \frac{G^{0,14}}{\left(\rho \cdot \frac{h}{L}\right)^{0,19}}; \quad (3.9.3)$$

$$A_G = 3,35 \cdot k^{0,125}; \quad G = A_G \cdot \left(\rho \cdot \frac{h}{L}\right)^{0,5} \cdot D^{2,625} \quad (3.9.4)$$

Metoda Alțșul [227], deși nu este o metodă de dată recentă, este aplicabilă pentru întregul sortiment de conducte, de la diametrul de 7 mm până la 1000 mm. În relațiile care urmează se folosesc următoarele notații și unități de măsură:

- debitul volumic  $Q$ , în  $\text{m}^3/\text{s}$ ;
- greutatea specifică  $\gamma$ , în  $\text{N}/\text{m}^3$ ;
- rezistența specifică  $R$ , în  $\text{N}/\text{m}^2 \cdot \text{m}$ ;
- pierderea de presiune  $\Delta p$ , în  $\text{N}/\text{m}^2$ ;

- viteza medie  $v$ , în m/s

$$a = \left(1 + \frac{68 \cdot D}{k \cdot Re}\right)^{0,25} ; \quad \lambda = a \cdot 0,11 \cdot \left(\frac{k}{D}\right)^{0,25} ; \quad (3.10.1)$$

$$R = \lambda \frac{\rho \cdot g}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = 0,8125 \cdot \lambda \frac{\rho \cdot g \cdot Q^2}{D^5} = 0,0894 \frac{k^{0,75} \cdot Q^2}{D^{5,25}} \quad (3.10.2)$$

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2} = S_y \cdot L \cdot Q^2 = S \cdot Q^2 \quad (3.10.3)$$

În tabelul 3.2.1 se prezintă rezistența specifică  $S_y$ , corespunzătoare diametrelor conductelor exprimate în metri.

Rezistența specifică  $S_y$ , în  $[N \cdot h/m^3 \cdot m^6 \cdot m]$

Tabelul 3.2.1.

D [m]	$S_y$	D [m]	$S_y$	D [m]	$S_y$
0,007	$2,10 \cdot 10^3$	0,110	$1,78 \cdot 10^{-1}$	0,408	$1,11 \cdot 10^{-4}$
0,009	$5,41 \cdot 10^4$	0,125	$5,52 \cdot 10^{-2}$	0,415	$1,03 \cdot 10^{-4}$
0,010	$8,18 \cdot 10^1$	0,150	$2,12 \cdot 10^{-2}$	0,466	$5,54 \cdot 10^{-5}$
0,013	$8,15 \cdot 10^2$	0,184	$7,28 \cdot 10^{-3}$	0,515	$3,26 \cdot 10^{-5}$
0,021	$6,50 \cdot 10^2$	0,207	$3,91 \cdot 10^{-3}$	0,616	$1,27 \cdot 10^{-5}$
0,027	$17,35 \cdot 10$	0,231	$2,23 \cdot 10^{-3}$	0,704	$6,35 \cdot 10^{-6}$
0,033	$6,03 \cdot 10$	0,259	$1,21 \cdot 10^{-3}$	0,804	$3,16 \cdot 10^{-6}$
0,040	$2,14 \cdot 10$	0,283	$7,63 \cdot 10^{-4}$	0,902	$1,72 \cdot 10^{-6}$
0,051	$0,61 \cdot 10$	0,310	$4,69 \cdot 10^{-4}$	1,000	$1,00 \cdot 10^{-6}$
0,070	$0,12 \cdot 10$	0,335	$3,16 \cdot 10^{-4}$	1,098	$6,11 \cdot 10^{-7}$
0,082	$0,05 \cdot 10$	0,359	$2,18 \cdot 10^{-4}$	1,196	$3,85 \cdot 10^{-7}$

Rezistențele specifice  $S_y$  sunt testate în domeniul optim de lucru al vitezelor. Conductele de oțel la instalațiile de încălzire se corodează și se colmatează în timp și de aceea nu se recomandă utilizarea celor cu diametru mic. Conductele de cupru, în schimb, își mențin caracteristicile de rezistență și se utilizează și la cele mai mici diametre.

### 3.3.3. Calculul rezistențelor locale

Pierderile de presiune locale reprezintă pierderi suplimentare de energie, caracteristice zonelor cu mișcare neuniformă la schimbări de direcție, de secțiune, de viteză, la armături și se determină cu relația (3.3.2)

Pierderile totale de presiune se scriu sub forma:

$$\Delta p = 6,25 \cdot 10^4 \cdot \frac{G^2}{\rho \cdot D^4} \cdot \left( f \cdot \frac{L}{D} + \sum \zeta \right) \quad [N/m^2] \quad (3.11)$$

Coefficienții adimensionali se cunosc din măsurători experimentale:

- Creștere bruscă de secțiune:  $\xi = (1 - S_1/S_2)^2$ ; 0,10 ... 1,00 (3.12.1)
- Reducere bruscă de secțiune:  $\xi = (S_2/S_1 - 1)^2$ ; 0,05 ... 0,50 (3.12.2)
- Diafragme  $\xi = 0,04 (S_2/S_1)^2 + (S_2/S_{\min})^2$ ; 0,10 ... 232 (3.12.3)
- Difuzor  $\xi = 0,15 (S_2/S_1 - 1)^2$ ; 0,05 ... 3,00 (3.12.4)
- Confuzor  $\Delta p = \xi \cdot v_1 \cdot v_2 \cdot \rho / 2$  0,04 ... 0,12 (3.12.5)
- Coturi drepte  $\xi = [0,13 + 0,16 (D/r)^{3,5}] \cdot \Theta / 90$  0,40 ... 3,00 (3.12.6)
- Ramificații  $\xi_{ram} = \xi_{col} (D_{ram}/D_{col})^4 (G_{col}/G_{ram})^2$  0,20 ... 1,40 (3.12.7)



$$\delta t = t_1 \cdot t_2 = (t_1 - t_c) \cdot \left(1 - e^{-\frac{k \cdot L}{G \cdot c}}\right) \quad (3.16.3)$$

Pentru determinarea coeficientului de transfer termic se utilizează relația

$$k_t = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_i \cdot D_i} + \sum_{k=1}^n \frac{1}{2 \cdot \lambda_k \cdot \ln \frac{D_{k+1}}{D_k}} + \frac{1}{\alpha_e \cdot D_e}} \quad [\text{W/m} \cdot \text{K}] \quad (3.16.4)$$

Pentru calcule practice se poate folosi și relația aproximativă

$$\delta t = \frac{k_t \cdot L \cdot (t_1 - t_c)}{G \cdot c} \quad (3.16.5)$$

În cazul instalațiilor interioare de încălzire, procesul de răcire a apei acționează favorabil sau defavorabil. Astfel la distribuția inferioară în sistem bitubular, răcirea apei pe coloanele de ducere crează o diferență de presiune care acționează invers sensului de mișcare a apei, iar pe coloanele de întoarcere acționează în același sens, fiind favorabilă vehiculării agentului termic. Ținând cont de efectul pe ansamblu în cazul circulației prin gravitație, presiunea disponibilă este dată de diferența de densitate a apei, mai mare în rețeaua de întoarcere decât în rețeaua de ducere.

### 3.6. Calculul coloanelor termice

Într-o conductă termică verticală, pe o distanță  $s$  în lungul conductei, are loc o variație a densității  $\rho = f(s)$ , care produce o diferență de presiune suplimentară.

Ecuția diferențială a mișcării permanente a fluidului incompresibil se scrie:

$$d\left(z + \frac{\alpha \cdot v^2}{2 \cdot g} + h_r\right) + \frac{dp}{\rho \cdot g} = 0 \quad (3.17.1)$$

Forma integrată a ecuației mișcării rezultă:

$$-(p - p_0) = \int_0^s \rho \cdot g \cdot dz + \int_0^s \rho \cdot g \cdot d\left(\frac{\alpha \cdot v^2}{2 \cdot g}\right) + \int_0^s \rho \cdot g \cdot dh_r, \quad (3.17.2)$$

Introducând expresia vitezei medii de mișcare din ecuația de continuitate,  $v = G/\rho \cdot S$  și considerând variația densității de la  $\rho_0$  la  $\rho$  se obține:

$$-(p - p_0) = \int_0^s \rho \cdot g \cdot dz + \frac{\alpha \cdot G^2}{2 \cdot S^2} \left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_0}\right) + \int_0^s \rho \cdot g \cdot dh_r, \quad (3.17.3)$$

În instalația de încălzire cu circulație naturală, circuitul este închis, ca de exemplu A-B-C-D-A din figura 3.1. a.

Integrala curbilinie în lungul circuitului se scrie:

$$\oint \rho \cdot p \cdot g \cdot dz + \oint \rho \cdot g \cdot dh_r = 0 \quad (3.17.4)$$

Pentru a avea o mișcare în sistem este necesar ca  $\rho$  să fie variabil, provocând o presiune disponibilă, iar  $dz$  trebuie să fie diferit de zero deci conducta să fie cât mai mult dezvoltată pe verticală.

Pe tronsoane  $\int \rho \cdot g \cdot dz$  are valorile:

- pe tronsonul AB, presiunea este  $h \cdot \rho_1 \cdot g$ ;
- pe tronsonul CD, presiunea este  $-h \cdot \rho_2 \cdot g$ .

Pe tronsoanele orizontale diferențele de presiune sunt nule.



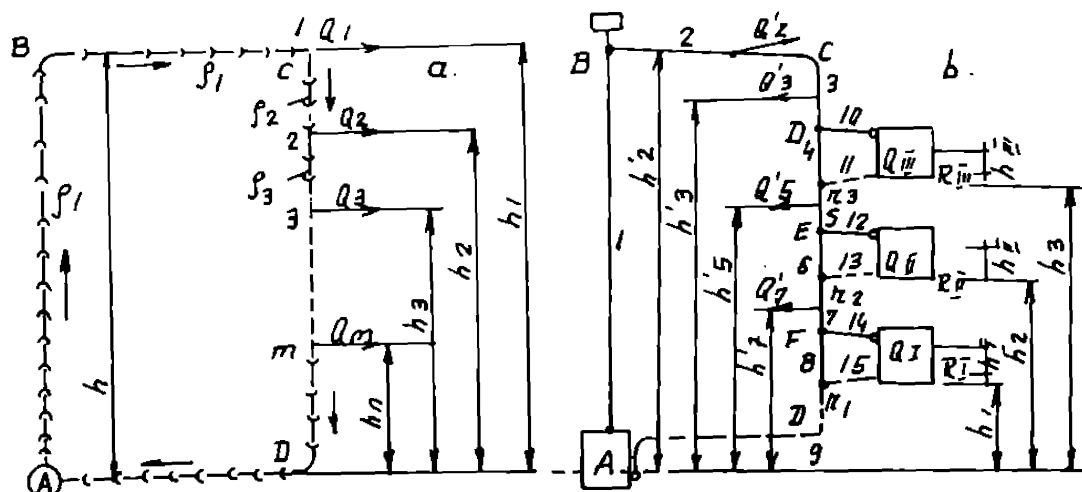


Fig. 3.1. Instalație de încălzire cu circulație naturală

Deoarece pe tronsoanele BC și DA aceste valori sunt nule, presiunea disponibilă pe circuit este dată de relația:

$$\oint \rho \cdot g \cdot dz = h, = h \cdot g \cdot (\rho_1 - \rho_2) \quad (3.17.5)$$

Sistemul este echilibrat atunci când presiunea disponibilă poate crea viteze în circuit corespunzătoare rezistenței totale  $h_r$ . Dacă debitele vehiculate nu sunt suficiente, trebuie mărite secțiunile conductelor sau se va alege soluția de vehiculare a agentului termic cu pompe de circulație, dacă reprezintă o soluție mai puțin costisitoare pe baza criteriilor de optimizare propuse.

Dacă, așa cum se prezintă în schemă, pe circuit se află mai mulți utilizatori de căldură care măresc treptat densitatea agentului, trebuie determinate pe toate tronsoanele circuitului: temperaturile  $t_1, t_2, \dots, t_n, t_{n+1}$  și densitățile corespunzătoare, pe baza relațiilor:

$$d\rho/dt = \beta; \beta = 0,168 \cdot 0,0057 \cdot t \quad (3.17.6)$$

și diferențele de temperatură:

$$t_j - t_{j+1} = \frac{Q_j}{G_j \cdot c}, j = 1, 2, \dots, n \quad (3.17.7)$$

Integrând presiunile disponibile pe tronsoane se obțin condițiile:

$$H = \sum_{j=1}^n g \cdot h_j (\rho_{j+1} - \rho_j) = \sum_{j=1}^n g \cdot h_j \cdot \beta_{j,j+1} (t_j - t_{j+1}) \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.17.8)$$

La un sistem monotubular de încălzire cu apă caldă cu circulație naturală figura 3.1.b, trebuie verificată presiunea disponibilă totală și cele parțiale în toate tronsoanele.

În circuitul monotubular, presiunea disponibilă totală se calculează cu relația:

$$H_t = H_r + H' \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.17.9)$$

în care - presiunile disponibile  $H_r$  sunt create datorită variației temperaturii în radiatoare, în punctele  $r_1, r_2, \dots$

- presiunile disponibile  $H'$  sunt presiunile create de răcirea apei în circuit;

$$H_r = \frac{\beta \cdot g}{G \cdot c} (h_1 \cdot Q_{r1} + h_2 \cdot Q_{r2} + h_3 \cdot Q_{r3}) \quad (3.17.10)$$

$$\Delta t_j = t_{j-1} - t_j; H' = g \cdot \beta \cdot (h_2' \cdot \delta_2 + h_1' \cdot \delta_3 + h_3' \cdot \delta_4 + h_7' \cdot \delta_5) \quad (3.17.11)$$

Din ecuația termică de bilanț:

$$Q = Q_I + Q_{II} + Q_{III} \quad (3.17.12)$$

sau  $G \cdot c \cdot \Delta t = G_{III} \cdot c \cdot \Delta t_{III} + G_{II} \cdot c \cdot \Delta t_{II} + G_I \cdot c \cdot \Delta t_I \quad (3.17.13)$

se obține ecartul de temperatură:

$$\Delta t = \frac{G_{III}}{G} \cdot \Delta t_{III} + \frac{G_{II}}{G} \cdot \Delta t_{II} + \frac{G_I}{G} \cdot \Delta t_I \quad (3.17.14)$$

În sistemele binare de încălzire cu circulație naturală, figura 3.2. se aplică distribuție inferioară (schema I) sau distribuție superioară (schema II).

*Schema I.* Răcirea apei pe coloana de ducere, crează o presiune care acționează invers sensului de mișcare a apei, iar pe coloana de întoarcere în același sens. Astfel se poate considera că presiunea disponibilă este numai efectul răcirii apei în corpurile de încălzire.

Corpurile de încălzire pe traseul cel mai dezavantajos este cel amplasat la cea mai mică înălțime  $h$  și pe coloana cea mai îndepărtată :

$$H_1 = g \cdot h_1 \cdot (\rho_s - \rho) \quad (3.18.1)$$

Pentru pierderile de presiune locală se cunosc  $Z = a \cdot H_1$ , iar pentru pierderile de presiune liniare rămâne:

$$\Sigma(R \cdot L)_l = (1-a) \cdot H_1 \quad (3.18.2)$$

în care a se consideră:

- 0,2...0,1 la conductele de distribuție de 50...100 m până la racordul sursei;
- 0,33 pentru instalațiile interioare de încălzire;
- 0,7...0,9 în centralele termice.

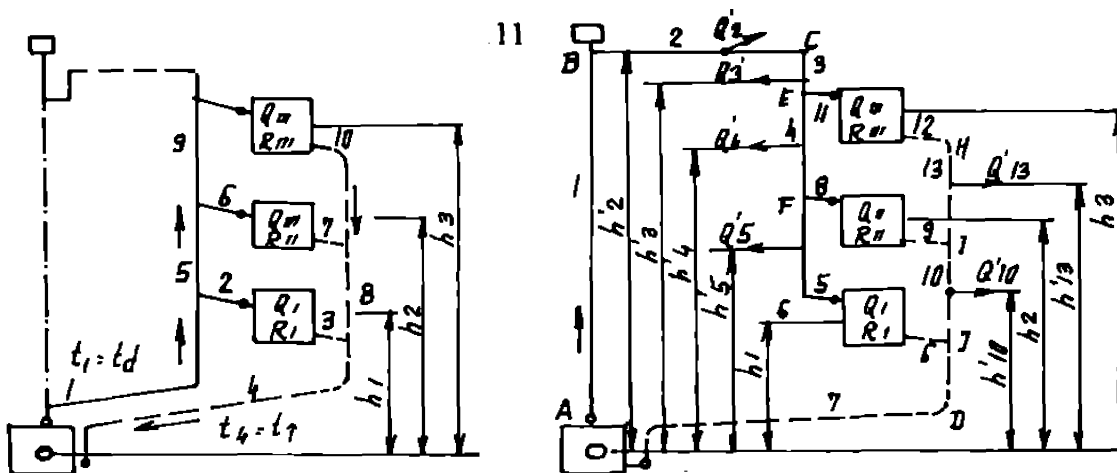


Fig. 3.2. Scheme de instalații binare cu distribuție inferioară și superioară

Calculul se inițiază cu o predimensionare, după care se verifică presiunea disponibilă în fiecare circuit

*Schema II* În cazul distribuției superioare, conductele pot să fie neizolate deoarece presiunea disponibilă creată prin răcirea apei în conducta  $H'$  este favorabilă și se adaugă la  $H$ , presiunea creată prin răcirea apei în radiatoare:

$$H_{II} = H_i + H'_i \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.19.1)$$

Deoarece nu se cunosc decât temperaturile  $t_a$  și  $t_i$  la sursă, în conducta de ducere și întoarcere, cu densitățile corespunzătoare, se consideră valori ideale ale presiunilor:

$$H'_i = g \cdot h_i (\rho_a - \rho_i) ; H'_{II} = H'_i + H''_i \quad (3.19.2)$$

iar pentru răcirea apei în conducte se folosesc date statistice.

Se verifică pierderea medie de presiune unitară pe lungimea circuitului:

$$R_m = \frac{\sum (1-a) \cdot H''_i}{\sum L \cdot c} \quad (3.19.3)$$

Inițial se evaluează valorile  $H''_T$  și se verifică prin calcule valorile  $H_T$ , apoi ecartul termic și presiunea reală. De exemplu pentru  $R_i$  se scriu relațiile:

$$\delta T_i = \frac{k_i \cdot L \cdot (t_i - t_a)}{G \cdot c} ; H_i = g \cdot h_i (\rho_a - \rho_i) \quad (3.19.4)$$

### 3.7 Sinteză asupra metodelor de calcul hidraulic

În calculul hidraulic al conductelor termice trebuie să se țină cont de caracteristicile termofizice ale agentului termic. Debitul de agenți termici sunt parametri optimizabili, mărimea debitelor masice rezultând din presiunile disponibile, din aplicarea ecartului termic.

Problema de bază în calculul rețelelor termice este determinarea pierderilor de energie locale și liniare la vehicularea agentului termic în sistem, considerat ca fluid incompresibil în mișcare permanentă și uniformă.

Pentru calculul coeficientului de rezistență  $f$  se aplică modelele generalizate pentru toate metodele calculului hidraulic aplicate la conductele de apă, considerând însă particularitățile fluidului real, în special valoarea vâscozității și densității în funcție de temperatură.

Trebuie cunoscut regimul hidraulic de curgere, altfel pot apare erori. Pentru exemplificare, într-un studiu de optimizare [33] a unei mici rețele termice cu cinci utilizatori s-au verificat debitul asigurat fiecărui punct termic presupunând regim turbulent pătratic la toate conductele. În paralel s-au considerat condițiile reale ale regimului de tranziție Colebrook-White

Punctul termic 3 (figura 7.9. a), având bransamentele de lungime mare și viteze mici în conductele 6 și 3, fără efectuarea reglajelor, este asigurat cu un debit cu 15 % mai mic decât debitul necesar de 0,250 m<sup>3</sup>/s. În figura 7.9. b se prezintă graful desfășurat al rețelei binare. Numai prin considerarea structurii inelare, în echilibrarea rețelelor termice se poate observa influența mare a diametrelor conductelor asupra repartiției debitelor în sisteme. Sunt cunoscute modelele matematice pentru verificarea curgerii neizoterme, pentru calculul răcirii agentului în conducte și pentru verificarea parametrilor în rețelele dezvoltate pe verticală.

La dimensionarea sistemelor de încălzire cu circulație naturală s-au elaborat modele de calcul a presiunilor disponibile create prin răcirea apei în radiatoare și conducte, din cauza densităților diferite în circuit, modele care se pot considera practic la nivelul unor norme tehnice

În ce privește aplicarea metodelor de modelare și similitudine hidraulică în studiul echilibrării rețelelor termice, în studii anterioare [39, 42, 100] s-au evaluat posibilitățile de utilizare a modelelor fizice, în special a instalațiilor analogice, metode care așa cum au mai fost cercetate [72, 101, 220] sunt costisitoare și dau rezultate informative.

Referitor la capacitatea de transport a conductelor termice, așa cum dovedesc datele statistice, la aceleași pante hidraulice și în condiții egale de rugozitate, aceasta este cu atât mai mare cu cât temperatura apei este mai mare. Sinteza rezultatelor experimentale a confirmat ipotezele modelelor de calcul hidraulice și au permis elaborarea unor tabele și diagrame de calcul hidraulic [7, 70, 114, 119, 146, 168], respectiv a unei lucrări de termohidraulică [239].

În continuare, în tabelele 3.3.1 și 3.3.2, se prezintă unele date din aceste tabele de utilizare practică. Debitul sunt date în  $m^3/h$ , iar vitezele în  $m/s$ . La conductele din cupru se adoptă rugozitatea absolută de 0,1 respectiv 0,2 mm, iar pentru conductele din oțel, 0,4mm.

**Capacitatea de transport a conductelor din cupru**

**Tabelul 3.3.1**

D	Panta hidraulică										
mm	0,005	0,010	0,020	0,030	0,040	0,050	0,060	0,070	0,080	0,090	0,100
Temperatura apei: 10 °C											
22 Q	0,211	0,317	0,475	0,600	0,708	0,805	0,894	0,977	1,054	1,127	1,197
v	0,21	0,31	0,47	0,59	0,69	0,79	0,88	0,96	1,03	1,10	1,17
42 Q	1,523	2,266	3,363	4,232	4,979	5,686	6,256	6,823	7,354	7,856	8,233
v	0,35	0,53	0,73	0,96	1,16	1,31	1,45	1,59	1,71	1,83	1,94
Temperatura apei: 50 °C											
22 Q	0,245	0,365	0,543	0,683	0,804	0,912	1,011	1,102	1,188	1,269	1,347
v	0,24	0,36	0,53	0,67	0,79	0,89	0,99	1,08	1,16	1,24	1,32
42 Q	1,729	2,557	3,773	4,722	5,554	6,288	6,957	7,578	8,159	8,708	9,230
v	0,40	0,59	0,68	1,10	1,29	1,46	1,62	1,76	1,90	2,02	2,15
Temperatura apei: 80 °C											
22 Q	0,294	0,437	0,647	0,813	0,956	1,080	1,200	1,305	1,405	1,503	1,595
v	0,27	0,40	0,59	0,74	0,87	0,99	1,09	1,19	1,28	1,30	1,45
42 Q	1,800	2,640	3,880	4,870	5,710	6,860	7,170	7,750	8,350	8,900	9,430
v	0,43	0,63	0,93	1,13	1,37	1,54	1,70	1,86	2,00	2,13	2,26

Pentru apa caldă la temperatura de 80 °C, capacitatea de transport crește cu (33... 40) %, la conducte mici, respectiv cu (15... 18) %, la conducte mari, față de capacitatea de transport a apei reci cu temperatura de 10 °C.

**Capacitatea de transport a conductelor din oțel**

**Tabelul 3.3.2.**

D	Panta hidraulică $l = h/L$										
mm	0,005	0,010	0,020	0,030	0,040	0,050	0,060	0,070	0,080	0,090	0,100
Temperatura apei: 10 °C											
80 Q	9,6	13,6	20,1	24,8	28,9	32,4	36,0	39,1	42,3	44,4	46,8
v	0,53	0,76	1,12	1,39	1,61	1,80	2,00	2,17	2,35	2,46	2,59
150 Q	47	68	101	123	144	163	177	193	204	215	221
v	0,73	1,08	1,61	1,96	2,29	2,59	2,82	3,07	3,24	3,41	3,52
250 Q	160	274	364	439	506	566	616	661	702	732	758
v	0,91	1,55	2,06	2,48	2,86	3,20	3,44	3,74	3,96	4,18	4,28

Temperatura apei: 80 °C											
80 Q	11,4	16,1	23,9	28,8	33,4	37,0	42,8	45,7	48,9	50,4	52,2
v	0,63	0,89	1,33	2,43	1,85	2,05	2,37	2,53	2,71	2,91	2,90
150 Q	65	79	118	142	166	190	204	220	231	241	245
v	1,03	1,26	1,88	2,26	2,64	3,02	3,24	3,50	3,67	3,72	3,87
250 Q	191	320	421	507	592	656	712	752	788	813	840
v	1,08	1,81	2,38	2,86	3,34	3,72	4,02	4,23	4,45	4,61	4,74

Odată cu ridicarea temperaturii apei de la 10 °C la 80 °C, capacitatea de transport crește cu (11 - 12) %. La conducte cu diametre mai mari, regimul hidraulic este turbulent pătratic și pierderile de energie depind în mică măsură de viteza medie a apei

### 3.8. Măsurători efectuate în cercetarea experimentală

Pe parcursul elaborării tezei, pe lângă rezultate obținute anterior [133, 233, 234] au fost efectuate măsurători în cadrul instalațiilor tehnice existente

#### 3.8.1. Verificarea experimentală a unei magistrale de termoficare

Utilizând rapoartele unității de exploatare a rețelei de termoficare a municipiului Timișoara [238] în perioada noiembrie 1992 - februarie 1993, s-a ales pentru verificare o magistrală a rețelei de ducere în lungime de 3018 m aproape de CET CENTRU, alimentând 12 puncte termice, cu datele din perioada cu cea mai mare încărcare, ianuarie 1993.

Date cunoscute:

- temperatura de 104 °C în nodul inițial și 96,5 °C în punctul terminal, la temperatura medie de 100 °C s-a considerat  $\nu = 0,295 \text{ mm}^2/\text{s}$  și  $\rho = 958,4 \text{ kg/m}^3$ ;
- presiunea în PT 19 de 8,18 bar și în PT 1b de 6,8 bar;
- cele 18 tronsoane ale magistralei studiate sunt din oțel, au diametre de 125, 150, 400, 500 și 700 mm, cu o perioadă de funcționare de 20 ani; în funcție de criteriul Re luându-se rugozitatea absolută  $k$ , 0,50, 0,45, 1,20 și 1,40 mm s-au determinat prin calcul valorile  $f_c$  ale coeficientului de rezistență Darcy în mod preliminar;
- presiunile medii  $p$  în nodurile intermediare ale magistralei au rezultat pornind de la valorile cunoscute ale presiunii la 12 puncte termice pe traseu și la 5 puncte termice corespunzătoare ramificațiilor din nodurile 15, 16 și 17,
- debitele masice  $G$  în toate tronsoanele magistralei și în brașamentele punctelor termice (figura 3.3).

În prima etapă s-a efectuat calculul hidraulic al brașamentelor, unele fiind de (8 - 14) m altele mai lungi de (170 - 250) m, cum sunt indicate în schemă cu diametre de 80, 100, 125, 150 și 200 mm, pentru determinarea cotei liniei piezometrice pe magistrală.

Sistemul termic are o structură inelară însă este calculat și exploatat ca sistem ramificat, din nodul 3 pe ramificația cu  $D = 500 \text{ mm}$  și din nodul 13 pe ramificația cu  $D = 400 \text{ mm}$ , vanele sunt în permanență închise.

Au fost luate în considerare pierderile de presiune pe brașamentele punctelor termice, atât pe conductele de ducere cât și pe conductele de întoarcere.

La unele puncte termice situate în aval, dar având o lungime mică a brașamentelor s-a determinat o presiune disponibilă mai mare decât la puncte termice din amonte care aveau brașamente de lungime mare

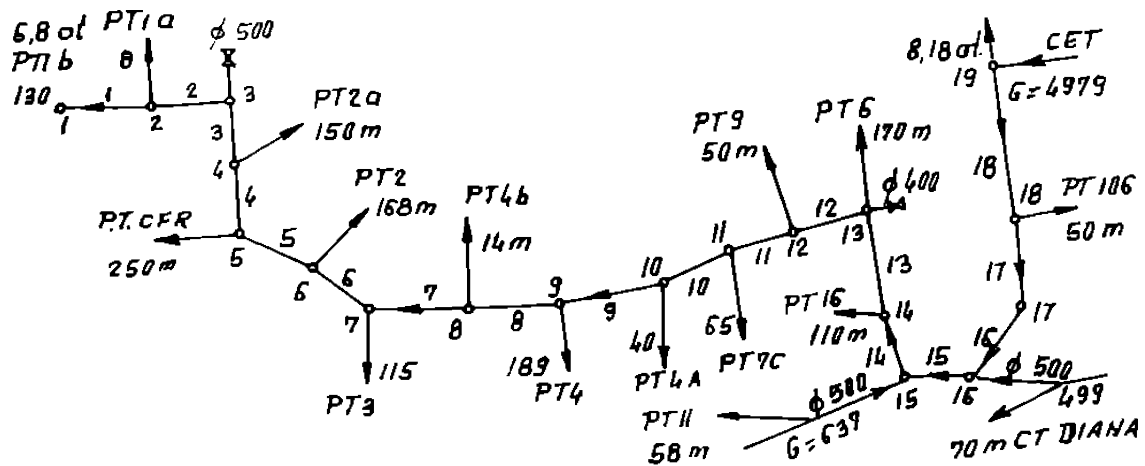


Fig. 3.3 Schema magistralei studiate experimental

Parametrii hidrodinamici rezultați din măsurători

Tabelul 3.4.1

Cond. Nod	G t/h	Q m <sup>3</sup> /s	D mm	v m/s	10 <sup>-3</sup> · Re	L m	p bar	k D
1	24,8	0,007	125	0,630	267	130	6,80	0,004
2	63,8	0,019	150	1,070	545	60	6,79	0,003
3	63,8	0,019	400	0,152	206	150	6,94	0,003
4	107	0,031	400	0,246	334	50	6,95	0,003
5	111	0,032	400	0,255	346	89	6,92	0,003
6	167	0,048	400	0,382	518	168	7,08	0,003
7	249	0,072	400	0,572	775	12	7,12	0,003
8	275	0,080	400	0,636	863	179	7,10	0,003
9	338	0,098	400	0,780	1058	243	7,22	0,003
10	369	0,107	400	0,850	1160	244	7,35	0,003
11	417	0,116	400	0,925	1255	123	7,38	0,003
12	551	0,161	400	1,280	1536	100	7,41	0,003
13	631	0,183	500	0,935	1586	500	7,57	0,0028
14	637	0,185	500	0,950	1612	110	7,65	0,0028
15	953	0,277	500	1,420	2400	100	7,75	0,0028
16	1452	0,422	700	1,110	2640	150	7,83	0,002
17	1815	0,526	700	1,371	3260	100	7,89	0,002
18	1868	0,541	700	1,410	3358	400	8,18	0,002

Pe fiecare tronson, din pierderile de presiune totale  $H$  s-au scăzut pierderile de presiune locale  $h_l$ ; în a doua etapă au rezultat pierderile de presiune  $h$  și în continuare s-au determinat valorile coeficientului  $\lambda_m$  rezultat pe baza măsurătorilor, erorile față de valorile propuse inițial, rugozitatea relativă și rugozitatea absolută  $k_l$ .

Prelucrarea caracteristicilor de rezistență hidraulică

Tabelul 3.4.2

Cond Nod	H m	$v^2$ 2g m	$h_1$ m	h m	$f_0$ -	f -	$\frac{f_m - f_0}{0,01 \cdot f_0}$ %	$k_1$ D -	$k_1$ mm
1	0,690	0,020	0,200	0,490	0,0302	0,0280	+7,1	0,0050	0,63
2	0,663	0,047	0,033	0,630	0,0270	0,0284	-12,2	0,0028	0,41
3	0,018	0,001	0,006	0,012	0,0277	0,0270	+2,6	0,0031	1,23
4	0,014	0,004	0,024	0,010	0,0264	0,0265	-0,4	0,0029	1,19
5	0,042	0,003	0,022	0,020	0,0289	0,0265	+9,1	0,0044	1,89
6	0,204	0,008	0,120	0,084	0,0272	0,0264	+3,0	0,0031	1,22
7	0,207	0,017	0,160	0,147	0,0296	0,0264	+9,0	0,0036	1,45
8	0,432	0,021	0,200	0,232	0,0285	0,0263	+8,4	0,0040	1,60
9	0,866	0,031	0,310	0,556	0,0293	0,0262	+11,6	0,0044	1,76
10	1,005	0,037	0,370	0,635	0,0283	0,0262	+8,0	0,0042	1,68
11	0,603	0,043	0,220	0,383	0,0286	0,0262	+9,2	0,0045	1,79
12	1,212	0,082	0,580	0,632	0,0253	0,0261	-3,1	0,0029	1,17
13	1,602	0,044	0,540	1,062	0,0282	0,0261	+7,8	0,0039	1,95
14	0,496	0,045	0,210	0,286	0,0285	0,0260	+9,2	0,0040	2,00
15	0,990	0,100	,400	0,590	0,0290	0,0260	+11,5	0,0046	2,28
16	0,974	0,062	0,364	0,510	0,0252	0,0229	+10,3	0,0023	1,58
17	0,892	0,094	0,376	0,516	0,0248	0,0227	+9,2	0,0022	1,52
18	2,640	0,102	1,020	1,620	0,0242	0,0227	+6,8	0,0021	1,49

La majoritatea conductelor, rugozitatea absolută este mai mare decât cea evaluată inițial, în medie cu 10 %. În exploatarea sistemului nu au avut loc defecțiuni importante ale magistralei studiate, însă în sectoarele 3, 4, 5, și 6 cu viteza mici, au avut loc depuneri.

### 3.8.2. Rezultatele unor măsurători locale

În cadrul unor contracte de cercetare [133, 135, 136, 233, 234], au fost efectuate măsurători referitoare la transportul agentului termic în conducte.

În cazul apei geotermale, la temperaturi inițiale de (80-100) °C, care se reduc până la (50-60) °C în centralele termice (Sănnicolaul Mare, Lovrin) sau până la 20 °C în instalațiile de încălzire a serelor, apar astfel de depuneri încât pompele de circulație devin inutilizabile în câteva săptămâni, iar capacitatea de transport se diminuează.

La nivelul de analiză al rețelelor de alimentare cu căldură a ansamblurilor de clădiri, diametrele nominale aplicate curent sunt 50, 65, 80, 100, 125 mm. La aceste dimensiuni efectele coroziunii materialului conductelor și al încrustărilor datorate agresivității chimice și răcirii apei sunt intense.

La reparațiile capitale efectuate la termocentrala Margina (1982), țevile de oțel zincat au răspuns în mod acceptabil, sub raportul creșterii rugozității în timp, chiar după o perioadă de exploatare de (30...40) ani, în timp ce la țevile negre de oțel a rezultat o creștere a rezistențelor hidraulice de câteva ori.

În domeniul instalațiilor interioare de încălzire, datorită tăierii și sudării oxiacetilenice a țevilor negre de oțel, datorită îndoirii, profilării și amenajării derivațiilor cu diametre mici, caracteristicile hidrodinamice ale conductelor diferă față de cele considerate în calcul. În multe

cazuri, după (10...15) ani de exploatare, conductele sunt practic colmatate și nu mai asigură parametrii de exploatare.

Pe de altă parte, aplicarea de dată mai recentă a conductelor elastice, a conductelor preizolate, a conductelor din polietilenă și polipropilenă până la temperaturi de 80 °C sau din cupru până la temperaturi înalte, au confirmat avantajele tehnologice de fiabilitate, avantajele energetic-economic, prin durata mare de funcționare în care își păstrează caracteristicile de rezistență.

Cu ocazia unor testări în aplicarea conductelor de cupru cu dimensiuni de 12x2 mm până la 32x2,5 mm, caracteristicile de rezistență hidraulică s-au dovedit mai bune decât cele precizate în curbele de garanție ale furnizorilor

### 3.9. Considerații asupra calculului hidraulic al rețelelor termice

Metodologia de calcul hidraulic al conductelor termice în modul stabilit anterior se poate aplica în general la calculul rețelelor termice, dar din cauza intercondiționării parametrilor procesele de verificare sau de dimensionare devin complexe.

La rețelele ramificate de apă sau de apă fierbinte repartuția debitelor în rețea este cunoscută inițial, deci regimul hidraulic de mișcare este cunoscut și nu depinde de diametrele conductelor.

În cazul rețelelor termice a căror magistrale de transport, alcătuind rețeaua de bază a sistemului, este de structură inelară, regimul hidraulic nu se poate stabili inițial. În unele conducte ale rețelei regimul hidraulic se poate modifica în desfășurarea iterațiilor. Din aceste motive pot interveni dificultăți atât în calculele de verificare cât și în cele de dimensionare a rețelelor:

- la echilibrările de verificare regimul hidraulic de mișcare se poate modifica, iar în unele situații se poate inversa sensul mișcării;
- la echilibrările de dimensionare diametrele sunt necunoscute; la stabilirea unor valori ale diametrelor pe baza unei predimensionări, în desfășurarea calculelor nu se pot verifica vitezele, iar regimul hidraulic nu este cunoscut până la sfârșitul calculelor de echilibrare, dacă regimul hidraulic rezultat nu corespunde cu cel inițial, calculul trebuie reluat;
- dacă în unele sau la toate conductele rețelei se adoptă regimul hidraulic prepătratic, calculul este acoperitor, chiar dacă în mod real funcționează în regim pătratic. De aceea adoptarea regimului de mișcare prepătratic este favorabilă în orice condiții de calcul.

Astfel se explică și faptul că normele tehnice recomandă calculul rețelelor de apă în regim turbulent prepătratic.

### 3.10. Concluzii

O particularitate a rețelelor termice binare este determinarea debitului hidraulic în funcție de încărcarea termică. Curgerea neizotermă implică studiul influenței temperaturii agentului asupra regimului de curgere și asupra caracteristicilor de rezistență hidraulică.

În utilizarea relațiile generalizate de calcul hidraulic al conductelor termice, trebuie evaluat corect regimul hidraulic de curgere. Relația Colebrook-White conduce la valori corecte ale coeficientului de rezistență, acoperind domeniul de tranziție și zonele limitrofe.

Modelele de calcul specializate, având la bază rezultatele obținute prin verificări experimentale, pot fi aplicate la calculul rețelelor termice cu rezultate bune.



Din cauza creșterii rugozității conductelor de oțel în timp, valoarea de calcul a rugozității trebuie considerată pentru o perioadă de perspectivă.

Din studii anterioare și pe baza unor verificări experimentale efectuate rezultă spre exemplu la magistralele sistemului de termoficare din Timișoara pentru conductele cu diametre de 0,20 - 1,00 m, valori ale rugozității absolute mai mari în medie cu 10 % decât cele considerate inițial, fiind confirmată creșterea acesteia într-o perioadă de 15...20 de ani.

La temperaturi indicate ale agentului termic, procesul de încrustare este mai pronunțat și agresivitatea chimică este mai intensă.

În domeniul diametrelor medii de (50...100) mm, conductele de oțel zincat au o mai mare fiabilitate în raport cu conductele negre de oțel. La conductele de oțel cu diametre mici ale instalațiilor interioare de încălzire, fiabilitatea este mult redusă.

În cazul instalațiilor termice se utilizează tot mai mult conductele din cupru, respectiv cele din materiale plastice, cu o mai mare fiabilitate și cu rezistențe hidraulice mai mici.

## 4. APLICAREA MODELELOR DE CALCUL AL REȚELELOR DE APĂ INELARE LA OPTIMIZAREA REȚELELOR TERMICE

### 4.1 Considerații asupra stadiului actual al aplicațiilor tehnice

Modelele de calcul al rețelelor de distribuție a apei în general sunt aplicate și la calculul rețelelor termice, considerându-se de preferință metodologia de calcul a rețelelor ramificate. Așa cum s-a precizat în capitolele precedente, la calculul rețelelor termice în circuit închis se ține seama de condițiile specifice de vehiculare a agentului termic, aplicându-se următoarele principii:

- determinarea debitelor de calcul pe baza încărcărilor termice prin studii de optimizare a parametrului agentului termic și a diferenței de temperatură între rețeaua de ducere și întoarcere;
- considerarea parametrilor termofizici ai apei fierbinți și ai apei calde vehiculate în rețele, în funcție de regimul de curgere se determină relațiile de calcul hidraulic; în relațiile de verificare se ține cont și de efectele mișcării neizoterme;
- funcționarea rețelelor termice ca structuri inelare cu tranziții orientate condiționează echilibrarea energetică în diferite ipoteze de încărcare; echilibrarea rețelelor termice este necesară în procesele de verificare, reglare și dimensionare optimizată;
- identificarea circuitelor funcționale ale sistemelor termice, în care debitele sunt determinate de necesarul de energie termică al utilizatorilor; la sisteme inelare dotate cu circuite fizice în scopul ridicării gradului de siguranță în exploatare se pune și problema optimizării debitelor de tranzit în vederea dimensionării economice;
- utilizarea mijloacelor de reglare calitativă în scopul reducerii costurilor de investiții.

Ca apreciere generală, în etapa actuală nu se acordă suficientă atenție introducerii tehnicii moderne, valorificării capacității reale de transport a sistemelor și posibilităților de restructurare, de reabilitare a dotărilor existente și exploatării energetice optimizate.

#### 4.1.1. Calculul sistemelor termice în ansamblul funcțional

Se exemplifică metodele de calcul la unele niveluri de analiză.

La nivelul de analiză a instalațiilor de încălzire centrală pentru clădiri, atât la cele cu circulație gravitațională cât și la cele cu circulație forțată, se aplică o predimensionare pentru determinarea regimului hidraulic, urmată de o verificare care confirmă caracteristicile tehnice propuse inițial sau care determină unele corecții necesare.

În manualele de specialitate se prezintă metode uzuale de calcul hidraulic a instalațiilor de încălzire centrală [10, 97, 123, 114, 168, 222].

În calculul hidraulic al unei coloane, necunoscutele sunt debitele care se vehiculează, iar rezolvarea matematică se face prin echilibrare hidraulică.

Spre exemplu în figura 4.1. se prezintă o coloană cu trei corpuri de încălzire.

Se aleg circuitele independente: inelul I, inelul (I+II), inelul (I+II+III) și se verifică regimul hidraulic care inițial s-a presupus regim turbulent pătratic. În final se reconsideră regimul prepătratic. În aceeași serie de aplicații se consideră o rețea pentru încălzirea unui ansamblu de clădiri. În schema rețelei cu trei utilizatori se consideră ca circuite independente circuitele elementare.

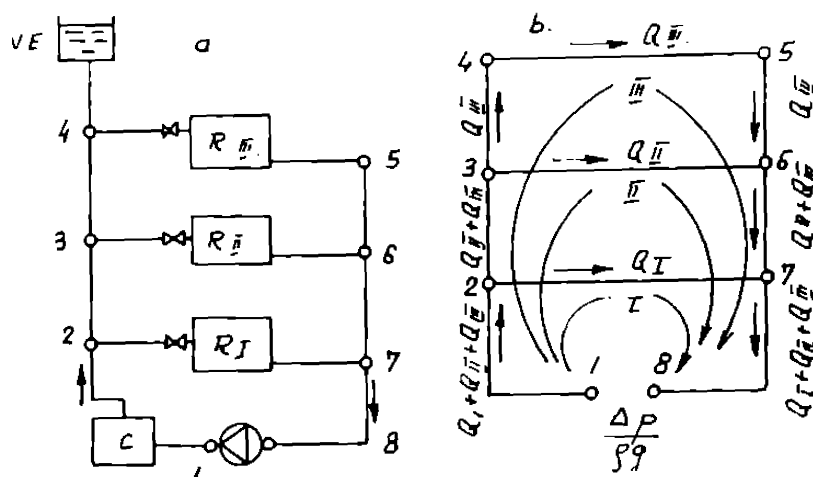


Fig. 4.1 Schema unei instalații de încălzire cu trei coloane

Pentru niveluri mai înalte de analiză, metodele de calcul ar cuprinde sisteme de ecuații de grad superior, preferându-se metode de calcul indirecte.

#### 4.1.2. Calculul separat al componentelor sistemelor termice

În majoritatea aplicațiilor tehnice [60, 64, 168, 203, 207] se recurge la calculul separat al rețelei de ducere, considerând utilizatorii drept consumatori de apă, după modelul de calcul a rețelelor de alimentare cu apă. Se verifică în diferite soluții de optimizare a sistemelor termice rețeaua de ducere și cea de întoarcere la CET, respectiv se verifică profilul energetic al întregului sistem termic, însă în metodele uzuale nu se consideră sistemul termic închis într-un calcul de ansamblu.

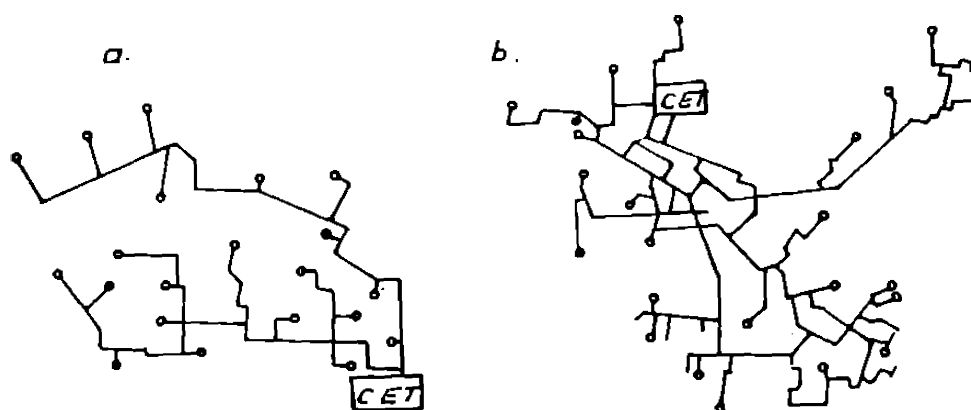


Fig. 4.2 Sistemul de termoficare Borzești și Berlinul Occidental

Rețelele de bază ale sistemelor de termoficare se realizează ca sisteme ramificate, figura 4.2 a, exemplificând rețeaua de termoficare Borzești și în mai mică măsură ca sisteme mixte, figura 4.2 b, exemplificând sistemul de termoficare din Berlinul Occidental sau chiar inelare ca structuri mai tare conexe, figura 4.3., exemplificând sistemul termic al municipiului Timișoara.

În calcule rețeaua s-a considerat ramificată, astfel încât nu se valorifică capacitatea de transport și avantajele energetice ale rețelelor inelare.

Ca o evaluare de ansamblu a concepției asupra structurii sistemelor termice de transport a agentului termic, în literatura de specialitate s-au exprimat unele opinii în favoarea sistemelor inelare [91, 95, 101, 152, 196, 220] după cum și opinii în favoarea sistemelor ramificate [22, 96, 147, 188], unele presupunând avantaje în privința costului de investiție și de exploatare, însă fără să se bazeze pe analize energetice.

#### 4.1.3. Dezvoltarea în timp a rețelelor de termoficare

Din practica ultimelor decenii rezultă că sistemele de termoficare își găsesc motivația în cazul centrelor mari și cu industrie dezvoltată, respectiv în marile metropole: Paris [87], București [224, 241].

Dezvoltarea etapizată a marilor sisteme de termoficare necesită fonduri de investiții mari și dacă acestea nu sunt asigurate, eficiența sistemului nu este cea corespunzătoare. În Timișoara [139, 162, 235, 237, 238] resursele materiale limitate nu au permis rezolvarea completă a producerii combinate a energiei electrice și termice.

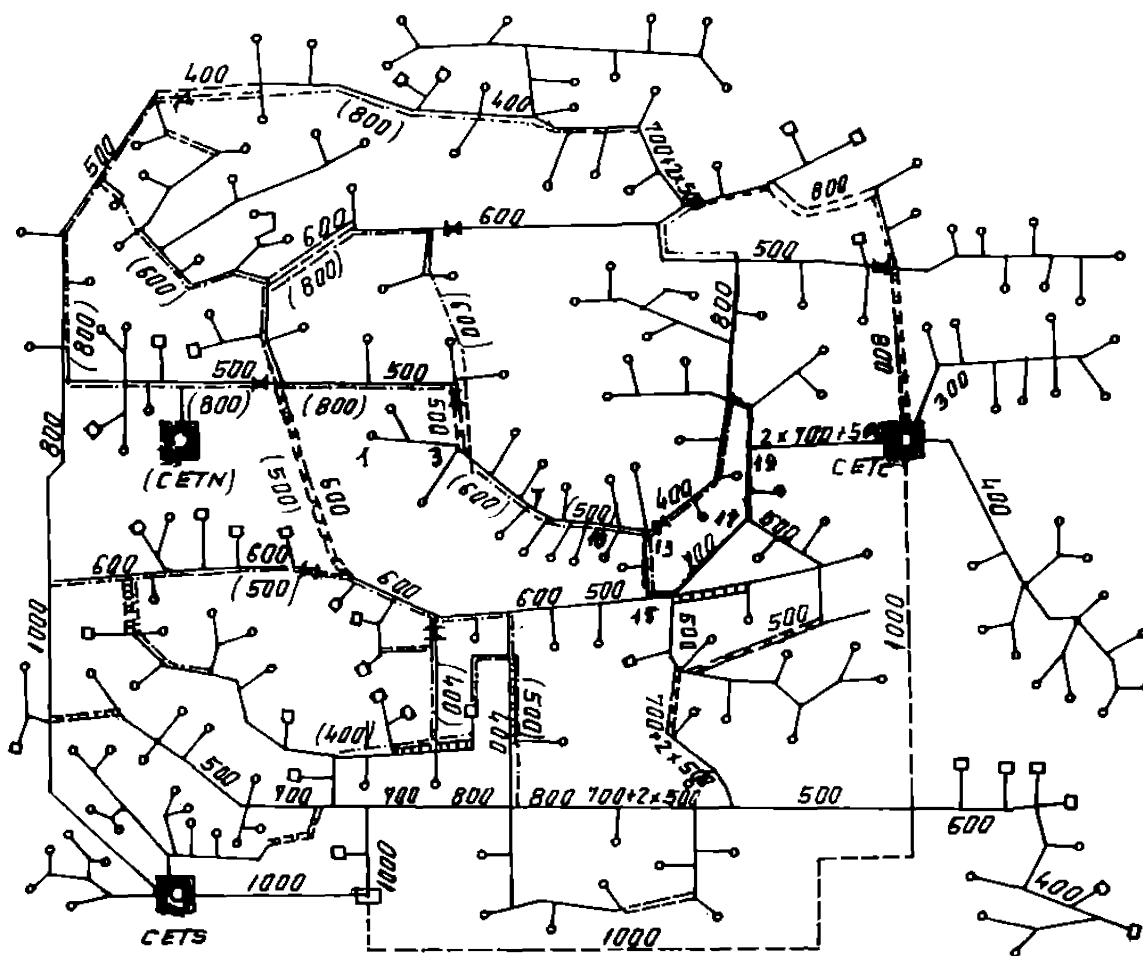


Fig. 4.3. Sistemul de termoficare Timișoara

Centrala de termoficare Centru - CETC - s-a dezvoltat pe amplasamentul vechii centrale electrice și ulterior a fost echipată cu agregate moderne de producere a energiei electrice și cu cazane de apă fierbinte, dispunând și de o turbină cu abur de 4 MW Centrala

termică din Sud - CET S - s-a echipat de dată mai recentă și până în prezent furnizează numai apă fierbinte. Dispune de 2 CAF de 100 Gcal/h, intrarea în cazane fiind la presiunea de 13,8 - 15,2 bar, iar intrarea în rețea la presiunea de 12,8 - 14,1 bar, are instalate 3 cazane de abur de 105 t/h, având la intrare temperatura de 110 - 120 °C și la ieșire 130 - 150 °C. Temperatura returului la CET este de 60 - 70 °C, în ultimele ierni temperatura apei fierbinți la ducere/întoarcere a fost în medie 100/50 °C. În 1988 s-au proiectat turbine cu contrapresiune, grupuri de 150 MW, însă investiția nu s-a putut realiza.

Parametri termici la cele două centrale termice au practic valori egale. CET C furnizează în medie debitul de apă fierbinte de 5742 t/h și are puterea termică de 451 Gcal/h pentru încălzire, 65 Gcal/h pentru apă caldă menajeră. CET S este dimensionată pentru producția de apă fierbinte cu debitul de 7775 t/h, având  $Q_{loc} = 567$  Gcal/h și  $Q_{ocm} = 80$  Gcal/h. Între cele două centrale s-a realizat o interconectare printr-o magistrală cu diametrul de 1000 m și o lungime de 14 450 m.

Rețeaua este dimensionată ca sistem ramificat. Rețeaua deși este realizată în sistem inelar, ea este efectiv exploatată ca structură ramificată. Pe baza unor studii anterioare ale autorului [44], finalizate în 1995, s-a propus instalarea unei centrale termice în zona de nord (CET N), noi artere de centură și interconectare cu magistralele existente (diametre cu valori între paranteze) și funcționarea sistemului ca structură inelară. În situația actuală unele puncte termice sunt alimentate prin ramificații de 10 - 12 km.

Fără utilizarea avantajelor termoficării, asemenea sisteme termice gigantice nu se pot justifica din punct de vedere economico-energetic.

În schemă se indică magistrala centrală 1-3-7-13-17-19 analizată în capitolul precedent 3.8.1 în cadrul verificării experimentale a regimului hidraulic.

#### 4.2. Metode și modele de verificare a rețelelor

În problemele de verificare și de reglare a rețelelor termice sunt cunoscute diametrele conductelor, caracteristicile de rugozitate și încărcarea termică a sistemului și se cere să se verifice presiunile disponibile la utilizatori și parametrii reglării bransamentelor. În cazul reglajului manual, din distribuția presiunilor în sistem rezultă diferențele de presiune excedentare care trebuie preluate de mijloacele de reglare, iar în cazul reglajului automat trebuie stabilite limitele la care trebuie să reacționeze senzorii care comandă dispozitivele de reglare.

La rețelele instalațiilor interioare și în general la sistemele având capacități termice reduse, ca dispozitive de reglare se utilizează teuri și robinete de reglare, iar la rețelele ansamblurilor de clădiri se utilizează vane și diafragme de reglare.

Relația de calcul a pierderilor de energie, exprimate ca pierderi de presiune este relația (3.3.1) cu determinarea coeficientului de rezistență  $f$  cu relația Colebrook-White (3.5.11) în cazul regimului de tranziție sau cu relațiile (3.5.14) sau (3.8.3) în zona pătratică a regimului turbulent.

Din punct de vedere practic este necesară aplicarea relației de calcul a rezistenței hidraulice a mijloacelor de reglare.

Spre exemplu pentru diafragmele de reglaj se utilizează relația:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2}; \quad \zeta = 0,04 \left( \frac{S_2}{S} \right)^2 + \left( \frac{S_2}{\mu \cdot S} - 1 \right)^2 \quad (4.1)$$

- cu notațiile.
- $S$ , secțiunea liberă a diafragmei, în  $m^2$ ;
  - $S_1, S_2$ , secțiunea în conducta amonte, respectiv aval diafragmă, în  $m^2$ ;
  - $S$ , secțiunea liberă a diafragmei, în  $m^2$ ;
  - $\rho$  este densitatea apei în  $kg/m^3$ ;
  - $v$ , viteza apei în conductă, în  $m/s$ .

Coeficientul  $\xi$  se mai poate calcula cu una din relațiile:

$$\zeta = \left( \frac{1,1 - (S/S_1)}{0,67 - 0,57(S/S_1) \cdot (S/S_1)} \right) \quad (4.2.1)$$

$$\zeta = \left( 1 + \frac{0,707}{\sqrt{1 - (S/S_1)}} \right)^2 \cdot \left( \frac{S_1}{S} - 1 \right)^2 \quad (4.2.2)$$

Coeficientul de contracție  $\mu$  se adoptă cu valorile:

- $\mu = 0,63$ , pentru  $S/S_1 = 0,1$ ;
- $\mu = 0,65$ , pentru  $S/S_1 = 0,3$ ;
- $\mu = 0,69$ , pentru  $S/S_1 = 0,5$ ;
- $\mu = 0,77$ , pentru  $S/S_1 = 0,7$ ;
- $\mu = 0,92$ , pentru  $S/S_1 = 0,9$ ;

efectuându-se interpolări pentru valori intermediare.

#### 4.2.1 Verificarea rețelelor ramificate

La verificarea rețelelor, calculele hidraulice se efectuează cu metode directe. Ceea ce se dorește să se scoată în evidență sunt rezultatele comparative obținute din calculul unei rețele ca sistem ramificat și considerată ca o structură inelară, rezultate obținute prin aplicarea programului VERETI în studiile efectuate de autor [34, 35, 38, 234].

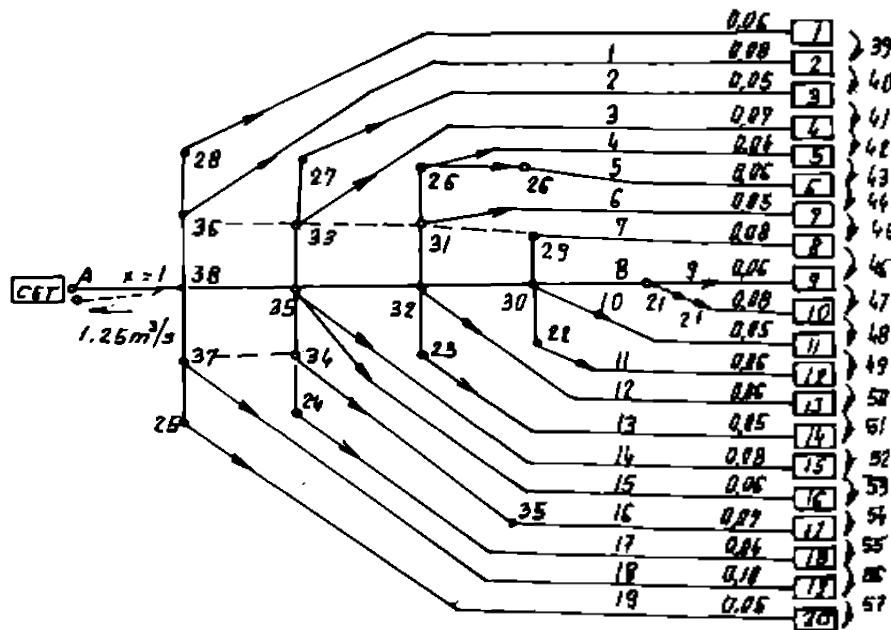


Fig 4.4. Rețea termică verificată în structuri diferite

Rețeaua din figura 4.4, calculată ca structură inelară are diametre mai mici, deoarece valorile  $x$  sunt subunitare, însă pierderi de presiune mai mari. Se redau debitele  $Q$  în  $m^3/s$ ,

valorile diametrelor  $D$  în m, pierderile de presiune exprimate în mCA și cotele liniei piezometrice, în ipoteza 2 sunt precizate și pierderile de presiune  $H_d$  mCA în diafragme

Vectorii tranzițiilor (extras din listing)

Tabelul 4.1

tr	NI	NF	L m	Ipoteza ramificat				Ipoteza melar				$H_d$ m
				Q m <sup>3</sup> /s	H m	D m	Cota m	x -	H m	D m	Cota m	
1	28	1	220	0,06	0,12	0,436	69,29	0,03	1,14	0,287	64,68	4,5
2	36	2	180	0,06	0,09	0,473	69,51	0,03	0,86	0,311	66,74	9,0
3	27	3	245	0,05	0,13	0,425	68,53	0,04	1,16	0,273	64,48	4,5
4	33	4	200	0,07	0,10	0,450	68,69	0,04	0,89	0,299	65,97	4,0
5	26	5	240	0,04	0,11	0,390	67,77	0,04	1,01	0,256	64,12	2,5
6	26	6	225	0,06	0,13	0,430	69,07	0,05	1,16	0,287	63,96	3,5
7	31	7	300	0,05	0,12	0,415	67,14	0,06	1,12	0,273	64,99	5,5
8	29	8	265	0,08	0,14	0,413	67,41	0,06	1,26	0,311	62,37	0,0
9	21	9	260	0,06	0,13	0,434	67,12	0,07	1,35	0,287	62,50	0,5
10	21	10	320	0,08	0,22	0,473	67,21	0,08	2,02	0,311	61,82	0,0
11	30	11	190	0,05	0,27	0,425	67,22	0,08	0,71	0,272	65,21	6,0
12	22	12	240	0,06	0,13	0,437	67,45	0,07	0,94	0,287	62,67	0,5
13	32	13	195	0,06	0,09	0,436	68,39	0,06	0,29	0,287	68,05	11,5
14	23	14	410	0,06	0,21	0,415	68,10	0,06	1,94	0,273	64,07	3,5
15	35	15	164	0,08	0,10	0,473	69,07	0,05	0,98	0,311	68,03	8,0
16	36	16	252	0,06	0,11	0,437	69,06	0,05	1,03	0,287	67,98	8,0
17	34	17	200	0,07	0,12	0,450	68,72	0,04	1,13	0,300	67,98	7,5
18	24	18	225	0,04	0,11	0,370	68,61	0,04	0,95	0,256	64,96	5,5
19	37	19	205	0,10	0,17	0,504	69,57	0,03	1,09	0,331	66,98	7,0
20	25	20	158	0,05	0,09	0,425	69,45	0,02	0,89	0,287	67,17	9,5
21	30	21	435	0,14	0,10	0,553	68,03	0,15	2,07	0,401	63,85	-
22	30	22	385	0,06	0,21	0,437	67,58	0,06	2,00	0,287	63,92	-
23	32	23	390	0,05	0,19	0,415	66,57	0,06	1,84	0,273	66,01	-
24	34	24	280	0,04	0,13	0,390	68,71	0,04	0,91	0,256	65,91	-
25	37	25	280	0,05	0,14	0,415	69,55	0,02	1,24	0,396	68,07	-
26	31	26	310	0,10	0,18	0,504	67,88	0,09	0,98	0,365	65,13	-
27	33	27	328	0,05	0,13	0,415	68,69	0,04	1,23	0,273	65,63	-
28	26	28	342	0,06	0,19	0,437	69,42	0,03	1,77	0,287	65,82	-
29	30	29	482	0,08	0,24	0,473	67,52	0,07	2,29	0,311	63,63	-
30	32	30	520	0,33	0,25	0,704	67,79	0,36	1,93	0,579	65,92	-
31	32	31	476	1,15	0,15	0,563	68,06	0,15	1,73	0,433	66,12	-
32	35	32	390	0,69	0,59	0,828	68,48	0,63	1,16	0,752	67,85	-
33	35	33	488	0,12	0,38	0,530	68,79	0,08	2,14	0,384	66,86	-
34	35	34	442	0,11	0,33	0,334	68,84	0,08	1,86	0,375	68,84	-
35	38	35	385	0,96	0,87	0,949	69,14	0,89	1,03	0,920	69,02	-
36	38	36	314	0,14	0,44	0,554	69,61	0,06	2,47	0,401	67,00	-
37	38	37	400	0,15	0,35	0,564	69,69	0,05	1,93	0,409	68,97	-
38	A	38	160	1,25	0,17	0,992	70,50	0,02	0,41	0,992	70,05	-

Primele 20 de tronsoane sunt brașamente la cele 20 de puncte termice, celelalte tronsoane sunt ale rețelei ducere ramificate, iar tronsoanele teoretice de la 39 la 57 se consideră cu lungimi nule, servind la transmiterea corecțiilor ciclice pentru parametrul  $x$ , înlocuind funcțiile de echilibrare ale rețelei întoarcere.

Diametrele de calcul, în cele două ipoteze, se modifică puțin la conductele 38-35, mai mult la conductele 21-20, iar la branșamente sunt cu 30-45 % mai reduse. Întoarcerea la CET este la 46,0 m.

Rezistențele hidraulice ale instalațiilor din punctele termice sunt de 8,5 m cu excepția punctelor termice 4, 15, 16 și 19 a căror rezistență este de 12 m. S-au calculat diafragme pentru  $H_d = 0,5 \dots 11,5$  m și prin compararea cotelor piezometrice cu profilul hidrotehnic, figura 2.2. rezultă că toate punctele termice au asigurate presiunile de funcționare necesare.

#### 4.2.2. Verificarea rețelelor inelare

Pentru verificarea rețelelor inelare s-au elaborat metode de calcul cu modele matematice corespunzătoare, a căror aplicare în practică depinde de specificul și amplasarea rețelelor de transport și distribuție. În cazul verificării rețelelor sunt cunoscute diametrele tronsoanelor, caracteristicile consumatorilor și a utilajelor energetice.

În procesele de verificare a rețelelor inelare de distribuție a apei s-au elaborat metode și modele de calcul [9, 14, 33, 34, 95, 101, 128, 132, 143, 196, 220] în care parametri de calcul sunt:

- debitele de tranzit în tronsoanele rețelei inelare;
- pierderile de presiune și verificarea presiunilor disponibile.

În rețelele termice binare, care funcționează ca sisteme hidraulice închise, problema se pune în mod diferit:

- la rețelele de bază ramificate circulația debitelor este determinată de încărcările termice care trebuie asigurate în sistem, fiind necesar să se verifice presiunile disponibile și parametri de reglare;
- la rețelele de bază inelare este necesar să se verifice distribuția debitelor de tranzit, cu modele aplicate în calculul rețelelor de apă sau cu modele îmbunătățite

În principiu se aplică trei metode principale de echilibrare hidraulică:

- metoda ciclurilor cu diferite modele de iterații;
- metoda nodală cu determinarea cotelor liniilor de presiune;
- metoda tronsoanelor, cu modelul conținutului energetic minim.

Pentru verificarea rețelelor inelare s-au elaborat și alte metode în parte aplicabile și la rețelele termice.

##### 4.2.2.1. Modele de calcul iterativ care aplică metoda ciclurilor

###### 4.2.2.1.1. Metoda iterațiilor repetate

Încă din anul 1935, Lobacev a elaborat un procedeu de echilibrare a rețelelor inelare, având la bază considerente de ordin energetic. Se propune o repartție a debitelor de tranzit arbitrară cu respectarea conservării debitelor în noduri în rețeaua simplificată ramificată, obținută prin eliminarea unei conducte din fiecare inel.

În relațiile care aplică metoda ciclurilor se consideră mărimi orientate: lungimile tronsoanelor  $L_j$ , în metri, modulul de rezistență  $M_j$ , în  $m/(m^3/s)^2$ , debitele  $Q_j$  și corecțiile ciclice  $\Delta Q_j$ , în  $m^3/s$  și pierderile de presiune exprimate în mCA. Mărimile neorientate sunt: rezistența specifică  $a_j$ , produsele de rigiditate  $M_j Q_j$  și teoretice  $L_j Q_j$ , panta hidraulică  $a_j Q_j^2$ , puterea teoretică a curentului într-o tranziție  $M_j Q_j^3$ , rugozitatea absolută  $k$ , vâscozitatea cinematică  $\nu$  și diametrul nominal al tronsoanelor  $D_j$ , în m.

Din condiția ca suma puterilor teoretice pe circuit, și prin aceasta suma conținutului energetic, să fie minimă, rezultă:



$$\sum M_i \cdot Q_i \rightarrow \min, \quad \sum M_i \cdot Q_i^2 = \sum h_i = 0 \quad (4.3.1)$$

luând în considerare semnul algebric al pierderii de presiune pe fiecare tranziție a inelului. Se scriu ecuații neliniare de acest tip

Cu valorile inițiale ale debitelor  $Q_{0i}$  rezultă divergențe  $\Delta h_i$  în fiecare inel. Adăugând cu semn algebric corecția inelară  $\Delta Q_i$  în fiecare inel, se obține relația:

$$\sum M_i (Q_i + \Delta Q_i)^2 = \sum M_i (Q_i^2 + 2 \cdot Q_i \cdot \Delta Q_i + \Delta Q_i^2) = 0 \quad (4.3.2)$$

Dacă se neglijează ultimul termen ca infinit mic de ordin superior, se obține relația pentru determinarea corecțiilor inelare.

$$\Delta Q_i = - \frac{\Delta h_i}{2 \cdot \sum (M_i \cdot Q_i)} \quad (4.3.3)$$

În decursul iterațiilor divergența  $\Delta h_i$  se micșorează treptat în valoare absolută, convergența iterațiilor fiind asigurată. La fiecare iterație se adaugă la debitele de tranzit propuse  $Q_i$  corecția de debit obținută corespunzătoare fiecărui inel în parte

$$Q_{i, \text{corectat}} = Q_i + \Delta Q_i \quad (4.4)$$

Pe lângă faptul că se neglijează termenul  $\Delta Q_i^2$ , se neglijează și influența corecției dintr-un inel asupra corecției inelare din inelele învecinate. Fie  $\Delta Q_i$  corecția de debit în inelul  $i$  și  $\Delta Q_k$  corecția în inelul învecinat  $k$  pentru o conductă comună celor două inele. Deși conductei comune  $i$  se aplică ambele corecții:

$$Q_{i, \text{corectat}} = Q_i + \Delta Q_i - \Delta Q_k \quad (4.5.1)$$

chiar în determinarea corecțiilor s-au introdus erori.

Cu toate aceste dezavantaje ale metodei, număr mare de iterații, determinarea independentă a corecțiilor în fiecare inel, această este o metodă de bază în calculul de analiză al sistemelor inelare.

*Aplicație numerică:* În figura 4.5.a se prezintă schema unei rețele cu trei inele, iar în figura 4.5.b rețeaua ducere a sistemului termic.

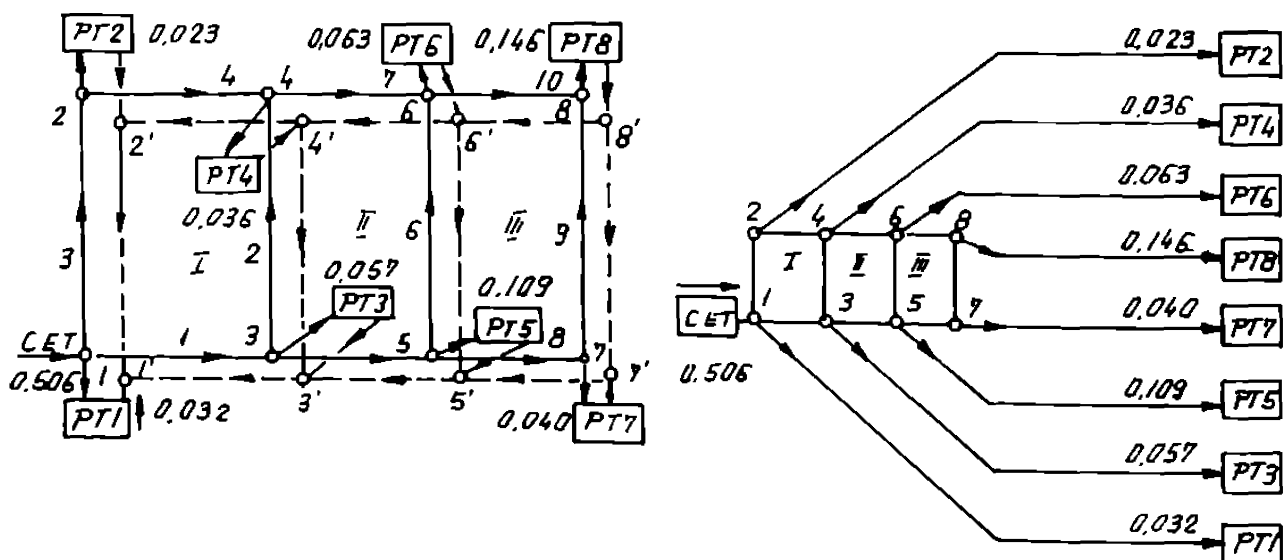


Fig. 4.5. Rețea termică cu trei inele constructive

Programul VERETI aplică această metodă la calculul sistemelor inelare. Datele inițiale sunt elementele matricilor grafului, vectorii tranzițiilor prin care se introduc lungimile,

diametrele, rugozitatea, temperatura agentului, vâscozitatea cinematică, debitele în noduri și un nod având cota liniei de presiune cunoscută.

Se aplică algoritmi:

- algoritmul orientării;
- algoritmul calculului modului de rezistență la multigrafuri;
- algoritmul de calcul al presiunilor în nodurile rețelei.

Ca rezultate se obțin debitele pe tronsoane și cotele liniei de presiune.

Rezultatele sunt prezentate în tabelul 4.2.

Echilibrarea rețelei ducere cu metoda iterațiilor repetate

Tabelul 4.2

Caracteristici			Iterația 3			Iterația 6			Iterația 12		
Inel	Tr.	$M_i$	$Q_i$	$M_i Q_i$	$h_i$	$Q_i$	$M_i Q_i$	$h_i$	$Q_i$	$M_i Q_i$	$h_i$
I	1	6,9	0,298	2,06	0,613	0,305	2,10	0,646	0,305	2,10	0,646
	2*	152,0	0,043	5,24	0,381	0,052	7,90	0,410	0,063	9,59	0,410
	3	21,6	0,126	2,71	-0,342	0,166	3,59	-0,595	0,169	3,65	-0,615
	4	19,2	0,103	1,98	-0,205	0,143	2,74	-0,392	0,146	2,80	-0,539
	$\Sigma$			12,34	0,447		14,93	0,069		16,45	-0,098
II	5	21,0	0,252	5,28	1,331	0,238	5,00	1,190	0,190	4,00	0,854
	6**	140,0	0,053	7,39	0,391	0,032	4,48	0,143	0,032	4,48	0,143
	2*	152,0	0,043	5,24	-0,381	0,052	7,90	-0,410	0,063	9,59	-0,410
	7	21,6	0,109	2,27	-0,238	0,168	3,64	-0,610	0,168	3,64	-0,610
	$\Sigma$			15,70	0,103		18,58	0,313		20,02	-0,023
III	8	23,9	0,091	2,18	0,198	0,097	2,32	0,224	0,089	2,12	0,189
	9	60,7	0,097	5,92	0,576	0,057	3,46	0,197	0,049	2,98	0,146
	6	140,0	0,053	7,39	-0,391	0,032	4,48	-0,143	0,032	4,48	-0,143
	10	15,0	0,014	0,21	-0,003	0,089	1,33	-0,118	0,097	1,45	-0,141
	$\Sigma$			14,70	0,380		11,59	0,160		11,03	0,051

#### 4.2.2.1.2. Metoda iterațiilor cu transmițeri

O metodă de echilibrare a rețelelor inelare, aplicând o transmitere a corecțiilor de debite din inele prin intermediul conductelor comune, a fost elaborată de Agent și Schubert. Ca și metoda Lobacev, această metodă are la bază egalizarea presiunilor. Este denumită și metoda Cross.

Într-o conductă  $j$  comună inelelor  $i$  și  $k$  se introduc ambele corecții  $Q_i$  și  $Q_k$ . Prin dezvoltarea pierderii de presiune  $h_j$  se obține:

$$M_j \cdot (Q_{oj} + \Delta Q_i - \Delta Q_k)^2 = M_j \cdot (Q_{oj}^2 + 2 \cdot Q_{oj} \cdot \Delta Q_i - 2 \cdot Q_{oj} \cdot \Delta Q_k + f(\Delta Q^2)) \quad (4.5.2)$$

iar din condiția conservării energiei în inel rezultă:

$$2 \cdot \Delta Q_i \cdot \sum (M_i \cdot Q_i) = -\Delta h_j + 2 \cdot M_j \cdot Q_{oj} \cdot \Delta Q_i \quad (4.5.3)$$

Termenii funcției  $f$  se neglijează și în continuare rezultă relația:

$$\Delta Q_i = -\frac{\Delta h_j}{2 \cdot \sum (M_i \cdot Q_i)} + \frac{M_{jk} Q_{jk}}{\sum (M_i \cdot Q_i)} \cdot \Delta Q_i \quad (4.5.4)$$

Coefficienții de transmitere a corecțiilor între inele învecinate se numesc coeficienți de influență sau coeficienți de transmitere topologici, sunt adimensionali, se notează cu  $t$  și au

expresile

- la transmiterea corecției din inelul  $k$  în inelul  $i$ : 
$$t_{ik} = \frac{M_{ik} \cdot Q_k}{\sum (M_{ij} \cdot Q_j)} \quad (4.6)$$

- la transmiterea corecției din inelul  $i$  în inelul  $k$ : 
$$t_{ki} = \frac{M_{ki} \cdot Q_i}{\sum (M_{kj} \cdot Q_j)} \quad (4.7)$$

Coefficienții  $t_{ki}$ ,  $t_{ik}$  sunt întotdeauna pozitivi.

Procedeeul de calcul este următorul: se determină corecțiile inelare ca la metoda iterațiilor repetate, iar transmiterea Cross se face pe graful conjugat. Graful conjugat al unui graf dat se obține înlocuind circuitele cu nodurile interconectate cu arcele comune. În figura 4.6 se exemplifică transmiterea Cross pentru exemplul din figura 4.5.

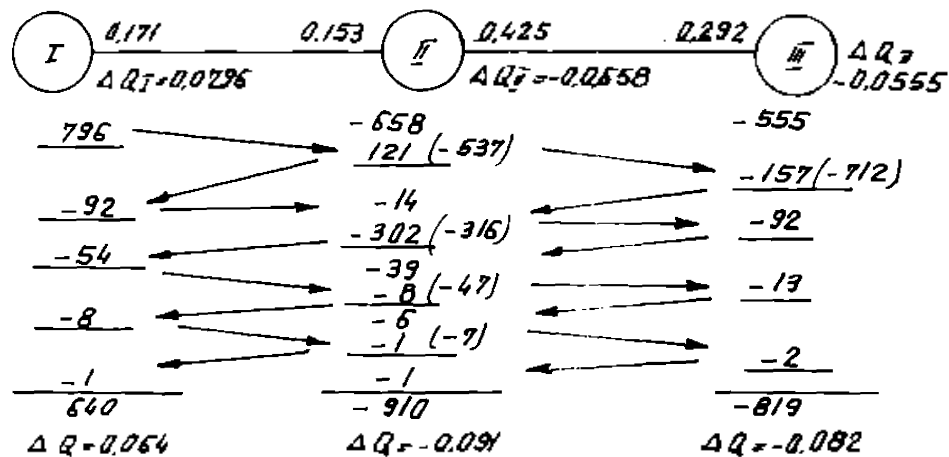


Fig.4.6. Schema transmiterii în graful conjugat

Dacă un inel este învecinat cu mai multe inele, expresia (4.5.4) devine:

$$\Delta Q_i = -\frac{\Delta h_i}{2 \cdot \sum (M_{ij} \cdot Q_j)} + t_{ib} \cdot \Delta Q_b + t_{ip} \cdot \Delta Q_p + t_{in} \cdot \Delta Q_r + \dots \quad (4.8)$$

Suma coeficienților de transmitere într-un inel este mai mică, sau egală cu 1 dacă inelul are toate arcele comune cu inelele înconjurătoare. Se crează un sistem de ecuații liniare având ca necunoscute valorile finale ale transmiterilor, care se efectuează până se ajunge la valori transmise neglijabile. Determinantul în care se înscriu valorile coeficienților necunoscutelor este de forma:

$$\begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & \dots & a_{1j} & \dots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & \dots & a_{2j} & \dots & a_{2n} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & \dots & a_{3j} & \dots & a_{3n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{j1} & a_{j2} & a_{j3} & \dots & a_{jj} & \dots & a_{jn} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{n1} & a_{n2} & a_{n3} & \dots & a_{nj} & \dots & a_{nn} \end{vmatrix} \quad (4.9)$$

Conform criteriului de convergență a lui Wittmayer, convergența transmiterii este asigurată deoarece în fiecare ecuație coeficientul  $a_{ii}$  al necunoscutei pe diagonala principală este mai mare sau cel puțin egal cu suma coeficienților  $a_{ik}$  ai celorlalți termeni

Această metodă nu este exactă deoarece s-au neglijat produsele de formă  $\Delta Q^2$  și  $(Q_i \cdot Q_k)$ .

#### 4.2.2.1.3 Metoda egalizării debitelor

Metoda Abramov este o metodă iterativă pentru echilibrarea rețelelor de apă înelare, care are la bază echilibrarea debitelor de tranzit. Metoda se poate aplica prin iterații repetate sau prin iterații cu transmiteri.

Din prima iterație rezultă divergențele înelare și se poate scrie o relație de forma:

$$f(h_1, \Delta h_1, h_2, \Delta h_2, h_3, \Delta h_3, \dots, h_n, \Delta h_n) = 0 \quad (4.10)$$

din care rezultă un sistem.

Se determină coeficienții de repartție ai divergenței pe conductele inelului, astfel încât prin aplicare să se realizeze echilibrări ale energiei pe inel:

$$k_{ji} = - \frac{M_j \cdot Q_j}{\sum (M, Q)_i} \quad (4.11)$$

Pe inele suma acestor coeficienți este egală cu -1.

Unei conducte  $j$  din inelul  $i$  îi revine o parte din divergența inelului, determinată cu relația:

$$\Delta h_{ji} = k_{ji} \cdot \Delta h_i \quad (4.12)$$

Unei conducte comune din inelul  $i$  învecinat cu inelul  $k$  îi revine valoarea  $h_{ik}$  corectată, considerată în inelul  $i$ :

$$h_{ik \text{ corectat}} = h_{oik} + \Delta h_{ji} - \Delta h_{jk} \quad (4.13)$$

respectiv considerată în inelul  $k$ :

$$h_{ik \text{ corectat}} = h_{oik} + \Delta h_{jk} - \Delta h_{ji} \quad (4.14)$$

În toate aceste relații valorile  $\Delta h$  sunt orientate.

Se recalculează debitele cu relația:

$$Q_j = \text{sign}_j \cdot \sqrt{\frac{h}{M_j}} \quad (4.15)$$

Dacă după aplicarea corecției  $\Delta h_{ik}$  se schimbă semnul valorii  $h_j$ , trebuie schimbat și sensul mișcării apei în conductă, adică semnul debitului și al mărimilor orientate ale tranziției.

Verificându-se conservarea debitelor în noduri se constată abateri față de valorile care trebuie satisfăcute în noduri. Debitelile cu incidență pozitivă în nod se consideră cu semn pozitiv. Egalizarea excedentelor pozitive sau negative se repartizează din nou conductelor incidente.

Revenind la exemplul din figura 4.5 se aplică echilibrarea rețelei cu metoda egalizării debitelor.

În tabelul 4.3 se redau excedentele sau deficitele în nodurile rețelei:

Excedente și deficite în nodurile rețelei

Tabelul 4.3

Nodul	1	2	3	4	5	6	7	8	Suma
Exced	0,061	0,005	0,025	-	0,020	-	0,009	0,005	0,124
Deficite	-	-	-	0,068	-	0,057	-	-	0,124
Cond.1	0,036	-	-0,013	-	-	-	-	-	0,023
2	-	-	0,004	-0,020	-	-	-	-	-0,016
3	0,025	-0,005	-	-	-	-	-	-	0,020
4	-	0,010	-	0,020	-	-	-	-	0,030
5	-	-	0,008	-	-0,007	-	-	-	0,001
6	-	-	-	-	-0,006	-0,015	-	-	-0,021
7	-	-	-	-0,027	-	0,027	-	-	-
8	-	-	-	-	0,006	-	-0,006	-	-
9	-	-	-	-	-	-	0,003	-0,003	-
10	-	-	-	-	-	-0,015	-	-0,002	-0,017

#### 4.2.2.1.4. Echilibrarea rețelelor termice complexe

Calculul rețelelor inelare cu stații de pompare integrate se poate realiza cu diferite metode. Generalizarea metodei ciclurilor prin iterații repetate este eficientă [29].

Procedeeul de interpolare permite introducerea discontinuității produse de înălțimea de pompare, sub forma:

$$H_p = A Q_p^2 + B Q_p + C \quad (4.16)$$

Stația de pompare va funcționa cu debitul de tranzit al conductei pe care este integrată.

Coefficienții numerici se determină cunoscând caracteristica pompelor utilizate. Este indicat ca agregatul să funcționeze pe o caracteristică largă, adică fără variații mari ale puterii de pompare la variații mici ale debitului tronsonului  $Q_{ij}$ .

Relația de corecție a debitului în inelul  $m$  în care acționează pompa trebuie completată cu parametrii energetici ai utilajului și se scrie:

$$\Delta Q_m = - \frac{\Delta h_m}{2 \cdot \sum (M_{ij} \cdot Q_{ij}) - (2 \cdot A \cdot Q_{ij} + B)} \quad (4.17)$$

Dacă  $t_{km}$  este coeficientul de transmitere a corecției din inelul învecinat  $k$  în inelul  $m$  în care acționează pompa, relația se scrie sub forma:

$$\Delta Q_m = - \frac{\Delta h_m}{2 \cdot \sum (M_{ij} \cdot Q_{ij}) - (2 \cdot A \cdot Q_{ij} + B)} + \sum t_{km} \cdot \Delta Q_k \quad (4.18)$$

În orice situație de integrare a stației de pompare în rețelele complexe, la divergența inelară trebuie însumată și discontinuitatea creată prin pompare:

$$h_m = \sum \varepsilon_{ij} \cdot M_{ij} \cdot Q_{ij}^2 - \varepsilon_p \cdot H_p \quad (4.19)$$

în care coeficientul de orientare  $\varepsilon_{ij}$  se ia cu valoarea +1 sau -1 după cum sensul de curgere în conducta  $ij$  este același sau opus sensului pozitiv de parcurs al conductelor din inel.

#### 4.2.2.2. Metoda nodală

Între metodele de rezolvare a sistemelor neliniare, metoda lui Newton se aplică la verificarea și la dimensionarea rețelelor inelare.

La rezolvarea unei ecuații  $f(x)=0$ , metoda se aplică la succesiunea iterațiilor sub forma:

$$x_{n+1} = x_n - \frac{f(x)}{f'(x)} \quad (4.20)$$

În metoda nodală, necunoscutele sistemului sunt cotele piezometrice în noduri.

Se alege o funcțională de forma:

$$Q_j = M_j^{1-\beta} \cdot h_j^{\nu\beta} = M_j^{1-\beta} \cdot (H_i - H_j) \cdot |H_i - H_j|^{(1-\beta)\nu} \quad (4.21)$$

Din relația (4.14) și din relația de continuitate se obține:

$$F_j = \sum_{i=1}^n M_j^{1-\beta} \cdot (H_i - H_j) \cdot |H_i - H_j|^{(1-\beta)\nu} + q_j = 0 \quad (4.22)$$

pentru  $\beta = 2$ ,  $F_j = \sum_{i=1}^n M_j^{1/2} \cdot (H_i - H_j) \cdot |H_i - H_j|^{\nu/2} + q_j = 0 \quad (4.23)$

În sistemul de  $n$  ecuații neliniare cu  $n$  necunoscute se consideră matricea

$F(x) = \{f_1(x_1, x_2, \dots, x_n), \dots, f_n(x_1, x_2, \dots, x_n)\}$ , vectorul necunoscutelor fiind:

$$X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\} \quad (4.24)$$

Vectorul soluției inițiale este  $X_n$  la care se adună vectorii de corecție. Corespunzător unui vector  $X_i$  se introduce iacobianul  $J_{i-1}$  și valorile se corectează succesiv prin iterații.

În calculul rețelelor se determină la fiecare pas corecția:

$$H = \{H_1, H_2, \dots, H_n\} \quad (4.25)$$

aplicând relații cu derivate parțiale de forma:

$$X_i = X_{i-1} + \Delta X_i; \Delta X_i = (\delta x_1, \delta x_2, \dots, \delta x_n) = -\frac{F(X_{i-1})}{J_{i-1}} \quad (4.26)$$

sau în scriere vectorială:  $J_{i-1} \cdot \Delta X_i = -F(X_{i-1}) \quad (4.27)$

sau dezvoltat:

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial H_1} & \dots & \frac{\partial F_1}{\partial H_n} \\ \frac{\partial F_2}{\partial H_1} & \dots & \frac{\partial F_2}{\partial H_n} \\ \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial F_n}{\partial H_1} & \dots & \frac{\partial F_n}{\partial H_n} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \delta H_1 \\ \delta H_2 \\ \dots \\ \delta H_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -F_1 \\ -F_2 \\ \dots \\ -F_n \end{pmatrix} \quad (4.28)$$

Cele  $(n-1)$  necunoscute ale sistemului sunt diferențele dintre cotele liniei de presiune în noduri, de forma  $(H_j - H_i)$ , adică pierderile de presiune pe conducte, numărul lor fiind egal cu cel al conductelor dintr-o rețea ramificată. În loc să se rezolve  $(n-1)$  ecuații liniare și  $i$  ecuații neliniare, cu procedeul Newton-Raphson se rezolvă un sistem de  $(n-1)$  ecuații neliniare.

Pentru exemplificare, pentru verificarea rețelei-ducere din figura 4.5 se scrie sistemul de relații de forma:

1.  $6,9^{-1/2}(H_1 - H_3)^{1/2} + 21,6^{-1/2}(H_1 - H_2)^{1/2} + 0,506 = 0$
2.  $21,6^{-1/2}(H_1 - H_2)^{1/2} + 19,2^{-1/2}(H_2 - H_4)^{1/2} - 0,023 = 0$
3.  $6,9^{-1/2}(H_1 - H_3)^{1/2} + 152^{-1/2}(H_3 - H_4)^{1/2} + 21^{-1/2}(H_3 - H_5)^{1/2} - 0,057 = 0$
4.  $152^{-1/2}(H_2 - H_4)^{1/2} + 19,2^{-1/2}(H_3 - H_4)^{1/2} + 21,9^{-1/2}(H_4 - H_6)^{1/2} - 0,057 = 0$
5.  $21^{-1/2}(H_3 - H_5)^{1/2} + 140^{-1/2}(H_5 - H_6)^{1/2} + 23,9^{-1/2}(H_5 - H_7)^{1/2} - 0,109 = 0$
6.  $140^{-1/2}(H_5 - H_6)^{1/2} + 21,6^{-1/2}(H_4 - H_6)^{1/2} + 15^{-1/2}(H_6 - H_8)^{1/2} - 0,063 = 0$
7.  $23,9^{-1/2}(H_5 - H_7)^{1/2} + 60,7^{-1/2}(H_7 - H_9)^{1/2} - 0,040 = 0$

(4.29)

### 4.2.2.3. Metoda tronsoanelor

Ca și la metodele clasice de iterare, la aplicarea metodei tronsoanelor sistemul este format din  $(n-1)$  ecuații liniare de conservare a debitelor în noduri și de 1 ecuații neliniare de conservare a energiei pe inele. Ultimul grup de ecuații se poate liniariza, scriind relațiile sub forma:

$$h_y = M_y \cdot Q_y \cdot |Q_y|^{\beta-1} = K_y \cdot Q_y \quad (4.30)$$

Exponentul  $\beta$ , în mod uzual, este egal cu 2. Coeficienții  $K_{ij}$  trebuie calculați la fiecare iterație

Ecuațiile modelului matematic sunt:

- ecuațiile de bilanț al debitelor în noduri:

$$F_j = \sum_{i=1}^c Q_{ij} + q_j, \quad j=1,2, \dots, n \quad (4.31.1)$$

- expresia pierderilor de energie pe tronsoane:

$$H_i - H_j = M_{ij} \cdot Q_{ij}^\beta \quad (4.31.2)$$

- cotele piezometrice cunoscute în nodurile de alimentare:

$$H_n = H_n^* \quad (4.31.3)$$

- condiția de nenegativitate a debitelor:

$$Q_{ij} \geq 0, \quad ij=1,2, \dots, c \quad (4.31.4)$$

- funcția obiectiv pentru minimizarea conținutului energetic:

$$F_{tot} = \sum_{ij=1}^c M_{ij} \cdot Q_{ij}^{\beta+1} \rightarrow \min \quad (4.31.5)$$

## 4.3. Metode de dimensionare a rețelelor

### 4.3.1. Dimensionarea rețelelor ramificate

Cu metoda dimensionării conductelor, dimensionarea independentă a conductelor dintr-o rețea ramificată se efectuează cu relația:

$$D_j = E^{1/\alpha} \cdot Q_p^{1/\alpha} \cdot Q_j^{2/\alpha} = (E \cdot Q_p)^{0,14} \cdot Q_j^{0,28} \quad (4.32)$$

Pentru exemplificarea metodei se prezintă în tabelul 4.41 rezultatele calculului de dimensionare [29, 34, 35] pentru rețeaua ramificată din figura 4.7:

Dimensionarea rețelei			Tabelul 4.4.1		
Tr	$Q_i$ m <sup>3</sup> /s	$Q_i^{0,28}$	$D_\alpha$ m	$D_1$ m	$D_2$ m
8-7	0,040	0,406	0,267	0,250	0,300
6-8	0,185	0,625	0,412	0,400	0,450
5-6	0,248	0,676	0,445	0,400	0,450
3-5	0,357	0,752	0,495	0,450	0,500
4-3	0,036	0,390	0,256	0,250	0,300
1-2	0,023	0,332	0,218	0,200	0,250
1-3	0,450	0,798	0,525	0,500	0,600

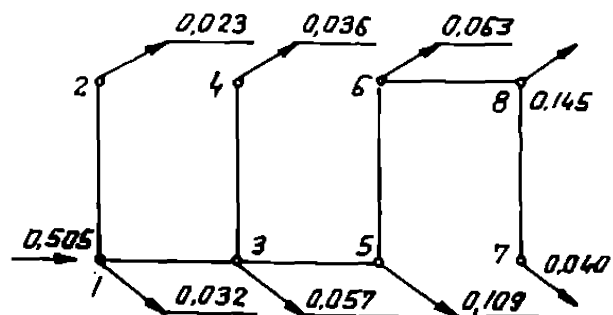


Fig. 4.7. Schema rețelei

## 4.3.2. Dimensionarea rețelelor inelare

### 4.3.2.1. Metoda tranzițiilor virtuale

Metoda Moșnin, elaborată în perioada 1950-1954, este o metodă de echilibrare și de optimizare a rețelelor inelare de apă. Metoda utilizează ca și instrumente de calcul mărimi fictive, mărimi care se găsesc în relații determinate cu mărimile reale de calcul. Calculele prin iterații la această metodă pot asigura orice grad de precizie. Metoda este aplicabilă pentru orice diametru, de la conductele instalațiilor de încălzire [30, 31, 37], până la arterele sistemelor de termoficare [32, 33, 40, 45]. Această metodă este denumită metoda tranzițiilor virtuale și este o metodă de referință, exactă [1, 13, 15, 25, 30, 32, 132, 197, 198].

#### 4.3.2.1.1. Modelul matematic

Într-o rețea de apă inelară cu  $c$  conducte,  $n$  noduri și  $i$  inele, numere care respectă condiția numărului ciclomatic  $c = i + n - 1$ , echilibrarea se realizează prin condiția de conservare a energiei pe inele și minimizarea conținutului energetic în sistem. Relațiile se scriu sub forma

$$\sum h_j = \sum M_j (l_j \cdot k_j \cdot D_j) \cdot Q_j^2 = 0 \quad (4.33)$$

Debitele  $Q_j$  se consideră cunoscute. La rețele termice fără inele constructive, aplicarea metodei este directă, spre deosebire de rețelele cu inele constructive, unde într-o primă etapă este necesară determinarea repartiției optime a debitelor de tranzit, după care se trece la dimensionarea economică a diametrelor.

Prin anularea derivatelor parțiale ale relației criteriului de optimizare:

$$\frac{\partial K}{\partial h_j} = 0 \quad (4.34)$$

se pot determina teoretic  $(n-1)$  parametri de proiectare.

Derivatele parțiale de ordinul doi în raport cu diametrele, respectiv cu pierderile de presiune, indică valori minime ale criteriului, iar cele în raport cu debitele, valori maxime.

Odată debitele considerate cunoscute, utilizarea derivatelor parțiale este limitată din cauza restricțiilor. În metoda Moșnin s-au ales parametri virtuali  $x_j$  cu care se scriu ecuațiile ale sistemului.

În metoda tranzițiilor virtuale, minimizarea criteriului  $K$  de optimizare permite determinarea diametrelor economice.

Sub raportul optimizării debitelor de tranzit, valorile criteriului trec printr-un maxim astfel încât trebuie stabilite alte criterii pentru procesul de optimizare a debitelor.

Condițiile matematice ale optimizării rezultă din relațiile:

$$K = f(Q_j, h_j); \quad \frac{\partial^2 K}{\partial h_j^2} \geq 0, \quad \frac{\partial^2 K}{\partial Q_j^2} \leq 0 \quad (4.35.1)$$

Ca metodologie de optimizare s-a ales determinarea parametrului de dimensionare  $x_j$ , care se determină din sistemul:

- $(n-1)$  ecuații liniare care corespund condițiilor economice;
- $i$  ecuații neliniare care corespund echilibrării energetice a tranzițiilor virtuale.

Rezolvarea problemei de dimensionare economică a rețelelor inelare se aplică în două etape:

- distribuția optimizată a debitelor de tranzit;
- dimensionarea rețelei.



#### 4.3.2.1.2 Optimizarea debitelor de tranzit

Optimizarea debitelor de tranzit urmărește o distribuție cât mai uniformă a debitelor în rețeaua inelară astfel încât să se asigure un grad de siguranță în exploatare corespunzător. Prin metode iterative, față de o repartire inițială arbitrară în sistem, care ține seama numai de echilibrarea debitelor în noduri, se aduc succesiv corecții inelare în sistem prin intermediul unei funcționale  $F$ . Se determină astfel  $n$  ecuații în rezolvarea problemei. Relația

$$F = \sum (L_j \cdot Q_j^n) \rightarrow \min \quad (4.35.2)$$

reprezintă o relație de minim energetic, sub raportul lucrului mecanic dezvoltat prin debitele  $Q_j$  pe distanțele  $L_j$ . Relația pentru calculul corecțiilor este de forma:

$$\Delta Q_j = - \frac{\sum (L_j \cdot Q_j^{n-1})}{(n-1) \cdot \sum (L_j \cdot Q_j^{n-1})}; \quad n=3; \quad \Delta Q_j = - \frac{\sum (L_j \cdot Q_j^2)}{2 \cdot \sum (L_j \cdot Q_j)} \quad (4.36)$$

Cu valoarea  $n = 3$  au fost obținute rezultate bune [132], iar prin cercetări ulterioare [196] s-au determinat valori ale exponentului  $n = 1,8 \dots 3,5$ .

Termenii de la numărător sunt mărimi orientate, prin mărimea  $L_j$ , iar produsele de transport de la numitor sunt mărimi neorientate. În tendința de anulare a corecției se vede condiția de repartire cât mai egală a debitelor pe ramura pozitivă și pe ramura negativă a inelului.

Aplicația numerică pentru echilibrarea optimizată a debitelor de tranzit se referă la aceeași rețea inelară din figura 4.5. Se propune o distribuție arbitrară a debitelor de tranzit într-o rețea simplificată de tip arborescent, astfel încât să fie satisfăcută condiția de echilibrare a nodurilor. Această distribuție se corectează succesiv prin iterații cu modelul (4.36).

Optimizarea debitelor de tranzit

Tabelul 4.4.2

inel	cond.	Valori inițiale			Iterația 1		Iterația 3		Iterația 6	
		$L_j$	$Q_j$	$L_j Q_j^2$	$Q_j$	$L_j Q_j^2$	$Q_j$	$L_j Q_j^2$	$Q_j$	$L_j Q_j^2$
1	1-2	450	0,023	+1	0,213	+20	0,187	+16	0,203	+18
	2-4	300	0	0	0,190	+10	0,164	+8	0,180	+9
	1-3	-360	0,446	-72	0,256	-24	0,286	-29	0,270	-26
	3-4	-480	0,036	-1	0,014	+1	0,035	-1	0,035	-1
	Suma			-72		+7		-6		0
2	3-4	480	0,035	1	0,014	-1	0,035	+1	0,035	+1
	4-6	360	0	0	0,140	+7	0,163	+10	0,179	+12
	3-5	-420	0,353	-52	0,213	-14	0,194	-12	0,178	-13
	5-6	-460	0,248	-28	0,208	+18	0,070	-2	0,004	0
	Suma			-79		+10		-3		0
3	5-6	460	0,248	+28	0,208	-18	0,070	+3	0,004	0
	6-8	410	0,185	+14	0,085	+3	0,170	+7	0,115	+5
	5-7	-480	0	0	0,140	-10	0,055	-2	0,070	-4
	7-8	-390	0,040	-1	0,060	-1	0,015	-1	0,030	-1
	Suma			+41		-26		+7		0

Față de distribuția debitelor în sistem ramificat, se observă modificări importante și chiar schimbarea orientării în unele conducte, ca de exemplu în conducta 5-6.

### 4.3.2.1.3 Modelul matematic de optimizare

Variabilele funcționalei se consideră pierderile de presiune.

Se aleg (n-1) valori independente ale pierderilor de presiune, eliminând teoretic câte o conductă cu valoarea h corespunzătoare în fiecare inel, iar celelalte n valori se exprimă în funcție de acestea din condițiile conservării energiei pe inel

Elaborarea modelului de optimizare:

$$h_j = k_j \cdot \frac{Q_j^2 \cdot L_j}{D_j^5}, \quad D_j^{\alpha \cdot m} \cdot L_j = \frac{k_j^{\alpha \cdot m} \cdot Q_j^2 \cdot L_j^{\alpha \cdot m}}{h_j^{\alpha \cdot m}} \cdot L_j \quad (4.37.1)$$

$$s_j = (Q_j^2 \cdot L_j)^{\alpha \cdot m} \cdot L_j, \quad \mathfrak{R} = \frac{9,81}{\eta} \cdot [(p_1 + \beta) \cdot f \cdot r + e \cdot T] \quad (4.37.2)$$

$$K = (p_1 + \beta) \cdot b \cdot k^{\alpha \cdot m} \cdot \sum \frac{s_j}{h_j^{\alpha \cdot m}} + \mathfrak{R} \cdot Q_p \cdot (H_a + \sum h_j) \quad (4.37.3)$$

$$\frac{\partial K}{\partial h_j} - \frac{\alpha}{m} \cdot b \cdot (p_1 + \beta) \cdot k^{\alpha \cdot m} \cdot \frac{s}{h_j \cdot (1 + \alpha / m)} - \mathfrak{R} \cdot Q_p = 0 \quad (4.37.4)$$

$$A = \frac{\mathfrak{R}}{(p_1 + \beta) \cdot b^{\alpha \cdot m} \cdot k_j^{\alpha \cdot m}} = \frac{E}{k_j^{(1 + \alpha / m)}} \quad (4.37.5)$$

$$\sum \frac{s_j}{h_j^{(1 + \alpha / m)}} = A \cdot Q_p \quad (4.37.6)$$

$$x_j = \frac{s_j}{h_j^{(1 + \alpha / m)}} \cdot \frac{1}{A \cdot Q_p} = \frac{D_j^{\alpha \cdot m}}{E \cdot Q_p \cdot Q_j^2}, \quad \sum x_j = 0 \quad (4.37.7)$$

$$D_j = x_j^{\frac{1}{\alpha \cdot m}} \cdot E^{\frac{1}{\alpha \cdot m}} \cdot Q_p^{\frac{1}{\alpha \cdot m}} \cdot Q_j^{\frac{2}{\alpha \cdot m}} = (x_j \cdot E \cdot Q_p)^{0,14} \cdot Q_j^{0,28} \quad (4.37.8)$$

Din relația (4.37.7) rezultă că valorile parametrului  $x_j$  sunt funcții de diametrele  $D_j$ , de constantele sistemului, E factorul economic, respectiv de debitul pompat în sistem  $Q_p$  și sunt determinate pentru fiecare debit  $Q_j$  al conductei. Mărimile  $x_j$  se comportă în mod analog cu debitele reale  $Q_j$ , fiind echilibrate în noduri în același mod.

Din cele (n-1) derivate parțiale (4.37.4) se obțin tot atâtea ecuații pentru calculul valorilor  $x_j$ . Pentru completarea sistemului de ecuații trebuie scrise 1 condiții de conservare a energiei pe inele. În calcul intervin așa numitele pierderi de presiune teoretice  $h_{\beta}$  care sunt proporționale cu cele reale  $h_j$ , astfel rețeaua echilibrată cu mărimile teoretice rămâne echilibrată și pentru parametrii hidraulici reali. Diametrul conductelor se determină cu relația generală (4.37.8) sau particularizată pentru  $\alpha = 1,8$  și  $m = 5,32$

Modelul matematic pentru formularea restricțiilor energetice.

$$h_j^{\alpha \cdot m} = \frac{(Q_j^2 \cdot L_j)^{\alpha \cdot m} \cdot L_j}{x_j} \cdot \frac{1}{A \cdot Q_p} \quad (4.38.1)$$

$$h_j = \frac{(Q_j^2 \cdot L_j)^{\frac{\alpha \cdot m}{m}} \cdot L_j^{\frac{m}{m}}}{x_j^{\frac{m}{\alpha \cdot m}} \cdot (A \cdot Q_p)^{\frac{m}{\alpha \cdot m}}} \quad (4.38.2)$$

$$h_{\beta} = Q_j^{\frac{2\alpha}{m}} \cdot L_j \cdot x_j^{\frac{m}{\alpha \cdot m}} = M_{\beta} \cdot x_j^{\frac{m}{\alpha \cdot m}} \quad (4.38.3)$$

$$\alpha = 1,8, \quad m = 5,32; \quad 2 \cdot \alpha / (\alpha + m) = 0,5; \quad M_{\beta} = L_j \sqrt{Q} \quad ; \quad h_{\beta} = M_{\beta} \cdot x_j^{0,75} \quad (4.38.4)$$

$$A = \frac{E}{0,75} \cdot h_{0j} \cdot h \cdot (A \cdot Q_j)^{0,75} \cdot \sum h_{0j} = 0 \quad (4.38.5)$$

$$(m-1) \text{ ecuații } \sum x_j = 0; \quad l \text{ ecuații } \sum M_{ij} \cdot x_j^{0,75} = 0 \quad (4.38.6)$$

Ultima relație (4.38.6) exprimă echilibrarea pierderilor de presiune fictive dar în același timp și echilibrarea celor reale

Aplicând o relație de tipul (4.35) la procesul de optimizare a rețelelor inelare

$$K = \sum M_{ij} \cdot x_j^{0,75} \rightarrow \min \quad (4.39.1)$$

rezultă relația corecțiilor inelare fictive ale parametrului  $x_j$ .

$$\Delta x_j = \pm \frac{1}{0,75} \cdot \frac{\sum M_{ij} x_j^{0,75}}{\sum M_{ij} x_j^{1,75}} \quad (4.39.2)$$

Produsele de forma

$$P_j = x_j \cdot h_{0j} = M_{ij} \cdot x_j^{0,25} \quad (4.40)$$

se numesc puteri fictive, și se pot utiliza în unele metode speciale de optimizare a rețelelor aplicând principii din teoria grafurilor

Pentru exemplificare se propune rețeaua din figura 4.9 cu o repartitie optimizată a debitelor de tranzit, începând cu o repartitie arbitrară a parametrului  $x_j$ . Rigiditatea fictivă se notează  $R_{0j} = M_{ij} \cdot x_j^{-1,75}$

Etape ale echilibrării parametrului de dimensionare

Tabelul 4.5

Cond	$L_i$ m	$Q_i$ $m^3/s$	$M_{ij}$	Valori inițiale		Iterația 2		Iterația 6		$D_j$ m
				$x_j$	$h_{0j}$	$x_j$	$h_{0j}$	$x_j$	$h_{0j}$	
Inel 1										
1-2	450	0,203	+202	0,40	0404	0,395	+408	0,513	+346	0,374
2-4	300	0,180	+127	0,40	+252	0,395	+258	0,513	+218	0,361
1-3	360	0,270	-186	0,60	-269	0,605	-270	0,487	-319	0,400
3-4	480	0,035	-90	0,15	-374	0,225	-277	0,251	-254	0,246
Suma					-17		+119		-9	
Inel 2										
3-4	480	0,035	+90	0,15	+374	0,225	+277	0,251	+254	0,246
4-6	360	0,179	+152	0,55	+239	0,620	+207	0,764	+189	0,380
3-5	420	0,178	-177	0,45	-269	0,355	-384	0,236	-512	0,316
5-6	460	0,004	+29	0,15	-130	0,028	+465	0,450	+61	0,110
Suma					+214		+565		+8	
Inel 3										
5-6	460	0,004	-29	0,15	0130	0,028	-450	0,450	-61	0,110
6-8	410	0,112	+139	0,70	0181	0,617	+200	0,314	+340	0,296
5-7	460	0,073	-127	0,30	-314	0,383	-259	0,686	-175	0,295
7-8	390	0,033	-68	0,30	-167	0,383	-138	0,686	-96	0,235
Suma					-170		-652		+8	

Raportul între pierderile de presiune fictive  $h_{0j}$  și cele reale  $h_j$  este în cazul de față 1,78. Diametrele  $D_j$  au fost calculate cu factorul economic  $E = 0,08$ .

În figura 4.9 sunt înscrise valorile optimizate ale parametrului  $x$ , Nodul A este nodul de alimentare cu toate incidențele negative, iar nodul I este nodul de includere cu incidențe pozitive, cu suma valorilor egală cu unitatea.

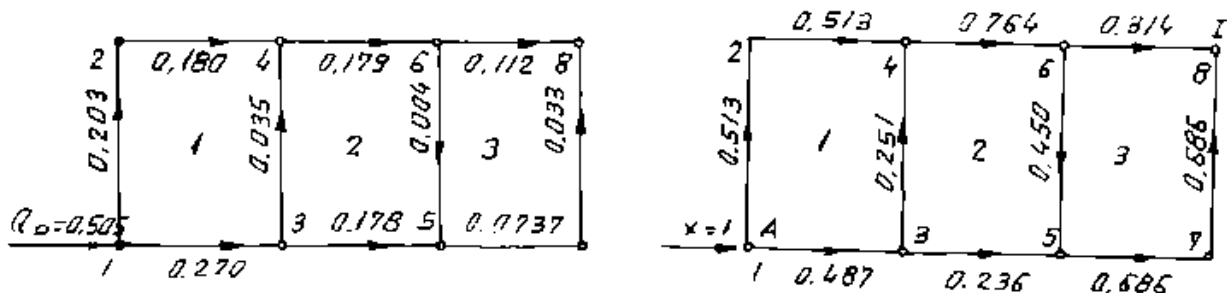


Fig 4.8,4.9. Valorile optimizate ale parametrului  $x_j$

S-a aplicat relația de dimensionare (4.37.8)

#### 4.3.2.2 Model unitar de optimizare

Modelul de optimizare Moșnin se aplică în două etape, necesitând inițial o repartitie optimizată a debitelor de tranzit, după care se efectuează dimensionarea economică cu sau fără restricții. În continuare se prezintă un model unitar care cuprinde toate condițiile optimizării, respectiv și cu integrarea unor stații de pompă în sistem [197].

$$h_y = \frac{8 \cdot \lambda_n}{\pi^2 \cdot g} \cdot \frac{L_y}{D_y^m} \cdot Q_y^2 = M_{ny} \cdot Q_y^2 \quad (4.41.1)$$

$$D_y = k^m \cdot Q_y^m \cdot h_y^{1/m} \cdot l_y^{1/m} \quad (4.41.2)$$

$$\sum_{\substack{y=1 \\ y \neq m}}^c \epsilon_y \cdot h_y = f_m; f_m = \begin{cases} 0 & \text{pentru st. de pompă } N_p = 0 \\ \sum_m \epsilon_y \cdot H_{p,y} & \end{cases} \quad (4.41.3)$$

$$F_c = \sum_{y=1}^c \left( a_1 + b_1 \cdot k^m \cdot Q_y^{2-m} \cdot h_y^{1/m} \cdot l_y^{1/m} \right) \cdot L_y + \sum_1^{N_p} Q_p \sum h_y \rightarrow \min \quad (4.41.4)$$

$$\sum_{j=1}^m Q_j + q_j = 0; j = 1, 2, \dots, n-1 \quad (4.41.5)$$

$$Z_{sp} - \sum_{y=1}^{N_p} \epsilon_y \cdot h_y - Z_{rec} = 0 \quad (4.41.6)$$

Rezolvarea algebrică a sistemului este imposibilă. Pentru rezolvare se aplică metoda coeficienților de tip Lagrange. Multiplicatorii se notează cu  $l_n$  în relații nodale, cu  $l_c$  în condițiile ciclice și  $l_p$  în relațiile de condiții energetice ale pompăni.

Funcția lagrangean se scrie astfel:

$$La = F_c + \sum_1^{n-1} l_n \left( \sum_{j=1}^m Q_j + q_j \right) + \sum_1^c l_c \cdot \sum_{y=1}^c \epsilon_y \cdot h_y + l_p \cdot \left( Z_{sp} - \sum_1^{N_p} \epsilon_y \cdot h_y - Z_p \right) \quad (4.42)$$

$$\frac{\partial a}{\partial y_i} = \frac{\partial f_c}{\partial y_i} + \sum_{j=1}^{n-1} l_{ij} \cdot \frac{\partial (Q_{ij} + q_j)}{\partial y_i} + \sum_{j=1}^c l_{ij} \cdot \frac{\partial h_{ij}}{\partial y_i} + l_{ip} \cdot \frac{\partial (Z_{sp} - \sum_{y=1}^{N_p} \varepsilon_{iy} \cdot h_{iy} - Z_{nev})}{\partial y_i} = 0 \quad (4.43)$$

$$\frac{\partial a}{\partial a_j} = \sum_{y=1}^n Q_{y,j} + q_j = 0, \quad j = 1, 2, \dots, n-1 \quad (4.44.1)$$

$$\frac{\partial a}{\partial a_m} = \sum_{y=1}^n \varepsilon_{iy} \cdot h_{iy} = f_m, \quad m = 1, 2, \dots, i \quad (4.44.2)$$

$$\frac{\partial a}{\partial a_n} = Z_{sp} - \sum_{y=1}^n \varepsilon_{iy} \cdot h_{iy} - Z_{nev} = 0 \quad (4.44.3)$$

$$Q_{ij}^* = Q_{ij}^{a,\beta} \cdot h_{ij}^{a,\beta} \cdot L_{ij}^{a,m}, \quad \sum_{i=1}^n Q_{ij}^* = \begin{cases} \frac{\Phi}{A} \cdot Q_{ip}, & i = 1, 2, \dots, N_p \\ 0 & \end{cases} \quad (4.44.4)$$

Se obțin:

- (n-1) ecuații nodale de tipul (4.31.1);
- i ecuații pe inele de tipul (4.31.2);
- c ecuații din condițiile pompării, în funcție de numărul pompelor  $N_p$  și cotele  $Z_p$ ;
- (n-1) ecuații economice în noduri și i ecuații economice pe inele, de tipul (4.38.6), cu condiția de a se acorda cotei reduse  $H_{ij}^*$  același semn cu semnul sarcinii  $h_{ij}$ .

Din studiul modelului matematic rezultă că reprezentarea valorilor criteriului reprezintă un hiperboloid în funcție de parametri  $Q_{ij}$  și  $h_{ij}$ , deci o funcție concav-convexă cu dificultăți de rezolvare practică.

#### 4.4. Probleme de optimizare a structurii rețelelor

##### 4.4.1 Optimizarea traseelor

Optimizarea traseelor conductelor într-o rețea termică rezultă din aplicarea criteriului costului minim sau al cheltuielilor minime de exploatare pentru diferite soluții ale traseului.

Problema se studiază într-o primă fază ca o soluție a rețelei ramificate cu  $c = n-1$  conducte, în care se aplică problema arborelui minim, sub raportul criteriului de cost propus. Apoi sistemul se transformă într-o rețea inelară cu  $c = n-1+i$  conducte.

O metodă de optimizare a traseelor se întemeiază pe teoria grafurilor, prin metode care generează arbori minimi ai sistemului.

Se consideră graful conex neorientat al rețelei:

$$G(X, U), \quad X = \{1, 2, \dots, n\} \quad (4.45)$$

în care tranzițiile grafului sunt  $u_j^i \in U$ , fiecărei tranziții asociindu-se o valoare  $c(u_j^i) > 0$ . Valorzarea arcelor constă în atribuirea unei valori de cost, în unități convenționale, fiecărei conducte, valori necesare aplicării unui criteriu de optimizare. Grafului  $i$  se asociază o matrice. Matricea este de ordinul  $n \times n$ , egal cu numărul nodurilor rețelei, iar elementele sale sunt:

$$c_{ij} = \begin{cases} u_j^i & \text{daca } u_j^i \in U \\ \infty & \text{daca } i = j \text{ sau nu apartine relatiei } U \end{cases} \quad (4.46)$$

Tranzițiile  $u_j^i$  care aparțin arborilor minimi și valorizările corespunzătoare  $c_j^i$  se înscriu într-o matrice care are 3 coloane și cel puțin  $(n-1)$  linii. Matricea grafului parțial care cuprinde arborii minimi se construiește pe baza următorului algoritm:

- 1 în matricea inițială A de incidență se determină pe fiecare linie elementele minime,
- 2 se consideră linia matricei pentru care elementul minim este unic și se notează indicii săi cu r, s;
- 3 pe prima linie a matricei arborilor minimi se înregistrează valorile r, s și  $c_{rs}$ , marcându-se în matricea elementele  $c_{rs}$ ,  $c_{sr}$ ;
- 4 se determină minimul elementelor nemarcate de pe linia matricei A pe care se găsește cel puțin un element marcat, notându-se cu r,s indicii elementelor minime;
- 5 dacă pe linia s a matricei A există elemente marcate, se marchează și elementele  $c_{rs}$ ,  $c_{sr}$  și se trece la subpunctul 6; dacă pe linia s a matricei A nu există elemente marcate, pentru fiecare element  $c_{is}$  care se găsește pe o linie marcată și egal cu  $c_{rs}$  se adaugă la matricea arborilor minimi o nouă linie formată din valorile i, s,  $c_{is}$ , iar în matricea C se marchează ambele elemente  $c_{is}$  și  $c_{si}$  și se trece la subpunctul 6;
- 6 se revine la subpunctul 4 sau se consideră operația terminată după cum mai există sau nu în matricea A linii care nu au nici un element marcat.

Dacă în matricea arborelui minim rezultă un număr de linii mai mare de  $(n-1)$ , înseamnă că arborele minim are mai multe soluții.

Se formează combinații de 7 conducte ale rețelei eliminând în fiecare câte trei conducte inelare astfel încât să fie alimentate toate nodurile rețelei. Numărul corespunzător de combinații este

$$C_{10}^7 = C_{10}^3 = 120 \quad (4.47)$$

din care numai 55 sunt compatibile.

În figura 4.10. sunt redați arborii compatibili ai grafului rețelei din figura 4.5., graful este de ordinul 8 are  $n-1 = 7$  tranziții în arbori. Valorile tranzițiilor din matricea A reprezintă costuri în unități de cost. Sunt completate numai elementele deasupra diagonalei principale, aceasta fiind simetrică.

Se observă patru drumuri hamiltoniene în schemele numerotate 8,9,18 și 64. Într-un calcul corect valoarea conductei 1,  $V_1 = 6$  u.c. nu poate fi considerată aceeași în toate schemele, deoarece în schema 8 debitul conductei este egal cu încărcarea totală a sistemului pe cînd în schema 9 debitul este nul. Rezultatele trebuie considerate informative, efectuându-se corecții ale costurilor determinate de posibilitățile de execuție sau alte condiții constructive

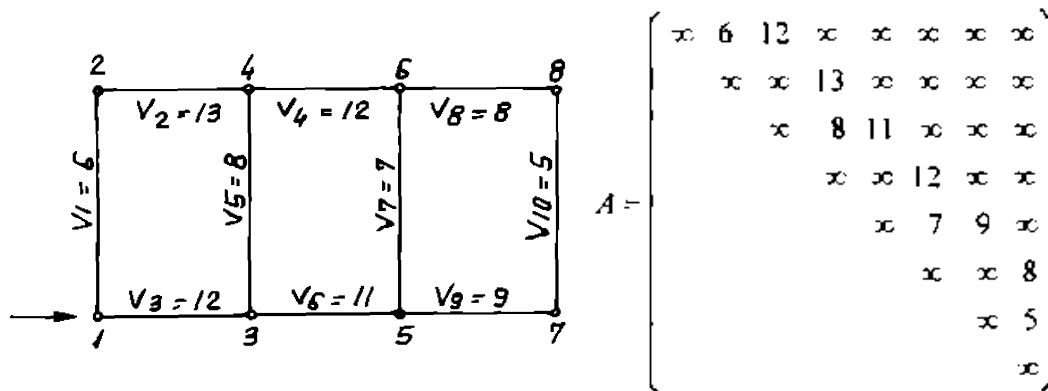


Fig. (4.5 a)- (4.10 a)

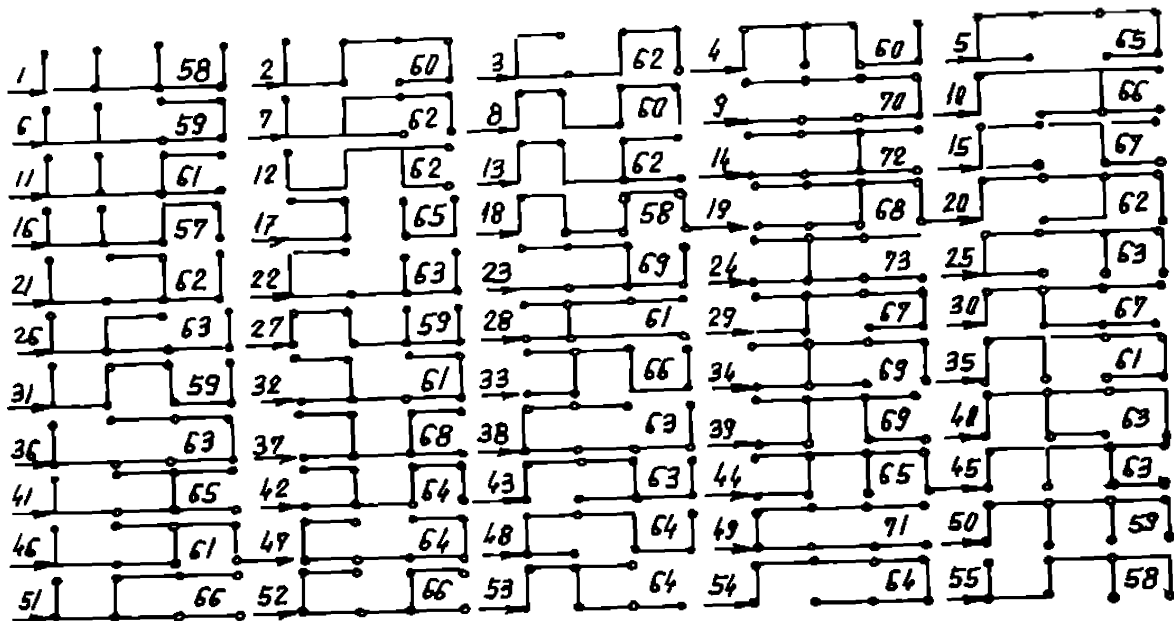


Fig. 4 10. Arbori compatibili ai grafului rețelei ramificate

#### 4 4 2 Problema optimizării structurii sistemelor termice

În definierea temelor de optimizare a rețelelor termice [63, 82, 92, 96, 125, 130, 144, 154, 169, 176], una dintre probleme este alegerea între un sistem de rețele și surse zonale sau un sistem mare de termoficare. În formularea criteriilor de optimizare intervin costuri ale conductelor, surselor și utilizatorilor termici și pe lângă acestea trebuie considerat costul conductelor de apă, al conductelor de gaz și al rețelelor electrice. Sistemele fiind liniare, se pot aplica modele rețelelor de transport din teoria grafurilor [42]. Se poate aplica modelul general, al transportului sau modelul transferului.

În teoria grafurilor, problema transferului reprezintă forma cea mai generală în care se definește o problemă de maximizare sau de minimizare a unei funcții obiectiv. Orice problemă de transfer se poate rezolva prin metoda Hitchcock, adică prin considerarea grafului simplu definit prin două mulțimi disjuncte și relațiile dintre elementele acestora.

Definirea problemei generale: se dau numerele  $\sigma_i$  pozitive, negative sau nule, afectate mulțimii de indici  $I = 1, 2, \dots, n$  și mulțimii  $L$  de perechi  $(i, k)$  cu  $i \neq k$  și  $(i, k) \in I$ . Fiecărei perechi  $i$  se atașează o constantă  $v_i^k$  și o variabilă  $y_k^i$  și se cere un sistem de valori  $y_k^i$  care să satisfacă condițiile

$$y_k^i \geq 0, \forall (i, k) \in L \quad (4.48.1)$$

$$\sum_i y_k^i - \sum_k y_i^k = \sigma_i, \forall i \in I \quad (4.48.2)$$

$$\sum_{(i,k) \in L} v_i^k \cdot y_k^i \rightarrow \min \quad (4.48.3)$$

$$\sum \sigma_i = 0 \quad (4.48.4)$$

În continuare se prezintă o metodă de modelare prin graf pentru rezolvarea problemei fluxului maximal într-o rețea de transport asimilată cu o rețea termică optimizată pentru un cost minim al transportului de agent termic

Arcele se notează  $u_j = (x_i, x_k)$ . Fiecărui arc  $i$  se atașează constanta  $v_j$  și variabila nenegativă de flux  $\phi_j$  în locul notației  $y_i^k$

Capacitățile  $c(u_j)$ ,  $j = 1, 2, \dots, m+p+q$ , se consideră mulțimea arcelor de intrare, notată  $P$  și a arcelor de ieșire  $Q$ . Capacitățile se definesc:

$$c(u_j) = \begin{cases} c_i = \sigma_i, & \text{dacă } u_j \in P \\ c_k = \sigma_k, & \text{dacă } u_j \in Q \\ \infty, & \text{dacă } u_j \notin P \cup Q \end{cases} \quad (4.49)$$

Determinarea corectă a valorizărilor  $v_j$  în rețeaua de transport fiind dificilă, se preferă aplicarea programării dinamice. În figura 4.11. se reprezintă graful secvențial

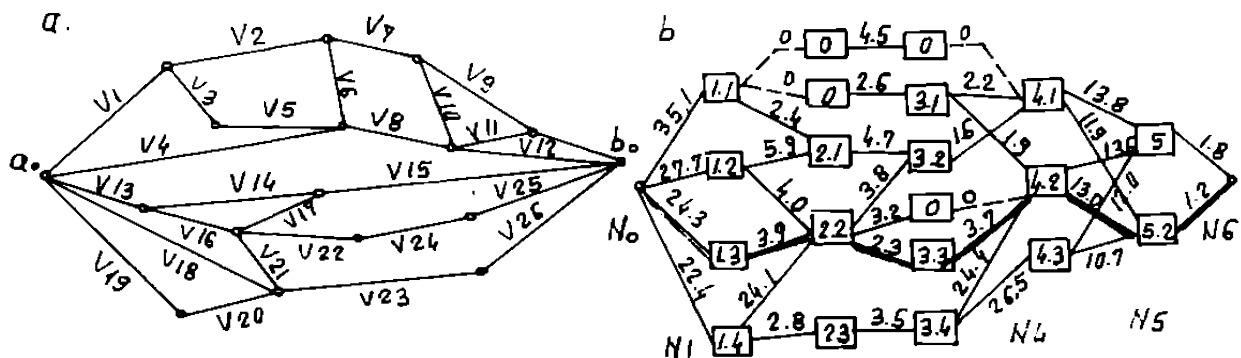


Fig. 4.11. Schema grafului secvențial

În rețeaua de transport  $G(X, \Gamma)$ , figura 4.11.a, arcele se valorizează cu produsele  $v_j \cdot \phi_j = V_j$ .

În graful secvențial, a cărei funcție ordinală  $O(x)$  are  $n$  valori se determină nivelurile grafului  $N_i$ , ( $i = 1, 2, \dots, n$ ). Conform condițiilor grafului secvențial se consideră:

$$x \in N_i \Rightarrow \Gamma_x \subset N_{i+1}, \quad i = 1, 2, \dots, n-1 \quad (4.50.1)$$

$$x \notin N_n \Rightarrow \Gamma_x = \emptyset \quad (4.50.2)$$

$$x \in N_1 \Rightarrow \Gamma_x = \emptyset \quad (4.50.3)$$

O secvență  $I$  este formată din arcele  $(x_i^j, x_{i+1}^m)$ ,  $I = 1, 2, \dots, n-1$ ,  $j$  fiind rangul lui  $x_i^j$  în  $N_i$  și condiția:

$$x \in N_i \Rightarrow \Gamma_x = N_{i+1} \quad (4.50.4)$$

În vârfurile grafului secvențial se înscriu valorile

$$v_{i+1}^m = \min [v_i^j + v(x_i^j, x_{i+1}^m)] ; \quad j = 0, 1, 2, \dots, k_j \quad (4.51)$$

Soluțiile optime se determină pe valorile drumurilor de la  $x \in N_0$  la  $x \in N_n$

Pentru exemplificare se evaluează eficiența economică și energetică a diferentelor structuri ale unui sistem termic urban cu 300 000 locuitori, beneficiari de asigurarea



centralizată a căldurii. Indicatorii stabiliți prin studii anterioare [238] pentru centrul urban cu necesarul de căldură de 440 Gcal/h încălzire, 170 Gcal/h apă caldă menajeră, total 570 Gcal/h,

- consum specific de combustibil kgce/Gcal pentru
  - 200 centrale termice urbane
  - 246 în centrale termice zonale
  - 285 în centrale de blocuri
  - 300 clădiri industriale
- costul conductelor și al utilajelor, calculat pe baza cheltuielilor de energie înglobată,
- costul anual al exploatării, care se exprimă în unități de cost convenționale/an, lu c = 10<sup>6</sup> USD

Secvențele proceselor tehnologice se desfășoară pe nivele

#### 1 Producerea căldurii cu soluțiile

1.1 locală în 16 000 locuințe familiale, 3 200 blocuri echivalente medii cu 20 apartamente cu suprafața de 50 m<sup>2</sup>, consum căldură 232 kWh/m<sup>2</sup>an

1.2 centrale, microcentrale la blocuri sau cvartale de blocuri,

1.3 centrale termice zonale,

1.4 la nivel înalt de centralizare, centrale termice urbane alimentând 100 puncte termice de capacitate medie instalată 10 Gcal/h

#### 2 Rețele termice secundare și stații de pompare la utilizatori

2.1 încălziri locale și mică centralizare,

2.2 centralizare zonată,

2.3 centralizare urbană

#### 3 Dotări urbane, rețele de apă, gaz metan și electrice

3.1 locuințe individuale și blocuri cu gaz la bucătărie și combustibil lichid ușor,

3.2 clădiri și blocuri de locuințe, cu încălzire, apă caldă și gaz;

3.3 dotări ale centralelor termice interioare.

#### 4 Rețele termice primare și stații de pompare

4.1 mică centralizare;

4.2 centralizare zonală;

4.3 centralizare urbană.

#### 5 Instalații interioare, rețele și corpuri de încălzire

5.1 circulație gravitațională;

5.2 circulație prin pompare

#### 6 Branșamente, taxe

Drumul de valoare minimă 45,5 u.c./an este prin soluțiile 1-3-2-2-3-3-4-2-5-2, indică eficiența centralelor termice zonale și reprezintă costul social de 13 % din bugetul unui venit mediu

Soluțiile cu grad redus de centralizare, 52,7 respectiv 49,1 u.c./an sunt deficitare din cauza procesului de producere a agentului termic

Soluția de rețea primară urbană și puncte termice conduce la un cost de exploatare de 67,1 u.c./an cu 42 % mai mare decât soluția optimă teoretică, costul social fiind de 17 % din venitul mediu al unei familii

Municipiul Timișoara, cu 17 centrale termice zonale și 111 puncte termice, se găsește în situație intermediară, mai aproape de valoarea maximă, din cauza costului foarte mare al rețelei

primare urbane. Numai prin aplicarea proceselor de termoficare urbană s-ar putea afirma ca o soluție avantajoasă, printr-un beneficiu maxim obținut prin producția de energie electrică

Prin aplicarea grafurilor secvențiale se pot rezolva probleme de optimizare a centralelor termice urbane ca sursă de energie și a punctelor termice din sistem ca utilizatori, proces efectuat cu scopul elaborării temelor de optimizare a rețelelor de termoficare. La alt nivel de analiză se optimizează dotările punctelor termice ca surse și ale utilizatorilor industriali în cazul sistemelor termice zonale. În acest fel, tema de optimizare pentru un sistem termic la un anumit nivel de analiză se concentrează asupra optimizării rețelei, având optimizate în prealabil atât caracteristicile sursei cât și ale utilizatorilor.

#### 4.5 Concluzii

Metodele și modelele de optimizare utilizate în calculul rețelelor de apă potabilă sau de apă caldă, ca probleme de verificare respectiv de dimensionare economică, se pot aplica în general la optimizarea sistemelor termice de transport, luându-se în considerare caracteristicile agentului termic și caracteristicile termice și hidraulice ale conductelor.

Problema de bază în optimizarea sistemelor termice este alegerea agentului termic și a caracteristicilor fizice prin care se determină debitele hidraulice și se verifică, respectiv se determină dimensiunile conductelor.

Calculul sistemelor termice se efectuează în diferite moduri.

- calculul sistemului în ansamblul funcțional, considerând toate elementele rețelei binare,
- calculul separat al componentelor sistemului și coordonarea rezultatelor obținute;
- calculul efectuat asupra grafului redus: micșorarea cardinalului se aplică fie prin înlocuirea rețelei de întoarcere prin arce teoretice echivalente, fie prin înlocuirea rețelei de întoarcere prin reunirea bransamentelor într-un nod teoretic.

Metodele de verificare a rețelelor termice sunt:

- metoda ciclurilor, în care se aplică metoda egalizării presiunilor și a egalizării debitelor; la metoda egalizării presiunilor s-au elaborat și se aplică modelul iterațiilor repetate, sau modelul iterațiilor cu transmițeri,
- metoda nodală,
- metoda tronsoanelor.

Metodele de dimensionare economică sunt:

- metoda tranzițiilor virtuale, care presupune -optimizarea în prealabil a debitelor de tranzit,
- modelul unitar de optimizare care cuprinde toate condițiile energetice și economice ale sistemelor.

Problemele complexe ale sistemelor termice zonate și ale sistemelor cu pompe integrate se rezolvă cu modele speciale sau cu includerea efectelor energetice ale pompării în formularea modelelor curente de optimizare.

Aplicarea acestor metode la optimizarea sistemelor termice trebuie să țină cont de structura lor inelară și de condițiile tehnologice de funcționare. Parametri funcționali ai sistemelor termice se optimizează în prealabil, determinându-se:

- în problemele de verificare, presiunile disponibile pentru asigurarea necesarului termic și condițiile de reglare,
- în problemele de dimensionare, diametrele optime ale conductelor.

Pentru verificarea condițiilor de aplicare a metodelor generale de optimizare în calculul rețelelor termice au fost elaborate și testate programe utilitare atât pentru probleme de

verificare , de exemplu programele VERETI pentru verificarea rețelelor inelare, DIMRETR pentru dimensionarea rețelelor de bază ramificate, DIMRETI pentru dimensionarea rețelelor de bază inelare.

Ca probleme speciale ale optimizării structurii rețelelor termice au fost considerate

- optimizarea traseelor cu stabilirea arborelui minim,
- optimizarea componentelor și optimizarea dotărilor tehnice

## 5. METODĂ PROPUȘĂ PENTRU DIMENSIONAREA REȚELOR INELARE

### 5.1. Parametrii relațiilor de dimensionare economică

În procesul dimensionării sunt implicate toate elementele sistemului termic:

- caracteristicile sursei, debitul pompat în sistem  $Q_p$  în funcție de parametri optimizați ai agentului termic și de necesarul termic total al sistemului;
- utilizatorii energiei termice, prin amplasamentul lor în rețea și debitele de agent termic care trebuie asigurate,  $q_n$ ,
- rețeaua de distribuție, cu traseele, interconectările conductelor și lungimile  $L_j$

În cazul dimensionării fără restricții a rețelilor termice ca structuri inelare, metoda de referință Moșnin cuprinde pe lângă factorul economic  $E$ , numărul minim de parametri de dimensionare a fiecărei conducte  $j$ .

$$D_j = (E \cdot Q_p)^{1/n} \cdot x_j^{1/n} \cdot Q_j^{(n-1)/n}, j = 1, 2, \dots, c; \quad (5.1)$$

și trebuie determinată distribuția debitelor  $\{Q_j\}$  în funcție de distribuția parametrului de dimensionare  $\{x_j\}$ , astfel încât să fie satisfăcută condiția de echilibrare a fiecărui inel, scrisă sub forma

$$\Delta h_j = \sum \varepsilon_{ij} \cdot L_j \cdot Q_j^{n-1} \cdot x_j^{n-1} = 0 \quad (5.2)$$

$\varepsilon_{ij}$  fiind o mărime orientată și nenulă pentru conductele care aparțin inelului  $i$

O soluție particulară a fost propusă [132], acceptând  $w=0$ , punându-se condiția echilibrării produselor de transport de forma  $L_j \cdot Q_j^n$ , ceea ce permite determinarea distribuției debitelor de tranzit  $Q_j$  independent de distribuția  $\{x_j\}$ . Metoda este exactă numai pentru rețelele care au toate tronsoanele de același diametru. După determinarea debitelor de tranzit, se obține distribuția  $\{x_j\}$  conform relației (5.2), cu  $u = 0,5$  și  $w = -0,75$ .

O soluție de evaluare a tranzițiilor considerând  $u = 0$ , deci determinarea distribuției  $\{x_j\}$  independent de distribuția debitelor de tranzit, cu metodele actuale de optimizare nu este posibilă. O soluție unică de repartitie independentă a parametrului  $x_j$  este posibilă printr-o relație de dimensionare sub formă exponențială.

La aplicarea metodei de dimensionare Moșnin, distribuția debitelor de tranzit se face arbitrar, astfel încât numărul soluțiilor posibile este foarte mare. Este recomandată o repartitie cât mai echilibrată a debitelor de tranzit astfel încât să se asigure un grad de siguranță în exploatare cât mai ridicat.

Ca metodologie de calcul, se propune o distribuție arbitrară a debitelor de tranzit, care trebuie să respecte condiția de echilibrare a nodurilor

$$F_w = \sum_{i=1}^n Q_n + q_i = 0, j = 1, 2, \dots, n \quad (5.3.1)$$

în care debitele se consideră mărimi orientate în raport cu incidența în noduri. Dacă se aplică metoda corecțiilor ciclice  $\Delta Q_i$  pe baza unui model de echilibrare prin calcul iterativ se determină distribuția debitelor de tranzit  $Q_j$ , notat cu un singur indice pentru simplificarea scrierii.

Distribuția parametrului de dimensionare  $x_j$  este analoagă distribuției debitelor  $Q_j$ . Astfel dacă se pornește de la o distribuție arbitrară cu condiția:

$$E_j = \sum_{i=1}^n E_{ij} \cdot x_i, \quad 0, j=1, 2, \dots, n \quad (5.3.2)$$

se asigură toate soluțiile penoptimale de dimensionare a rețelei cu relația (5.1). Tranziția virtuală se notează de asemenea cu un singur indice, de forma  $x_j$ .

Ca și la echilibrarea debitelor reale, soluția finală nu depinde de distribuția arbitrară inițială. Modelul de calcul al corecțiilor ciclice este:

$$\Delta x_j = - \frac{1}{0,75} \frac{\sum L_{ij} \cdot x_j^{0,75}}{\sum L_{ij} \cdot x_j^{1,75}} \quad (5.4)$$

Tranzițiile care se echilibrează sunt pierderile de presiune fictive

$$h_{ji} = L_{ij} \cdot \sqrt[0,75]{|Q_{ij}|} \cdot x_j^{0,75} \quad (5.5)$$

Rețeaua astfel dimensionată este echilibrată din punct de vedere energetic, deoarece tranzițiile  $h_{ji}$  sunt proporționale cu pierderile de presiune reale  $h_j$ .

## 5.2 Metoda de dimensionare propusă

### 5.2.1 Relația de dimensionare

Relația de dimensionare propusă este de formă exponențială

$$d_j = D_j^b = (E_j \cdot Q_j^a)^{1/b} \cdot x_j^m \cdot Q_j^{2a}, \quad j=1, 2, \dots, c. \quad (5.6)$$

Prin mărimile  $d_j$  se exprimă valori teoretice ale diametrelor conductelor, ca forme exponențiale ale diametrelor efective  $D_j$  corespunzătoare relației (5.1) în care exponentul  $b = 1/(\alpha + m)$  are valoarea  $b = 0,14$ .

Pentru determinarea exponentului  $a = p \cdot b$  se impun parametrilor următoarele condiții:

- rețeaua cu diametrele  $d_j$  să fie echilibrată cu orice distribuție a debitelor de tranzit  $Q_j$ ;
- rețeaua cu diametrele  $D_j$  nu este în general echilibrată; distribuția  $\{x_j\}$ , fiind în soluție unică, există o distribuție  $\{Q_j\}$  determinată de distribuția parametrului  $x_j$  conform relației (5.2), prin care se obține dimensionarea economică în soluție unică a rețelei inelare.

Pierderile de presiune teoretice se exprimă sub forma

$$h_j = f_j \cdot \frac{L_j}{d_j} \cdot \frac{v_j^2}{2 \cdot g} = \frac{8 \cdot f_j \cdot L_j}{\pi^2 \cdot g \cdot d_j^5} Q_j^2 \quad (5.7.1)$$

$f_j$  fiind în funcție de criteriul  $Re$  și de rugozitate, sau în cazul regimului turbulent pătratic:

$$h_j = \frac{k_j \cdot L_j \cdot Q_j^2}{d_j^m} \quad (5.7.2)$$

$k_j$  fiind numai funcție de rugozitatea conductelor.

Introducând valoarea diametrului din ecuația (5.6) se obține:

$$h_j = \frac{k_j \cdot L_j \cdot Q_j^{2 \cdot (2 + m)}}{(E_j \cdot Q_j^a)^{a \cdot m} \cdot x_j^{a \cdot m}} \quad (5.8)$$

Pentru ca pierderile de presiune să fie independente de distribuția debitelor de tranzit  $\{Q_j\}$ , trebuie ca  $2 - 2 \cdot a \cdot m = 0$ ,  $a \cdot m = 1$ ,  $a = 0,186$ ,  $p = 1,333$ ,  $a = p \cdot b$ ,  $b \cdot m = 0,75$ .

Relația de dimensionare devine

$$D_j = (E_j \cdot Q_j^a)^{1/b} \cdot x_j^m \cdot Q_j^{2/b}, \quad j=1, 2, \dots, c, \quad (5.9)$$

Deși exponentul  $b = 0,14$  are aceeași semnificație, relația (5.9) nu are același domeniu de aplicare ca și ecuația (5.1), deoarece valorile  $D_j$  nu asigură echilibrarea rețelei decât pentru distribuția  $\{Q_j\}$  care satisface condiția (5.2)

### 5.2.2 Relațiile de echilibrare

Valorile  $\{x_j\}$  fiind determinate, rezultă în continuare distribuția  $\{Q_j\}$ .

Pe baza relației (5.8) se poate scrie

$$h_j = \frac{k_j \cdot L_j \cdot Q_j^2}{(L_j \cdot Q_j)^{b \cdot m} \cdot x_j^{b \cdot m} \cdot Q_j^{2 \cdot m}} \quad (5.10.1)$$

și cu valorile  $2 \cdot b \cdot m = 1,5$ ;  $2 - 2 \cdot b \cdot m = 0,5$ , pierderile de presiune care echilibrează circuitele sunt:

$$h_j = \frac{k_j \cdot L_j \cdot Q_j^{0,5}}{(L_j \cdot Q_j)^{0,75} \cdot x_j^{0,75} \cdot Q_j^{0,5}} = M_{j'} \cdot x_j^{0,75} \cdot Q_j^{0,5} \quad (5.10.2)$$

Modulul fictiv de rezistență are expresia:

$$M_{j'} = \frac{k_j \cdot L_j}{(L_j \cdot Q_j)^{0,75}} \quad (5.11)$$

Pierderile de presiune fictive nu depind de distribuția  $\{Q_j\}$ . Pornind de la o distribuție  $\{x_j\}$  arbitrară, dar care satisface condiția (5.3.2), calculul iterativ se efectuează aplicând corecțiile ciclice:

$$\Delta x_j = + \frac{\sum M_{j'} \cdot x_j^1}{\sum M_{j'} \cdot x_j^2} \quad (5.12.1)$$

iar în cazul regimului turbulent pătratic relația este:

$$\Delta x_j = + \frac{\sum L_j \cdot x_j^1}{\sum L_j \cdot x_j^2} \quad (5.12.2)$$

În soluția unică de distribuție  $\{x_j\}$  se utilizează numai lungimile conductelor  $L_j$ , iar pentru determinarea debitelor  $Q_j$  corectate în soluție optimizată unică, se pornește de la o distribuție arbitrară, care satisface relațiile de bilanț de tipul (5.3.1).

În continuare în calculul iterativ se aplică corecțiile ciclice conform modelului

$$\Delta Q_j = -2 \cdot \frac{\sum M_{j'} \cdot x_j^{0,75} \cdot |Q_j|^{0,5}}{\sum M_{j'} \cdot x_j^{0,75} \cdot |Q_j|^{0,5}} \quad (5.13.1)$$

respectiv în formă mai simplă:

$$\Delta Q_j = -2 \cdot \frac{\sum L_j \cdot x_j^{0,75} \cdot |Q_j|^{0,5}}{\sum L_j \cdot x_j^{0,75} \cdot |Q_j|^{0,5}} \quad (5.13.2)$$

Termeni orientați sunt  $L_j \cdot x_j^{-1}$ ,  $L_j \cdot x_j^{-0,75}$ , iar  $L_j \cdot x_j^{-2}$  și  $|Q_j|^{0,5}$  neorientați

### 5.2.3 Generalizarea metodei

În lucrările [46, 47, 51] de inițiere a metodei au fost evaluate posibilitățile de generalizare a metodei Moșnin.

Parametri din relațiile de dimensionare cu valori generalizate sunt prezentați în tabelele 5.1 și 5.2.

Parametrii dimensionării în regim prepătratic

Tabelul 5.1

Nr. crt.	$\alpha$	$p$	$2-10\alpha$	$2\alpha$	Obs.
1	0,100	0,180	1,000	0,200	supradimens
2	0,122	1,000	1,530	0,294	met. Moșuin
3	0,200	1,360	0,000	0,400	soluția optimă propusă
4	0,250	1,700	-0,500	0,500	subdimens.

Parametrii dimensionării în regim turbulent pătratic

Tabelul 5.2

Nr. crt.	$\alpha$	$p$	$2-2\alpha m$	$2\alpha$	Obs.
1	0,094	0,670	1,000	0,188	supradimens
2	0,140	1,000	0,500	0,280	met. Moșuin
3	0,187	1,333	0,000	0,370	soluția optimă propusă
4	0,234	1,672	-0,500	0,468	subdimens.

În studiul de optimizare al circuitului elementar s-a confirmat eficiența metodei de dimensionare propuse. În lucrări ulterioare [48, 50, 53], aplicarea metodei propuse la rețele inelare mai mari a condus iarăși la rezultate bune. Rețelele astfel dimensionate prezintă următoarele caracteristici:

- rețelele sunt echilibrate energetic,
- rețelele asigură un grad ridicat de siguranță în exploatare,
- rețelele prezintă caracteristici tehnico-economice și energetice favorabile.

Pentru calcule mai exacte se poate reconsidera valoarea exponentului  $b$  din relația de dimensionare, și anume  $b = 0,1406$  dacă exponentul  $\alpha$  din relația de cost a conductei are valoarea 1,8, iar exponentul  $m$  din relația rezistenței hidraulice are valoarea 5,33. În cazul în care se adoptă alte relații de cost al conductelor sau relații ale rezistențelor hidraulice în regim prepătratic, valoarea exponentului  $b$  se modifică în mod corespunzător.

### 5.3 Consecințe ale distribuției optimizate a debitelor de tranzit

Corespunzător relației (4.35.1), derivata parțială de ordinul doi a funcționalei de dimensionare a rețelelor inelare, în raport cu diametrele, respectiv cu pierderile de presiune este pozitivă, deci valorile criteriului se pot minimiza. Pe de altă parte, derivata parțială de ordinul doi în raport cu debitele de tranzit este negativă, deci optimizarea debitelor de tranzit nu conduce la minimizarea criteriului. Din cauza acestor tendințe antagoniste, optimizarea rețelelor de apă inelare este o problemă complexă.

#### 5.3.1 Problemele optimizării circuitului elementar

Considerând modificarea valorilor criteriului de optimizare atât sub raportul distribuției  $\{x_i\}$  cât și a distribuției  $\{Q_i\}$ , în circuitul elementar [45, 46, 51] se poate urmări evoluția parametrilor tehnico-economici și energetici, printr-o variație monotonă a încărcării unei ramuri a circuitului, de la valoarea minimă la cea maximă.

Fie un circuit elementar format din conducta 1, de lungime  $L_1$  și conducta 2 de lungime  $L_2$ . În punctul de alimentare respectiv închidere, debitul este  $Q_p = 0,5 \text{ m}^3/\text{s}$ . Debitul în conducta

1 se consideră  $Q_1 = r \cdot Q_p$ , iar în conducta 2,  $Q_2 = (1-r) \cdot Q_p$ . Costul conductelor se consideră în unități relative de cost.

La  $r = 1$  rezultă  $C_1 = 590$  u.c., iar pierderile de presiune  $h_1 = 0,79$  m la diametrul  $D_1 = 0,747$  m.

La  $r = 0,98$  rezultă pentru circuit.

- conducta 1:  $Q_1 = 0,49$  m<sup>3</sup>/s  $D_1 = 0,738$  m  $C_1 = 583$  u.c. (5.14)
- conducta 2:  $Q_2 = 0,01$  m<sup>3</sup>/s  $D_1 = 0,172$  m  $C_1 = 42$  u.c.

iar costul total:  $C_1 = 625$  u.c.

mai mare decât în cazul precedent, respectiv rezultă  $h = 0,82$  m.

La  $r = 0,46$  rezultă:

- conducta 1:  $Q_1 = 0,23$  m<sup>3</sup>/s  $D_1 = 0,527$  m  $C_1 = 344$  u.c. (5.15)
- conducta 2:  $Q_2 = 0,27$  m<sup>3</sup>/s  $D_1 = 0,563$  m  $C_1 = 388$  u.c.

iar costul total:  $C_1 = 704$  u.c.

respectiv rezultă valoarea maximă pentru pierderile de presiune  $h = 0,86$  m.

Cu soluția de dimensionare propusă se găsește  $C = 0,706$  u.c., respectiv  $h = 0,87$  m.

În continuare, cu descreșterea lui  $r$ , costul total  $C$  și pierderile de presiune  $h$  au valori din ce în ce mai mici.

La circuit simetric,  $L_1 = L_2$ , la  $r = 0,5$  se obține valorile maxime  $C$  respectiv  $h$ :

$$Q_1 = Q_2 = 0,25 \text{ m}^3/\text{s}, D_1 = D_2 = 0,557 \text{ m}, h = 0,80 \text{ m}.$$

### 5.3.2. Problemele optimizării rețelelor inelare

Pentru exemplificare se propune cercetarea consecințelor modului de repartizare a debitelor de tranzit în rețeaua primară a unui sistem termic cu trei inele, figura 5.1. Nodul de alimentare este nodul 8, iar nodul de închidere, 1. În cele 10 conducte se calculează valorile  $Q$  în m<sup>3</sup>/s, parametrul  $x$ , diametrul  $D$  în m, costul total  $C$  în u.c. și pierderea totală de presiune între nodul de alimentare și de închidere,  $h$  în m.

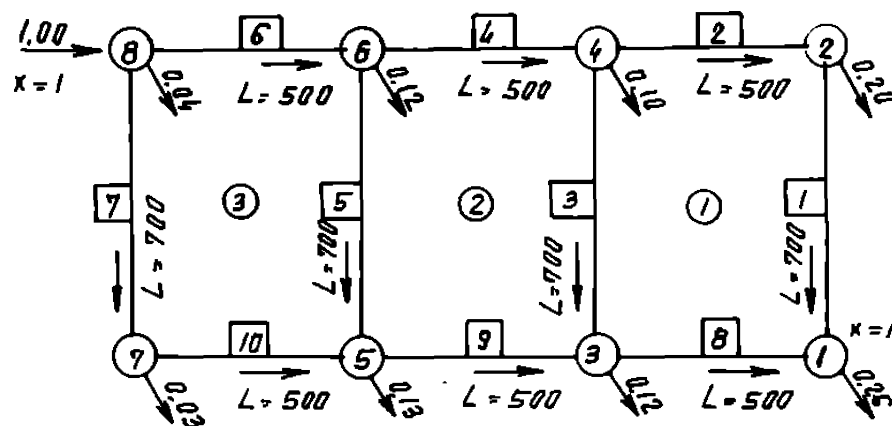


Fig. 5.1. Dimensionarea rețelei în soluția propusă

Se propun următoarele soluții de distribuții:

- I. Soluție extremă, cu debitul  $Q_6 = 0,90$  m<sup>3</sup>/s;
- II. Soluție cu repartitie echilibrată, având în conducta 6 debitul  $Q_6 = 0,79$  m<sup>3</sup>/s;
- III. Soluție cu repartitie echilibrată, cu încărcare mai mare în conductele 5 și 3, având în conducta 6 debitul  $Q_6 = 0,79$  m<sup>3</sup>/s;
- IV. Soluție extremă, având în conducta 6 debitul  $Q_6 = 0,79$  m<sup>3</sup>/s, la care conductele din ramura 8-6-4-2-1 rămân în funcțiune;



V Distribuție optimizată a debitelor de tranzit aplicând echilibrarea produselor de transport  $L-Q^2$  pe inele.

VI Distribuție cu metoda de optimizare propusă în acest capitol, cu optimizarea  $\{x_i\}$  independentă de distribuția debitelor de tranzit  $\{Q_i\}$ .

Valorile parametrilor tehnico-economici și energetici

Tabelul 5.3

Param	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ipoteza I					C = 1524, H = 5,90					
Q m <sup>3</sup> /s	0,250	0,450	0,110	0,660	0,120	0,900	0,060	0,010	0,020	0,010
X -	0,626	0,626	0,172	0,798	0,131	0,929	0,071	0,374	0,202	0,071
D m	0,556	0,655	0,368	0,754	0,363	0,840	0,275	0,210	0,234	0,166
C u.c	243	233	116	301	113	365	68	30	36	19
H m	1,280	1,510	2,430	1,270	2,50	1,840	3,420	0,360	1,200	0,920
Ipoteza II					C = 1629, H = 6,79					
Q m <sup>3</sup> /s	0,170	0,370	0,110	0,580	0,090	0,790	0,170	0,090	0,100	0,120
X -	0,449	0,449	0,199	0,648	0,130	0,778	0,222	0,551	0,352	0,222
D m	0,475	0,593	0,375	0,706	0,334	0,790	0,431	0,409	0,397	0,371
C u.c	183	196	120	267	97	327	153	100	94	92
H m	1,620	1,020	2,18	1,670	2,81	2,480	3,850	0,460	1,040	1,440
Ipoteza III					C = 1650, H = 6,77					
Q m <sup>3</sup> /s	0,080	0,280	0,120	0,500	0,060	0,680	0,280	0,180	0,180	0,230
X -	0,343	0,343	0,225	0,568	0,112	0,680	0,320	0,657	0,432	0,320
D m	0,371	0,527	0,392	0,665	0,293	0,744	0,522	0,510	0,481	0,494
C u.c	117	157	129	240	76	293	217	148	133	140
H m	1,190	1,85	2,130	1,450	2,100	2,280	2,680	0,91	1,480	1,700
Ipoteza IV					C = 1578, H = 6,27					
Q m <sup>3</sup> /s	0,010	0,210	0,020	0,330	0,020	0,470	0,490	0,250	0,350	0,440
X -	0,263	0,263	0,115	0,378	0,077	0,455	0,545	0,737	0,622	0,545
D m	0,200	0,469	0,216	0,559	0,204	0,734	0,638	0,568	0,610	0,638
C u.c	38	127	44	175	40	220	329	180	205	222
H m	0,320	1,96	1,260	1,600	1,330	2,500	2,490	1,02	1,530	1,380
Ipoteza V					C = 1627, H = 6,63					
Q m <sup>3</sup> /s	0,029	0,229	0,020	0,349	0,097	0,567	0,393	0,231	0,331	0,343
X -	0,292	0,292	0,092	0,384	0,181	0,565	0,425	0,708	0,616	0,435
D m	0,274	0,487	0,209	0,570	0,359	0,689	0,599	0,553	0,600	0,577
C u.c	68	137	42	181	110	225	278	171	199	185
H m	0,710	1,88	1,660	1,710	2,040	2,330	2,680	0,93	1,33	1,690
Ipoteza VI					C = 1654, H = 6,82					
Q m <sup>3</sup> /s	0,049	0,249	0,099	0,448	0,147	0,715	0,245	0,211	0,232	0,195
X -	0,293	0,293	0,207	0,500	0,207	0,707	0,293	0,707	0,500	0,293
D m	0,317	0,499	0,367	0,634	0,410	0,758	0,497	0,539	0,527	0,466
C u.c	88	143	115	220	140	303	198	164	157	126
H m	1,040	2,010	2,090	1,580	2,250	2,190	2,760	0,96	1,420	1,68

S-au utilizat următoarele modele de echilibrare a parametrului  $x_i$  la aplicarea corecțiilor ciclice

- pentru soluțiile I, II, III și IV modelul Moșnin;
- pentru soluția V, și echilibrarea parametrului  $x_3$  cu relația (4.3.3)
- pentru soluția VI, modelele (5.12.1) și (5.13.1).

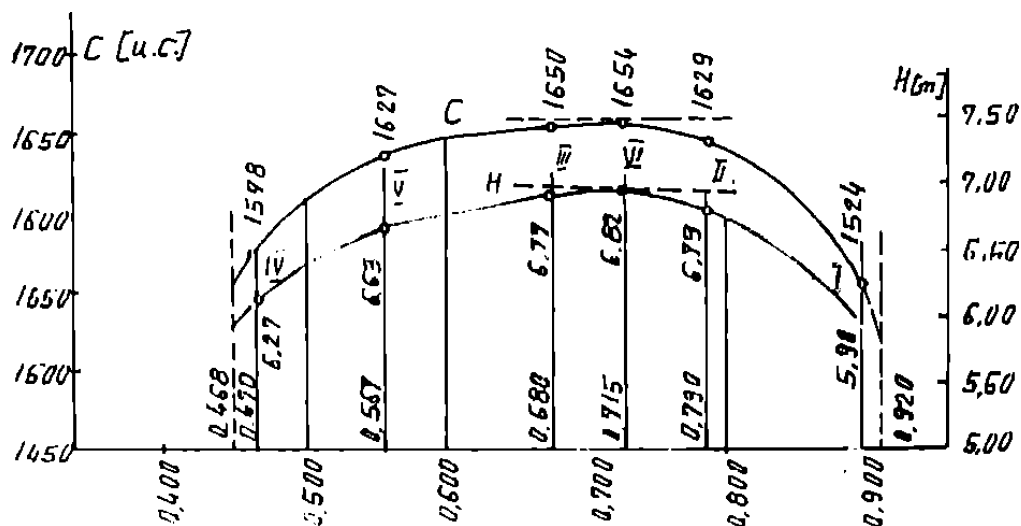


Fig. 5.2. Parametrii tehnico-economici ai alternativelor studiate

În figura 5.2. ipotezele evoluează în funcție de debitul din conducta 6, cu maxim în ipoteza I și minim în ipoteza IV. Gradul de siguranță este foarte redus în soluțiile extreme. Rezultă că soluțiile III și VI oferă cea mai mare stabilitate hidraulică și sunt cele mai eficiente în exploatare.

#### 5.4. Probleme ale dimensionării condiționate

În metodele energetice de dimensionare studiate nu au intervenit condiții inițiale prin care să se limiteze valorile unor anumiți parametri.

În funcționarea rețelele termice trebuie să se evite apariția regimului de vid parțial pentru a nu intra aer în circuite. Astfel se impune verificarea regimului de presiuni în circuite și corectarea, dacă este cazul, a parametrilor la valorile necesare sau pot fi impuse alte condiții în exploatare.

##### 5.4.1. Asigurarea presiunilor în instalațiile de încălzire interioare

În instalațiile de încălzire centrală se pot alege soluții tehnice de circulație gravitațională sau circulație forțată a agentului termic în condițiile unei funcționări economice. Dacă presiunea disponibilă nu este suficientă în instalațiile cu circulație gravitațională, se introduc pompe de circulație.

##### 5.4.2. Asigurarea presiunii în sistemele de încălzire la distanță

În rețelele extinse de termoficare, agentul termic este utilizat la presiuni mari de (8...12) bar sau chiar (16...20) bar pentru evitarea vaporizării apei fierbinți.

În relațiile de dimensionare economică a rețelelor, factorul economic  $E$  are rol de ponderare a costului de investiții în raport cu costurile energetice. Diametrele economice stabilite prin modelele de dimensionare fără condiții de presiune, rămân nemodificate prin majorarea presiunii absolute în rețea din condiții tehnologice. Rezistența mecanică a conductelor și a aparatelor din sistem trebuie verificată la presiunile și suprapresiunile care pot apare în sistem, la ridicarea presiunii de lucru.

### 5.4.3. Rețele termice zonate

În rețelele termice extinse precum și în cazul unor denivelări mari ale terenului, apare necesitatea unor zonări ale rețelelor în funcție de presiune, prin introducerea unor stații de presiune intermediare.

La rețelele ramificate, introducerea unor stații de pompare la unele puncte termice, nu afectează dimensionarea economică fără condiții suplimentare de presiune. Se realizează astfel zone de presiune cu presiuni diferite și cu verificări de rezistență necesare pe fiecare zonă. Se utilizează conducte pentru transportul apei calde la presiuni nominale de 4, 6, 10 și 16 bar, iar pentru apa fierbinte conducte la presiuni de până la 20 bar.

La rețelele de bază inelare, ridicarea presiunii se poate realiza în două moduri:

- stații de pompare integrate pe magistrale (cap 4.2.2.1.4.), asigură o zonare tehnologică a întregului sistem inelar, fiind necesar ca în relațiile de echilibrare să se aplice corecțiile ciclice cu metodele indicate, prin care se ține seama de constantele A și B ale caracteristicilor agregatelor de pompare;
- stații de pompare zonale în rețelele secundare ale utilizatorilor.

## 5.5. Programul general de calcul PROGENT

În calculul de dimensionare și de verificare sau reglare a rețelelor termice de diverse structuri intervin diferite nivele de analiză, dar se poate elabora o metodologie comună de rezolvare în cazul cel mai general.

În programele de calcul elaborate intervin următoarele subrutine:

Subrutina INSTINT este utilizată în calculul instalațiilor interioare de încălzire. Efectele curgeni neizoterme se cercetează prin subrutina NEIZOT și această verificare este necesară mai ales în verificarea finală a sistemelor predimensionate prin metode mai simple. Dacă nu se cunoaște regimul hidraulic, acesta se determină cu subrutina REGIMH. Ultimele două subrutine sunt facultative.

Dacă este necesară stabilirea traseului optim al rețelei se apelează subrutina ARBMIN pentru determinarea arborelui minim, în general crespunzător costului minim de investiție. În cazul rețelelor foarte mari, problema se rezolvă printr-un program aparte de optimizare

Alte subrutine facultative sunt COSTINV pentru stabilirea costului de investiție pentru fiecare conductă și pentru întregul sistem și COSTEX pentru calculul costului de exploatare al rețelei.

Cele mai multe subrutine intervin la calculele indirecte prin iterații în problemele de verificare, în programele VERET sau în problemele de dimensionare, în programele DIMRET. Programele generale denumite PROGER sau PROGENT efectuează atât calcule de dimensionare cât și de verificare în una sau mai multe ipoteze.

Structura programului de calcul al rețelelor este următoarea:

- numele, limbajul, datele generale ale programului;
- identificatorii: constantele problemei și tablourile parametrilor de calcul;
- elementele grafului topologic neorientat;
- valorizările elementelor grafului;
- subrutinele programului;

### 5.5.1. Graful topologic și valorizarea tranzițiilor

Structura rețelei se descrie prin definirea elementelor grafului:

1. Corespunzător cardinalului grafului  $\#G = n$ , se numerotează vârfurile grafului de la 1 la  $n$ ; dacă amplasamentul nodurilor se dă prin coordonate carteziane, în program se calculează lungimile  $L_j$  ale conductelor conform matricii tranzițiilor. În caz contrar valorizările tranzițiilor constituie elemente ale tablourilor de date

Matricea tranzițiilor, în cazul rețelelor mari se prezintă simplificat menționându-se numai elementele nule, indicând pentru fiecare tranziție  $j$ , nodul inițial  $NI(j)$  și nodul final  $NF(j)$ . Aceste date sunt necesare la orientarea tranzițiilor. La valorizarea tranzițiilor se consideră semnul pozitiv dacă sensul de mișcare al agentului corespunde sensului definit prin nouirea nodului inițial și final. În vectorul fiecărei tranziții, toate mișcările orientate nu neclăuș semn.

2. În cazul rețelelor numite ca  $U$  utilizatori, se furnizează un număr  $i' = U-1$  de inele funcționale. În cazul rețelelor melare interviu și  $i''$  inele constructive, numărul total de inele fiind  $i = i' + i''$ . Conform numărului ciclomatic din teoria grafurilor, numărul de conducte este  $c = (n-1) + i$ .

Structura ciclurilor (inelelor) se definește prin matricea ciclurilor. Deoarece această matrice cuprinde un număr mare de elemente nule, se utilizează matrici simplificate pentru fiecare inel  $i$ , notate  $IN(i, j)$ . În aceste matrici se înscriu numerele cu care s-au notat nodurile, începând cu un nod arbitrar și încheind cu același nod pentru definirea unui ciclu închis. Se alege ca sens negativ sensul trigonometric. Astfel prin definirea matricii ciclurilor se stabilește orientarea tranzițiilor în cicluri. Dimensiunea matricilor  $IN$  se consideră în funcție de numărul maxim al tranzițiilor în cel mai mare inel, plus 2, celelalte elemente marcându-se nule. Între două noduri succesive se regăsește câte o conductă  $j$  pentru care rezultă orientarea ei, respectiv se definește indicele de orientare  $IO(i, j)$ .

3. Necesariile termice în noduri se introduc cu semnul negativ pentru surse și cu semn pozitiv pentru utilizatori.

Fiecare conductă se numerotează cu numărul corespunzător nodului final al ei și astfel se poate determina în program, prin calcul, urmărind un anumit algoritm, debitul termic  $G(j)$  al fiecărei conducte.

În cazul dimensionării unei rețele prin metoda propusă cu condiții de presiune sau în problemele de verificare, vectorii tranzițiilor trebuie să cuprindă și identificatorii  $CT(j)$ , cota terenului în nodul  $j$ ,  $CP(j)$ , cota liniei de presiune în nodul final.

### 5.5.2. Datele de calcul

Inițial trebuie precizați următorii parametri:

- $T1(j)$  și  $T2(j)$ , temperaturile agentului termic în conducta  $j$  a rețelei de ducere respectiv de întoarcere, în  $^{\circ}C$ ;
- dacă se utilizează și subrutina NEIZOT pentru verificarea condițiilor de mișcare neizotermă, se utilizează și coeficientul de transfer termic  $KT(j)$ ;
- dacă se utilizează subrutina INSTINT pentru instalațiile de încălzire interioare, trebuie cunoscute densitățile agentului prin mărimea  $RO(j)$ ;
- pentru calculul debitelor hidraulice, cu relația (3.1), considerând căldura specifică constantă, se folosește subrutina HYTERM;
- pentru calculul pierderilor de presiune pe conducte cu relațiile (3.3.1), (3.3.2), trebuie date pentru fiecare conductă suma coeficienților de pierderi de presiune locale  $ZZ(j)$  și rugozitatea absolută a conductei  $j$   $RUG(j)$ ;

- pentru verificarea regimului hidraulic în subrutina REGIMH, trebuie dată vâscozitatea cinematică a apei NIU constantă sau NIU(J) variabilă;
- în programele de optimizare trebuie precizați ca date de calcul parametrii economici și energetici în subrutinele COSTINV și COSTEX;
- subrutina DIMRET este utilizată pentru dimensionarea economică a rețelelor, având la bază relația (4.37.8).

### 5.5.3. Subrutinele de echilibrare

În programele de verificare se apelează subrutinele de recunoaștere a debitelor de tranzit și de echilibrare a debitelor în sistem. În continuare se apelează subrutina PRES de calcul a cotelor liniilor piezometrice în nodurile sistemului și subrutina REGLAJ, pentru dimensionarea dispozitivelor de reglare la utilizatori.

În programele de dimensionare se apelează subrutina TRANZX de determinare a distribuției parametrului  $\{x_j\}$  și în continuare subrutinele de echilibrare și corectare a distribuției  $\{x_j\}$  prin ECHILX și CORECX, sau pentru metoda propusă de dimensionare în soluție unică, subrutinele ECHILX și UNIX. Se introduce valoarea  $X = 1$  pe un drum arbitrar între nodul de alimentare și nodul de închidere, după care se apelează subrutina de tip antagonist ECHILX și în continuare subrutina de tip paralel CORECX.

Aceleași operații se execută în subrutina TRANZQ pentru calculul debitelor pe conducte într-un sistem ramificat.

După calculul diametrelor conductelor se utilizează subrutina de aplicare a diametrelor standardizate, STANDD.

Pentru încheierea iterațiilor se prevăd limite ale erorilor admisibile, a procesului iterativ, cu limite de precizie pentru echilibrarea debitelor  $EQ = 0,0001 \dots 0,001 \text{ m}^3/\text{s}$ , respectiv pentru echilibrarea parametrului de dimensionare  $EX = 0,001 \dots 0,01$ . Numărul de iterații, ITM se limitează între 100 și 1000. Iterațiile se încheie fie la limita ITM fie la limitele EX sau EQ.

#### 5.5.3.1. Subrutina ORIENT

Subrutina este utilizată pentru determinarea orientării tranzițiilor în cicluri, respectiv pentru determinarea indicelui de orientare  $IO(I,J)$  corespunzător inelului I și tranziției J astfel:

- $IO(I,J) = +1$ , dacă tranziția aparține inelului I și are semn pozitiv;
- $IO(I,J) = 0$ , dacă tranziția nu aparține inelului I;
- $IO(I,J) = -1$ , dacă tranziția aparține inelului I și are semn negativ.

Se procedează astfel: se anulează toate elementele matricei  $IO(I,J)$ , se notează cu  $NI = IN(J)$  și cu  $N2 = IN(J+1)$  după care se deschid ciclurile:

- ciclul I pentru analiza fiecărui inel;
- ciclul J pentru conductele j dintre două noduri consecutive din  $IN(I,J)$ ;
- ciclul L pentru fiecare conductă din sistem.

Instrucțiunile de decizie sunt:

$$\text{IF } N1 = NI(L) \text{ AND } N2 = NF(L), IO(I,J) = +L$$

$$\text{IF } N2 = NI(L) \text{ AND } N1 = NF(L), IO(I,J) = -L$$

(5.16.1)

după care se notează  $M = \text{ABS}(IO(I,J))$  și rezultă:

$$IO(I,J)/M = +1 \text{ sau } IO(I,J)/M = -1$$

(5.16.2)

iar M devine noul nume al tranzițiilor în următoarele secvențe de calcul.

Se declară eroare dacă o conductă oarecare nu face parte din nici un inel.

### 5.5.3.2. Subrutina TRANZQ

În această subrutină, debitele cunoscute din nodurile rețelei se transmit pe conductele sistemului. În cazul rețelelor inelare această fază reprezintă prima etapă de calcul după care se pun în lucru subrutinele de echilibrare sau de dimensionare.

Pentru simplificare se procedează astfel: se numerotează conducta cu numărul nodului ei final. Numerotarea se face începând cu cea mai îndepărtată ramificație, după care se continuă cu celelalte tranziții terminale, astfel încât un nod de ramificație să se numereze cu următorul număr de ordine numai după ce au fost numerotate toate nodurile din aval. Debitul se transmite după următorul principiu: fiecărei conducte  $i$  se atribuie debitul din nodul final al ei, iar nodul inițial al conductei se încarcă cu debitul conductei, conform următoarelor instrucțiuni:

$$\begin{aligned} Q(I) &= QN(I) \\ K &= NI(I) \\ QN(I) &= QN(I) + Q(I) \end{aligned} \quad (5.17.1)$$

Debitele termice transportate în conducte se determină astfel:

$$\begin{aligned} G(I) &= GG(I) \\ KN &= NI(I) \\ GG(J) &= GG(J) + G(I) \end{aligned} \quad (5.17.2)$$

### 5.5.3.3. Subrutinele ECHILQ, CORECQ și POMPIN

În subrutina ECHILQ se realizează echilibrarea debitelor cu metoda iterațiilor simple repetate, utilizând modelul corecțiilor inelare:

$$\Delta Q_i = - \frac{\Delta h_i}{2 \cdot \sum (M_j \cdot Q_j)_i} \quad (5.18.1)$$

Se pot utiliza și subrutine de verificare cu modelul altor metode de calcul.

În subrutina CORECQ se aplică corecțiile inelare în ciclul I după metoda iterațiilor cu transmițeri, utilizând modelul:

$$\Delta Q_i = - \frac{\Delta h_i}{2 \cdot \sum (M_j \cdot Q_j)_i} + \sum \frac{M_{ik} \cdot Q_{ik}}{\sum (M_j \cdot Q_j)_i} \cdot \Delta Q_k \quad (5.18.2)$$

În subrutina POMPIN, la rețelele cu pompe integrate pe artere, agregatele având caracteristici de forma  $H_p = A Q_p^2 + B Q_p + C$ , ecuația corecției ciclice pentru inelul  $m$  în care acționează pompa devine:

$$\Delta Q_m = - \frac{\Delta h_m}{2 \cdot \sum (M_j \cdot Q_j)_m - (2 \cdot A \cdot Q_m + B)} \quad (5.18.3)$$

### 5.5.3.4. Subrutinele TRANZX și ECHILX

Pentru distribuția preliminară a parametrului  $x_j$  în rețea, se alege un lanț arbitrar între nodul de alimentare și nodul de închidere, numerele acestor conducte fiind înscrise în matricea  $M$

Pentru conductele acestui lanț se atribuie  $x = 1$ .

Se formează ciclul pentru  $c$  conducte ale rețelei ramificate și se aplică algoritmul:

$$\begin{aligned} X(J) &= 1, \text{ dac\u0103 } J = M; \\ X(J) &= 0, \text{ dac\u0103 } J < > M. \end{aligned} \quad (5.19.1)$$

Dac\u0103 \u00eentr-un inel exist\u0103 o valoare  $x_j = 1$ , este necesar s\u0103 se introduc\u0103 o distribu\u021bie antagonist\u0103, arbitrar\u0103, de exemplu de forma:

$$\Delta x_j = - \frac{\sum L_j \cdot x_j^2}{2 \cdot \sum L_j \cdot x_j} \quad (5.19.2)$$

\u0219i de la distribu\u021bia astfel ob\u021binut\u0103 se trece la corec\u021bia final\u0103 a parametrilor  $x_j$ .

#### 5.5.3.5. Subrutinele OPTIMQ \u0219i CORECX

Dac\u0103 se aplic\u0103 metoda de echilibrare a produselor de transport de forma  $L_j Q_j^n$ , se aplic\u0103 o distribu\u021bie arbitrar\u0103 a debitelor de tranzit, astfel \u00eenc\u0103t s\u0103 se respecte ecua\u021biile de bilan\u021b \u00een noduri, dup\u0103 care intervine subrutina de optimizare a debitelor de tranzit prin aplicarea modelului de calcul al corec\u021biilor ciclice:

$$\Delta Q_j = - \frac{\sum L_j \cdot Q_j^2}{2 \cdot \sum L_j \cdot Q_j} \quad (5.20.1)$$

\u00cEn urm\u0103toarea faz\u0103, subrutina de corec\u021bie a distribu\u021biei parametrului de optimizare  $x_j$ , CORECX, porne\u0219te de la rezultatele ob\u021binute cu modelul (5.19.2), aplic\u0103 rela\u021bia de determinare a parametrului  $x_j$  \u00eentr-o prim\u0103 etap\u0103 \u0219i apoi aplic\u0103 modelul de corec\u021bie pentru distribu\u021bia  $x_j$ :

$$\Delta x_j = \div \frac{1}{0,75} \cdot \frac{\sum M_{\#} \cdot x_j^{0,75}}{\sum M_{\#} \cdot x_j^{1,75}} \quad (5.21)$$

#### 5.5.3.6. Subrutinele UNIX \u0219i UNIQ

Dac\u0103 se aplic\u0103 metoda propus\u0103 de optimizare \u00een solu\u021bie unic\u0103 se procedeaz\u0103 astfel:

- se porne\u0219te de la o distribu\u021bie arbitrar\u0103 a parametrului  $x_j$ , care \u00eendepline\u0219te condi\u021bia economic\u0103 de echilibrare a nodurilor \u0219i se corecteeaz\u0103 debitele de tranzit cu modelul corec\u021biilor ciclice dat de rela\u021bia (5.12.2), fiind necesar s\u0103 se cunoasc\u0103 lungimile  $L_j$  ale conductelor;
- la distribu\u021bia arbitrar\u0103 a debitelor de tranzit se aplic\u0103 modelul de corec\u021bie ciclic\u0103 a debitelor, dat de rela\u021bia (5.13.1) pentru a se realiza echilibrarea inelelor.

#### 5.5.3.7. Subrutinele DIMRET, STANDD \u0219i STANDL

Cunoa\u0219terea distribu\u021biilor parametrului  $x_j$  \u0219i debitelor de tranzit  $Q_j$  permite dimensionarea conductelor  $j$  cu rela\u021bia:

$$D_j = x_j^{n \cdot m} \cdot (L_j \cdot Q_j)^{n \cdot m} \cdot Q_j^{n \cdot m} \quad (5.22.1)$$

\u00cEn func\u021bie de diametrele calculate \u00een faza prezentat\u0103 anterior, notate  $DC(J)$ , subrutina STANDD alege diametre standardizate din \u00eentregul interval  $DS(1) \dots DS(S)$  pentru fiecare conduct\u0103  $j$  dup\u0103 algoritmul:

$$\begin{aligned} D(J) &= DS(1), \text{ dac\u0103 } DC(L) \leq DS(1) \\ D(J) &= DS(L+1), \text{ dac\u0103 } DC(L) < DC(J) < DS(L+1) \\ D(J) &= DS(S), \text{ dac\u0103 } DC(L) \geq DS(S) \end{aligned} \quad (5.22.2)$$

Aplicarea diametrelor standardizate ale diametrelor m\u0103re\u0219te costul conductelor, deoarece \u00eentotdeauna se alege diametrul imediat superior. **Dac\u0103 lungimea total\u0103  $L$  a unei conducte se sub\u00eemparte \u00eentr-un segment de lungime  $L_2$  de diametru standardizat imediat**

superior celui calculat,  $D_2^m$  și într-un segment de lungime  $L_1$  de diametru standardizat imediat inferior,  $D_1^m$ , astfel încât rezistența hidraulică a conductei să fie aceeași cu cea determinată cu diametrul  $D_c^m$ , rezultat din calcul, se poate scrie relația:

$$L_1 = L - L_2 = \frac{D_1^m \cdot (D_2^m - D_c^m)}{D_c^m \cdot (D_2^m - D_1^m)} \cdot L \quad (5.22.3)$$

### 5.5.3.8. Subrutinele PRES și REGLAJ

Pentru calculul cotelor liniilor de presiune în toate nodurile rețelei se procedează astfel:

- se consideră un anumit nod al rețelei în care presiunea SD(NN), în mCA și cota terenului CT(NN) sunt impuse, iar cotele liniilor de presiune se determină cu relația:

$$CP(NN) = CT(NN) + SD(NN) \quad (5.23.1)$$

- se consideră nule toate celelalte presiuni disponibile;

Pentru a determina orientarea tranzițiilor, relația pierderilor de presiune, exprimate în mCA se scrie sub forma:

$$H(J) = M(J) \cdot Q(J) \cdot \text{ABS}(Q(J)) \quad (5.23.2)$$

Relațiile de calcul în subrutina PRES, cu notațiile  $N1 = NI(J)$ ,  $N2 = NF(J)$  sunt de forma:

$$SD(N2) = SD(N1) \cdot KO \cdot H(J) + CT(N1) - CT(N2) \quad (5.23.3)$$

în care indicele de orientare:  $KO = -1$  dacă nu este impusă presiunea în nod, deci  $SD(N) = 0$ ,

$KO = +1$ , dacă presiunea este cunoscută în nodul final  $NF(J)$  și trebuie determinată în nodul inițial  $NI(J)$ .

Calculul este iterativ și se încheie când este îndeplinită condiția:

$$SD(N1) < > 0 \text{ AND } SD(N2) < > 0 \quad (5.23.4)$$

Subrutina REGLAJ determină pierderile de presiune care trebuie disipate în diafragmele de reglaj SR(N). Se utilizează următoarele notații:

- $H1(N)$ , pierderea de presiune pe brașament, la ducere;
- $H2(N)$ , pierderea de presiune pe brașament, la întoarcere;
- $HU(N)$ , presiunea necesară funcționării utilizatorului.

$$\Delta H = (CP1(N) - CP2(N)),$$

fiind diferența de presiune ducere/întoarcere în nodul de brașament al rețelei și se calculează conform relației (4.1) pentru fiecare utilizator:

$$\zeta \cdot v^2 / 2 \cdot g = \Delta H - (H1(N) + H2(N) + HU(N)) \quad (5.24)$$

## 5.6. Aplicarea programului de calcul PROGENT

Programul de verificare utilizează subrutinele: ORIENT, TRANZQ, ECHILQ, PRES, REGLAJ și la rețelele cu pompe integrate pe artere și POMPIN.

Subrutinele programului de dimensionare sunt utilizate astfel:

**A.** la rețelele ramificate:

**A1.** cu metode clasice: TRANZX, ECHILX, DIMENS, REGLAJ;

**A2.** cu metoda propusă se utilizează suplimentar și UNIX și DIMENS;

**B.** la rețelele inelare:

**B1.** Cu modelele clasice: ORIENT și în continuare:

- pentru echilibrarea debitelor de tranzit: TRANZQ, OPTIMQ;



- pentru determinarea parametrului de echilibrare și pentru dimensionare: TRANZX, ECHILX, CORECX, DIMENS, STANDD, REGLAJ

**B2. Cu metoda propusă:**

- pentru echilibrarea parametrului de dimensionare: TRANZX, ECHILX, UNIX;
- pentru determinarea debitelor de tranzit și dimensionare: UNIQ, DIMENS, STANDD, REGLAJ.

Pentru exemplificare la aplicația din subcapitolul 5.3.2. s-au utilizat subrutinele:

- pentru ipotezele I-IV: ORIENT, TRANZQ, ECHILX, TRANZX, ECHILX, CORECX, DIMENS, COSTRE și PRES;
- pentru ipoteza V: ORIENT, TRANZQ, OPTIMQ, TRANZX, ECHILX, CORECX, DIMENS, COSTRE și PRES;
- pentru ipoteza VI: TRANZX, ECHILX, UNIX, TRANZQ, UNIQ, DIMENS, COSTRE și PRES;

### 5.7. Concluzii

Întrucât metodologia curentă de dimensionare presupune o distribuție arbitrară a debitelor de tranzit, în lucrare se propune determinarea în soluție unică a distribuției parametrilor de dimensionare  $x_j$  independent de distribuția debitelor. Diametrele teoretice astfel determinate reprezintă forme exponențiale ale diametrelor optime efective  $D_j$ , prin relația  $d_j = D_j^p$ . Diametrele  $d_j$  echilibrează rețeaua la orice distribuție a debitelor de tranzit. Diametrele  $D_j$  nu echilibrează însă rețeaua decât pentru o distribuție unică a debitelor de tranzit, care trebuie determinată cu modelele de echilibrare elaborate în lucrare.

Se pornește de la o distribuție arbitrară a parametrului de optimizare  $x_j$ , care se echilibrează, stabilindu-se valorile finale independent de distribuția debitelor de tranzit. Astfel se aplică modele matematice ale corecțiilor ciclice în calcul iterativ fără utilizarea unor elemente arbitrare, fiind date numai lungimile conductelor și încărcarea termică.

În continuare se propune o distribuție arbitrară a debitelor de tranzit  $Q_j$  și prin corecția acestor valori se determină distribuția optimizată compatibilă cu distribuția parametrului  $x_j$  în soluție unică de dimensionare.

Consecințele favorabile ale distribuției debitelor de tranzit asupra gradului de siguranță în exploatare și asupra stabilității hidraulice și termice ale sistemului, studiate atât în cazul ciclului elementar cât și la rețele termice cu mai multe inele, confirmă justetea metodei propuse, metodă motivată și din punct de vedere teoretic.

S-a elaborat un program general de calcul al rețelelor termice utilizat în problemele de dimensionare și de verificare a rețelelor noi. În cazul rețehnologizării rețelelor se preferă utilizarea unor programe restrânse pentru dimensionarea economică și verificarea rețelelor în mai multe ipoteze de calcul. Odată cu verificarea soluțiilor se stabilesc și parametrii de reglare în vehicularea agentului termic.

## 6. OPTIMIZAREA REȚELOR ARBORESCENTE

Rețelele de tip arborecent sunt sisteme cu inele funcționale, debitele fiind determinate de cerințele utilizatorilor și independente de diametrele conductelor.

Aceste sisteme nu au un grad de siguranță în exploatare ridicat, deoarece ieșirea din lucru a unei conducte determină disfuncționalitatea consumatorilor din aval. La rețelele arborecente, deoarece calculele sunt relativ simple, se recurge la calculul lor în ansamblu, urmărindu-se elementele matricelor pe reprezentarea desfășurată a grafului.

În calculele de dimensionare a unui sistem termic se determină distribuția  $\{x_j\}$  a parametrului de dimensionare cu metode uzuale, asigurându-se echilibrarea energetică.

Se recomandă și aplicarea metodei propuse pentru determinarea în soluție unică a parametrilor de dimensionare, cu determinarea distribuției optimizate a debitelor de tranzit în rețea. Aplicarea acestei metode reprezintă metoda cea mai generală de calcul a sistemelor termice binare. Ca date inițiale se consideră amplasamentul sursei termice, amplasamentul utilizatorilor, lungimile tronsoanelor și încărcarea termică a sistemului.

Calcululele de verificare și optimizare a parametrilor de reglare, în cazul rețelilor arborecente, se pot efectua cu orice metodă specializată în acest scop.

Există deosebiri între metodologia de calcul a instalațiilor interioare de încălzire și perfecționarea metodelor de calcul pentru sistemele termice extinse. Optimizarea parametrilor de funcționare a primului grup prezentat mai sus este deja rezolvată. Totuși numărul parametrilor care intervin în calculul instalațiilor de încălzire interioare este mare și este necesară o sistematizare a calculelor de verificare a acestor sisteme. Pe de altă parte calculul sistemelor de încălzire la distanță este deschis oricărei soluții noi de perfecționare.

### 6.1. Sistematizări ale calculelor instalațiilor de încălzire interioare

#### 6.1.1. Identificarea ciclurilor funcționale

În cadrul instalațiilor de încălzire interioare trebuie considerate mai multe ordine de constituire a ciclurilor funcționale care trebuie echilibrate:

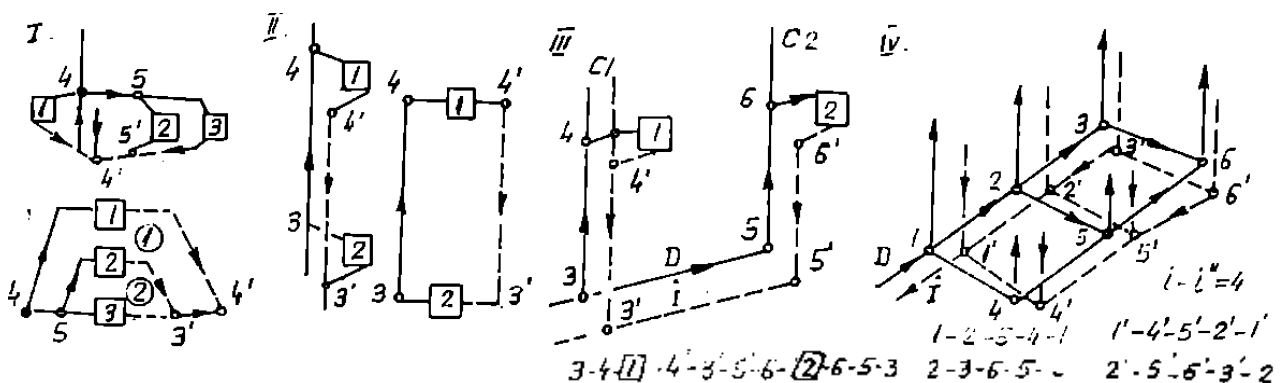


Fig. 6.1. Tipurile de circuite definite la instalațiile de încălzire interioare

- I. Circuitele de prim ordin se realizează în circuitele radiatoarelor de la același nivel. În figură se observă cele două circuite care trebuie echilibrate. Această echilibrare se rezolvă prin câteva iterații prin metode indirecte sau prin echivalență în paralel.
- II. Circuite formate între radiatoarele a două nivele consecutive pe aceeași coloană; în graf, ramura cu semn pozitiv se consideră pe traseul 3-4-R1-4'-3', iar cu semn negativ 3-R2-3'.
- III. Circuite mai complexe se formează cu corpurile de încălzire de la nivelul inferior al clădirii și racordurile la rețeaua de distribuție de bază a clădirii. Circuitul prezentat în schemă are ramura pozitivă 3-4-R1-3', iar ramura negativă cu o rezistență mai mare este 3-5-6-R2-6'-5'-3'. Dacă în locul acestei circulații se propune una de tip Tichelmann, cu circulație de la 3' la 5', intervențiile de reglare la coloane sunt minime.
- IV. Cazul rețelelor de bază ale instalațiilor de încălzire cu circuite constructive; pentru rețeaua exemplificată, cu 6 coloane de încălzire, se formează două inele în rețeaua de ducere și două în rețeaua de întoarcere.

Toate aceste tipuri de inele trebuie echilibrate în calculele de dimensionare și verificare.

### 6.1.2 Avantajele considerării sistemului ca structură inelară

În studiile comparative efectuate anterior [27, 29, 31], s-au scos în evidență rezultate concrete obținute prin considerarea instalațiilor de încălzire interioare ca și structuri inelare.

Pentru evidențierea circuitelor funcționale se reprezintă desfășurat graful instalației termice ca în exemplul din figura 6.2.

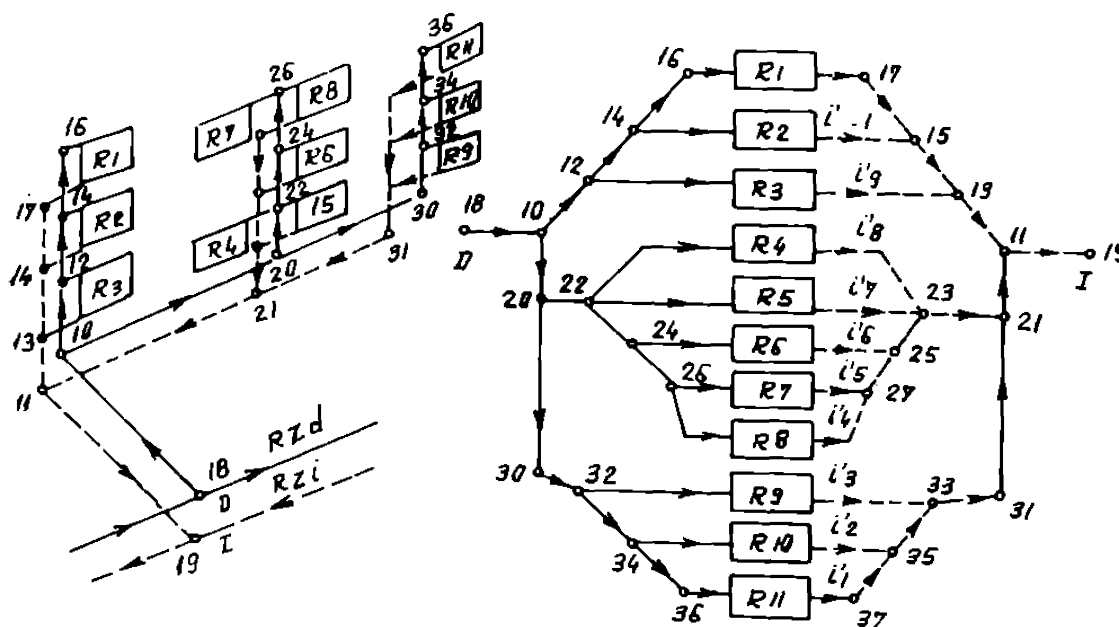


Fig. 6.2 Graful desfășurat al unei instalații termice interioare

În continuare se prezintă câteva exemple de circuite din figura 6.2: circuit de ordin I al radiatoarelor R7-R8, circuit de ordinul II al radiatoarelor R1-R2, cel de ordin III apar în echilibrarea a două coloane, spre exemplu circuitul care determină funcționarea radiatoarelor R3-R4, descins de nodurile 10-12-R3-13-11-21-23-R4-22-20-10. La rețelele de bază inelare apar și inele de ordinul IV

În studiul echilibrării unei instalații interioare de încălzire, programul RETINEL... s-a evidențiat avantajul considerării întregului sistem ca structură inelară. În etapele studiului de echilibrare s-au introdus parametri:

- RAD, necesarul de căldură în kcal/h la fiecare radiator, urmând ca prin program să se determine debitele de agent termic la radiatoare;
- CD, căldura însumată pe tronsoanele de distribuție, pe coloane și pe legături la radiatoare, în funcție de ipoteza de verificare considerată:
  - CDRAM, considerând funcționarea instalației în sistem ramificat,
  - CDRET, considerând echilibrarea inelelor din rețeaua de bază,
  - CDCOL, considerând și echilibrarea a 8 inele formate între radiatoarele coloanelor învecinate;
  - CDNIV, considerând în plus și echilibrarea a 36 inele formate cu circuitele radiatoarelor de la nivele diferite.

S-au determinat în final pierderile de presiune considerate în aceleași ipoteze de echilibrare: PRAM, PRET, PCOL și PNIV, exprimate în mmCA la temperatura de 80 °C

În tabelul 6.1. se prezintă distribuția energiei termice și pierderile de presiune în diferite ipoteze de calcul pentru coloana cea mai îndepărtată de nodul de alimentare.

**Repartiția debitelor termice și ale presiunilor în sistem**

**Tabelul 6.1**

Cond	RAD	CDRAM	CDRET	CDCOL	CDNIV	PRAM	PRET	PCOL	PNIV
1	0	15447	6065	6065	6532	1089	996	1041	1002
2	1978	1978	1978	1978	457	850	668	807	884
3	1548	1584	1584	1584	580	863	682	820	885
4	0	3526	3526	3526	2038	871	690	839	884
5	1548	1548	1548	1548	911	881	700	839	884
6	0	5070	5070	5070	1949	890	708	847	887
7	1548	1548	1548	1548	1611	919	738	877	884
8	0	6622	6622	6622	3560	928	747	885	893
9	1806	1806	1806	408	2653	979	797	951	881
10	0	8428	8428	6213	6213	993	812	951	918
11	0	23875	14494	12645	12645	1194	1013	1060	1021

Se observă deosebirile care intervin în vehicularea debitelor calorice și în regimul de presiuni, determinate în sistem ramificat și în diferitele ipoteze de verificare ca structură inelară

Fără intervenția mijloacelor de reglaj, coloana dezavantajată este alimentată numai cu 54 .. 61 % din energia termică propusă în calcul la sistemul ramificat, iar pierderile de presiune până la corpul de încălzire superior sunt de aproape 1200 mmCA, în timp ce la coloana cea mai apropiată au rezultat 150 mmCA.

### 6.1.3 Aplicarea unor principii de echivalență

O metodă eficientă prin care se poate micșora cardinalul unui graf și volumul calculului hidraulic de echilibrare este modul de aplicare a unor principii de echivalență

Semnul modulului de rezistență  $M_j$  al unei conducte termice este cel corespunzător relației rezistenței hidraulice (4.3.1), scrisă sub forma:

$$h_j = M_j \cdot Q_j^2 \quad (6.1)$$

Pînă aplicarea principiului de echivalență, un grup de conducte avînd caracteristici hidraulice diferite este înlocuit cu o conductă echivalentă, avînd un modul de rezistență  $M$  și un debit de calcul  $Q$ , care produce același efect energetic ca și grupul de conducte pe care le substituie. În continuare se dă un model de calcul al modului de rezistență pentru echivalența serie și pentru echivalența paralel.

### 6.1.3.1 Echivalența serie

În cazul unui lanț de conducte cu debit constant.

$$M = \sum M_i \quad (6.2)$$

În cazul debitelor variabile, rezistențele se însumează (debitul  $Q_1$  este maxim)

$$h_u = M_1 Q_1^2 + M_2 Q_2^2 + \dots + M_i Q_i^2 + M_j Q_j^2 \quad (6.3.1)$$

$$h_u = Q_1^2 \left[ M_1 + M_2 \cdot \left( \frac{Q_2}{Q_1} \right)^2 + \dots + M_i \cdot \left( \frac{Q_i}{Q_1} \right)^2 + M_j \cdot \left( \frac{Q_j}{Q_1} \right)^2 \right] \quad (6.3.2)$$

Exemplu numeric de echivalență serie

Tabelul 6.2.1

Sector	$M_i$	$Q_i$	$M_i \cdot Q_i^2$	$(Q_i/Q_1)^2$	$M_i \cdot (Q_i/Q_1)^2$	$M \cdot Q_i^2$
1	1	0,8	0,64	1,000	1,000	-
2	2	0,6	0,72	0,562	1,120	-
3	5	0,5	1,25	0,390	1,950	-
4	10	0,4	1,60	0,250	2,500	-
Total	-	-	4,21	-	6,570	4,21

### 6.1.3.2 Echivalența în paralel

Pentru un număr de trei conducte în paralel, de rezistență hidraulică  $h$ , se poate scrie relația  $h = M_1 \cdot Q_1^2 = M_2 \cdot Q_2^2 = M_3 \cdot Q_3^2 = M \cdot (Q_1 + Q_2 + Q_3)^2 = M \cdot Q^2$  (6.4.1)

Suma debitelor este egală cu debitul de echivalență:

$$Q_1 = \sqrt{\frac{h}{M_1}}; Q_2 = \sqrt{\frac{h}{M_2}}; Q_3 = \sqrt{\frac{h}{M_3}}, \quad (6.4.2)$$

$$Q = \sqrt{\frac{h}{M_1}} + \sqrt{\frac{h}{M_2}} + \sqrt{\frac{h}{M_3}} = \sqrt{\frac{h}{M}} \quad (6.4.3)$$

$$\frac{1}{\sqrt{M}} = \frac{1}{\sqrt{M_1}} + \frac{1}{\sqrt{M_2}} + \frac{1}{\sqrt{M_3}} \quad (6.4.4)$$

Modulul echivalent de rezistență în paralel este mai mic decât oricare dintre modulele de rezistență ale conductelor legate în paralel.

Exemplu numeric de echivalență în paralel

Tabelul 6.2.2

Cond	$M_i$	$Q_i$	$Q_i^2$	$h = M_i \cdot Q_i^2$	$\sqrt{M_i}$	$1/\sqrt{M_i}$
1	2	1,000	1,00	2	1,414	0,707
2	8	0,500	0,28	2	2,824	0,354
3	50	0,209	0,04	2	7,071	0,141
Suma	-	1,709	-	-	-	1,202

$$\sqrt{M} = 0,833, M = 0,69, h = 2m$$

### 6.1.3.3 Exemplu pentru echivalența coloanelor de încălzire

Parametrii tronsoanelor din sistem Tabelul 6.3.1

Cond.	Asocierea	Echivalența	Debitul
11	11—R11	serie	$Q_{11}$
12	12—R12	serie	$Q_2$
13	13—R13	serie	$Q_3$
14	14—R14	serie	$Q_4$
15	15—11	serie	$Q_1$
16	15 == 12	paralel	$Q_{15} + Q_2$
17	16 == 13	paralel	$Q_{16} + Q_3$
EI	17 == 14	paralel	$Q_{17} + Q_4$
21	21—R21	serie	$Q_{21}$
22	22—R22	serie	$Q_2$
23	23—R23	serie	$Q_3$
24	24—R24	serie	$Q_4$
25	25 == 21	serie	$Q_1$
26	25 == 21	paralel	$Q_{25} + Q_2$
27	26 == 23	paralel	$Q_{26} + Q_3$
EII	27 == 24	paralel	$Q_{27} + Q_4$

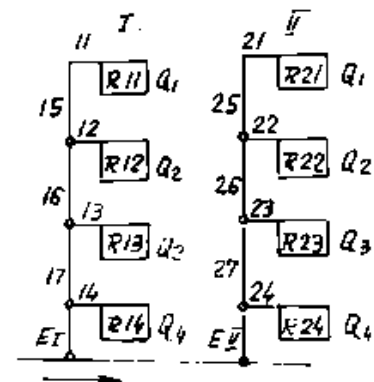


Fig. 6.3 Echivalența coloanei

### 6.1.3.4 Exemplu pentru echivalența în rețea

Parametri conductelor în rețea Tabelul 6.3.2

Cond.	Asocierea	Echivalența	Debit
1	1—U1	serie	$Q_1$
2	2—U2	serie	$Q_2$
3	3—U3	serie	$Q_3$
4	4—U4	serie	$Q_4$
5	5—3	serie	$Q_3$
6	6—4	serie	$Q_4$
7	5==6	paralel	$Q_5 + Q_4$
8	8—2	serie	$Q_2$
9	9—1	serie	$Q_1$
10	8==9	paralel	$Q_8 + Q_2$
11	7==10	paralel	$Q_7 + Q_{10}$

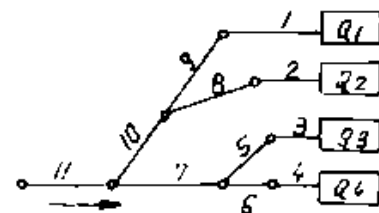


Fig. 6.4 Echivalența rețelei

#### 6.1.4 Verificarea unei coloane de încălzire

La verificarea unei instalații de încălzire prin echivalență se utilizează următoarele notații:

- $q_j$  debitele volumice de agent vehiculat prin corpurile de încălzire și legături;
- $Q_j$  debitele pe sectoarele coloanei,
- $r_j, r_{j1}, r_{jk}$  modulele de rezistență la radiator, racord intrare, racord ieșire,
- $M_j, M_{ji}, M_{jk}$  modulele de rezistență ale tronsoanelor de pe coloana de ducere și întoarcere,
- $T_j$  modulul echivalent serie pentru circuitul radiatorului;
- $R_j$  modulul echivalent serie pentru circuitul nivelului;
- $E_j$  modulul de rezistență calculat ca echivalent paralel pentru întreaga instalație deasupra nivelului  $j$  considerat.

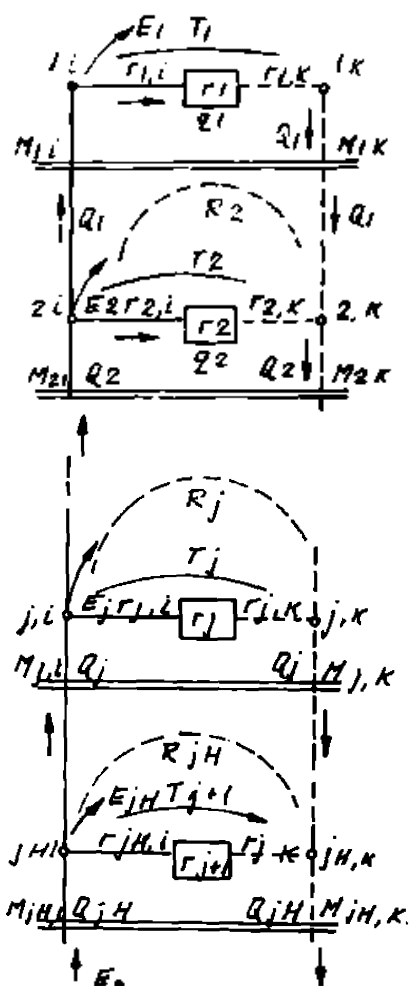


Fig. 6.5. Echivalența paralel a unei coloane la o instalație de încălzire

Modulul de rezistență  $E$  calculat până la nivelul de bază, cu debitul întregii coloane, reprezintă echivalența întregii coloane. Relația pierderii de presiune pentru întreaga coloană este:

$$h'_k = E_k \cdot Q_k^2 \quad (6.5)$$

Pentru nivelul  $j = 1$ , cel mai înalt nivel al instalației, se scrie:

$$T_1 = r_{11} + r_1 + r_{1k} \quad (6.6.1)$$

$$R_1 = T_1 + M_{11} + M_{1k} \quad (6.6.2)$$

$$Q_1 = q_1 \quad (6.6.3)$$

$$h'_1 = R_1 \cdot Q_1^2 = E_1 \cdot Q_1^2 \quad (6.6.4)$$

$$E_1 = R_1 \quad (6.6.5)$$

Pentru nivelul  $j = 2$ , relațiile se scriu:

$$T_2 = r_2 + r_{21} + r_{2k} \quad (6.7.1)$$

$$R_2 = T_2 + M_{21} + M_{2k} \quad (6.7.2)$$

$$Q_2 = Q_1 + q_2 \quad (6.7.3)$$

$$h'_2 = R_2 \cdot Q_2^2 = E_2 \cdot Q_2^2 = T_2 \cdot q_2^2 \quad (6.7.4)$$

$$\frac{1}{\sqrt{E_2}} = \frac{1}{\sqrt{E_1}} + \frac{1}{\sqrt{E_2}} \quad (6.7.5)$$

Relațiile generale de recurență pentru considerarea succesivă a nivelurilor inferioare sunt:

$$R_{j-1} = T_{j-1} + M_{j-1,1} + M_{j-1,2} \quad (6.8.1)$$

$$\frac{1}{\sqrt{E_{j-1}}} = \frac{1}{\sqrt{E_j}} + \frac{1}{\sqrt{E_{j-1}}} \quad (6.8.2)$$

Metoda se poate generaliza și aplica la calculul rețelelor în sistemele zonale și la alimentarea cu căldură a ansamblurilor de clădiri.

## 6.2. Sisteme de încălzire la distanță

Sistemele de încălzire a ansamblurilor de clădiri se realizează pe baza unor studii tehnico-economice în următoarele soluții posibile:

- sisteme zonale, având la bază o centrală termică și asigurând alimentarea cu căldură a unor ansambluri de clădiri;
- sisteme de încălzire cu un punct termic;
- sisteme de termoficare cu mai multe puncte termice;
- sisteme de încălzire de la un punct termic.

Toate aceste sisteme termice au rețele de bază arborescente. În figura 6.6 se prezintă rețeaua de încălzire a unui punct termic cu 8 utilizatori, respectiv reprezentarea grafului sistemului, pentru evidențierea circuitelor funcționale.

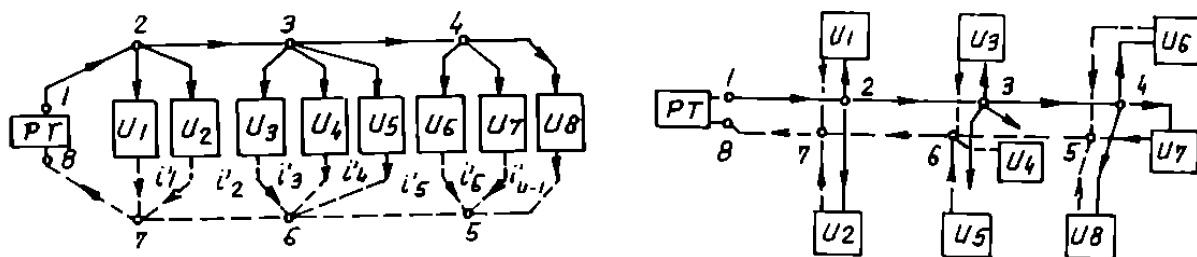


Fig 6.6 Rețea secundară de alimentare a 8 utilizatori de la un punct termic

Se formează  $U-1 = 7$  circuite funcționale care trebuie echilibrate. Între nodul 2 și 7 se echilibrează circuitele U1 și U2, preferabil prin echivalență în paralel.

Echilibrarea inelului 2-U2-7-6-U3-3-2 este mai dificilă conținând și tronsoanele din rețeaua de bază 2-3 în rețeaua ducere și 6-7 în rețeaua de întoarcere.

Între nodurile 3 și 6 s-a aplicat un calcul de echivalență pentru utilizatorii U3, U4 și U5. Echilibrarea inelului 3-4-U6-5-6-U5-3 s-a simplificat aplicând echivalențele (U1-U2) paralel și (U3-U4-U5) paralel. Astfel de simplificări ale calculului prin echivalență se pot considera și în procesele de echilibrare a circuitelor utilizatorilor U6, U7, și U8.

### 6.2.1. Verificare rețelelor în ansamblu

Principalul parametru al verificării este presiunea disponibilă la cel mai îndepărtat utili-



zator din grupul U6, U7 și U8

Agentul utilizat în aceste sisteme este apa caldă la temperatura sub 115 °C la ducere. Ecarterul termic cel mai frecvent se optimizează la 110/60 °C la centrale termice și 90/50 °C la puncte termice

Verificarea rețelelor arborescente, operând asupra grafului complet al rețelelor, este complexă. De exemplu, pentru un sistem termic cu  $U = 20$  utilizatori și  $i = U - 1 = 19$  inele funcționale, figura 4.4, la echilibrarea inelului 2 format din 12 tronșoane rezultă majorarea dimensiunii matricii circuitelor la 14 elemente pentru toate circuitele. Numărul inelelor funcționale nu se poate reduce, însă se poate simplifica schema de calcul prin înlocuirea rețelei de întoarcere cu tranziții fictive, servind la echilibrarea punctelor termice două câte două. Aceste 19 tranziții fictive au pierderi de presiune echivalente cu semicircuitele echilibrate în rețeaua de ducere. Cardinalul grafului se reduce de la  $\#G = 76$  la  $\#G = 58$ , iar numărul sectoarelor de calcul pentru rețeaua de bază și bransamente se reduce la 38.

Pentru exemplificare, se propune rețeaua termică din figura 6.7 cu 18 puncte termice [33]

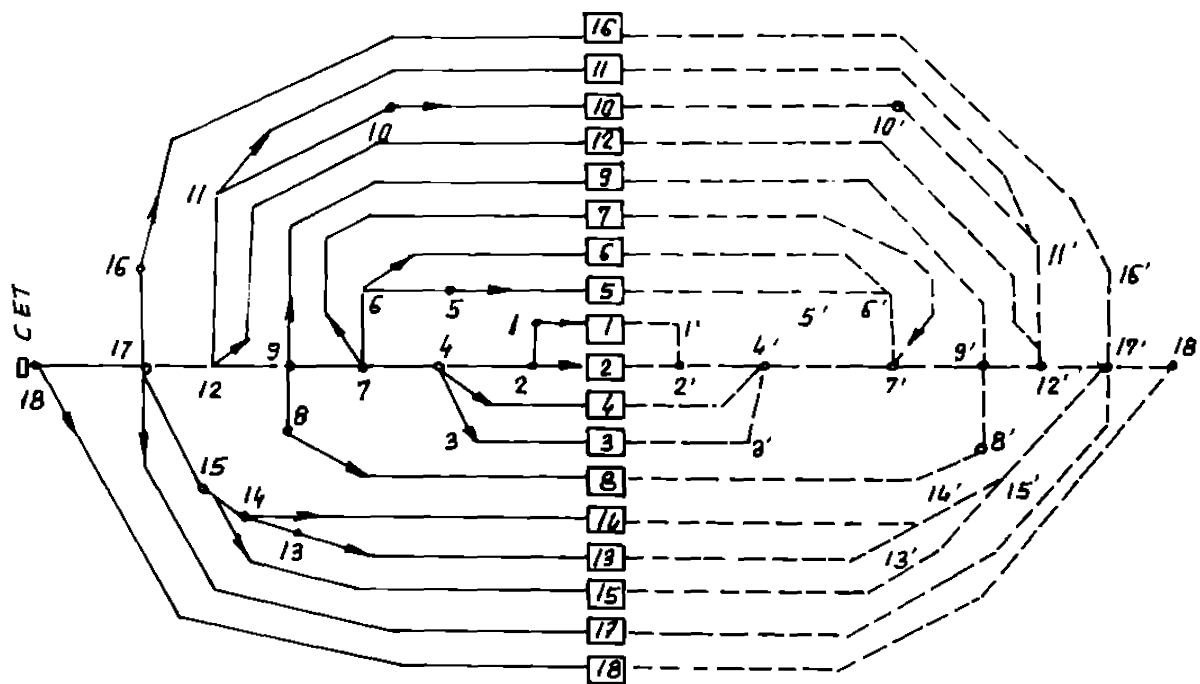


Fig 6.7 Schema unei rețele termice cu 18 puncte termice

Graful reprezentat complet are  $i = U - 1 = 17$  inele,  $n = 72$  noduri și  $c = 88$  conducte

În prima ipoteză, pentru calcul comparativ se dimensionează conductele rețelei de ducere și întoarcere ca sistem ramificat, echilibrat numai prin reglare.

În figura 6.8 a se prezintă profilul hidrotehnic obținut. Presiunea preluată prin diafragma de reglaj este mare la punctele termice apropiate de centrala termică

În continuare se efectuează o predimensionare și apoi o verificare cu unele redimensionări

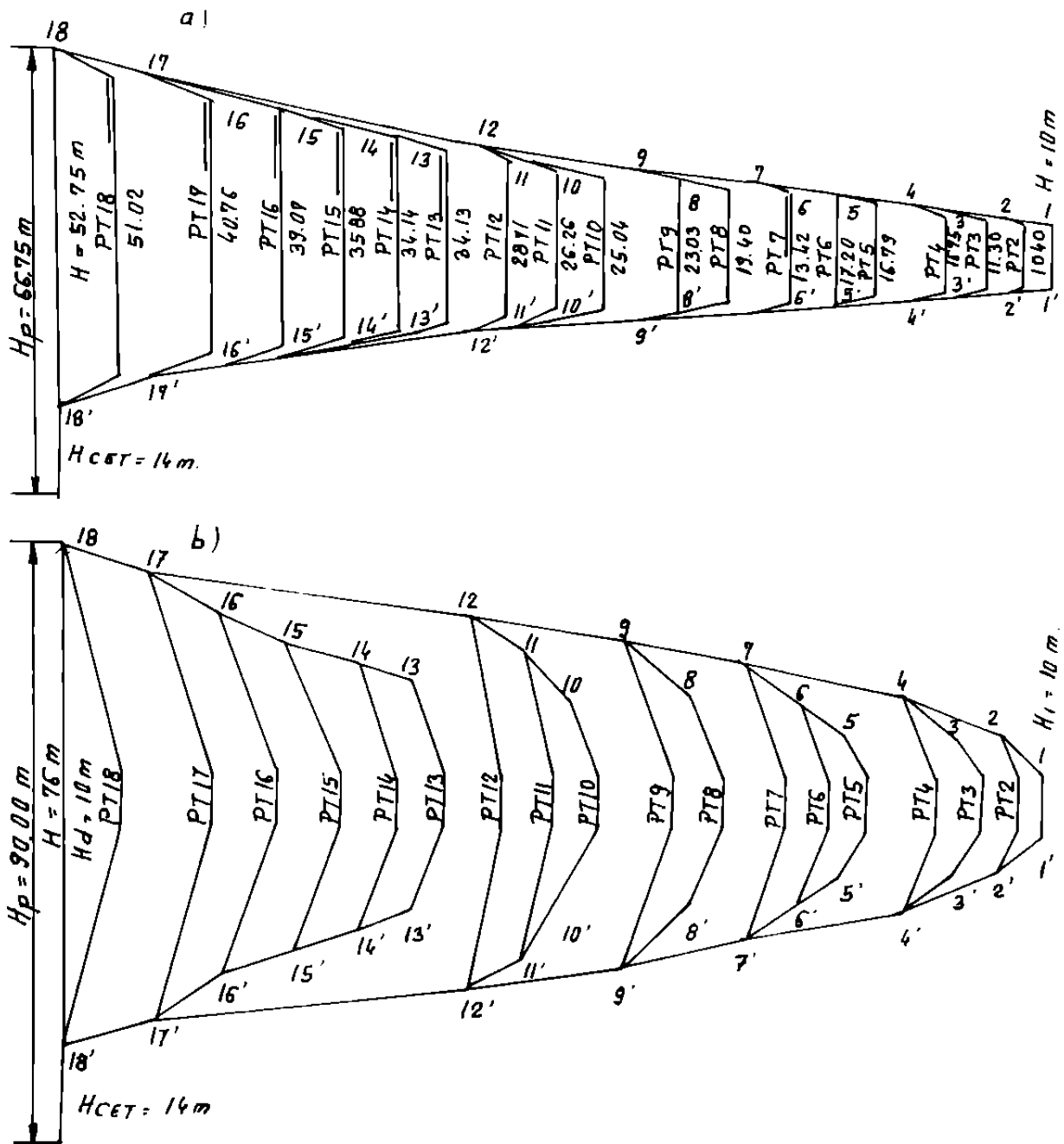


Fig. 6.8 Profilul hidrotehnic al rețelor: a - considerată sistem ramificat  
b - considerată sistem inelar

În a doua ipoteză se verifică rețeaua ca structură inelară, echilibrând hidraulic inelele funcționale. Profilul hidrotehnic se redă în figura 6.8 b. Înălțimea de pompare crește de la 66,75 mCA la 90,00 mCA în a doua soluție. Din tabelul 6.4 rezultă micșorarea investiției în proporție de 20 - 30 %, calculul realizându-se în unități de cost convenționale u.c.

Lungimi de conducte însumate pe sortimente și valoarea investiției în u.c. Tabelul 6.4

D	C1	Structură ramificată				Structură inelară	
		Calcul analitic		Redimensionare		L <sub>i</sub>	I <sub>i</sub>
		L <sub>i</sub>	I <sub>i</sub>	L <sub>i</sub>	I <sub>i</sub>		
mm	u.c./m	m	u.c.	m	u.c.	m	u.c.
1000	29500	218	6431	218	6431	218	6431
800	23250	928	21576	726	21576	210	18832
700	15500	704	10912	704	10912	500	7750

D	CI	Structură ramificată				Structură inelară	
		Calcul analitic		Redimensionare		$L_i$	$l_i$
		$L_i$	$l_i$	$L_i$	$l_i$		
600	12250	671	8220	671	8220	582	7130
500	9250	1664	15392	1448	13394	417	3857
450	7400	1796	10340	574	4248	13	1232
400	6200	2817	17466	1286	7973	695	1309
350	5100	3284	16749	3365	17161	954	4865
300	3700	1617	5983	2121	7848	2705	10008
250	2800	922	2582	1186	3321	3985	11152
200	2100	128	269	900	1890	2311	4853
150	1600	-	-	938	1500	781	1250
100	1100	-	-	-	-	218	240
Suma		14339	115920	14339	104474	14339	81913

Deși pierderile de presiune mai mari măresc și costul exploatării, parametrii economico-energetici sunt mai favorabili în cazul considerării sistemului ca structură inelară

### 6.2.2 Verificarea pe baza grafului redus

Pe lângă posibilitatea înlocuirii echivalente a conductelor din graful întoarcere prin arce neesențiale se poate elabora și un graf redus al sistemului, considerând funcționarea utilizatorilor la aceeași presiune, adică prin înlocuirea punctelor termice cu arce teoretice, convergente într-un punct

Procedeeul este ilustrat în schema din figura 6.9.

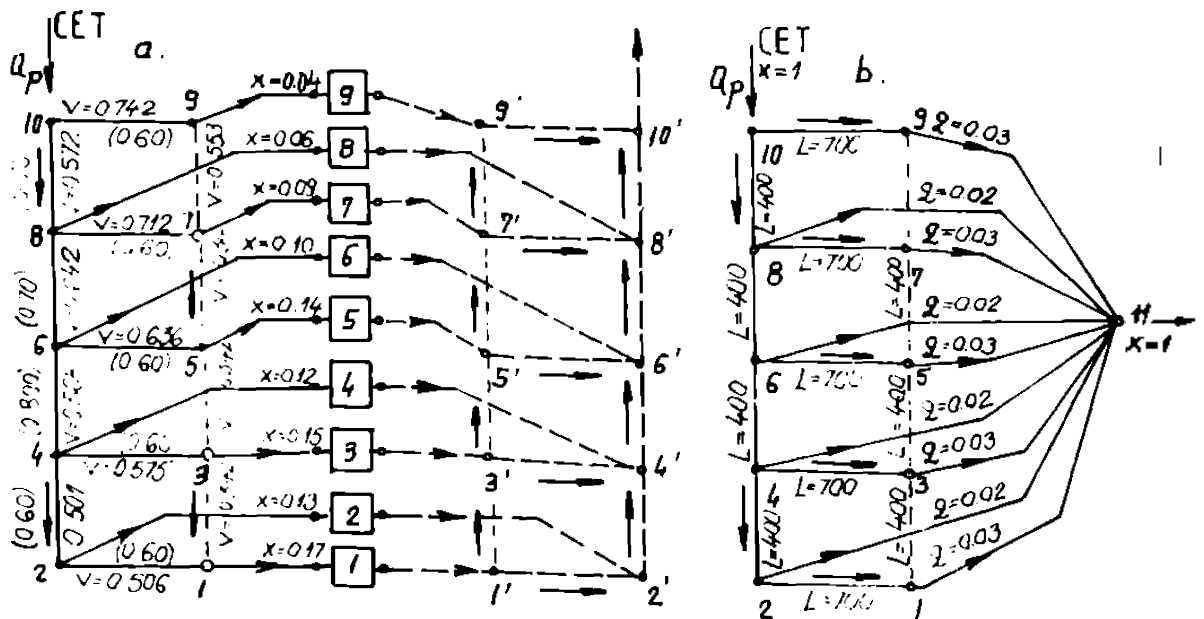


Fig 6.9. Reprezentarea grafului redus al rețelei termice

Prin alegerea nodului teoretic 11, se reduce cardinalul grafului de la  $\#G = 38$  la  $\#G = 11$ . Circuitele funcționale rămân neschimbate,  $i_r = U - 1 = 8$

În cazul unui sistem de bază ramificat, la o dimensionare corectă, echilibrarea se realizează cu debite apropiate de cele nominale ale utilizatorilor și reglările sunt minime

În continuare se prezintă rezultatele verificării rețelei din figura 6.7, dimensionată ca structură arborescentă și ale aceleiași rețele dimensionată ca structură inelară

Verificarea rețelei ca structură arborescentă

Tabelul 6.5.1

Cond.	$L_i$ m	$Q_i$	$D_i$ m	$h_i$ m	Cote m	$D_1$ mm	$D_2$ mm	$L_1$ m	$L_2$ m
18-17	600	1,666	0,845	5,040	47,710	800	1000	382	218
17-12	660	1,233	0,775	5,750	41,960	700	800	114	546
12-9	400	0,802	0,688	2,794	39,166	700	700	200	200
9-7	480	0,587	0,629	2,898	36,268	600	700	290	190
7-4	550	0,241	0,491	2,706	33,562	450	500	78	472
4-2	500	0,090	0,372	1,186	32,376	350	400	228	278
2-1	376	0,035	0,286	0,635	31,741	250	300	66	310
4-3	510	0,056	0,326	0,927	32,635	300	350	184	326
7-6	302	0,166	0,443	0,977	35,291	400	450	58	254
6-5	300	0,090	0,372	0,700	34,591	350	400	135	165
9-8	510	0,102	0,384	1,312	37,854	350	400	125	385
12-11	429	0,304	0,525	1,776	40,284	500	600	271	158
11-10	220	0,102	0,467	0,199	39,985	450	500	128	92
17-15	563	0,310	0,527	2,424	45,286	500	600	340	223
15-14	297	0,247	0,495	1,140	44,146	450	500	24	273
14-13	130	0,045	0,306	0,315	43,931	300	350	106	24
17-16	436	0,063	0,338	0,838	46,872	300	350	70	356
PT1	260	0,035	0,286	0,366	31,375	250	300	46	214
PT2	450	0,057	0,328	0,840	31,536	300	350	147	303
PT3	170	0,056	0,326	0,307	31,515	300	350	62	108
PT4	477	0,093	0,376	1,120	32,442	350	400	177	300
PT5	350	0,090	0,372	0,818	33,776	350	400	157	193
PT6	546	0,076	0,452	0,314	34,977	450	450	273	273
PT7	396	0,180	0,398	2,578	33,680	350	400	10	386
PT8	174	0,102	0,384	0,268	37,568	350	400	43	131
PT9	518	0,113	0,398	1,332	37,934	350	400	12	506
PT10	100	0,102	0,467	0,090	39,895	450	500	58	42
PT11	195	0,202	0,468	0,680	39,504	450	500	109	86
PT12	472	0,127	0,410	1,231	40,729	400	450	405	67
PT13	300	0,045	0,306	0,492	43,439	300	350	246	54
PT14	200	0,202	0,468	0,700	43,446	450	500	112	88
PT15	504	0,063	0,338	0,972	44,314	300	350	81	423
PT16	500	0,063	0,338	0,961	45,911	300	350	80	420
PT17	500	0,060	0,332	0,954	46,736	300	350	127	373
PT18	896	0,018	0,237	0,866	51,884	200	250	128	810

Diametrul mediu al rețelei este  $D_m = 0,422m$ , calculat cu relația

$$D_m = \frac{\sum D_i \cdot L_i}{\sum L_i} \quad (6.8.3)$$

Verificarea rețelei ca structură inelară

Tabelul 6.5.2

Cond	$L_i$ m	$Q_i$ m <sup>3</sup> /s	$\alpha_i$ -	$D_i$ m	$h_i$ m	$D_1$ mm	$D_2$ mm	$L_1$ m	$L_2$ m
18-17	600	1,666	0,987	0,842	5,160	800	1000	380	220
17-12	660	1,233	0,839	0,755	7,040	700	800	230	430
12-9	400	0,802	0,719	0,656	3,960	600	700	130	270
9-7	480	0,587	0,630	0,590	4,080	500	600	28	452
7-4	550	0,241	0,410	0,434	4,550	400	450	161	389
4-2	500	0,090	0,235	0,304	3,900	300	350	446	60
2-1	376	0,035	0,120	0,213	3,333	200	250	213	163
4-3	510	0,056	0,100	0,236	7,502	200	250	70	440
7-6	302	0,166	0,170	0,346	4,200	300	350	16	296
6-5	300	0,090	0,100	0,270	4,340	250	300	138	162
9-8	510	0,102	0,049	0,252	13,320	250	250	255	255
12-11	429	0,304	0,090	0,375	12,600	350	400	167	262
11-10	220	0,102	0,050	0,308	5,748	300	350	169	51
17-15	563	0,310	0,120	0,392	13,186	350	400	130	433
15-14	297	0,247	0,090	0,353	6,950	350	400	277	20
14-13	130	0,045	0,030	0,188	3,420	150	200	6	124
17-16	436	0,063	0,031	0,210	13,010	200	250	258	178
PT1	260	0,035	0,120	0,213	1,904	200	250	147	113
PT2	450	0,057	0,100	0,237	5,248	200	250	62	388
PT3	170	0,056	0,100	0,237	1,630	200	250	23	147
PT4	477	0,093	0,070	0,259	9,130	250	300	345	132
PT5	350	0,090	0,100	0,270	5,152	250	300	172	178
PT6	546	0,076	0,170	0,346	9,900	300	350	319	227
PT7	396	0,180	0,050	0,262	12,910	250	300	282	114
PT8	174	0,102	0,049	0,252	4,440	250	250	87	87
PT9	518	0,113	0,040	0,250	17,000	250	250	264	264
PT10	100	0,102	0,050	0,308	2,600	300	350	77	23
PT11	195	0,202	0,040	0,300	8,350	300	300	98	97
PT12	472	0,127	0,030	0,288	20,915	250	300	72	400
PT13	300	0,045	0,050	0,200	5,152	200	200	150	150
PT14	200	0,202	0,040	0,300	8,590	300	300	100	100
PT15	504	0,063	0,030	0,207	15,500	200	250	374	130
PT16	500	0,063	0,031	0,210	14,928	200	250	295	205
PT17	500	0,060	0,017	0,188	22,204	150	200	55	445
PT18	896	0,018	0,014	0,129	27,600	100	150	218	720

Diametrul mediu al rețelei este 0,330 m, mai redus decât în cazul anterior

### 6.3. Metodă directă propusă pentru verificarea rețelelor

Metodele de calcul cunoscute și aplicate în mod curent utilizează procese iterative

În lucrarea de față se propune o metodă directă de calcul, fără a se recurge la procese iterative, o metodă de echilibrare a circuitelor funcționale, la rețele care nu au unele constructive [51].

Metoda se aplică în mod favorabil la verificarea rețelelor reprezentate în graf redus, de forma celor din figura 6.10. Rețeaua ramificată are  $n = 15$  noduri, nodul teoretic considerându-se nodul 16. Fiind  $U = 15$  puncte termice se formează 14 unele funcționale, iar numărul de conducte este  $c = 29$

Se cunosc diametrele, deci și modulele de rezistență și din studii preliminare se determină regimul de curgere turbulent tranzitoriu

Se cere să se determine repartitia debitelor la utilizatori

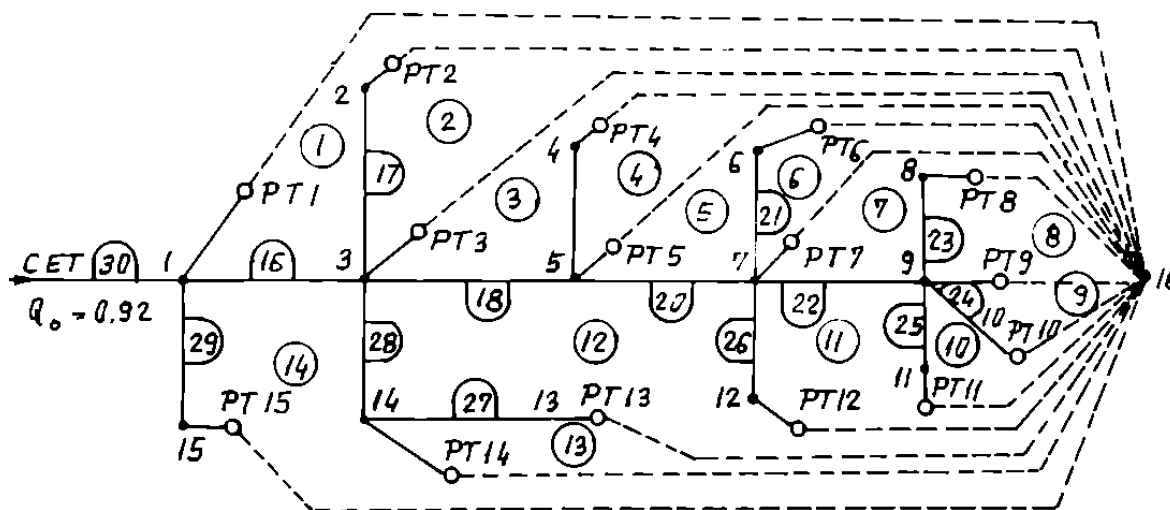


Fig. 6.10. Aplicarea metodei directe de verificare la o rețea termică fără circuite constructive  
Reprezentarea rețelei în graf redus

#### 6.3.1 Modelul matematic

Modelul matematic al echilibrării cuprinde două tipuri de ecuații inițiale

- ecuațiile care asigură continuitatea debitelor în cele  $n$  noduri ale rețelei, care nu au funcții de acumulare:

$$F_n = \sum_{j=1}^n \varepsilon_{nj} \cdot Q_{nj} + q_n = 0, \quad j = 1, 2, \dots, n \quad (6.9.1)$$

în fiecare nod  $j$  fiind considerate debitele volumice de apă  $Q_{nj}$  ale tronșoanelor  $i$  incidente în nod, afectate de factorul de orientare  $\varepsilon_{nj}$ , la care se adaugă debitele concentrate în nod

- ecuații care asigură conservarea energiei în circuitele rețelei

$$F_m = \sum_{j=1}^n \varepsilon_{mj} \cdot h_j = 0, \quad m = 1, 2, \dots, t \quad (6.9.2)$$

În problemele de verificare a distribuției debitelor în sistemul inelar trebuie cunoscute

- debitul total  $Q$ , care alimentează sistemul de la sursele de căldură,
- amplasamentele punctelor termice,
- elementele grafului rețelei cu  $c$  conducte,  $i$  inele funcționale și  $n$  noduri,
- caracteristicile geometrice și hidronecanice ale conductelor, lungimile  $L_j$  în m, diametrele  $D_j$  ale tronsoanelor, caracteristicile de rugozitate. Se cere determinarea debitelor  $q_n$  la punctele termice

### 6.3.2. Metoda propusă de rezolvare

Se propune modul redus de reprezentare a grafului, reținând rețeaua ducere, iar rețeaua de întoarcere a agentului termic se înlocuiește cu o serie de arce fictive ca suport al echilibrării. Rezistențele hidraulice la punctele termice se consideră egale, iar arcele fictive se întâlnesc într-un nod fictiv  $N_0$  din care se inițiază procesul de echilibrare.

Se începe prin adoptarea arbitrară a debitului într-un punct termic. Cota absolută a liniei de presiune în  $N_0$  se ia  $H_0 = 0$ . Pe tronsonul cu nodul fictiv  $N_0$  se determină pierderile de presiune și apoi cota  $H_1$  în nodul inițial. Se trece apoi la punctul termic adiacent. Pe tronsonul care alimentează acest PT este cunoscută cota nodului inițial, iar debitul vehiculat se determină cu relația

$$Q_n = \sqrt{\frac{h_n}{M_n}} \quad (6.9.3)$$

continuând echilibrarea din nod în nod până în punctul de alimentare a rețelei. Suma debitelor introduse în sistem este diferită de cea necesară,  $Q_n$ . Valorile finale  $q_n$  și  $Q_j$  se determină prin corecția  $K = Q_n/Q$  conform unui principiu de echilibrare a sistemelor inelare.

“ Dacă într-o rețea inelară se înmulțesc toate debitele  $q_n$  în noduri și toate debitele  $Q_j$  cu un același factor constant  $K$ , rețeaua rămâne echilibrată cu noile valori ale debitelor ”

Relația care asigură continuitatea debitelor este

$$K \cdot F_n = K \cdot \sum Q_j + K \cdot q_n = 0 \quad (6.10.1)$$

iar cea care asigură continuitatea liniei de presiune este

$$K^2 \cdot F_i = \sum K^2 \cdot (\varepsilon_j \cdot h_n) = 0 \quad (6.10.2)$$

### 6.3.3. Etapele de rezolvare a problemei

Graful complet ar cuprinde  $n' = 60$  noduri,  $i' = 14$  inele funcționale și  $c' = 73$  conducte. În forma redusă elementele grafului sunt  $n = 16$  noduri,  $i = i' = 14$  inele și  $c = 29$  conducte, nodul fictiv de echilibrare  $N_0 = 16$ , iar debitul total vehiculat este  $Q_0 = 0,92 \text{ m}^3/\text{s}$ . Conductele sunt montate în canale termice și se consideră într-un stadiu avansat de încrustare.

Se numerotează elementele grafului: nodurile de la 1 la 16, inelele de la 1 la 14, conductele de la 1 la 15 pentru racordurile de la punctele termice și în continuare de la 16 la 29 conductele rețelei.

Pentru aplicarea programului de calcul se redau sub formă restrânsă

- matricea tranzițiilor, prin nodul inițial NI și nodul final NF al tronsoanelor rețelei, prin care se indică orientarea tranzițiilor,
- matricea circuitelor funcționale, prin succesiunea nodurilor în fiecare inel, prin care se indică și orientarea în circuite,
- aplicarea indicelui de orientare  $\varepsilon_j$ ,

Matricea restrânsă a tranzițiilor la conductele rețelei

Tabelul 6.6.1

Tr.	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
NI	1	3	3	5	5	7	7	9	9	9	7	14	3	1
NF	3	2	5	4	7	6	9	8	10	11	12	13	14	15

Matricea circuitelor pentru echilibrare

Tabelul 6.6.2

inel 1	1	16	2	3	1	-	-	-
2	3	2	16	3	-	-	-	-
3	3	16	4	5	3	-	-	-
4	5	4	16	5	-	-	-	-
5	5	16	6	7	5	-	-	-
6	7	6	16	7	-	-	-	-
7	7	16	8	9	7	-	-	-
8	9	8	16	9	-	-	-	-
9	9	16	10	9	-	-	-	-
10	9	10	16	11	9	-	-	-
11	7	9	11	16	12	7	-	-
12	3	5	7	12	16	13	14	3
13	14	13	16	14	-	-	-	-
14	1	3	14	16	15	1	-	-

Debitele alimentate din nodul 1 dau suma  $Q = 0,765$  și rezultă factorul supraunitar  $K = 1,20$ . Pierderile de presiune de la nodul 1 de alimentare până la nodul 16, de 11,88 m, se recalculează la valoarea 17,125 m. Considerând aceleași pierderi de presiune și în rețeaua de întoarcere, rezistențe egale ale punctelor termice de 12 m, rezultă presiunea totală la stația de pompare  $H_p = 46,25$  m. Rezultatele sunt redată în tabelul 6.6.3.

Rezultatele obținute în exemplul considerat

Tabelul 6.6.3

Cond.	Q m <sup>3</sup> /s	L m	D mm	M m/(m <sup>3</sup> /s) 2	Q <sup>2</sup>	h m	nodul	H m
10	0,048	65	300	71,0	0,00230	0,163	10	0,163
24	0,048	262	400	61,3	0,00230	0,141	9	0,304
9	0,059	80	300	87,3	0,00348	0,304	9	0,304
8	0,062	162	350	65,3	0,00384	0,251	8	0,251
23	0,062	110	450	13,8	0,00384	0,053	9	0,304
11	0,041	110	300	120,0	0,00170	0,204	11	0,204
25	0,041	253	400	59,0	0,00170	0,100	9	0,304
22	0,210	300	450	37,6	0,04410	1,656	7	1,960
7	0,050	82	200	785,0	0,00250	1,960	7	1,960
6	0,062	48	200	460,0	0,00384	1,768	6	1,768
21	0,062	400	450	50,1	0,00384	1,192	7	1,960
12	0,036	161	200	1538,0	0,00122	1,875	12	1,875
26	0,036	299	400	70,0	0,00122	0,085	7	1,960



Cond	Q m <sup>3</sup> /s	L m	D mm	M m <sup>3</sup> (m <sup>3</sup> /s)	Q <sup>2</sup>	h m	nodul	H m
20	0,358	280	500	20,0	0,12800	2,560	5	4,520
5	0,070	97	200	922,0	0,00490	4,520	5	4,520
4	0,060	100	200	955,0	0,00360	3,440	4	3,440
19	0,060	274	300	300,0	0,00360	1,080	5	4,520
18	0,488	280	600	20,0	0,23800	4,760	3	9,280
3	0,050	84	150	3720,0	0,00250	9,280	3	9,280
2	0,044	40	150	1774,0	0,00194	3,440	2	3,440
17	0,044	315	200	3080,0	0,00194	5,840	3	9,280
13	0,054	80	250	232,0	0,00292	0,675	13	0,675
27	0,054	380	300	415,0	0,00292	1,211	14	1,886
14	0,064	43,5	200	414,0	0,00410	1,886	14	1,886
28	0,118	204	250	591,0	0,01250	7,394	3	9,280
16	0,700	450	700	5,3	0,49000	2,600	3	11,880
1	0,035	25	100	9710,0	0,00122	11,880	1	11,880
15	0,030	75	150	3333,0	0,00090	3,000	15	3,000
29	0,030	222	150	9880,0	0,00090	8,880	1	11,880
30	0,765	-	800	-	-	-	-	-

#### 6.4 Dimensionarea economică a rețelelor termice

##### Particularități ale rețelelor ramificate

Rețelele termice cu structură ramificată se dimensionează pe baza criteriilor calculului tehnico-economic în condițiile cunoașterii debitelor de tranzit în sistem. Problemele de dimensionare și verificare se intercondiționează reciproc și trebuie studiate simultan.

Problema alegerii criteriului de dimensionare trebuie rezolvată în funcție de raportul dintre costul energiei și costul materialelor și utilajelor în perioada respectivă și în soluțiile tehnologice de realizare.

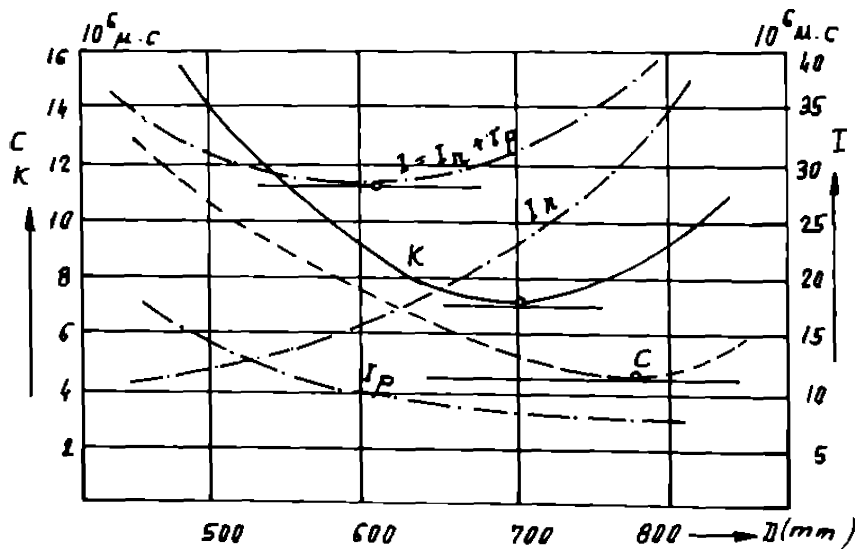


Fig 6.11 Dimensionarea unei rețele ramificate

Adoptarea unui factor economic cu valori mici,  $E = 0,04 - 0,10$  este acceptabilă în cazul minimizării costului de investiție. Valori  $E = 0,8 - 1,6$  se adoptă în cazul costului mare al energiei, conducând la diametre mari ale conductelor pe baza criteriului minim de exploatare (figura 6.11). Complexul multicriterial al cheltuielilor echivalente de calcul, cu valori intermediare ale factorului economic conduce în general la diametre medii ale rețelelor.

S-a arătat în subcapitolul precedent că prin dimensionarea rețelei ca structură inelară se micșorează diametrul mediu al conductelor. Problema trebuie evaluată însă în ansamblul ei, ținând cont de toți factorii economico-energetici care apar în procesul de dimensionare. În tabelul 6.7 se redau parametri sintetici pentru același studiu de caz.

Parametri sintetici ai dimensionării tehnico-economice

Tabelul 6.7

Parametri economici	Unități de măsură	Rețea arborescentă		Rețea inelară
		calcul analitic	redimensionare	
Investiție rețea	mii u.c.	115 920	104 474	81 913
Investiție st. pompare	mii u.c.	7 170	7 170	9 829
Total investiție I	mii u.c.	123 090	111 644	91 773
Putere st. pompare	kW	1 840	1 825	2 520
Înălțime pompare	m	66,70	66,75	91,70
Chelt. exploatare C din care	mii u.c.			
- amortizări		6 517	5 942	5 077
- cost energie		5 750	5 745	7 850
- total exploatare		12 267	11 687	12 927
Costul distribuției	u.c./an	0,422	0,403	0,445
Complex multicriterial	mii u.c./an	24 576	22 856	22 100

## 6.5 Metodă directă propusă pentru dimensionare a rețelelor

### 6.5.1 Prezentarea metodologiei de calcul

La rețelele fără inele constructive problema dimensionării constă în stabilirea unor arbori optimați și dimensionarea structurii astfel concepută pe baza unor criterii de optimizare [50].

Fiind determinate debitele  $Q_j$  pe toate tronșoanele rețelei, procesul de echilibrare a parametrului de dimensionare  $x_j$  în această metodă se referă la circuitele funcționale și utilizează relația de dimensionare (4.37.8).

Parametrul de dimensionare  $x_j$  se determină din sistemul format din două grupuri de ecuații:

- un număr de  $(n-1)$  ecuații liniare deduse din condițiile impuse funcționalei:

$$\sum (x_j)_{\alpha} = 0 \quad (6.11.1)$$

ca suma valorilor în nodul de alimentare și în nodul de închidere să fie egală cu 1.

- un număr de  $c$  ecuații care asigură conservarea energiei pe inele:

$$\sum_{(j)} c_j \cdot L_j \cdot |Q_j|^{b_j} \cdot x_j^{a_j} = 0, \quad j = 1, 2, \dots, c \quad (6.11.2)$$

Inițial se propune o repartuție arbitrară a parametrului  $x_j$  care satisface condiția (6.11.1). Pentru a evita metodele iterative, se propune o metodă directă simplă, bazată pe principiul de

similitudine dacă o rețea este echilibrată pentru o anumită distribuție a parametrului  $x_i$  în sistem, rețeaua rămâne echilibrată dacă se multiplică toate valorile  $x_i$  cu un același factor constant  $K$ ,

$$\sum M_i \cdot x_i = 0 \Leftrightarrow \sum M_i \cdot (K \cdot x_i) = K \cdot \sum M_i \cdot x_i = 0 \quad (6.12)$$

### 6.5.2. Aplicarea metodei

Pornind de la nodul de închidere cu una dintre valorile arbitrare  $x_j$  și controlând echilibrarea subsistemelor în nodurile rețelei pe baza aceluiași principiu, se va ajunge la echilibrarea sistemului termic, însă cu valori diferite de unitate în nodul de închidere și în nodul de alimentare. Dacă suma în nodurile extreme este  $K_{01}$ , se multiplică toate valorile  $x_j$  cu  $1/K_{01}$  și problema echilibrării este rezolvată.

Pentru exemplificare în figura 6.12 se redă un sistem termic sub formă restrânsă. Se reprezintă numai rețeaua de ducere și se înlocuiesc circuitele punctelor termice și ale rețelei de întoarcere cu semicircuite echivalente convergente în nodul fictiv II.

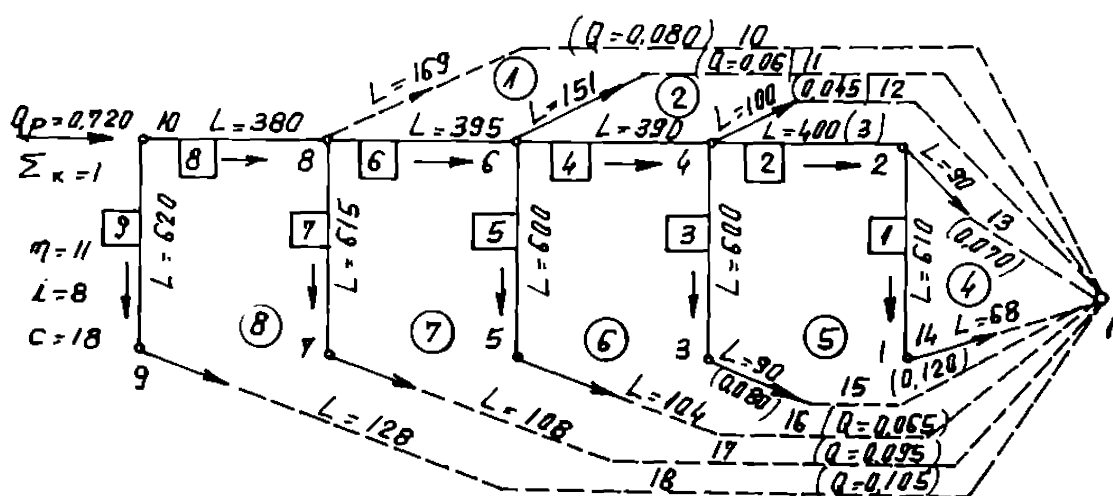


Figura 6.12 Verificarea rețelei ramificate

În schemă se dau debitele  $Q_j$   $m^3/s$  și lungimile  $L_j$  în m

Sistemul are  $n = 11$  noduri,  $c = 18$  conducte, dintre care 9 racorduri, și un număr de  $\iota = 8$  inele funcționale. Dacă s-ar fi echilibrat graful complet al sistemului, în reprezentare ar fi apărut  $n = 38$  noduri,  $\iota = 8$  inele și  $c = 45$  conducte.

Inițial se stabilește cota fictivă  $H$  nulă în nodul de închidere și o valoare  $x_j$  arbitrară, de exemplu  $x_{14} = 0,5$  într-un arc de lungime  $l$  față de nodul de închidere II. Se calculează pierderile de presiune  $h_{f,14}$  și cota fictivă  $H_f$ .

În continuare, dacă se cunoaște o cotă  $H$  se determină  $x_j$  prin însumare, iar dacă se cunoaște o valoare  $x_j$  se determină  $h_{f,j}$  și  $H_{f,j}$  ș.a.m.d.

Desfășurarea calculului se redă în tabelul 6.8

Nr crt	Cond.	$L_i$ m	$Q_i$ $m^3/s$	$M_{fi}$ -	$x_i$ -	$h_{fi}$ -	Nod	$H_{fi}$ -	$x_i$ -	$D_i$ [m] calc.
1	-	-	-	-	-	-	11	0	-	-
2	14	68	0,12	23,5	0,50	39,6	1	39	0,48	0,392
3	1	610	0,12	213,3	0,50	356,8	2	396	0,48	-
4	13	90	0,07	23,8	0,02	396,4	-	-	0,02	0,220
5	2	400	0,19	174,3	0,52	283,0	4	679	0,50	0,449
6	15+3	690	0,08	195,1	0,18	679,4	4	679	0,18	0,305
7	12	100	0,04	21,2	0,01	679,4	-	-	0,01	0,168
8	4	390	0,31	218,8	0,72	278,0	6	977	0,70	0,543
9	16+5	704	0,06	179,4	0,10	977,4	6	977	0,10	0,259
10	11	151	0,06	36,9	0,01	977,4	-	-	0,01	0,194
11	6	395	0,44	262,0	0,84	298,7	8	1276	0,81	0,607
12	17+7	723	0,09	222,0	0,09	1276,3	8	1276	0,09	0,291
13	10	169	0,08	47,8	0,01	1	-	-	0,01	0,206
14	8	380	0,61	298,0	0,95	1276,3	10	1586	0,9	0,678
15	18+9	748	0,10	242,4	0,08	1	10	1586	0,08	0,293
16	-	-	0,72	-	-	309,9	CET	-	1,00	-

Primele valori obținute se notează  $x_i$ . În final rezultă suma tranzițiilor  $x_i$  în nodul de închidere. În cazul studiat suma este  $K_x = 1,032$ , valoare cu care se împart variabilele  $x_i$ , determinându-se valorile corecte  $x_i$ . La dimensionare s-a considerat  $E = 0,25$

La rețele cu ramificații multiple, multiplicatorii  $K_x$  se aplică în trepte.

### 6.6. Concluzii

Optimizarea rețelelor termice implică calcule de verificare în diferite ipoteze de funcționare. În procesele de echilibrare se cere cunoașterea debitelor de dimensionare și a parametrilor hidromecanici ai rețelei. La sistemele termice a căror rețelele de transport sunt de tip arborescent, regimul debitelor în fiecare ipoteză de calcul este determinat prin necesarul de căldură care trebuie asigurat la utilizatori.

La cel mai redus nivel de analiză trebuie identificate circuitele corpurilor de încălzire pe fiecare coloană a instalației. Circuitele funcționale se formează între circuitele corpurilor de încălzire de la același nivel, între circuitele radiatoarelor de la niveluri diferite și în circuitele segmentelor inferioare ale coloanelor prin rețeaua de distribuție de bază a instalației. Deoarece numărul parametrilor de calcul este mare, se propune o sistematizare a proceselor de echilibrare conform principiilor de echivalență. Se elaborează și se aplică modelele matematice pentru echivalența în serie și echivalența în paralel, stabilindu-se prin relații de recurență echivalentul întregii coloane. Această metodă de echivalență se poate aplica și la calculul rețelei de bază precum și la verificarea rețelelor termice exterioare.

La nivelul de analiză al alimentării cu căldură pentru ansambluri de clădiri, echivalența bransamentelor simplifică în mare măsură calculul de echilibrare. Pentru rețelele termice zonale și rețelele de termoficare s-a elaborat atât metodologia de verificare cât și cea de dimensionare.

economică. S-a elaborat și testat programul RETINEL pentru echilibrarea rețelelor de instalații interioare.

Verificarea rețelelor de transport de tip arborescent constă în stabilirea pierderilor de presiune în sistem și determinarea parametrilor de reglare. Rețelele termice în ansamblu sunt inelare, astfel încât trebuie echilibrate circuitele utilizatorilor prin metode indirecte de calcul.

Se propune și o metodă directă de verificare a rețelelor de bază arborescente sau ramificate conform unor principii de similitudine. Dacă într-o rețea echilibrată hidraulic se multiplică debitele în toate tronsoanele cu o aceeași valoare  $K$ , pierderile de presiune vor fi multiplicat cu  $K^2$  și rețeaua rămâne echilibrată. Reciproc, dacă se inițiază debite arbitrare în rețea și în nodul de alimentare nu se regăsește debitul pompat necesar, parametrii rețelei se recalculează cu valoarea constantei  $K$  sub raportul diametrelor sau cu valoarea  $K^2$  în ce privește pierderile de presiune. În exemplele prezentate precum și prin testările efectuate s-a confirmat utilitatea metodei propuse.

La dimensionarea rețelelor de bază arborescente se poate aplica metodologia de calcul a sistemelor inelare. Aplicarea metodei tranzițiilor virtuale constă în echilibrarea parametrului de dimensionare  $x_i$ . Acesta se distribuie în rețea prin inițierea valorii  $X = 1$  în nodul de alimentare la centrala termică sau la punctul termic, prin distribuirea echilibrată în sistem și convergența valorilor parametrilor în rețeaua de întoarcere la sursă. În aplicarea metodei indirecte de echilibrare se poate utiliza atât metoda generală Moșnin cât și echilibrarea cu metoda propusă în soluție unică.

În lucrare se propune o metodă directă de dimensionare prin aplicarea unor principii de similitudine ca și la procesele de verificare. Se inițiază o distribuție arbitrară a parametrului de dimensionare în nodul de alimentare, se calculează constanta  $K$  care a multiplicat toate valorile pierderilor de presiune teoretice și valorile corecte ale parametrilor de dimensionare.

Prin considerarea rețelelor termice ca structuri inelare, în procesele de verificare se asigură corectitudinea calculului hidraulic și a proceselor de reglare, iar din procesele de dimensionare rezultă secțiuni mai economice respectiv costuri mai mici de investiții.

## 7. OPTIMIZAREA REȚELELOR TERMICE CU STRUCTURĂ INELARĂ

În sistemele termice de transport a căror rețele au structură arborescentă se formează circuite funcționale care trebuie echilibrate în orice problemă de verificare sau dimensionare economică. La un număr de  $U$  utilizatori, numărul circuitelor funcționale este  $i' = U-1$ , iar numărul tranzițiilor este  $c = n-1+i'$

Dacă în rețelele sistemului se formează și  $i''$  circuite constructive, numărul ciclomatic al sistemului este  $i = i' + i''$ , respectiv există relația:

$$c = n - 1 + (i' + i'') \quad (7.1)$$

### 7.1. Metode și modele matematice aplicate la calculul rețelelor inelare

#### 7.1.1. Principiile echilibrării de verificare a sistemelor

În problemele de verificare a sistemelor inelare de transport al apei, ecuațiile sistemului se scriu, utilizând notațiile din teoria grafurilor sub următoarea formă:

- $(n-1)$  ecuații care determină continuitatea debitelor în noduri

$$F_{ij} = \sum_{j=1}^n \varepsilon_{ij} \cdot Q_j + q_j = 0, \quad j = 1, 2, \dots, n \quad (7.2.1)$$

iar matricile de incidență au elementele  $\varepsilon_{ij}$  cu orientarea:

$$\varepsilon_{ij} = \begin{cases} +1, & \text{dacă arcul } j \text{ are incidență pozitivă în nodul } i \\ 0, & \text{dacă arcul } j \text{ nu are incidență în nodul } i \\ -1, & \text{dacă arcul } j \text{ are incidență negativă în nodul } i \end{cases} \quad (7.2.2)$$

Astfel debitele  $Q_{ij}$  de tranzit al tranziției  $ij$  se consideră cu semn pozitiv dacă alimentează nodul și cu semn negativ la ieșirea din nod; debitele concentrate în noduri  $q_j$  au semn pozitiv când alimentează nodurile, acestea constituind debitele sursei, respectiv se consideră negative când sunt preluate din nod de către utilizatori

- $m$  ecuații de conservare a energiei pe inelele rețelei, exprimate prin relația care echilibrează pierderile de presiune pe inele:

$$F_m = \sum_{j=1}^n \varepsilon_{mj} \cdot h_j = 0, \quad m = 1, 2, \dots, j \quad (7.2.3)$$

Divergențele în circuite se elimină succesiv prin calcul iterativ, aplicându-se corecții ciclice de forma

$$\Delta Q_m = - \frac{\sum M_{mj} \cdot Q_j^2}{2 \cdot \sum M_{mj} \cdot Q_j} \quad (7.2.4)$$

corecții ciclice care modifică succesiv valorile debitelor de tranzit până la obținerea repartiției  $(Q_{ij})$  cu o precizie acceptabilă. Se pot aplica și alte modele de echilibrare a debitelor, cunoscute și aplicate în calculul rețelelor de apă inelare.

Orientarea pierderilor de presiune  $h_j$  se face după cum urmează

$$\begin{aligned}
 \alpha &= 1, \text{ dac\u0103 sensul mi\u015c\u0103rii apei \u00een conduct\u0103 este acela al acelor de ceasornic} \\
 \alpha &= 0, \text{ dac\u0103 tranzita nu apar\u0219ine melului} \\
 \alpha &= -1, \text{ dac\u0103 sensul mi\u015c\u0103rii apei \u00een conduct\u0103 este \u00een sens trigonometric}
 \end{aligned}
 \tag{7.2.5}$$

### 7.1.2 Principiile echilibr\u0103rii la optimizarea re\u021elelor

La dimensionarea economic\u0103 a re\u021elelor se alege o func\u021bie obiectiv care exprim\u0103 obiectivele tehnice, economice \u0219i energetice ale optimiz\u0103rii, determin\u0103ndu-se minimumul care conduce la solu\u021bia economic\u0103 cea mai avantajoas\u0103: \u00een cazul complexului multicriterial, structura func\u021bionalei este

$$F_b = (p_1 + \beta) \cdot \sum_1^{\pi} (\alpha_1 - b_1 \cdot D_y^m) \cdot L + (p_2 + \beta) \cdot \sum_1^{\pi} f \cdot r \cdot P + (p_3 + \beta) \cdot \sum_1^{\pi} I_u + e \cdot P \cdot T \tag{7.3}$$

unde investi\u021biile  $I_u$  reprezint\u0103 echipamentele utilizatorilor,  $\pi$  este num\u0103rul sta\u021biilor de pompare, iar  $p_1, p_2, p_3$  sunt cotele de amortizare anuale ale investi\u021biilor \u00een re\u021ea, sta\u021ii de pompare \u0219i echipamente termo-energetice

Restric\u021biile care se impun \u00een procesul de optimizare la dimensionarea necondi\u021bionat\u0103 sunt

- restric\u021biile determinate de hidraulica re\u021elei, rela\u021biile (7.2.1), (7.2.3);
- restric\u021bi\u021bi tehnologice \u00een vederea limit\u0103rii superioare sau inferioare a unor parametri diametre, viteze, costuri de materiale sau echipamente, trasee de conducte

Problemele reparti\u021biei optimizate a debitelor de tranzit \u00een re\u021elele inelare se refer\u0103 la inelele constructive i''

Factorul economic de optimizare este

$$E = \frac{m \cdot k \cdot \frac{9,81}{\eta} \cdot \left[ \sum (p_1 + \beta) \cdot f \cdot r + \sum (p_3 + \beta) I_u + e \cdot f \right]}{(p_1 + \beta) \cdot b \cdot \alpha} \tag{7.4.1}$$

\u00eenpreun\u0103 cu echilibrarea parametrului de optimizare  $x_{ij}$  conduce la rela\u021bia de dimensionare

$$D_y^{m \cdot n} = E \cdot x_{ij} \cdot Q_y^2 \cdot Q_p \tag{7.4.2}$$

\u00een continuare se prezint\u0103 unele metode speciale de echilibrare, \u00een vederea verific\u0103rii energetice a re\u021elelor sau \u00een vederea alegerii modelului de dimensionare economic\u0103

## 7.2 Modele liniare aplicabile \u00een calculul re\u021elelor

Rela\u021biile prin care se descrie mi\u015c\u0103rea apei \u00een conductele re\u021elei sunt neliniare. Sistemul de rela\u021bi\u021bi care alc\u0103tuiesc modelele matematice de calcul este format, \u00een calculele de verificare, din (n-1) ecua\u021bii liniare \u0219i 1 ecua\u021bie neliniare, iar \u00een calculele de optimizare intervin \u0219i func\u021biile obiectiv

Din aceste motive modelele exacte de calcul care se pot aplica la orice structur\u0103 inelar\u0103 a re\u021elelor sunt neliniare

S-au elaborat \u00eens\u0103 \u0219i unele modele liniare de calcul al re\u021elelor inelare, care se pot utiliza \u0219i la calculul unor etape ale procesului de echilibrare

### 7.2.1 Echilibrarea Cross prin calcul matricial

Procedeul Cross de echilibrare a re\u021elelor de ap\u0103 inelare reprezint\u0103 o metod\u0103 de calcul print-un num\u0103r redus de itera\u021bii. La calculul corec\u021biilor inelare  $\Delta Q_i$  cu metoda itera\u021biilor simple se neglijeaz\u0103 at\u021bt produsele de forma  $\Delta Q_i^2, \Delta Q_i \cdot \Delta Q_k, \Delta Q_k^2$ , dar se neglijeaz\u0103 \u0219i termenii de

gradul I prin care se transmite influența corecțiilor din meele învecinate în calculul corecțiilor ciclice pe fiecare inel. De aceea se calculează corecțiile în sistem, aplicând relația

$$\Delta Q_i = -\frac{\Delta h_i}{2 \cdot \sum (M_i \cdot Q_i)} + t_{ik} \cdot \Delta Q_k + t_{ip} \cdot \Delta Q_p + t_{iq} \cdot \Delta Q_q \quad (7.5)$$

care ține seama de transmiterile din inelele învecinate. Pentru fiecare conductă ik, comună inelelor i și k, se calculează coeficienții de transmitere

- la transmiterea corecției din inelul k în inelul i  $t_{ki} = \frac{M_{ik} \cdot Q_{ik}}{\sum (M_i \cdot Q_i)} \quad (7.6)$

- la transmiterea corecției din inelul i în inelul k  $t_{ik} = \frac{M_{ki} \cdot Q_{ki}}{\sum (M_k \cdot Q_k)} \quad (7.7)$

Notând X, valorile corecțiilor inelare  $\Delta Q_i$ , se formează un sistem liniar de i ecuații, iar coeficienții necunoscuților formează o matrice pătrată de forma

$$A = \begin{pmatrix} 1 & a_{12} & a_{13} & \dots & a_{1j} & \dots & a_{1n} \\ a_{21} & 1 & a_{23} & \dots & a_{2j} & \dots & a_{2n} \\ a_{31} & a_{32} & 1 & \dots & a_{3j} & \dots & a_{3n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{j1} & a_{j2} & a_{j3} & \dots & 1 & \dots & a_{jn} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{n1} & a_{n2} & a_{n3} & \dots & a_{n} & \dots & 1 \end{pmatrix} \quad (7.8)$$

În virtutea criteriului de convergență Wittmayer, convergența este asigurată deoarece în fiecare ecuație suma valorilor absolute ale coeficienților de transmitere este mai mică decât 1 și poate fi cel mult egală cu 1 dacă toate conductele inelului sunt conducte comune cu inelele învecinate.

Se prezintă un exemplu de rezolvare a sistemului pe cale algebrică.

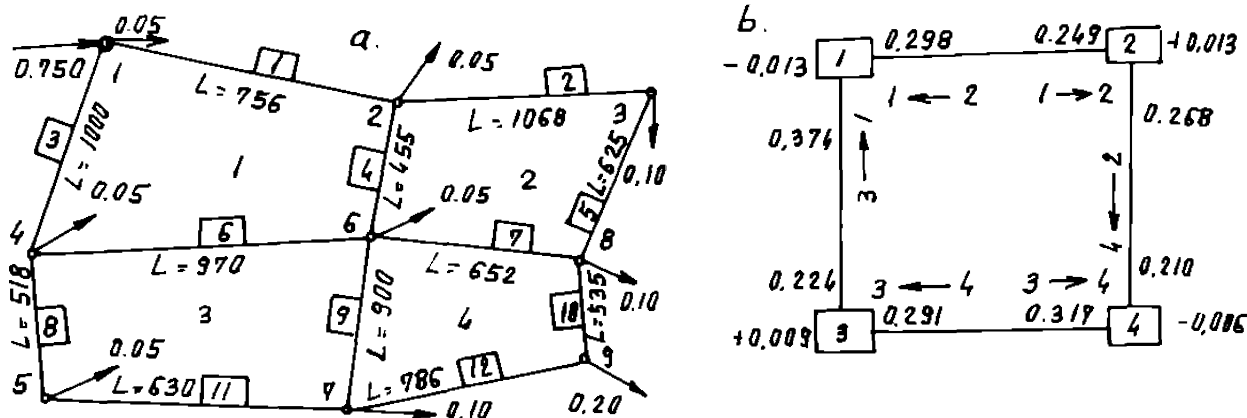


Fig. 7.1. Rețea echilibrată cu procedeul Cross



În figura 7.1.a este prezentat un exemplu de rețea echilibrată cu  $c = 12$  conducte,  $n = 9$  noduri și  $i = 4$  inele independente. Sunt date încărcările termice și lungimile conductelor și trebuie să se determine distribuția  $\{Q_i\}$  a debitelor de tranzit. Se pornește cu o distribuție inițială  $\{Q_{oi}\}$  arbitrară prezentată în tabelul 7.1 coloana 4, cu care se determină *independent* valorile  $\Delta Q_i$  în fiecare inel și se introduc cu semn algebric în schema grafului conjugat prezentat în figura 7.1.b. Valorile coeficienților de transmitere sunt redați în coloana 6, iar divergențele în coloana 7. Debitul  $Q_i$  sunt corectate cu metoda Lobacev și sunt prezentate în coloana 8. În coloana 9 sunt calculate divergențele care au rezultat cu valori mari, echilibrarea necesitând un număr mare de iterații, de aceea se recomandă echilibrarea cu transmiteri

Parametrii de calcul în echilibrarea rețelei din figura 7.1.a.

Tabelul 7.1

Cond	$D_i$	$M_i$	$Q_{oi}$	$M_i \cdot Q_{oi}$	$t_{ia}$	$M_i \cdot Q_{oi}^2$	$Q_i$	$M_i \cdot Q_i^2$	$Q_i$	$M_i \cdot Q_i^2$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
<b>Inelul 1</b>										
1	600	19	0,400	7,6	-	3,04	0,387	2,85	0,392	2,920
4	400	91	0,170	15,6	0,298	2,54	0,144	1,87	0,152	2,203
3	600	25	0,300	7,5	-	-2,26	0,313	-2,38	0,307	-2,460
6	400	148	0,100	19,5	0,374	-1,95	0,122	-2,88	0,114	-2,528
Suma			$\Delta Q = -0,013$	52,5	-	+1,37	-	-0,54	-	0,135
<b>Inelul 2</b>										
2	500	64	0,180	10,2	-	1,83	0,193	2,38	0,190	2,320
5	350	250	0,080	20,0	-	1,60	0,093	2,16	0,090	2,121
4	400	91	0,170	15,6	0,249	-2,54	0,144	-1,87	0,152	-2,203
7	400	112	0,150	16,8	0,268	-2,52	0,131	-1,92	0,138	-2,148
Suma			$\Delta Q = 0,013$	62,6	-	-1,63	-	+0,75	-	0,090
<b>Inelul 3</b>										
6	400	195	0,100	19,5	0,224	1,95	0,122	2,88	0,114	2,508
9	350	362	0,070	25,3	0,291	1,77	0,085	2,63	0,078	2,121
8	400	104	0,150	16,7	-	-2,67	0,141	-2,06	0,143	-2,169
11	350	253	0,100	25,3	-	-2,53	0,091	-2,09	0,093	-2,318
Suma			$\Delta Q = 0,009$	86,8	-	-1,48	-	+1,36	-	0,142
<b>Inelul 4</b>										
7	400	112	0,150	16,8	0,210	2,52	0,131	+1,92	0,138	2,148
10	400	108	0,130	15,6	-	1,76	0,124	+1,65	0,128	1,702
9	350	362	0,070	25,3	0,317	-1,77	0,085	-2,63	0,078	-2,121
12	350	316	0,070	22,2	-	-1,56	0,076	-1,83	0,151	-1,633
Suma			$\Delta Q = -0,006$	72,9	-	+0,95	-	-0,89	-	0,094

Sistemul de ecuații de forma  $A \cdot X = B$  se scrie sub forma:

$$\begin{array}{rcll}
 x_1 - 0,298 x_2 - 0,374 x_3 & = & -0,013 & \\
 -0,249 x_1 + x_2 - 0,268 x_4 & = & +0,013 & (7.9) \\
 -0,224 x_1 + x_3 - 0,291 x_4 & = & +0,009 & \\
 -0,210 x_2 - 0,317 x_3 + x_4 & = & +0,006 & 
 \end{array}$$

Se formează matricea  $A$  și transpusa  $\tilde{A}$ .

$$A^{-1} = \begin{bmatrix} 1 & 0,294 & -0,374 & 0 \\ -0,249 & 1 & 0 & -0,268 \\ -0,224 & 0 & 1 & -0,291 \\ 0 & -0,210 & -0,317 & 1 \end{bmatrix}, \quad \tilde{A} = \begin{bmatrix} 1 & -0,249 & -0,224 & 0 \\ -0,294 & 1 & 0 & -0,210 \\ -0,374 & 0 & 1 & -0,317 \\ 0 & -0,268 & -0,291 & 1 \end{bmatrix} \quad (7.10.1)$$

Se preferă multiplicarea matricii B cu valoarea  $1/\det A$  egală cu 1,43. Cu minorii matricii A se constituie inversa matricii astfel încât rezolvarea sistemului este

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,852 & -0,293 & 0,370 & -0,187 \\ -0,284 & 0,822 & -0,177 & 0,273 \\ 0,228 & -0,128 & 0,863 & -0,288 \\ -0,123 & 0,213 & -0,312 & 0,817 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} -0,0186 \\ +0,0186 \\ -0,0129 \\ -0,0085 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -0,0073 \\ +0,0101 \\ +0,0068 \\ -0,0013 \end{bmatrix} \quad (7.10.2)$$

Cu valorile corecțiilor ciclice  $X_i$ , determinate se obțin valori mai exacte ale debitelor de tranzit - coloana 10 - și valorile pierderilor de presiune  $h_j$  prezentate în coloana 11 confirmă o mai bună echilibrare a rețelei.

Numărul de iterații cu metoda Cross este mai mic decât la metoda iterațiilor simple. La fiecare iterație este necesar să se recalculeze valorile coeficienților de transmitere.

### 7.2.2 Model liniar de optimizare a rețelelor de apă

Un model liniar de dimensionare economico-energetică a rețelelor de apă se poate obține numai sub forma optimizării condiționate.

Funcția obiectiv prin care se condiționează minimizarea cheltuielilor de exploatare este cea mai corespunzătoare, oferind posibilitatea de optimizare a raportului între costul de investiție și costul energiei necesare pomparei apei în sistem.

Componenta de cost al rețelei în relația complexului multicriterial se poate liniariza numai prin alegerea lungimilor  $X_k$ , ale conductelor ca și necunoscute ale procesului de optimizare.

Componenta de cost al energiei de pompare se poate liniariza adoptând diferite cote potențiale sau diferențe de cote  $Z_j$ , care determină înălțimea de pompare  $Z_{pj}$  a debitelor  $Q_{pj}$ . Într-un model liniar elaborat [196, 198], funcția obiectiv este dată de relația

$$F_p = \sum_{j=1}^N \sum_k C_{k,j} \cdot X_{k,j} + \mathfrak{H} \cdot \sum_{j=1}^{N_p} Q_{pj} \cdot Z_{pj} \rightarrow \min \quad (7.11)$$

cu  $\mathfrak{H}$ , notându-se factorul electromecanic în funcție de randamentul pompelor și costul energiei electrice. Pentru fiecare tronson important al rețelei se notează cu  $X_{k,j}$  lungimile sectoarelor  $k$  ale tronsonului ca elemente de optimizare.

Liniarizarea relațiilor de restricții care descriu conservarea energiei în sistem și echilibrarea hidraulică a circuitelor implică optimizarea diametrelor economice  $D_j$ , prin intermediul pantelor hidraulice  $I_j$ , în relații de forma  $h_j = I_j \cdot L_j$ .

Pentru exprimarea analitică a pantelor hidraulice care determină înălțimile de pompare  $Z_{T,j}$ , se introduc mărimile  $\Theta$  și  $\Omega$  prin care se precizează evoluția debitelor în lungul tronsonului optimizat și distribuției vitezelor în secțiunea conductei. Se notează:

- $Q_{qj}$  - debitul ce revine tronsonului  $j$  din debitul distribuit;
- $q_j$  - debitul concentrat în nodul final al tronsonului;
- $\alpha_n < > 0$  - coeficientul de neuniformitate a distribuției vitezei în secțiune.

- $\Theta_j$  - parametrul consumului pe tronsonul  $j$ , dat pentru un sistem ramificat de relația

$$\Theta_j = \frac{Q_w + q_j}{Q_j + 0,5 \cdot Q_w} \quad (7.12)$$

Mărimile  $\Theta$  și  $\Omega$  se determină din relațiile

$$\Theta = \frac{4}{3} \cdot \frac{\Theta_j^2 - 3 \cdot \Theta_j + 3}{(2 - \Theta_j)^2} \quad (7.13.1)$$

$$\Omega_{k,j} = \frac{4 \cdot \alpha_o \cdot D_{k,j}}{\lambda_{k,j} \cdot (2 - \Theta_j)} \quad (7.13.2)$$

Pomind de la relația pantei hidraulice:

$$I_{k,j} = \frac{8}{\pi^2 \cdot g} \cdot \lambda_{k,j} \cdot \frac{Q_j^2}{D_{k,j}^5} \quad (7.14.1)$$

rezultă expresia modului echivalent de rezistență hidraulică:

$$I_{k,j}^* = I_{k,j} \cdot \left( \Theta_j - \frac{\Omega_{k,j}}{X_{k,j}} \right) \quad (7.14.2)$$

Dacă nu se ține seama de particularitățile curgerii, deci considerând  $\Theta_j = 1$  și  $\alpha_o = 0$ , se aplică relația (7.12).

Pierderea de presiune, exprimată în mCA, de la stația de pompare corespunzătoare unui nod  $n$  este:

$$H_n = \sum_{j=1}^c \sum_{k=1}^{N_j} \Theta_j \cdot I_{k,j} \cdot X_{k,j} - \sum_{j=1}^c \sum_{k=1}^{N_j} I_{k,j} \cdot \Omega_{k,j} \quad (7.15)$$

relație cu care se verifică presiunea disponibilă în fiecare nod.

Cu aceste precizări, restricțiile sistemului liniar sunt:

$$\sum_{k=1}^{N_j} X_{k,j} = L_j; j = 1, 2, \dots, c \quad (7.16.1)$$

$$\sum_m \varepsilon_{m,j} \cdot \Theta_j \cdot I_{k,j} \cdot X_{k,j} = \sum_m \varepsilon_{m,j} \cdot I_{k,j} \cdot \Omega_{k,j}; m = 1, 2, \dots, i \quad (7.16.2)$$

Dacă se notează  $Z_p$  cota piezometrică la stația de pompare, se verifică și cota piezometrică în nod cu relația:

$$Z_n = Z_p - H_n \quad (7.16.3)$$

Optimizarea este cu atât mai performantă cu cât linia piezometrică obținută este mai apropiată de alura optimă a liniei de presiune în lungul unei magistrale [215], conform relației:

$$Z_n = Z_p - H_n \cdot \left[ 1 - \left( 1 - d / \sum_{j=1}^n L_j \right)^{\frac{2\alpha}{\alpha + n}} \right] \quad (7.17)$$

în care  $d$  reprezintă distanța nodului  $n$  de la stația de pompare.

Determinarea valorilor  $X_{k,j}$  și  $Z_{p,j}$  din expresia (7.11) se aplică la rețele mari.

Dacă sunt cunoscute cotele liniei piezometrice, determinarea înălțimilor de pompare nu este necesară. În relația (7.11) se consideră numai primul termen, problema optimizării structurii magistralelor din sectoare devine o problemă curentă de transfer.

### 7.3 Aplicarea modelării prin grafuri la optimizarea rețelelor

Rețelele termice binare fiind înclare, în calculul lor se aplică modelele de studiu și soluțiile grafurilor cu cicluri, care pot fi denumite și grafuri înclare orientate [42]

Elementele  $x_i$  sau vârfurile în reprezentările grafului, corespund nodurilor rețelelor, iar în reprezentările desfășurate ale grafurilor, centralele termice, ca puncte de intrare respectiv de ieșire din rețeaua de transport, se constituie ca vârfuri ale grafului

Tranzițiile  $\Gamma$  ale unui graf conex  $G(X, \Gamma)$ , reprezentate prin arce ale grafului, corespund interconectărilor nodurilor prin conductele rețelei. În reprezentările desfășurate ale grafului complet, toate arcele sunt esențiale, inclusiv circuitele utilizatorilor. În reprezentările semigrafurilor pot interveni arce neesențiale, cu valorizări nule pentru debite, respectiv nenule în echilibrarea tranzițiilor fictive.

Pe mulțimea  $U$  a arcelor grafului se definesc anumite funcții  $f(u)$  cu diferite condiții, impuse după natura problemei în studiu. Arcele cu incidență pozitivă în vârfurile extreme  $x_0$  și  $x_n$  aparțin submulțimii incidențelor pozitive  $u \in \omega_{x_0}^+$ , iar cele cu incidență negativă submulțimii  $\omega_{x_n}^-$ .

Matricea incidențelor grafului conex  $G$  este  $S = \|s'_{ij}\|$ , este pătrată și are elementele

$$s'_{ij} = \begin{cases} +1, & \text{dacă } u_j \in \omega_{x_i}^+, \\ 0, & \text{dacă } x_i \text{ nu este o extremitate a lui } u_j, \\ -1, & \text{dacă } u_j \in \omega_{x_i}^-, \end{cases} \quad (7.18)$$

Tot matrici pătrate sunt matricea circuitelor cu elemente 0 și 1, aplicată la elaborarea grafului conjugat și matricea incidențelor tranzițiilor. Matricea de apartenență a tranzițiilor la circuite, de ordinul  $m \times n$ , cu elemente +1, 0 și -1, este utilizată la determinarea orientării în circuite.

#### 7.3.1. Flux și surplusuri sau deficite în grafuri

Fluxul arcului  $u$  se notează  $\varphi(u)$ , valoarea sa  $v(u)$ , respectiv capacitatea sa  $c(u)$

Funcția  $\varphi(u)$  în domeniul  $U$  din graf este flux dacă îndeplinește condițiile:

$$0 \leq \varphi(u) \leq c(u), \quad u \in U \quad (7.19.1)$$

$$\sum_{u \in \omega_{x_i}^+} \varphi(u) - \sum_{u \in \omega_{x_i}^-} \varphi(u) = 0, \quad \forall x_i \in X \quad (7.19.2)$$

dacă în vârfuri nu sunt surplusuri sau deficite; în caz contrar diferențele determină surplusurile sau deficitele  $\sigma$  care alcătuiesc vectorul:

$$\sigma = (\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_n), \quad n = \#X \quad (7.19.3)$$

La aplicațiile din domeniul rețelelor termice considerate ca semigrafuri ale rețelei, surplusurile reprezintă debitele prelevate din noduri  $q_n$ . Dacă se consideră graful integral al rețelei termice, diferențele nenule ale fluxului reprezintă debitele la utilizatori, iar suporturile lor fizice sunt arce esențiale ale grafului.

În cazul fluxurilor virtuale aplicate în calculele de dimensionare economică, surplusurile sunt nule în orice graf care modelează rețelele de transport al apei.

În cadrul problemelor modelate prin grafuri intervine și problema saturării arcelor. Un arc se consideră

$$\text{- arc saturat, dacă } \varphi(u) = c(u) \quad (7.20.1)$$

$$\text{- arc nesaturat, dacă } \varphi(u) < c(u) \quad (7.20.2)$$

Deoarece saturarea arcelor indică existența și unicitatea soluțiilor, în cadrul acestor probleme se urmărește saturarea arcelor de intrare, în vârful  $x_0$ , respectiv în vârful de ieșire,  $x_n$ , din rețeaua de transport

Pe un drum nesaturat  $\mu_1$  de la intrarea  $x_0$  la ieșirea  $x_n$ , dacă se notează

$$\alpha_1 = \min_{u \in \mu_1} [c(u) - \varphi(u)] \quad (7.21.1)$$

cel puțin un arc se poate satura cu un nou flux:

$$\varphi_1 = \begin{cases} \varphi(u) + \alpha_1, & \text{dacă } u \in \mu_1 \\ \varphi(u) & \text{dacă } u \notin \mu_1 \end{cases} \quad (7.21.2)$$

Numind tăietură, suma fluxurilor în orice secțiune prin schema grafului, conform teoremelor lui Ford și Fulkerson.

- fluxul maxim este dat în rețeaua de transport de capacitatea minimă a tăieturilor;
- fluxul minim este dat de capacitatea maximă a tăieturilor

În continuare se prezintă un exemplu de modelare prin grafuri a problemelor de flux maxim

În figura 7.2, nodurile sunt numerotate de la 0 la 8. Rețeaua termică are 6 inele și 14 tronsoane

Matricea  $A_0$  se obține prin valorizarea cu capacitățile  $c$ , ale tranzițiilor din graful topologic, valorile fiind înscrise pe schema rețelei. Se șterge prima coloană și ultima linie, având toate elementele nule și transportând elementele în locul celor șterse se obține matricea  $A_1$

$$A_0 = \begin{bmatrix} 0 & 3 & 2 & 0 & 3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2 & 0 & 2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 6 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 3 & 0 & 3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 3 & 3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; A_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2 & 0 & 2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 6 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 3 & 0 & 3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 3 & 3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2 & 0 \\ 3 & 2 & 0 & 3 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad (7.22)$$

$j = 0 \ 1 \ 2 \ 3 \ 4 \ 5 \ 6 \ 7 \ 8$        $j = 1 \ 2 \ 3 \ 4 \ 5 \ 6 \ 7 \ 8$

Matricea se bordează astfel

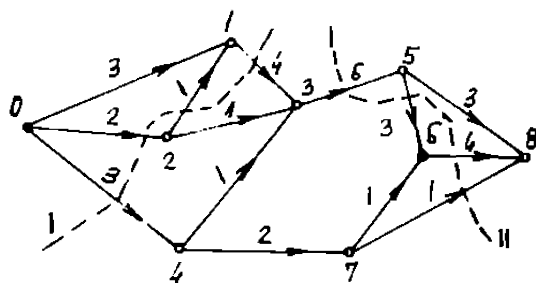
- la dreapta cu coloana vectorului  $L$  având componentele

$$l_i = \sum_{j=1}^n a_{ij}; \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (7.23.1)$$

- jos cu linia vectorului  $c$  format din:

$$c_j = \sum_{i=1}^n a_{ij}; \quad j = 1, 2, \dots, n \quad (7.23.2)$$

- la dreapta cu vectorul  $\lambda$  și jos cu vectorul  $\mu$



Determinarea  $\phi_{max}$ , Tabelul 7.2.1

NOUL FLUX $\phi$	$\lambda_i$	$\mu_i$
$\phi_i = c_i$	0	0
$\phi_i < c_i$	0	$\phi_i - c_i$
$\phi_i > c_i$	$\phi_i - c_i$	0

Fig. 7.2 Calculul fluxului maxim în graful rețelei

Algoritmul de calcul al elementelor acestor vectori este prezentat în tabelul 7.2.1. Elementele nenule  $\lambda_i$ , arată cu cât sunt depășite capacitățile arcelor incidente spre interior de către capacitățile arcelor incidente spre exterior, iar elementele nenule  $\mu_i$ , arată cu cât sunt depășite capacitățile arcelor incidente spre interior de către capacitățile arcelor incidente spre exterior în fiecare vârf, depășiri care trebuie anulate. În matricea  $A_2$  scăzând divergențele din linia a doua și în matricea  $A_3$  din elementele liniei a șasea, toate valorile se anulează.

Elementele din ultima linie dau prin însumare  $\phi_{max} = 8$ , deși tăietura I din schemă are fluxul 10 sau tăietura II, fluxul 14.

În practica optimizării rețelelor, valorile capacităților se pot da în unități fracționare, însă reale, finite, nenule și pozitive.

### 7.3.2. Probleme conexe de tensiune și potențial

Metodele și modelele de calcul elaborate se pot aplica pentru rezolvarea oricăror probleme de optimizare, care pot fi modelate printr-o rețea de transport ca model matematic.

Se alege un sens de parcurs a ciclurilor  $\gamma = (u_1, u_2, \dots, u_n)$  și se separă arcele în două submulțimi:  $A_1(\gamma)$  dacă sensul tranzițiilor coincide cu cel de parcurgere și  $A_2(\gamma)$  la cele care parcurg circuitele în sens opus.

Funcția  $\pi(u)$  definită pe  $U$  este tensiune în graf dacă îndeplinește condiția:

$$\sum_{u \in A_1(\gamma)} \pi(u) - \sum_{u \in A_2(\gamma)} \pi(u) = 0; \forall \gamma \quad (7.24.1)$$

Rezistența  $r_j$  a arcului  $u_j$ , definită pe  $U$  se poate introduce într-o matrice diagonală  $R = \parallel r_j \parallel$  cu elementele:

$$r_j^i = \begin{cases} 0, & \text{dacă } i \neq j \\ r_j, & \text{dacă } i = j \end{cases} \quad (7.24.2)$$

Notând  $r^j$  vectorul liniei de rang  $j$  din  $R$ , tensiunea se obține efectuând produsul scalar

$$\langle r^j, \varphi \rangle = \pi_j; R \cdot \varphi = \varphi R = \pi \quad (7.24.3)$$

Dacă în loc de rezistență se utilizează conductanța  $c_j$  a arcului  $u_j$ ,  $c_j = 1/r_j$ , matricea diagonală  $C = \parallel c_j^i \parallel$  are elementele

$$c_j^i = \begin{cases} 0, & \text{dacă } i \neq j \\ c_j, & \text{dacă } i = j \end{cases} \quad (7.24.4)$$

și similar se calculează:

$$\varphi = C \cdot \pi \quad (7.24.5)$$

În calcule numerice se efectuează produsele matricilor, pentru a se obține vectorul tensiunii  $\pi = (\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_n)$

Funcția  $p(x)$  este potențial în  $G$  și are componentele  $p = (p_1, p_2, \dots, p_n)$ , dacă este satisfăcută condiția

$$\pi(n) - \pi(x_i, x_k) = p(x_i) - p(x_k), \forall (x_i, x_k) \quad (7.25.1)$$

În matricea  $S$ , dacă  $u_j = (x_i, x_k)$ , coloana conține  $+1$  în linia  $x_i$  și  $-1$  în linia  $x_k$ , celelalte elemente fiind nule. Produsul scalar este

$$\langle S, p \rangle = p^T p = \pi \quad (7.25.2)$$

și notând  $\tilde{S}$  transpusa matricii  $S$  rezultă

$$\pi = \tilde{S} p \quad (7.25.3)$$

Un flux compatibil cu surplusurile  $\sigma = S \cdot \varphi$  se obține din relația

$$S C \tilde{S} p = \sigma \quad (7.25.4)$$

În rețelele termice, tensiunii îi corespunde pierderea de energie la vehicularea agentului termic, iar potențialului îi corespunde cota liniei de presiune. Soluția problemei lui Dirichlet din teoria grafurilor corespunde soluției de echilibrare a rețelelor hidraulice, iar problema lui Neumann se enunță în mod similar, cu deosebirea că în unele noduri se dau surplusurile, mărimi de tipul  $\sigma$ , iar în celelalte se impun cotele potențiale, mărimi de tipul  $p$ .

De asemenea se poate aplica teorema în virtutea căreia în teoria grafurilor expresia  $\sum r \cdot \varphi^2$  ia valoarea minimă dacă  $\varphi(n)$  este soluția problemei lui Dirichlet. Pe această teoremă se bazează echilibrarea rețelelor hidraulice pentru a conține un minim energetic: cu tranziții reale (debitele în conducte) la verificarea rețelelor sau cu tranziții virtuale, la echilibrarea parametrului de dimensionare în problemele de optimizare.

### 7.3.3 Optimizarea rețelelor inelare cu modele liniare

În teoria grafurilor au fost analizate modelele liniare de optimizare a transporturilor în general și de modelare prin rețele de transporta problemelor de optimizare a rețelelor electrice. Modelul de calcul a rețelelor electrice conține relații liniare între mărimile fizice și elementele de topologie care automodelează rețelele.

Dintre cele 8 mărimi vectoriale: matricea  $S$  și transpusa  $\tilde{S}$ , rezistența  $R$ , fluxul  $\varphi$  și surplusurile  $\sigma$ , potențialul  $p$  și tensiunea  $\pi$ , s-au stabilit trei relații biunivoce și următoarele grupe de relații, aplicate ca produse scalare ale vectorilor:

- în problemele de verificare

$$\varphi = C \cdot \pi, \pi = \tilde{S} p, C \tilde{S} p = \varphi \quad (7.26.1)$$

în care se cunosc  $S, \tilde{S}, R, C$  și  $\sigma$  și se determină  $p, \pi$  și  $\varphi$

- în problemele de dimensionare

$$\varphi R = \pi, \sigma = S \cdot \varphi, S C \tilde{S} p = \sigma \quad (7.26.2)$$

în care se cunosc  $S, \tilde{S}$  și  $\sigma$  și o condiție de  $\varphi$  și se determină  $p, \pi, C$  și  $R$ .

În fiecare grup primele două sunt relații independente, iar ultimele sunt dependente, consecințe ale primelor

În continuare se prezintă o problemă de verificare rezolvată cu model liniar [125] a rețelei electrice din figura 7.3, schemă bifilară cu două inele, sursa principală în 4 și o sursă secundară interconectată în 1, utilizatori 2 și 3, având surplusurile  $\sigma$  date. Se elaborează

matricea  $S$  a relațiilor topologice  $(u_j, x_i)$ , se cunosc rezistențele  $R = (1/3, 1, 1/2, 1/3, 1)$  și se calculează elementele vectorului  $C$ .

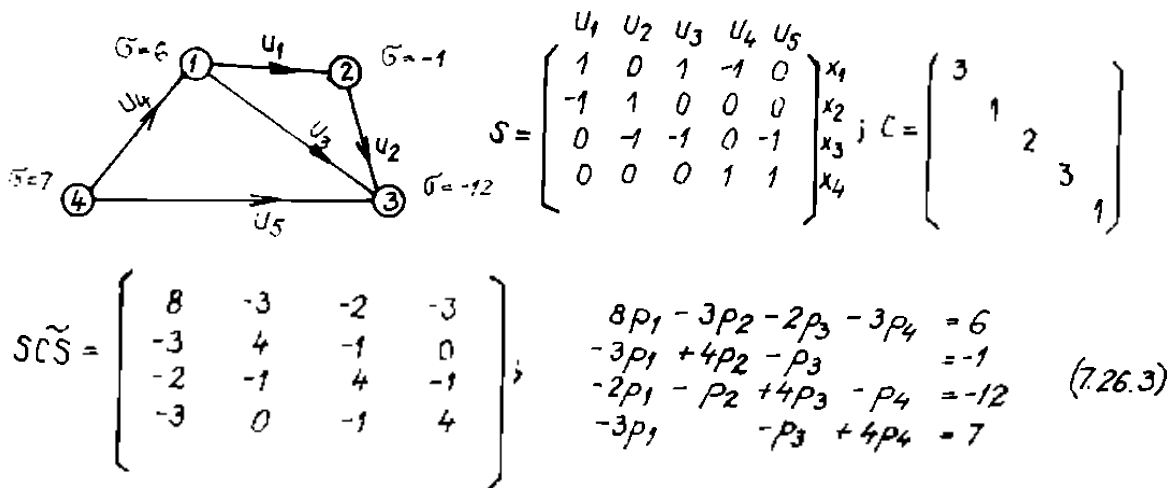


Fig 7.3. Echilibrarea unei rețele cu model liniar

Arcul  $u_1$  are incidență pozitivă în vârful  $x_1$  și incidență negativă în  $x_2$  ș.a.m.d.

Se efectuează produsele  $S \cdot C^Tilde$  și scriind dezvoltat sistemul de ecuații cu necunoscutele vectorului  $p$ , în ecuația vectorială  $\sigma = S \cdot C^Tilde \cdot p$ , elementele mancei  $S \cdot C^Tilde$  fiind coeficienții necunoscuților, iar elementele vectorului  $\sigma$ , cunoscute reprezintă termenul liber.

Sistemul este nedeterminat. Se alege arbitrar o valoare, spre exemplu  $p = 0$  în  $x_3$ , rezultând, din oricare 3 ecuații ale sistemului, vectorul  $p = (3, 2, 0, 4)$ .

Se determină fluxul  $\varphi = C \cdot \pi = (3, 2, 6, 3, 4)$  și tensiunile  $\pi = \tilde{S} \cdot p = (1, 2, 3, 1, 4)$ , verificându-se imediat compatibilitatea valorilor determinate. Tensiunea  $\pi$  trebuie să fie echilibrată pe cicluri. În cazul rețelei considerate,  $c = 5$ ,  $i = 2$  și  $n = 4$ . Numărul arcelor fiind mai mare decât acela al nodurilor, în problemele de dimensionare se caută acel flux compatibil cu surplusurile date astfel ca  $\varphi(u) \cdot r(u)$  să fie tensiune în graf.

Prin analogie, la rețelele termice inelare, trebuie pe de o parte să se optimizeze repartitia debitelor de tranzit și pe baza acestora să se determine valorile modulelor de rezistență, astfel încât liniile piezometrice să fie închise, pornind de la un potențial ales arbitrar în unul din noduri.

#### 7.3.4. Probleme ale grafurilor neplanare

În teoria grafurilor sub formă clasică [21] ca și în dezvoltările ulterioare ale teoriei și a aplicațiilor în tehnică [125, 176] se prezintă proprietățile grafurilor planare și a dificultăților care apar în cazul modelării prin grafuri neplanare.

Un graf este planar dacă în reprezentarea plană nu apare nici o intersecție a arcelor. O față a grafului planar este o zonă delimitată în plan, care nu este intersectată de arce ale altor circuite.

Contururile fețelor unui graf planar formează o bază a circuitelor sale elementare și o muchie nu poate separa decât cel mult două fețe ale grafului.

Graful se consideră ca o structură spațială, cu o față înfinită (planul pe care se reprezintă) și un număr de  $r$  fețe finite (ciclurile elementare). Elaborarea ciclurilor independente în grafurile neplanare prezintă anumite dificultăți.



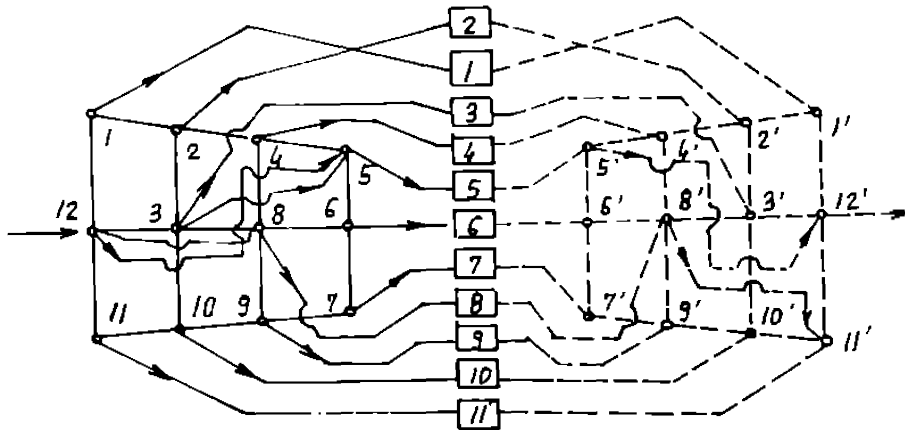


Fig 7.4 Reprezentări ale grafurilor neplanare

În figura 7.4 se reprezintă desfășurat în proiecție plană grafurile unei rețele termice cu 11 utilizatori, având 10 circuite funcționale și câte 6 cicluri elementare independente în rețeaua ducere și întoarcere. Branșamentele la punctele termice care pot intersecta aparent conducte ale rețelei, ca de exemplu cel din nodul 3 la PT3, sau intersecțiile branșamentelor din 1 și 2, nu afectează calitatea de graf planar.

Din cauza unor conducte suplimentare în rețelele de bază ca de exemplu conducta de la nodul 3 la nodul 5 sau al conductei 12-5, grafurile pot deveni neplanare. În baza ciclurilor independente apar și cicluri neelementare formate cu aceste conducte suplimentare.

Conducta suplimentară 12-8, fără legătură în nodul 3, deși aparent intersectează conducta 3-10, determină pierderea calității de graf planar. Rețeaua se poate echilibra totuși dacă se formează un nou circuit cu conductele 12-3 și 3-8.

Conductele suplimentare de lungime 1 păstrează grafurile planare, însă în cazul conductelor suplimentare care se desfășoară pe drumuri de lungime 2, 3 sau mai mare, grafurile devin neplanare.

La grafurile neplanare, dacă se poate forma o altă bază de cicluri independente și se respectă numărul ciclomatic, sistemul este determinat și echilibrarea este posibilă.

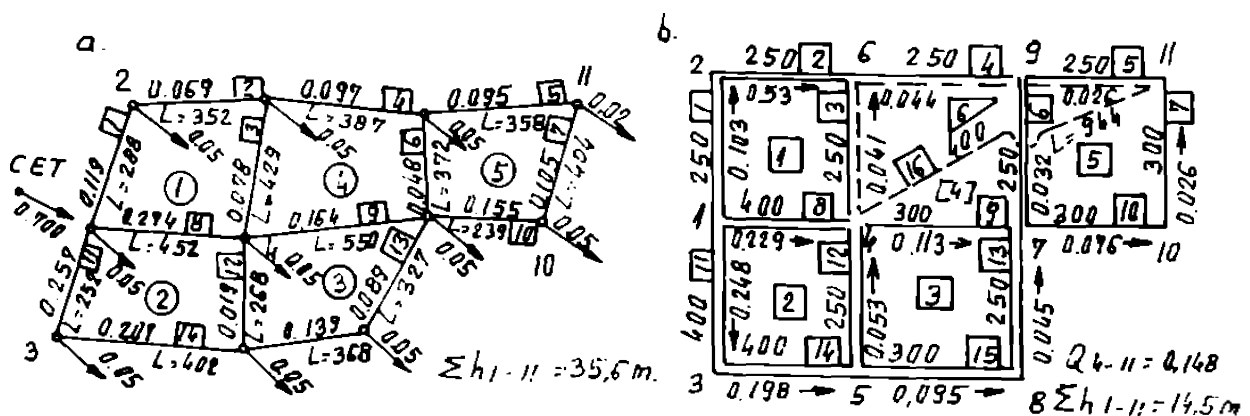


Fig 7.5 Formarea bazei de cicluri independente în graf

Rețeaua din figura 7.5 a. reprezintă un graf planar. În schemă sunt date debitele de echilibrare în  $m^3/s$ . Suma pierderilor de presiune considerată pe orice drum între nodurile 1 și 11 este de 35,6 mCA. Dacă se introduce conducta suplimentară 4-11, graficul devine neplanar.

În schema b. din figura 7.5. se prezintă o soluție în care nici un arc nu este comun la mai mult de două circuite. se mențin ciclurile elementare 1, 2, 3, și 5, ciclul 4 se formează peste cele 4 inele, iar cel de-al șaselea ciclu se formează cu arcele 3, 4, 5 și conducta suplimentară 16 care se încarcă prin echilibrare cu un debit foarte mare de  $0,148 m^3/s$ . Distribuția debitelor se modifică, iar pierderea de presiune dintre nodurile 1 și 11 se reduce la 14,5 mCA

Dacă nu se pot forma cicluri independente, sistemul este nedeterminat. O soluție pentru eliminarea nedeterminării este introducerea unui debit variabil  $\Delta Q$  din nodul inițial în nodul final al conductei suplimentare, care crește continuu de la zero până la valoarea care echilibrează ciclul suplimentar cu ciclurile adiacente.

#### 7.4 Verificarea rețelelor termice inelare

Metodologia de calcul hidraulic de verificare a rețelelor termice binare se prezintă ca o sinteză a principiilor generale expuse în capitolele precedente ale lucrării

La verificarea rețelelor se cunosc:

- structura rețelei binare cu diametrele conductelor,
- lungimile și caracteristicile tehnice ale conductelor,
- caracteristicile agentului termic în rețea,
- regimul hidraulic al curgerii în ipoteza de verificare considerată.

Se cere să se verifice condițiile de vehiculare a agentului în sistem, a presiunilor la utilizatori și a parametrilor de reglare

În diferite ipoteze de verificare, regimul hidraulic al rețelor poate fi diferit. În cazul rețelelor termice binare problema cea mai importantă este repartiția debitelor de tranzit în rețea, repartiție care se modifică în funcție de ipoteza considerată

##### 7.4.1 Modele de echilibrare a rețelelor inelare

Modelele matematice cuprind toate elementele sistemului binar. Astfel, circuitele funcționale în reprezentarea grafului integral au caracteristici diferențiate corespunzătoare temperaturilor diferite din rețeaua de ducere, respectiv întoarcere. Dacă rețelele de bază sunt inelare, apar și circuite constructive. Din cauza numărului mare al parametrilor de echilibrare se recurge la micșorarea cardinalului grafului. Astfel, ca și în cazul rețelelor de bază arborescente, se propun următoarele metode eficiente de echilibrare:

- echilibrarea separată a semigrafului de ducere și a semigrafului rețelei de întoarcere și apoi corelarea rezultatelor obținute,
- echilibrarea rețelei de ducere, cu înlocuirea efectelor hidraulice din rețeaua de întoarcere cu arce teoretice echivalente, numărul lor fiind egal cu cel al circuitelor funcționale suprimate,
- echilibrarea pe graf redus, care înlocuiește toate circuitele funcționale reale prin circuite echivalente, arcele semigrafului conductelor de întoarcere fiind convergente într-un nod fictiv al grafului

Echilibrarea rețelelor ramificate se face prin aplicarea metodelor directe de calcul propuse, spre deosebire de rețelele inelare la care echilibrările se efectuează prin calcule iterative.

Diferența dintre temperaturile agentului termic în rețeaua de întoarcere în raport cu cea de ducere, impune verificarea regimului hidraulic al conductelor

Dacă în anumite conducte regimul de curgere este cel de tranziție, atunci în fiecare iterație trebuie corectate valorile coeficienților și modulelor de rezistență în funcție de caracteristicile agentului termic

#### 7.4.2. Calculul de echilibrare pe baza grafului redus

##### 7.4.2.1. Justificarea metodei

Se propune reprezentarea grafului integral al rețelei de bază în mod desfășurat, situând pe o axă teoretică utilizatorii sistemului, conectându-i prin branșamente cu nodurile rețelelor. În acest fel se identifică circuitele funcționale ale sistemului termic și se elaborează corect baza de cicluri independente în vederea echilibrării rețelei. Evaluând regimul presiunilor în ansamblul sistemului, se poate considera că utilizatorii funcționează la aceeași presiune disponibilă

În figura 7.6. se presupun regimuri termice identice și rezistențe hidraulice egale în circuitele celor 5 puncte termice. În schemă sunt redată cotele linilor de presiune în sistem și rezistențele hidraulice ale tronșoanelor. Deoarece rezistențele pot fi inegale în circuitele utilizatorilor, în schemă sunt date și rezistențele diafragmelor de reglare

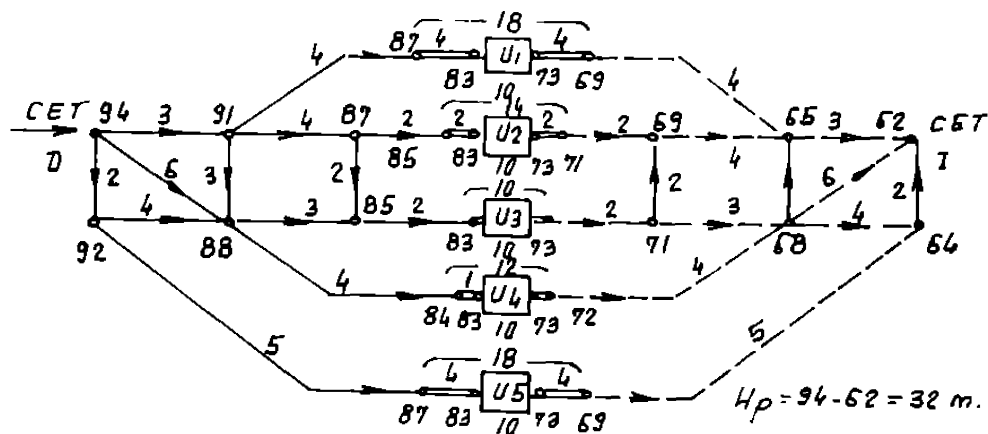


Fig. 7.6. Echilibrarea unui sistem termic

Sistemul are  $n' = 32$  de noduri,  $c' = 41$  de conducte, considerând ca și arce ale grafului și punctele termice și diafragmele de reglare, și  $i' = 10$  inele din care 6 circuite constructive și 4 funcționale

Dacă se înlocuiește semigrafal rețelei de întoarcere și circuitele utilizatorilor cu un nod teoretic, se obține graful redus echivalent, având  $n = 7$  noduri,  $c = 13$  conducte,  $i = 7$  circuite, din care 3 constructive și 4 funcționale. Prin aplicarea grafului redus se micșorează volumul calculului hidraulic.

Un calcul exact presupune și verificarea rețelei de întoarcere, având același număr de elemente, însă un regim hidraulic diferit din cauza caracteristicilor termice diferite.

### 7.4.2.2. Aplicarea metodei de calcul

Pentru exemplificare, graful redus al unei rețele termice având 20 utilizatori este reprezentat în figura 7.7. Încărcarea hidraulică totală este de  $1,25 \text{ m}^3/\text{s}$ , iar debitele nominale care trebuie vehiculate în punctele termice sunt înscrise în schemă, în  $\text{m}^3/\text{s}$ . Nodurile rețelei sunt numerotate de la 1 la 19 la centrala termică în sistem ramificat, numărul de ordine al conductei fiind egal cu numărul nodului său final. În sistem ramificat rețeaua are  $U-1 = 19$  circuite funcționale. Arcele secundare ale grafului, corespunzătoare bransamentelor, sunt numerotate de la 19 la 41 și converg în nodul teoretic 20 în graful redus. Deoarece din nodurile 4, 1 și 11 sunt alimentate câte 2 puncte termice, s-au introdus nodurile suplimentare 21, 22 și 23 pentru precizarea circuitelor funcționale. Pentru transformarea rețelei într-un sistem inelar s-au introdus arcele 42, 43, 44 și 45 care formează câte patru cicluri elementare în rețeaua ducere și în rețeaua întoarcere. În continuare se prezintă și rezultate obținute în lucrări anterioare [43, 44, 45].

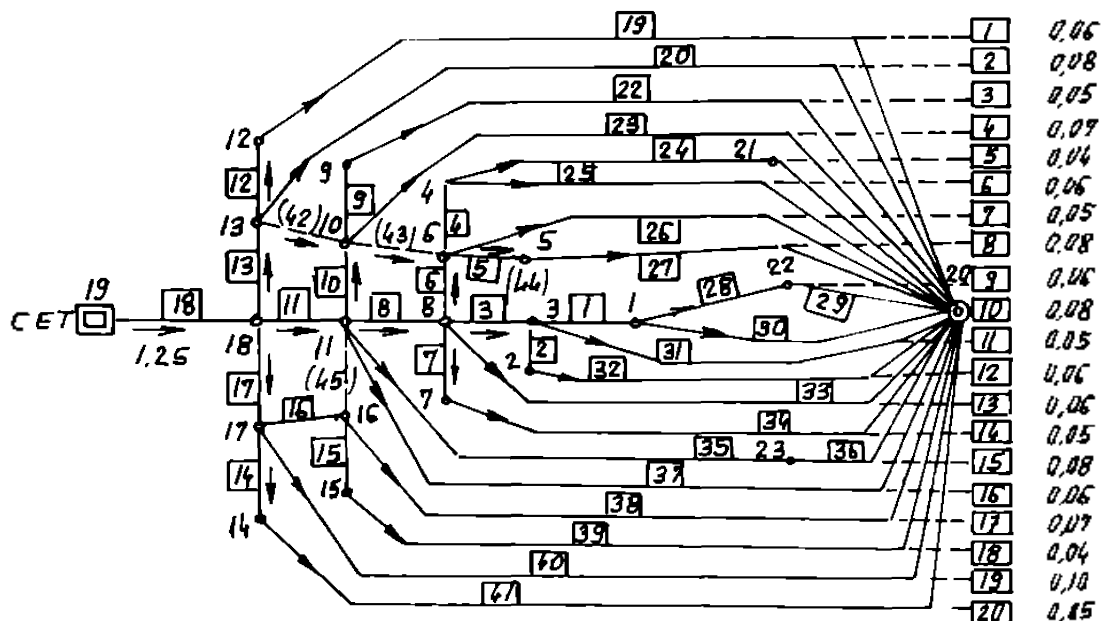


Fig 7.7. Reprezentarea rețelei termice analizate

Pentru problemele de verificare s-a studiat rețeaua în mai multe ipoteze

- ipoteza 1: ca sistem ramificat neechilibrat hidraulic,
- ipoteza 2: rețea ramificată, echilibrată, considerând ciclurile funcționale,
- ipoteza 3: rețea inelară, obținută prin introducerea conductelor 42, 43, 44 și 45, pentru a se studia modificările care apar în distribuția debitelor și în echilibrarea circuitelor

În cadrul procesului de dimensionare economică optimizată, au mai fost studiate și ipotezele 4, 5 și 6, considerând rețeaua numai ca structură inelară

- ipoteza 4: cu considerarea circuitelor funcționale și constructive,
- ipoteza 5: rețea inelară echilibrată, cu reglaj la punctele termice,
- ipoteza 6: rețea inelară neechilibrată, fără reglaj la punctele termice

Principalele rezultate ale verificărilor sunt redată în tabelul 7.2 pentru conductele rețelei de bază și în tabelul 7.3 pentru bransamentele la punctele termice

Notațiile utilizate sunt

- Q, în dm<sup>3</sup>/s, debitele în conductele rețelei,
- D, în mm, diametrele obținute din calcul,
- h, în mCA, pierderile de presiune pe conducte,
- x, parametrul de dimensionare la ipotezele 3, 4, 5 și 6.

Verificarea parametrilor hidraulici ai rețelei de bază

Tabelul 7.2

Ip Tr	1		2			3		4		5		6	
	Q	D	Q	D	x	D	h	x	D	Q	h	Q	h
1	140	520	128	450	0,15	450	0,08	0,18	380	186	0,45	102	0,45
2	60	437	60	318	0,10	437	0,08	0,16	340	65	0,05	36	1,64
3	250	652	180	550	0,30	482	0,03	0,13	476	211	1,12	149	3,11
4	100	504	100	384	0,15	504	0,01	0,13	381	91	2,97	139	0,16
5	80	474	150	360	0,14	545	0,01	0,42	500	34	3,28	-102	-3,59
6	190	603	60	515	0,32	366	0,01	0,19	346	-111	-2,38	121	3,88
7	50	415	50	283	0,06	415	0,03	0,07	284	66	0,26	43	4,32
8	360	722	335	686	0,70	651	0,20	0,40	629	303	0,24	379	0,71
9	50	415	50	250	0,03	415	0,02	0,03	253	60	2,35	28	1,46
10	120	530	80	363	0,10	386	0,04	0,20	376	156	2,11	-120	-3,89
11	960	950	480	93	0,80	625	2,04	0,22	633	544	2,43	40	1,35
12	60	437	60	286	0,05	437	0,19	0,46	284	68	2,49	58	1,81
13	140	554	420	374	0,06	624	2,10	0,31	639	369	1,42	455	2,17
14	50	415	50	284	0,07	415	1,24	0,04	267	64	0,61	63	3,60
15	40	390	40	262	0,06	390	0,06	0,03	236	52	0,39	37	4,80
16	260	659	200	466	0,08	581	1,18	0,42	543	162	0,22	-205	-0,16
17	150	563	350	423	0,12	617	0,86	0,47	644	336	0,89	388	1,18
18	1250	1000	1250	1000	1,00	1000	0,42	1,00	1000	1250	0,42	1250	0,42
42	-	-	-	-	-	557	0,03	0,25	553	-214	-1,11	273	3,07
43	-	-	-	-	-	583	0,01	0,34	536	-220	-0,50	161	0,70
44	-	-	-	-	-	439	0,03	0,37	396	14	0,22	12	2,82
45	-	-	-	-	-	449	0,01	0,29	429	57	1,32	-89	-0,33

Din datele prezentate rezultă următoarele concluzii.

- modul de dimensionare a conductelor determină distribuția debitelor în rețea; valorile negative ale debitelor rezultă în conductele care suferă cea mai mare influență din cauza repartiției debitelor la utilizatori, în conductele 5 și 6 din cauza debitului insuficient al conductei 43 și a debitului redus al punctului termic 4; debitul mare al PT19 perturbă funcționarea conductelor 10, 16 și 45,
- la dimensionarea conductelor în sistem inelar rezultă diametre mai mici și pierderi de presiune mai mari.

Rezultă că numai prin reglarea circulației debitelor la punctele termice se obține o repartiție corespunzătoare a debitelor de tranzit,

Studiul simultan al rețelei, ca structură ramificată, mixtă sau inelară reflectă eficiența economică a sistemului optimizat, considerat ca structură inelară

Debitele la punctele termice, date în  $\text{dm}^3/\text{s}$ , sunt prezentate în tabelul următor.

Repartiția debitelor la punctele termice în sistem inelar Tabelul 7.3

Punctul termic	Nodul de branșare	Conducta	Ipoteza 4	Ipoteza 5	Ipoteza 6
1	12	19	60	68,91	58,75
2	13	20	80	86,03	123,39
3	9	22	50	60,55	28,13
4	10	23	70	89,95	63,29
5	4	24+21	40	31,06	73,38
6	4	25	60	60,87	65,93
7	6	26	50	82,67	41,65
8	5	27	80	33,75	89,58
9	1	28+29	60	71,77	27,71
10	1	30	80	52,38	52,03
11	3	31	50	22,69	45,67
12	2	32	60	65,37	36,84
13	8	33	60	36,72	65,09
14	7	34	50	66,07	43,33
15	11	35+36	80	2,61	75,24
16	11	37	60	89,19	61,43
17	16	38	70	52,38	78,49
18	15	39	40	52,50	37,07
19	17	40	100	109,63	119,50
20	14	41	50	64,85	63,55
Total			1250	1249,95	1249,75

### 7.4.3. Probleme speciale ale echilibrării rețelelor termice

#### 7.4.3.1. Verificarea rețelelor în regim prepătratic

Pentru exemplificare, rețeaua cu 4 inele din figura 7.8, are  $n = 10$  elemente ale subgrafului,  $c = 13$  tronsoane și  $U = 9$  puncte termice. Debitele sunt date în schemă.

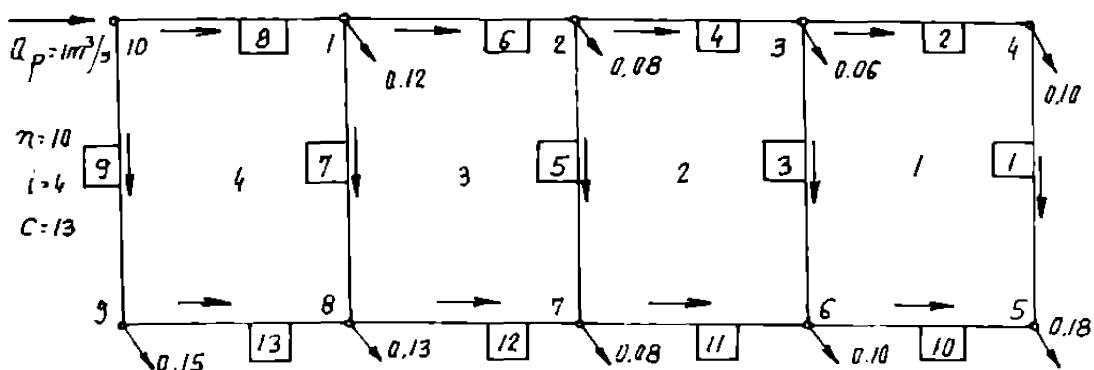


Fig 7.8. Rețea inelară verificată în regim prepătratic

Rezistențele hidraulice pe conducte s-au determinat cu relația (5.7.1). În calcule lungimile  $L_i$ , diametrele  $D_i$  și pierderile de presiune  $h$  s-au considerat în m, viteza  $v$  în m/s, iar debitul  $Q_i$  în m<sup>3</sup>/s. Rezultatele echilibrării rețelei de ducere sunt prezentate în tabelul 7.4.1

Echilibrarea rețelei de ducere.  $\nu = 0,21 \text{ mm}^2/\text{s}$ ,  $k = 0,25 \text{ mm}$ .

Tabelul 7.4.1

Tr	$L_i$	$Q_i$	$D_i$	$v_i$	$Re \cdot 10^6$	$\frac{k \cdot 10^3}{D}$	$\lambda$	$\Sigma \zeta$	$R(\lambda)$	$\frac{v^2}{2g}$	$h$
Inelul 1											
2	400	0,152	0,45	0,955	2,041	0,555	0,01683	3,8	18,76	0,0465	0,872
1	610	0,052	0,25	1,043	1,242	1,000	0,01949	2,2	49,75	0,0545	2,710
3	600	0,080	0,30	1,132	1,616	0,833	0,01863	7,7	44,96	0,0653	-2,936
10	385	0,128	0,45	0,805	1,725	0,565	0,01766	5,4	19,59	0,0330	-0,646
Inelul 2											
4	390	0,292	0,50	1,487	3,540	0,500	0,01645	2,0	14,83	0,1127	1,671
3	600	0,080	0,30	1,132	1,616	0,830	0,01863	7,7	44,96	0,0653	2,936
5	600	0,090	0,30	1,273	1,818	0,833	0,01848	2,7	39,66	0,0826	-3,275
11	395	0,148	0,40	1,178	2,244	0,625	0,01695	2,1	18,42	0,0707	-1,322
Inelul 3											
6	395	0,462	0,70	1,200	4,000	0,357	0,01588	2,0	10,48	0,0734	0,769
5	600	0,090	0,30	1,273	1,818	0,833	0,01848	2,7	39,66	0,0826	3,275
7	615	0,133	0,40	1,058	2,015	0,625	0,01735	2,5	29,17	0,0571	-1,655
12	405	0,138	0,35	1,434	2,390	0,714	0,01790	2,0	22,71	0,1048	-2,379
Inelul 4											
8	380	0,715	0,80	1,422	5,417	0,310	0,01496	6,8	13,91	0,1030	1,433
7	615	0,133	0,40	1,058	2,015	0,625	0,01735	2,5	29,17	0,0571	1,655
9	620	0,285	0,50	1,451	3,454	0,500	0,01649	2,0	22,45	0,1074	-2,411
13	415	0,135	0,45	0,849	1,819	0,555	0,01706	2,7	18,43	0,0367	-0,677

Cu divergența 0,0001 m, echilibrarea s-a realizat după 240 iterații [39], determinându-se repartiția debitelor de tranzit. S-a aplicat programul RTRANZ pentru calculul rețelelor inelare în regim de tranziție.

Reprezentarea semigrafului de întoarcere este simetrică din punct de vedere geometric. În echilibrarea rețelei de întoarcere s-a considerat vâscozitatea cinematică  $\nu = 0,42 \text{ mm}^2/\text{s}$  și aceeași rugozitate absolută.

Rezultatele sunt prezentate în tabelul 7.4.2. Rezultă modificări ale cotelor linilor de presiune. Variațiile valorilor coeficientului  $\lambda$  nu sunt semnificative.

Fără de echilibrarea rețelei de ducere cu noile valori  $\lambda$  rezultă o dezechilibrare maximă de 10 cm. Pe baza noului modul de rezistență  $M_j$ , s-au recalculat valorile de echilibrare  $Q_j$ , divergența fiind de 2 cm.

În câteva conducte valorile  $h_j$  se corectează în iterații la valorile  $h_j$ . Diferența între cotele piezometrice între nodurile 5' și 10' în rețeaua de întoarcere este de 7,699 m, iar între nodurile 10 și 5 din rețeaua de ducere este de 7,455 m.

În cazul rețelelor termice extinse diferențele pot fi mai mari.

Tr.	$Q_0$	$Re \cdot 10^6$	$\lambda$	$R(\lambda)$	$h_{01}$	$M_1$	$Q_1$	$h_1$	$h_2$
<b>Inelul 1</b>									
2	0,152	1,0202	0,0174	19,26	0,895	38,7	0,1516	0,8889	
1	0,052	0,6204	0,0197	50,43	2,882	1065	0,0516	2,8246	2,8276
3	0,080	0,8078	0,0196	46,90	-3,064	478	0,0793	3,0255	
10	0,128	0,8625	0,0181	20,88	-0,689	42	0,1286	0,6935	
<b>Inelul 2</b>									
4	0,292	1,7702	0,0171	15,34	1,729	20	0,2910	1,7196	
3	0,080	0,8078	0,0196	46,90	3,064	478	0,0793	3,0255	3,0245
5	0,090	0,9092	0,0188	40,30	-3,329	411	0,0903	3,3513	
11	0,148	1,1122	0,0173	19,18	-1,357	62	0,1490	1,3716	
<b>Inelul 3</b>									
6	0,462	2,0000	0,0161	11,27	0,827	3,8	0,4611	0,8235	
5	0,090	0,9092	0,0188	40,30	3,329	411	0,0903	3,3513	3,3725
7	0,133	1,0076	0,0177	29,71	-1,696	96	0,1342	1,7190	
12	0,138	1,1950	0,0182	23,08	-2,419	127	0,1389	2,4432	
<b>Inelul 4</b>									
8	0,715	2,7087	0,0152	14,02	1,444	2,8	0,7153	1,4425	
7	0,133	1,0076	0,0177	29,71	1,696	96	0,1342	1,7190	
9	0,285	1,7274	0,0170	23,13	-2,484	30,6	0,2847	2,4803	2,4767
13	0,135	0,9095	0,0178	18,72	-0,687	37,7	0,1347	0,6848	

#### 7.4.3.2. Verificarea curgerii neizoterme

Luarea în considerare a răcirii agentului termic la transportul prin conducte este necesară la dimensionările și verificările de precizie. Evalându-se pierderile de căldură, se recalculază debitele masice de agent pe tronsoane. Pentru exemplificare, în rețeaua din figura 7.9., debitul de agent, din cauza scăderii temperaturii, trebuie mărit cu 2,6 % la punctul termic 2 și cu 3,9 % la punctul termic 3, conform rezultatelor obținute în studii anterioare. Cu încărcările restabilite, se refăce calculul în regim prepătratic [34]. Diferențele care apar cu valorile mărite ale debitelor, față de valorile stabilite prin calcul dacă nu s-ar lua în considerare procesul de răcire, sunt ne semnificative în cazul unor rețele mici; la rețelele mai mari pot avea loc diferențe mai mari.

#### 7.4.3.3. Calculul iterativ în regim prepătratic

Pentru a pune în evidență erorile care provin din neconsiderarea corectă a regimului hidraulic în conducte se prezintă un exemplu de verificare fără a considera reglările necesare la rețeaua din figura 7.9.

În calcul s-au considerat valorile: diametrul  $D$  în m, lungimile  $L$  în m, debitele în regim pătratic  $G_0$  și în regim prepătratic  $Q$  și se calculează în paralel:



- în regim pătratic, un coeficient de rezistență  $f$ , care nu depinde de  $Re$ , determinat cu relația Prandtl-Nikuradse și pierderile de presiune, exprimate în mCA, determinate cu relația:

$$h = \frac{8 \cdot \bar{f} \cdot L}{\pi^2 \cdot \rho \cdot D^5} G^2 = \frac{k_v \cdot L}{D^{5,33}} \cdot G^2 = M \cdot G^2 \quad (7.27.1)$$

în care  $M$  reprezintă modulul de rezistență de valoare constantă.

- în regim prepătratic, un coeficient de rezistență liniară  $f = f(Re)$ , modulul de rezistență  $R$ , corespunzător relației pierderilor de presiune exprimate în m:

$$H = \frac{8 \cdot f \cdot L}{\pi^2 \cdot \rho \cdot D^5} Q^2 = R \cdot Q^2 \quad (7.27.2)$$

La testări s-au considerat valorile extreme pentru rugozitatea absolută  $k = 0,05$  mm și  $k = 2$  mm

Rezultatele calculului de echilibrare

Tabelul 7.5

Tr.	L	D	$G_0$	$f$	M	h	G	$f$	R	H	Q
Cazul 1. $k = 0,05$ mm											
1	267	0,25	0,05	0,016	310	3,01	0,089	0,0143	322	3,22	0,100
2	214	0,25	0,05	0,016	248	2,01	0,082	0,0144	260	2,10	0,090
3	295	0,40	0,25	0,012	20	1,29	0,233	0,0132	31	1,30	0,204
4	335	0,20	0,05	0,019	1241	2,29	0,039	0,0153	1360	2,41	0,043
5	195	0,20	0,10	0,019	722	2,79	0,057	0,0150	678	2,99	0,063
6	400	0,40	0,15	0,012	40	1,00	0,190	0,0133	41	1,11	0,158
7	580	0,40	0,15	0,012	58	1,00	0,125	0,0135	61	1,12	0,136
8	160	0,40	0,15	0,012	16	0,48	0,179	0,0132	17	0,58	0,177
9	600	0,50	0,25	0,011	19	1,16	0,264	0,0128	19	1,30	0,260
10	750	0,50	0,25	0,011	24	1,48	0,236	0,0128	26	1,53	0,240
11	500	0,25	0,05	0,019	552	0,72	0,050	0,0161	703	0,81	0,024
12	845	0,30	0,10	0,014	379	0,71	0,043	0,0148	580	0,80	0,046
Cazul 2. $k = 2$ mm											
1	267	0,25	0,05	0,024	487	4,40	0,095	0,0235	540	5,19	0,098
2	214	0,25	0,05	0,024	385	3,12	0,090	0,0235	440	3,42	0,088
3	295	0,40	0,25	0,021	44	2,15	0,210	0,0209	49	2,12	0,207
4	335	0,20	0,05	0,026	2530	4,05	0,040	0,0250	2002	3,87	0,044
5	195	0,20	0,10	0,026	1230	5,15	0,065	0,0250	1210	4,79	0,063
6	400	0,40	0,15	0,021	64	1,90	0,172	0,0209	877	1,75	0,161
7	580	0,40	0,15	0,021	136	2,23	0,128	0,0209	99	1,77	0,134
8	160	0,40	0,15	0,021	39	1,10	0,168	0,0209	27	0,92	0,185
9	600	0,50	0,25	0,020	31	2,20	0,267	0,0198	31	1,99	0,252
10	750	0,50	0,25	0,020	44	2,40	0,233	0,0198	40	2,29	0,248
11	500	0,20	0,05	0,026	661	1,30	0,044	0,0252	1100	1,32	0,020
12	845	0,30	0,10	0,022	620	0,97	0,038	0,0227	811	1,30	0,046

În raport cu distribuția echilibrată a debitelor în regim pătratic, se obțin în regim de tranziție

- pierderi de presiune  $H$  cu până la 13 % mai mari sau cu 10 % mai mici,



- (n-1) ecuații liniare de echilibrare a nodurilor și 1 ecuație neliniară de conservare a energiei în circuite.
- 1 ecuație formată cu parametrii criteriului de optimizare aplicat

Încălcarea termică luată ca bază a procesului de dimensionare trebuie stabilită în prealabil prin studii de specialitate

Diagramele de sarcini sincronice se însumează pe întregul sistem în diferite perioade ale anului și se elaborează curbele clasate ale necesarului de căldură care trebuie asigurat în sistemul centralizat. Nu sunt corecte însumări ale curbelor clasate sau alte operații cu aceste funcții de durată. Diagrama clasată a sarcinilor termice totale se obține numai prin clasarea valorilor însumate ale curbelor de variație orară a sarcinilor componente.

Diagramele clasate ale utilizatorilor servesc la calculul diagramei clasate și a necesarului de căldură la sursă. Vârful sarcinii termice totale se consideră pe o durată de 2400-2600 h/an. Dacă se reduce sarcina anuală calculată prin aplatizări ale curbei de sarcină, după posibilitățile sistemului, se ajunge la durata efectivă a vârfului de sarcină de 2000-2200 h/an, valori de calcul uzuale.

Dacă la centrala termică acționează eficient reglajul calitativ, existând rezerve de putere pentru perioada rece de scurtă durată, sarcinile maxime de calcul se pot reduce și rețelele se dimensionează la parametri mai reduși.

## 7.5.2 Metode de dimensionare economică

### 7.5.2.1 Aplicarea metodei generale a tranzițiilor virtuale

La calculul rețelilor, în prima etapă se realizează optimizarea debitelor de tranzit, iar în cea de a doua se realizează echilibrarea parametrului de dimensionare.

În prima etapă se aplică metoda echilibrării produselor de transport de forma  $L_j Q_j^2$  în mezele rețelei de bază, debitele la punctele termice fiind cunoscute.

Pentru echilibrarea parametrului de dimensionare, modelul de optimizare se poate aplica la calculul pe baza grafului redus sau pe baza grafului integral.

În figura 7.10 se prezintă distribuția echilibrată a parametrului  $x_j$  în sistemul integral.

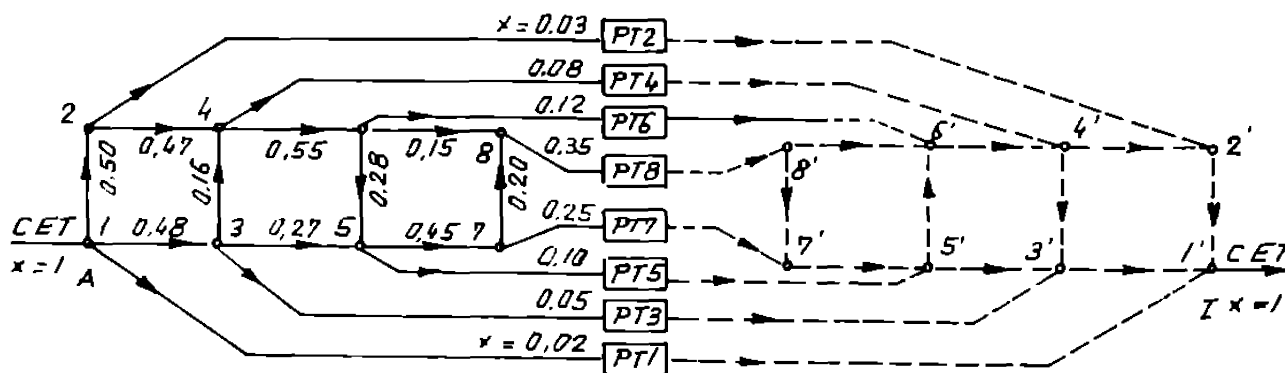


Fig. 7.10

Sistemul cu 8 puncte termice are  $n = 32$  noduri,  $i'' = 6$  inele constructive și  $i' = 7$  circuite funcționale, respectiv  $c = 44$  conducte, considerând și bransamentele la punctele termice.

Dacă se consideră semigraful rețelei de ducere și arcele teoretice echivalente, rezultă  $n = 24$ ,  $c = 33$  și  $i = 10$ . Arcele teoretice au valori nenule pentru tranzițiile virtuale, respectiv valori nule pentru tranzițiile reale necesare corecțiilor ciclice în echilibrarea circuitelor funcționale.

Adoptând în continuare modelul grafului redus la rețeaua de bază de ducere și considerând că arcele converg într-un nod fictiv, rezultă  $n = 9$  noduri,  $i = 10$  cicluri și  $e = 18$  conducte. Reprezentarea grafului redus al unei rețele cu 9 PT este redată în figura 7.11

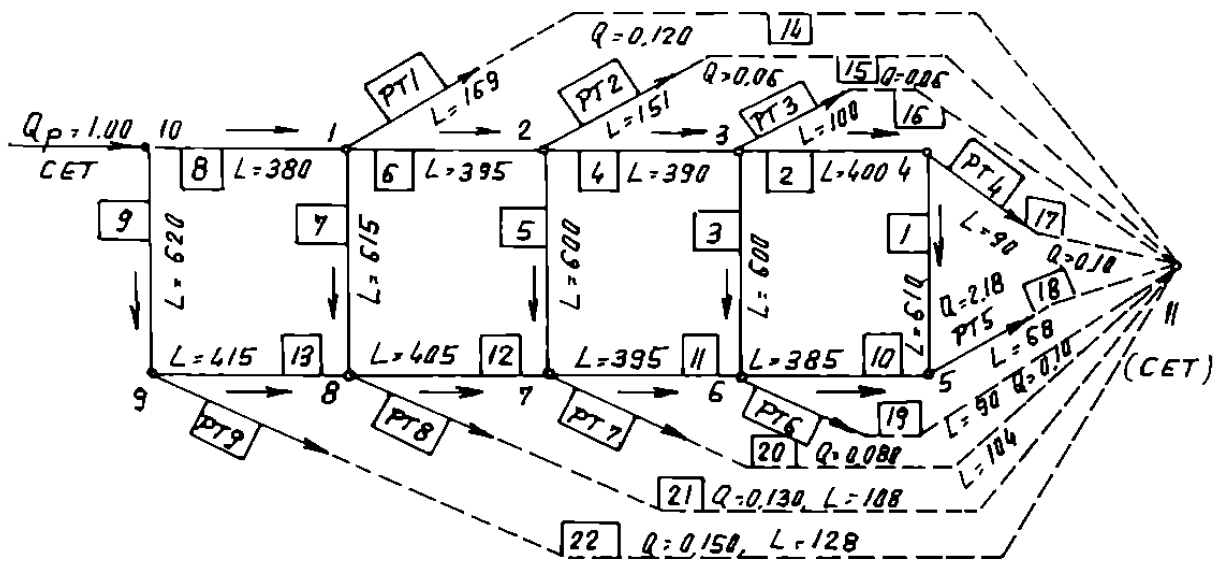


Fig. 7.11 Reprezentarea grafului redus al rețelei dimensionate

### 7.5.2.2 Aplicarea metodei propuse de dimensionare în soluție unică

Dacă se aplică dimensionarea în soluție unică prezentată în capitolul 5 al lucrării, distribuția parametrului de dimensionare fiind independentă de distribuția debitelor de tranzit, optimizarea se face într-o singură etapă.

Distribuția optimizată a debitelor de tranzit se efectuează numai în rețelele de bază ale sistemului. Distribuția parametrului de dimensionare  $x_j$  se echilibrează în întreg sistemul, debitele brașamentelor sunt determinate de necesarul de căldură al utilizatorilor, iar debitele de tranzit în rețeaua de bază

### 7.5.2.3. Soluție propusă pentru optimizarea rețelelor complexe

Metoda tranzițiilor virtuale, aplicată la dimensionarea rețelelor termice are la bază condiția ca suma parametrilor orientați de dimensionare să fie nulă în noduri  $\sum_{i \in n} x_i = 0$ . În nodul de alimentare se consideră incidența sursei  $X = 1$ , respectiv în nodul de închidere suma incidențelor negative trebuie să fie egală cu unitatea,  $\sum_{i \in n} x_i = 1$

În cazul rețelelor complexe cu mai multe surse sau și mai multe noduri de închidere, debitul pompat în sistem este suma debitelor de la cele  $n$  surse și egală cu suma debitelor incidente în nodurile de închidere multiplicată cu o constantă  $K$

$$Q_p = \sum Q_n, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (7.28.1)$$

$$Q_p = K \cdot \sum (\sum Q_n), \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (7.28.2)$$

în care  $\sum Q_n$  reprezintă debitul din nodul de închidere

În cazul rețelei cu o singură centrală termică, distribuția inițială a parametrului de dimensionare constă în introducerea tranziției  $X = 1$  pe un drum oarecare de la sursă la nodul de închidere. Urmează apoi echilibrarea parametrului de dimensionare  $x$ .

Aplicarea metodei propuse este posibilă după cunoașterea distribuției debitelor de tranzit și a orientării în graf.

În continuare se generalizează metoda la rețele complexe, prezentarea făcându-se pe schema grafului redus

Se notează cu  $X_i$  incidențele pozitive ale surselor și cu  $Y_j$  incidențele negative în nodurile de închidere. Trebuie asigurată proporționalitatea.

$$\frac{X_i}{Q_p} = \frac{Y_j}{K \cdot \sum Q_n} = C, \forall i, \forall j \quad (7.29)$$

$$1. \text{ Cazul } n = 1, m = 1, X = Y = 1, \quad (7.30.1)$$

$$2. \text{ Cazul } n < 1, m > 1, X = 1; \sum Y_j = 1; \quad (7.30.2)$$

Se aleg drumuri arbitrare de la sursă la nodurile de închidere, valorizate cu  $Y_j$

$$Y_j(k) = \frac{K \cdot \sum Q_n(k)}{Q_p}; k = 1, 2, \dots, m \quad (7.30.3)$$

$$3. \text{ Cazul } n > 1, m = 1, \sum X_i = 1; Y = 1;$$

Se aleg drumuri arbitrare de la surse la nodul de închidere, valorizate cu  $X_i$

$$Y = Q_p, X_i = \frac{Q_p}{Q_n}; i = 1, 2, \dots, n \quad (7.30.4)$$

$$4. \text{ Cazul } n > 1, m > 1, ,$$

$$X_i = \frac{Q_p}{Q_n}; i = 1, 2, \dots, n \quad (7.30.5)$$

și relația (7.30.3) pentru  $Y_j(k)$

Se aleg drumuri arbitrare de la surse la nodurile de închidere și se asigură punți de legătură  $Z_p$  între drumurile valorizate cu  $X_i$  de la surse și drumurile valorizate cu  $Y_j$  la nodurile de închidere. De exemplu, pentru sistemul  $n = m = 2$ , cu sursele  $X_1$  și  $X_2$  și închiderile  $Y_1$  și  $Y_2$ , este suficientă o singură punte de valoare  $Z = (X_1 - Y_1) = (Y_2 - X_2)$  și îndeplinirea condiției  $X_1 + X_2 = Y_1 + Y_2 = 1$  cu orientarea corespunzătoare în graf

Exemplu  $Q_p = 0,8; \sum Q_{n1} = 0,125, \sum Q_{n2} = 0,075,$

$Q_{p1} = 0,6, Q_{p2} = 0,20, X_1 = 0,75, X_2 = 0,25,$

$$K = \frac{Q_p}{\sum Q_{n1} + \sum Q_{n2}} = 4,$$

se asigură egalitatea rapoartelor

$$\frac{X_1}{Q_{n1}} = \frac{X_2}{Q_{n2}} = \frac{Y_1}{K \cdot \sum Q_{n1}} = \frac{Y_2}{K \cdot \sum Q_{n2}} = 0,125$$

#### 7.5.2.4 Metodă propusă de dimensionare prin optimizarea vitezelor

Cele mai multe metode de optimizare a rețelilor inelare condiționează minimul conținutului energetic al rețelei

O metodă practică de dimensionare se propune prin optimizarea vitezelor. Aplicând relația rezistenței hidraulice  $h_f$  și ecuația de continuitate, funcția criterială reprezintă lucrul mecanic teoretic dezvoltat în unitatea de timp, având expresia analitică.

$$\Pi_{\Sigma} = h_f \cdot Q = l \cdot \frac{\pi}{8 \cdot g} \cdot L_i \cdot D_i \cdot v_i^3 \quad (7.31)$$

a căror sumă se minimizează în sistem

Într-o structură invariantă a diametrelor  $D_i$ , minimizarea criteriului se obține prin echilibrarea vitezelor cu produsele  $L_i \cdot v_i^2$ . Prin predimensionarea inițială, pornind de la o soluție arbitrară a distribuției vitezelor în domeniul vitezelor economice, sistemul se echilibrează prin corecțiile ciclice aplicate în fiecare inel

$$\Delta v_i = - \frac{\sum_{(i)} L_j \cdot v_j^2}{2 \cdot \sum_{(i)} L_j \cdot v_j} \quad (7.32)$$

După determinarea distribuției optime a vitezelor, se poate trece la optimizarea diametrelor sau la repartitia optimizată a debitelor de tranzit în problemele de verificare.

Pentru exemplificare, se consideră rețeaua termică ramificată din figura 7.9. și se determină o distribuție optimizată a debitelor și o dimensionare mai economică a conductelor în sistem inelar. În tabelul 7.6 s-au aplicat notațiile

- $D_{0j}$  și  $D_j$ , în m, diametrele propuse inițial, respectiv valorile optime ale diametrelor;
- $v_{0j}$  și  $v_j$ , în m/s, vitezele propuse inițial, respectiv valorile lor finale,
- $C_{0j}$  și  $C_j$ , în u.c. relative, costurile de investiție în structura inițială și în structura optimizată

Echilibrarea rețelei prin optimizarea vitezelor

Tabelul 7.6

Tr.	NI	NF	$L_i$	$D_{0i}$	$Q_{0i}$	$v_{0i}$	$C_{0i}$	$L_i \cdot v_i$	$L_i \cdot v_i^2$	$v_{1i}$	$v_i$	$D_i$	C	
<b>Inelul 1</b>														
3	4	3	700	0,25	0,03	0,6	43	420	252	0,594	0,575	0,20	28	
10	3	1	400	0	0	0	-	0	0	0,089	0,342	0,20	16	
2	4	2	400	0,30	0,05	0,7	36	280	-197	0,611	0,501	0,25	25	
1	2	1	700	0,25	0,03	0,6	43	420	-252	0,511	0,506	0,20	28	
$\Sigma$	$\Delta v = 0,089$							1120	-197					
<b>Inelul 2</b>														
5	6	5	700	0,25	0,03	0,6	43	420	252	0,575	0,636	0,25	43	
11	5	3	400	0	0	0	-	0	0	0,095	0,332	0,20	16	
4	6	4	400	0,40	0,10	0,8	64	360	-288	0,705	0,568	0,30	36	
3	4	3	700	0,25	0,03	0,6	-	420	-252	0,594	0,575	0,20	-	
$\Sigma$	$\Delta v = 0,095$							1200	-228					
<b>Inelul 3</b>														
7	8	7	700	0,25	0,03	0,6	43	420	252	0,600	0,712	0,25	43	
12	7	5	400	0	0	0	-	0	0	0,120	0,344	0,20	16	
6	8	6	400	0,50	0,15	0,7	100	280	-280	0,580	0,462	0,40	64	
5	6	5	700	0,25	0,03	0,6	-	420	-252	0,575	0,636	0,25	-	
$\Sigma$	$\Delta v = 0,120$							1120	-280					
<b>Inelul 4</b>														
9	10	9	700	0,25	0,03	0,6	43	420	252	0,720	0,742	0,25	43	
13	9	7	400	0	0	0	-	0	0	0,120	0,553	0,20	16	
8	10	8	400	0,6	0,20	0,7	144	280	-280	0,580	0,572	0,50	10	
7	8	7	700	0,25	0,03	0,6	-	420	-252	0,600	0,712	0,25	-	
$\Sigma$	$\Delta v = 0,120$							1120	-280					
<b>Costul total al investiției, în u.c.</b>							559						474	

### 7.5.2.5. Metodă propusă pentru aplicarea diametrelor economice

Din calculul economic de dimensionare a conductelor rezultă valori intermediare, diferite de valorile standardizate ale diametrelor. În calculele tehnico-economice comparative, diferențele dintre valorile calculate cu diferite procedee de optimizare sunt relativ mici, iar rotunjirile până la diametrele standardizate fac inaplicabile aceste calcule. Prin aplicarea diametrelor standardizate, investițiile cresc în medie cu 15... 20 %.

În continuare se propune o metodă simplă de aplicare a efectelor dimensionării teoretice, și anume considerarea unei porțiuni din lungimea tronsonului cu diametrul standardizat imediat inferior diametrului calculat, respectiv a celeilalte porțiuni cu diametrul standardizat imediat superior.

O conductă de lungime  $L$ , pentru care s-a determinat prin calcul valoarea diametrului economic  $D_c$ , se realizează pe o lungime  $L_2$  cu diametrul standardizat imediat superior  $D_2$  și pe o lungime  $L_1$  cu diametrul imediat inferior  $D_1$ . Considerând regimul de curgere pătratic turbulent se pun condițiile:

$$L = L_1 + L_2 ; h = h_1 + h_2 \quad (7.33.1)$$

$$h_1 = k \cdot \frac{L_1 \cdot Q^2}{D_1^m} ; h_2 = k \cdot \frac{L_2 \cdot Q^2}{D_2^m} ; h = k \cdot \frac{L \cdot Q^2}{D_c^m} \quad (7.33.2)$$

Se obțin relațiile:

$$L_1 = \frac{D_1^m \cdot (D_2^m - D_c^m)}{D_c^m \cdot (D_2^m - D_1^m)} \quad (7.34.1)$$

$$L_2 = \frac{D_2^m \cdot (D_1^m - D_c^m)}{D_c^m \cdot (D_1^m - D_2^m)} \quad (7.34.2)$$

La rețelele termice, chiar dacă nu se aplică exact diametrele standardizate pe lungimile determinate, modificarea diametrului se poate face la una dintre lucrări de artă: traversări, piese de dilatație termică, puncte fixe, cămine de vizitare, cămine pentru armături și AMC etc.

### 7.5.3. Avantajele tehnico-economice ale optimizării

Efectuarea calculelor economice conform principiilor de dimensionare a structurilor inelare conduce la obținerea avantajelor:

- de ordin tehnic, prin grad de siguranță ridicat în exploatare, respectiv prin detremnarea operațiilor optime de reglare,
- de ordin economic, prin micșorarea costului de investiții și a cheltuielilor de exploatare

#### 7.5.3.1. Gradul de siguranță în exploatare

Ridicarea gradului de siguranță în exploatarea sistemelor motivează alegerea structurii inelare a rețelelor termice.

În capitolul 5 al tezei ca și în lucrările anterioare în care s-au analizat avantajele obținute în ciclul elementar [32, 35, 53] cât și în rețele termice mari [38, 39, 44, 47] s-a confirmat creșterea gradului de siguranță în exploatare printr-o repartitie uniformă și echilibrată a debitelor în ramurile inelelor.

La rețeaua din figura 5.1 s-au calculat costurile  $C$  totale al rețelei, diferențele  $H$  dintre punctul de alimentare și nodul de închidere, precum și caracteristicile tehnice ale conductelor în 6 ipoteze de calcul, la diferite moduri de distribuție a debitelor de tranziție

În ipotezele extreme I și IV care se comportă asemănător rețelelor arborescente, în cazul unor defecțiuni pe traseele conductelor cu diametre mari, gradul de siguranță în exploatare este foarte redus. Cu cât repartitia debitelor este mai bine echilibrată pe ambele sensuri ale ciclurilor, cu atât gradul de siguranță este mai mare.

La ipoteza III și V de dimensionare prin echilibrarea produselor de transport, gradul de siguranță este mai mare, respectiv valorile costului și ale pierderilor de presiune sunt mai mari, iar în ipoteza VI conform metodei propuse în soluție unică, aceste caracteristici prezintă valorile maxime, confirmând condițiile teoretice ale optimizării.

### 7.5.3.2 Micșorarea costului de investiție și de exploatare

La dimensionarea rețelelor termice ca structuri inelare intervine parametrul de optimizare  $x_j$ , cu valori subunitare, care contribuie la micșorarea diametrelor, deci a investiției.

Pentru exemplificare se prezintă rezultatele finale ale unor testări. Rețeaua de tip mixt din figura 4.4, cu 20 de puncte termice, a fost testată cu ajutorul unui program de calcul [36], în următoarele ipoteze de dimensionare:

- ipoteza 1: rețeaua este considerată deschisă, neechilibrată în structură ramificată;
- ipoteza 2: rețeaua este dimensionată ca structură inelară echilibrată, considerându-se circuitele funcționale; pentru calcule comparative s-au aplicat unități de cost arbitrare, u.c.,

În tabelul 7.7.1 se prezintă comparativ parametrii de bază rezultați în cele două ipoteze:

Parametrii tehnico-economici sintetici		Tabelul 7.7.1	
Nr crt	Parametrii sintetici	Ipoteza 1	Ipoteza 2
1	Investiția:	123 721	86 120
1.1	-rețelei	119 464	80 983
1.2	-stației de pompare	4 257	5 137
2	Puterea stației de pompare, în KW	783	957
3	Costul anual al exploatării	17 335	13 040
4	Cheltuieli echivalente	29 692	26 069

Rețeaua arborescentă din figura 6.7, a fost studiată în ipoteza 1 ca rețea deschisă [45], respectiv în ipotezele 2 și 3 ca rețele mixte, iar rezultatele se compară cu datele obținute prin dimensionarea rețelei în ipotezele:

- ipoteza 4: rețea cu 4 inele echilibrate pe graf integral;
- ipoteza 5: rețea cu 4 inele echilibrată pe graf redus al circuitelor funcționale;
- ipoteza 6: aceeași rețea ca în ipotezele 4 și 5, dar cu echilibrarea tuturor circuitelor,

În tabelul 7.7.2 se prezintă pentru comparație parametrii calculați în ipotezele 1, 4, 5 și 6. Cu H s-a notat diferența dintre cota piezometrică la CET și în axa mediană a utilizatorilor.

Dacă nu se intervine prin reglare cantitativă la punctele termice, apar modificări ale debitelor față de cele necesare, și anume de 14 % în plus la PT2 și de 18 % în minus la PT14.

Pentru asigurarea vehiculării corecte a agentului la utilizatori este necesară reglarea în circuit.



Parametri tehnico-economici

Tabelul 7.7.2

Ipoteza	1	4	5	6
Parametri				
H, în mCA	1,90	8,52	8,32	9,70
Puterea instalată, P, în kW	790	916	903	10,32
Investiție stație de pompare	4 294	4 926	4 906	5 916
Investiție rețea	122 405	91 031	88 611	87 908
Investiția totală	126 699	95 958	93 518	93 824
Cheltuielile de exploatare	17 614	17 860	17 681	18 344
Cheltuielile echivalente	30 283	27 456	27 032	27 586

În următorul exemplu se prezintă suplimentar, modul de aplicare a calculelor de echilibrare în procesul optimizării. La rețeaua din figura 7.11. se aplică diametrele standardizate între limitele  $D_{min} = 100$  mm și  $D_{max} = 1000$  mm. În tabelul 7.8 se prezintă lungimile de conducte pe diametre și costul total al conductelor, considerând costul unitar  $C_1$  în u.c./m, în ipotezele

- ipoteza 1: rețeaua funcționează ca sistem ramificat;
- ipoteza 2: rețeaua se consideră inelară și se realizează o echilibrare optimizată,
- ipoteza 3: rețeaua se consideră inelară cu o distribuție optimizată a debitelor de tranzit și cu alegerea diametrului standardizat imediat superior celui rezultat din calcul;
- ipoteza 4: se aplică aceeași dimensionare ca la ipoteza 3, dar fiecare tronson se împarte în două subtronsoane de lungimi  $L_1$  și  $L_2$ , de diametre  $D_1$  și  $D_2$ , astfel încât pierderea de presiune pe tronson să rămână aceeași.

Calculul investiției în rețea în diferite ipoteze

Tabelul 7.8

D mm	$C_1$	Ipoteza 1		Ipoteza 2		Ipoteza 3		Ipoteza 4	
		$\Sigma L_i$	Cost	$\Sigma L_i$	Cost	$\Sigma L_i$	Cost	$\Sigma L_i$	Cost
1000	29 500	218	6 430	218	6 431	220	6 490	140	4 150
800	23 250	928	21 576	928	21 576	810	18 822	630	14 647
700	15 500	704	10 912	704	10 912	500	7 750	220	3 410
600	12 250	671	8 220	671	8 220	582	7 130	530	6 492
500	9 250	1 664	15 392	1 448	13 394	417	3 857	250	2 312
450	7 400	1 796	10 340	574	4 248	161	1 191	210	1 554
400	6 200	2 817	17 466	1 286	7 973	695	4 309	600	3 720
350	5 100	3 284	16 749	3 365	17 161	954	4 865	1 300	6 630
300	3 700	1 617	5 983	2 121	7 848	2 700	10 008	2 700	9 670
250	2 800	922	2 582	1 186	3 321	3 985	11 158	3 670	10 320
200	2 100	129	269	900	1 890	2 311	4 853	3 050	6 405
150	1 600	-	-	939	1 500	782	1 250	840	1 349
100	1 100	-	-	-	-	218	240	200	220
Total		14 340	115 920	14 340	104 474	14 340	81 913	14 340	68 455

### 7.5.3.3. Stabilitatea termică a structurilor inelare

În termoelectricitatea industrială ca și în calculul instalațiilor și a rețelelor de transport al agentului termic, noțiunea de stabilitate termică are moduri de definiție diferite, și anume se definește stabilitatea termică a clădirilor, stabilitatea rețelelor și a instalațiilor de încălzire, stabilitatea proceselor de producere și de distribuție a agentului termic și a

În cazul rețelelor termice, stabilitatea termică este în interdependență cu stabilitatea hidraulică și este o mărime mai mult de ordin calitativ. Pentru ca într-un sistem să se poată exprima și cantitativ efectele stabilității hidraulice se aplică relațiile:

$$X_g = \frac{G'}{G_n} ; K = \frac{\Delta p_e}{\Delta p_{e,n}} ; X_g \approx \sqrt{\frac{1}{K}} \quad (7.35)$$

în care: -  $X_g$  reprezintă raportul dintre debitul de agent termic corespunzător regimului perturbat de o modificare produsă în sistem și debitul nominal de agent termic în regim neperturbat, coeficient adimensional care poate fi supraunitar sau subunitar

-  $K$  exprimă raportul dintre presiunea efectivă disponibilă la consumatorul perturbat, care poate fi mai mare sau mai mică, față de presiunea disponibilă în cazul modificării unei capacități de transport sau a unei rezistențe hidraulice în rețea.

Cu cât perturbarea produsă asupra unui consumator de modificările regimului hidraulic în rețea este mai mică, cu atât sistemul are o mai mare stabilitate.

Structurile inelare au o mai mare stabilitate termică și hidraulică decât cele ramificate pentru că prezintă o mai mare elasticitate în redistribuirea debitelor și a presiunilor, respectiv o mai mare capacitate de autoreglare

Între noțiunile de stabilitate și de grad de siguranță în exploatare există o corespondență, care este mai accentuată în cazul valorilor extreme  $X_g$  și  $K$

Prin distribuția optimizată a debitelor de tranzit în sisteme inelare se asigură și o repartiziă mai uniformă a diametrelor conductelor. În tabelul 7.9.1 se prezintă un exemplu cu situația dimensionării echilibrate a rețelei din figura 7.11. [50].

Dimensionarea optimizată a conductelor rețelei

Tabelul 7.9.1

Cond.	$L_i$ m	$x_i$	$Q_i$ m <sup>3</sup> /s	$D_c$ m	$h_i$ m	$D_1$ m	$D_2$ m	$L_1$ m	$L_2$ m
1	610	0,196	0,049	0,302	1,34	0,300	-	610	-
2	410	0,224	0,149	0,419	1,38	0,400	0,450	217	193
3	600	0,116	0,075	0,315	2,13	0,300	0,350	38	562
4	390	0,390	0,285	0,542	1,22	-	0,550	-	390
5	600	0,142	0,102	0,350	2,52	0,350	-	600	-
6	395	0,558	0,467	0,652	1,25	0,600	0,700	139	256
7	615	0,163	0,146	0,398	2,86	-	0,400	-	615
8	380	0,747	0,734	0,773	1,20	0,700	0,800	200	180
9	620	0,252	0,265	0,500	2,86	0,500	-	620	-
10	385	0,483	0,130	0,462	0,59	0,450	0,500	252	133
11	395	0,437	0,155	0,464	0,83	0,450	0,500	259	136
12	405	0,312	0,132	0,431	0,95	0,400	0,450	124	281
13	415	0,225	0,115	0,392	1,20	-	0,400	-	415

### 7.5.3.4 Reglarea cantitativă a sistemelor termice neautomatizate

La instalațiile automatizate, dispozitivele de reglaj modifică parametrul care este depășit, fie presiunea, fie rezistența hidraulică a unui circuit, în scopul menținerii debitului la valoarea cerută de proces. Intervenția dispozitivului de reglare constituie un factor perturbator pentru alți consumatori. Coeficientul de stabilitate hidraulică exprimă măsura în care la o perturbație maximă, se modifică sarcina suplimentară a elementului de reglaj.

Diafragmele de reglare crează rezistențe locale permanente care modifică de asemenea debitul agentului termic fără a crea șocuri și se montează în circuitul punctelor termice, determinând o pierdere de presiune, exprimată în mCA:

$$h_d = \left[ 1 + \frac{0,707}{\sqrt{1 - (S_o/S_1)}} \right]^2 \cdot \left( \frac{S_1}{S_o - 1} \right)^2 \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (7.36.1)$$

$S_1$  fiind secțiunea conductei amonte de diafragmă, iar  $S_o$  secțiunea liberă a orificiului diafragmei, din care se calculează diametrul  $d_o$  al secțiunii libere. Dacă la punctul termic, rețeaua asigură presiunea disponibilă  $H_d$ , iar sarcina de serviciu a utilizatorului este  $H_o$  și pierderea de sarcină pe racord este  $h_r$ , rezultă:

$$h_d = H_d - (H_o + h_r) \quad (7.36.2)$$

În tabelul 7.9.2 se dau rezistențele hidraulice pe brașamentele punctelor termice din aceeași rețea, parametri hidraulici ai brașamentelor respectiv diametrele libere ale diafragmelor de reglare, standardizate din 5 în 5 mm. Rezistențele hidraulice suplimentare se pot urmări în profilul hidrotehnic din figura 7.12.

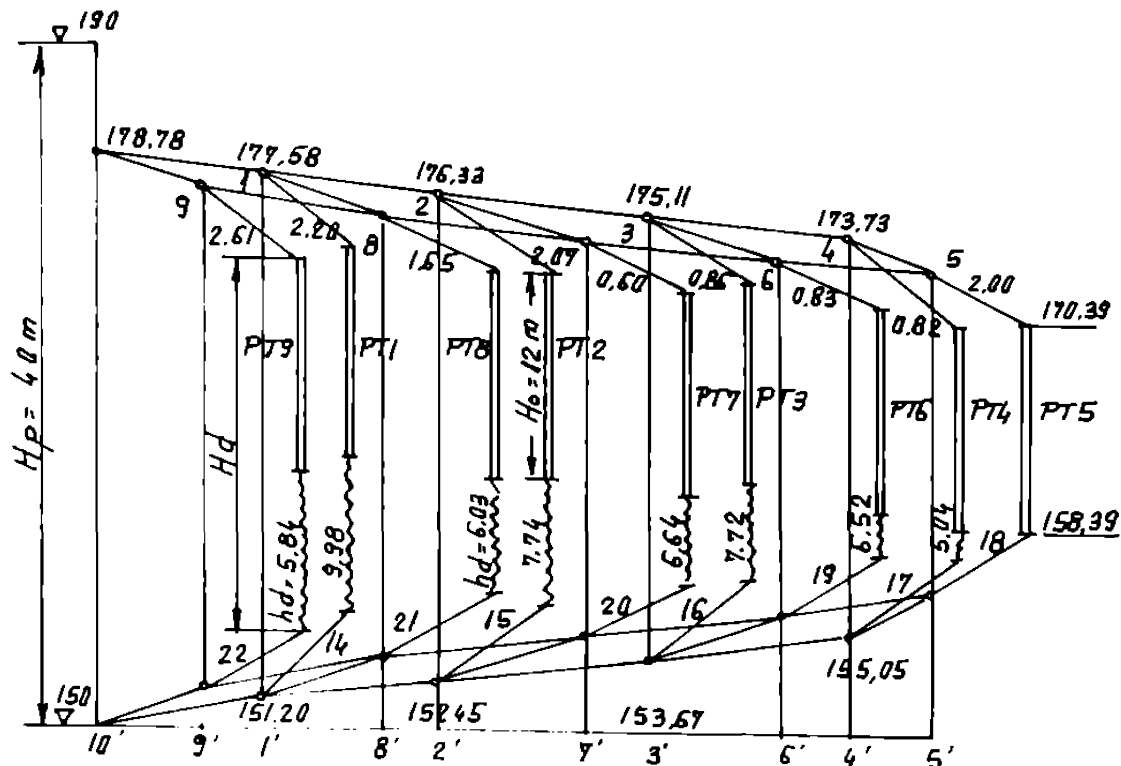


Fig. 7.12 Profilul hidrotehnic al rețelei

Pentru a nu se micșora prea mult stabilitatea hidraulică a sistemului de distribuție, nu este indicată supradimensionarea bransamentelor. Dimensionarea întregului sistem ca structură inelară, din care rezultă diametre mai mici ale bransamentelor, este favorabilă și din punctul de vedere al stabilității hidraulice.

În literatura de specialitate se recomandă ca pierderile specifice de presiune în arterele rețelei să fie între limitele (30... 60) Pa/m, iar pentru bransamente se recomandă valori de (150... 300) Pa/m.

Dimensionarea bransamentelor și parametrii de reglare prin diafragme Tabelul 7.9.2

Cond	$L_i$ m	$Q_i$ m <sup>3</sup> /s	$x_i$ -	Diametrul		$h_i$ m	$H_d$ m	$h_d$ m	$d_i$ m
				calculat	adoptat				
14	169	0,120	0,025	0,281	0,300	2,20	21,98	9,98	0,125
15	151	0,080	0,025	0,258	0,250	2,07	19,74	7,74	0,110
16	100	0,060	0,020	0,232	0,250	1,86	19,72	7,72	0,095
17	90	0,100	0,028	0,289	0,300	0,82	17,04	5,04	0,135
18	68	0,180	0,679	0,286	0,300	2,00	12,00	0,00	-
19	90	0,010	0,100	0,313	0,300	0,83	18,52	6,52	0,120
20	104	0,080	0,057	0,290	0,300	0,60	18,64	6,64	0,115
21	108	0,130	0,036	0,312	0,300	1,65	18,03	6,03	0,040
22	128	0,150	0,027	0,311	0,300	2,61	17,84	5,84	0,155

## 7.6. Concluzii

Modelele matematice aplicate la optimizarea rețelelor termice, considerate ca structuri inelare, sunt în majoritatea cazurilor neliniare. La multe metode de optimizare și la soluționarea unor etape de calcul se pot aplica și modele liniare.

În acest capitol s-au prezentat unele metodologii de calcul având la bază modele liniare, principiile modelării prin grafuri și unele elemente din teoria grafurilor, pentru elaborarea corectă a modelelor matematice în rezolvarea oricărei probleme. Pentru optimizarea unor rețele termice a căror reprezentare nu corespunde condițiilor unui graf planar, se arată modul de rezolvare a acestor probleme.

În cazul grafurilor neplanare nu se poate forma o bază de cicluri independente numai din inele elementare. În zonele conductelor suplimentare care au provocat pierderea calității de graf planar este necesar să se introducă în bază și inele neelementare cu îndeplinirea numărului ciclomatic.

La verificarea rețelelor termice inelare se utilizează modele neliniare. În capitol se prezintă metoda de verificare pe baza grafului redus, numărul inelelor funcționale rămânând neschimbat, pentru controlul repartiției corecte a debitelor și verificarea presiunii disponibile la consumatori.

Pentru desfășurarea corectă a calculelor iterative de echilibrare este necesară verificarea regimului hidraulic, considerarea regimului prepătratic asigurând în orice rețea o echilibrare corectă, în timp ce acceptarea nejustificată a regimului turbulent pătratic poate conduce la erori chiar la rețelele cu diametre mari.

În problemele de dimensionare a rețelelor inelare, problema fundamentală este aceea a distribuției optimizate a debitelor de tranzit. Dimensionarea rețelelor termice ca structuri inelare

determină un grad de siguranță în exploatare ridicat, indicatori tehnico-economici favorabili, o mare stabilitate hidraulică și termică a sistemelor și crează posibilitatea unei reglări cantitative eficiente

La aplicarea metodei propuse de dimensionare în soluție unică, se echilibrează parametrul de dimensionare  $\{x_i\}$ , iar repartiția corespunzătoare a debitelor de tranzit se aplică numai în rețelele de bază

Metoda propusă de echilibrare prin optimizarea vitezei este utilă la rezolvarea problemelor de retehnologizare a rețelelor. Dacă rețeaua care trebuie optimizată este uzată și/sau depășită în ce privește capacitatea de transport, se proiectează o nouă rețea cu structură inelară, care asigură în același timp un grad de siguranță mai mare în exploatare și o mai mare stabilitate. Aceste caracteristici favorabile se obțin și în cazul când rețeaua ramificată existentă nu este uzată și se poate menține în funcțiune, fiind transformată într-o rețea inelară prin completarea conductelor necesare în sistem.

## **8. REMEDIEREA, MODERNIZAREA ȘI RETEHNOLOGIZAREA SISTEMELOR TERMICE**

La orice nivel de analiză a unui sistem termic, prin studii de fezabilitate trebuie să se evalueze măsurile care trebuie luate în vederea perfecționării sistemului.

### **8.1 Obiectivele studiilor de optimizare**

Un sistem termic fiind alcătuit la orice nivel de analiză din sursă, rețea și utilizatori, procesele de optimizare au la bază principiul general în virtutea căruia creșterea eficienței întregului sistem rezultă din creșterea eficienței energetico-economice a fiecăruia dintre componente.

O primă măsură de optimizare se aplică la nivelul surselor termice. În aceeași problemă de optimizare, prin aplicarea principiilor de optimizare a structurilor încălzire a rețelelor termice, se poate ridica eficiența sistemului. Procesele modernizării la nivelul beneficiarilor, utilajele performante, execuția rețelelor cu materiale și tehnologii moderne permit utilizarea cu randament mai ridicat a energiei termice de la sursă și includerea altor consumatori în același sistem, consecințe favorabile din punct de vedere economic și social.

Optimizarea și modernizarea surselor și a dotărilor la nivelul consumatorilor sunt legate de optimizarea și modernizarea rețelelor de transport și distribuție a agentului termic.

### **8.2 Proiectarea rețelelor termice**

#### **8.2.1. Tema de proiectare și elaborarea proiectelor**

Tema de proiectare elaborată de beneficiar trebuie să cuprindă

- caracteristicile tehnice ale rețelelor,
- condițiile de funcționare existente și cauzele care determină retehnologizarea,
- parametrii agentului termic în starea actuală și limitele până la care se pot realiza de sursă,
- posibilitățile de perfecționare tehnologică a consumatorilor de energie termică,
- posibilitățile de finanțare, fazele de proiectare și termenele de predare.

În completare se execută studii pentru stabilirea agresivității solului, studii topografice și hidrologice, se obțin date asupra instalațiilor subterane.

Pe baza temei de proiectare se execută calculele necesare conform normativelor în vigoare. Tot în această fază se poate studia oportunitatea realizării structurilor de rețele încălzire cu avantajele pe care le prezintă prin ridicarea gradului de siguranță în exploatare, a stabilității termice și hidraulice.

#### **8.2.2 Retehnologizarea structurală a rețelelor termice urbane**

În acțiunile de modernizare a rețelelor termice, restructurarea în parte sau totală a sistemului are scopul de a asigura parametri nominali la toate punctele termice sau în unele cazuri de a amplifica sursele de energie termică.

##### **8.2.2.1 Verificarea asigurării parametrilor tehnologici la punctele termice**

Amenajarea și dotarea punctelor termice în sistemul urban, fără verificarea capacității de trecere a rețelei, permite ca unele puncte termice să nu poată funcționa la capacitatea instalată sau să dispună de o presiune excedentară mare,  $p_{ex}$ , la nodul de branșare, care trebuie preluată de diafragmă.

Pe o magistrală se notează:

- nodurile 1,2,3, ..., (n-1), n;
- pierderile de presiune pe tronsoane:
  - $\Delta p_{n,c,n}$  - de la nodul n la punctul termic n;
  - $\Delta p_{n,c,n-1}$  - de la același nod la punctul termic din amonte (n-1);
- pierderile de presiune pe branșamente:
  - $\Delta p_{c,n}$  - până la consumatorul n, final;
  - $\Delta p_{c,n-1}$  - până la consumatorul (n-1), ș.a.m.d.

Utilizatorul n are asigurată presiunea necesară de funcționare.

Presiunile excedentare, care se preiau prin diafragmă, considerând pierderile de presiune atât pe conductele de ducere cât și pe cele de întoarcere, sunt:

- pentru consumatorul (n-1):

$$\Delta p_{ex,n-1} = 2\Delta p_{n,c,n} + \Delta p_{c,n} - 2\Delta p_{n,c,n-1} - \Delta p_{c,n-1} \quad (8.1.1)$$

- pentru consumatorul (n-2), din amonte:

$$\Delta p_{ex,n-2} = 2\Delta p_{n-1,c,n} + \Delta p_{c,n} - 2\Delta p_{n-1,c,n-2} - \Delta p_{c,n-2} \quad (8.1.2)$$

- pentru consumatorul (n-3):

$$\Delta p_{ex,n-3} = 2\Delta p_{n-2,c,n} + \Delta p_{c,n} - 2\Delta p_{n-2,c,n-3} - \Delta p_{c,n-3} \quad (8.1.3)$$

Presiunile disponibile se pot controla cu ajutorul capacităților de trecere, notate cu a.

Capacitatea de trecere are ca și component termenul de conductibilitate hidraulică  $1/\sqrt{\lambda}$  [108] și se extinde asupra valorii modulului de rezistență M. Valoarea capacității de trecere rezultă din relațiile:

$$G = a \cdot \sqrt{\Delta p}; \Delta p = M \cdot G^2; M = \frac{1}{a^2}; a = \frac{1}{\sqrt{M}} \quad (8.2.1)$$

în care G este debitul masic în kg/s,  $\Delta p$  pierderea de presiune în N/m<sup>2</sup>, iar modulul de rezistență hidraulic se scrie sub forma:

$$M = \frac{1}{2 \cdot \rho \cdot s^2} \left( \frac{f \cdot L}{d} + \sum \zeta \right) \quad (\text{kg}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}) \quad (8.2.2)$$

Capacitatea redusă de trecere este favorabilă pentru stabilitatea hidraulică a sistemului, însă poate reduce prea mult presiunea disponibilă la consumator.

În calcul se poate aplica relația.

$$a_{n-1} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{a_n^2} + \frac{2}{a_{n-1,c,n}^2}}} + a_{n,c,n-1} \quad (8.3.1)$$

respectiv pentru magistrala cu punctele termice ... (n-2),(n-1),n, capacitatea de trecere totală se determină cu relația

$$a_{n-1} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{a_{n,c,n}^2} + \frac{2}{a_{n-1,c,n}^2} + \frac{2}{a_{n-2,c,n-1}^2} + \dots + \frac{2}{a_{s,r-1}^2} + \frac{1}{a_{s,r}^2}}} \quad (8.3.2)$$

În sistemul centralizat de încălzire la distanță al municipiului Timișoara au fost cercetate în cadrul unor contracte de cercetare, condițiile de alimentare a punctelor termice administrate de CALOR, iar rezultatele redade în extras în lucrările publicate [25, 26, 234, 236]. La unele puncte termice a rezultat o situație favorabilă, în schimb altele nu funcționau corespunzător

S-au determinat prin măsurători următorii parametri:

- presiunile disponibile  $p$ , în mCA,
- debitele masice  $G$ , în t/h,
- modulul de rezistență  $M$ , în  $m/(t/s)^2$ ,
- temperaturile agentului termic,  $t_d$  la ducere și  $t_r$  la întoarcere, în  $^{\circ}C$

Valori necesare și efectiv realizate la punctele termice

Tabelul 8 I

Nr. crt.	$G_1$ t/h	$p_1$ m	$10^{-3}M_1$ $m/(t/s)^2$	$G_2$ t/h	$p_2$ m	$10^{-3}M_2$ $m/(t/s)^2$	$t_d$ $^{\circ}C$	$t_r$ $^{\circ}C$	$E_1$ Gcal/h	$E_2$ Gcal/h	$g_a$ -
1	71,5	17,8	45	14,1	1,0	65	89,2	36,0	2,94	0,61	0,21
2	29,5	24,6	366	32,5	9,7	199	88,6	42,0	1,07	1,46	1,36
3	17,8	24,5	1022	52,5	2,3	108	87,2	41,7	0,76	1,99	2,62
4	91,4	46,7	72	38,0	14,2	127	84,7	41,7	3,12	1,33	0,92
5	64,3	45,7	143	31,7	20,9	269	84,0	43,7	3,29	1,04	0,32
6	56,5	39,2	159	39,7	15,0	123	85,4	41,5	1,73	1,34	0,77
7	60,2	63,3	226	77,3	29,1	63	81,5	42,0	0,63	0,75	1,19
8	64,3	32,7	103	60,0	3,3	11	83,0	40,5	2,91	2,57	0,94
9	85,2	3,7	6	64,4	4,3	13	72,5	40,0	2,87	2,07	0,72
10	107,9	29,1	32	8,1	9,0	1777	83,5	52,5	3,70	0,24	0,06
11	62,5	21,6	72	3,9	6,1	5197	82,7	42,5	3,52	1,11	0,31
12	94,4	20,6	30	44,5	5,4	35	88,2	43,7	3,64	1,33	0,36
13	68,0	30,2	84	6,7	10,8	3118	77,0	36,6	2,19	0,26	0,12
14	168,2	25,8	12	59,7	10,2	37	83,0	40,6	6,04	2,77	0,46
15	112,2	26,7	27	96,2	19,6	27	81,2	42,3	4,54	3,39	0,75
16	123,7	20,2	17	41,9	2,4	17	89,0	40,0	5,40	5,48	1,01
17	111,5	16,1	17	67,2	10,4	29	85,2	43,5	5,04	2,53	0,50
18	97,5	22,5	31	137,4	6,6	24	82,2	48,0	3,06	4,53	1,53
19	104,7	13,1	15	46,2	4,5	27	85,5	33,2	4,27	2,10	0,49
20	87,8	19,7	33	56,3	7,2	29	82,5	39,6	3,41	1,53	0,70
21	101,5	39,8	50	69,5	8,1	21	89,6	40,6	3,17	4,53	1,12
22	89,0	41,8	68	14,7	1,7	102	91,7	48,7	3,98	0,63	0,16
23	99,6	37,0	48	72,1	18,1	45	91,5	45,7	3,35	3,33	0,99
24	144,1	37,3	23	74,2	3,7	8	88,2	45,2	5,66	2,79	0,49
25	150,1	41,2	23	229,7	12,7	3	75,2	44,6	6,06	7,01	1,15
26	96,4	45,9	64	146,4	14,1	8	86,0	44,2	3,88	4,63	1,19
27	29,6	42,7	64	49,0	12,0	64	81,0	39,5	1,15	0,70	0,60
28	94,6	36,3	52	68,4	16,3	45	78,6	39,3	3,54	2,69	0,74
29	79,9	47,0	95	99,8	21,0	27	87,2	47,0	3,38	3,25	0,96
30	111,5	40,8	43	141,4	8,2	5	87,3	41,0	3,15	3,82	1,21
31	77,2	38,5	84	52,7	18,0	84	77,7	42,0	2,90	2,04	0,71

S-a determinat și cedarea de căldură la punctele termice.  $E_1$  în Gcal/h

$$E = G \cdot c \cdot (t_d - t_r)$$

(8.4.1)



S-au aplicat indicii 1- valori necesare a fi asigurate în condițiile funcționării normale a PT.

2- valori rezultate din măsurători

S-au comparat valorile efectiv obținute cu cele calculate, corectate în funcție de temperatura aerului exterior, exprimându-se gradul de acoperire a cerinței de energie

$$g_{\text{a}} = \frac{E_{\text{a}}}{E_{\text{c}}} \quad (8.4.2)$$

Pentru asigurarea unei funcționări corespunzătoare la punctele termice vizate se aplică:

- repararea sau retehnologizarea rețelei termice,
- introducerea unor stații de pompare în circuitul punctelor termice,
- majorarea diametrelor la brașamente,
- înlocuirea schimbătoarelor de căldură,
- măsuri aplicate simultan

### 8.2.2.2 Retehnologizarea rețelelor urbane

Necesitatea retehnologizării rețelelor termice intervine în cazul depășirii capacității de producere a energiei termice din cauza uzurii fizice sau morale a rețelelor sau ca urmare a dotărilor neperformante. Fără introducerea termoficării, un sistem extins și de mare capacitate de încălzire centralizată la distanță nu poate funcționa la parametri energetico-economici acceptabili.

În continuare în lucrare se prezintă unele probleme ale sistemului termic al municipiului Timișoara [237, 238] și opinia autorului în legătură cu posibilitățile de retehnologizare avantajoase.

Prima centrală termică instalată în centrul orașului (CETC), are o capacitate de producție de 425 Gcal/h. Rețeaua termică s-a completat treptat în ultimii 30 de ani, punându-se în funcțiune și centrala termică de sud (CETS) cu o producție de 350 Gcal/h, în prezent lungimea totală în sistem bitubular este de 80 km, cu diametre de (400...1000) mm, montată în canale termice. În sistem funcționează și 17 centrale termice zonale, cu o capacitate de producție de 84 Gcal/h, 112 puncte termice, exploatate de CALOR, iar alte puncte termice în unități industriale.

Între CETC și CETS s-au realizat conducte de legătură tur-retur cu diametrul de 1000 mm pe un traseu de 10,45 km lungime.

Capacitatea de transport a agentului termic este mai mare la CETS, 7760 m<sup>3</sup>/h față de 5740 m<sup>3</sup>/h la CETC. Punctul cel mai îndepărtat al rețelei este la 11,6 km față de CETC. Întrucât este necesară amplificarea capacității de producție termică pentru Timișoara, se propune realizarea unei noi centrale termice în zona de nord-vest a orașului, cu o capacitate de producție de 285 Gcal/h [140]. O schemă a rețelei este dată în figura 4.3. În schema din figura 8.1 se prezintă valorile parametrului de dimensionare în vederea redimensionării noi structuri a sistemului,  $X_1 = 0,38$ ,  $X_2 = 0,36$ ,  $X_3 = 0,26$ . Debitul total pompat în sistem este  $Q_p = 5 \text{ m}^3/\text{s}$  și se poate reduce până la  $4,3 \text{ m}^3/\text{s}$  în urma unei retehnologizări.

În schemă sunt introduse și valorile punților  $Z$ , calculate conform metodologiei propuse la cap. 7.5.2.3. Puntea centurii de interconectare este  $Z_0 = 0,30$ . Cunoscând sensul de curgere în magistrale, se determină 6 puncte de închidere, notate  $Y_1, Y_2, \dots, Y_6$ . Valorile celorlalte punți rezultă

- sursa  $X_1$  livrează spre  $Y_1 = 0,18$  și în puntea  $Z_0 = 0,30$ ;
- sursa  $X_2$  livrează spre  $Y_2 = 0,20$  și primește agent din puntea  $Z_0$ .

- sursa nouă  $X_3$  livrează în  $Y_6 = 0,15$  și în puntea  $Z_{10} = 0,11$ . Cu aceste date inițiale se determină valorile  $Z_1, Z_2, \dots, Z_9$  ale celorlalte punți, stabilind valorile inițiale ale parametrului de dimensionare.

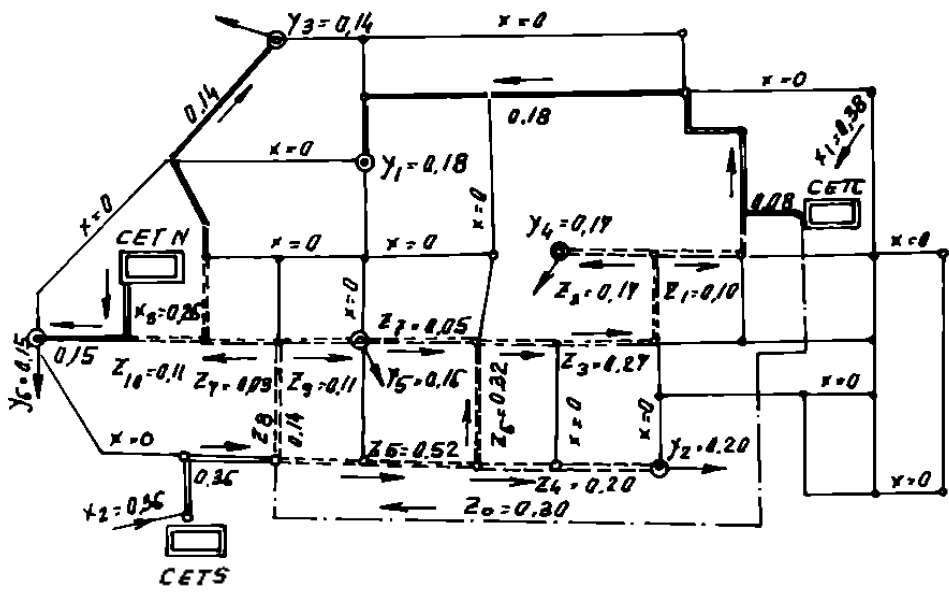


Fig. 8.1 Inițierea parametrilor de dimensionare

Dimensionarea optimizată a rețelei se obține aplicând întâi subrutina antagonistă și apoi subrutina paralelă de optimizare. Evaluând global soluția propusă, rezultă că diametrele actuale sunt suficiente și că mai sunt necesare completări la rețeaua existentă în lungime de 6,6 km pentru încadrarea noii centrale termice.

8.3. Modernizarea instalațiilor de încălzire centrală

În cele ce urmează se prezintă realizări noi în domeniu [240], în ce privește materialele conductelor și echipamentele utilizate.

8.3.1. Microcentrale termice automatizate

Tipuri de cazane din fontă, funcționând cu gaz, VAILLANT Tabelul 8.2

Tip VK-E	23	24	35	41	48	58	76	93
Puterea nominală, kW	18-23	24-29	30-35	36-41	46-48	52-58	59-75	76-93
Încărcarea termică, KW	20,2	26,5	33	40	47	54	66	86
Rezist. hidraulică, mbar, $\Delta t=10^{\circ}\text{C}$	41,6	62,4	65,5	140	182	38	66	1,4
$\Delta t=20^{\circ}\text{C}$	10,4	15,6	18	35	45	4,5	18,5	25,5
Consum gaz, m <sup>3</sup> /h	2,5	2,9	4,3	4,3	4,9	6,2	9,3	10
Dimensiuni, mm	H	850	850	850	850	1515	1485	1519
	b	510	575	605	670	735	885	1030
	L	770	770	770	770	770	600	600

Temperatura gazelor de ardere este între 110 și 130 °C

În continuare se exemplifică câteva firme producătoare de accesorii și echipamente pentru microcentrale, Vaillant, Wolf, Grundfos, Zanussi, Giacomini și a

### 8.3.2 Conducte flexibile pentru instalații interioare

Țeava multistrat UNIPIPE are următoarele caracteristici de bază: prezintă flexibilitate mare, rezistență la coroziune, dilatare ne semnificativă, impermeabilitate 100%, difuzia de oxigen fiind complet eliminată.

Caracteristici tehnice ale conductelor multistrat UNIPIPE

Tabelul 8.3.1

$D_{int}$ , mm	10	12	14	20	26	32
grosime perete, mm	2	2	2	2,5	3	4
greutate unitară, kg/m	0,090	0,203	0,118	0,203	0,332	0,495
greutate cu apă la 10°C	0,269	0,296	0,320	0,517	0,863	1,299
conductivitate termică	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
raza de curbură	5 D	5 D	5,5 D	6 D	8 D	10 D

În tabelul 8.3.2 se prezintă vitezele optime și debitele agentului la instalațiile interioare de încălzire, respectiv în coloane, în conductele de distribuție și în legăturile la corpurile de încălzire.

Tabelul 8.3.2

Viteze optime și puterile termice la  $\Delta t = 20^\circ\text{C}$ , recomandate la conducte UNIPIPE

1. Coloane, viteza optimă 1m/s					
D, mm	14x2	16x2	18x2	25x2,5	32x3
Debit volumic, dm <sup>3</sup> /h	285	440	600	1150	1800
Puterea termică, kcal/h	5 700	8 800	12 000	23 000	36 000
kW	6,629	10,233	13,254	26,775	41,860
2. Distribuție, viteza optimă 0,5m/s					
D, mm	14x2	16x2	18x2	25x2,5	32x3
Debit volumic, dm <sup>3</sup> /h	140	220	300	600	900
Puterea termică, kcal/h	2 800	4 400	6 000	12 000	18 000
kW	3,256	5,116	6,977	13,954	20,930
3. Legături la corpurile de încălzire, viteza optimă 0,3m/s					
D, mm	14x2	16x2	18x2	-	-
Debit volumic, dm <sup>3</sup> /h	85	130	180	-	-
Puterea termică, kcal/h	1700	2600	3600	-	-
kW	1,977	3,023	4,186	-	-

### 8.3.3 Conducte preizolate

Proprietățile termice ale conductei PEX (polietilenă reticulară)

- căldură specifică 0,55 kJ/(kg·K);
- conductivitate termică 0,38 W/(m·K);
- coeficient de dilatare termică la 20 °C  $1,40 \cdot 10^{-4} \text{ K}^{-1}$   
la 100 °C  $2,05 \cdot 10^{-4} \text{ K}^{-1}$ .

Țeava de protecție este din polietilenă (LDPE), iar poliuretanul semiflexibil PUR este spumat între țeava transportoare și cea de protecție.

Sortimentele conductelor preizolate LR-PEX

Tabelul 8.4

Diametrul țevii, mm	22	28	32	40	50	63	75	90	120
Diametrul cond. de protecție, mm	66	77	77	90	110	15	140	160	180

Conductele din oțel sudate, preizolate, se utilizează la rețelele exterioare ale instalațiilor de încălzire centrale. Mantaua izolantă se execută din spumă poliuretanică ușoară, KPE, având caracteristicile:

- coeficientul de dilatare termică:  $2 \cdot 10^{-4} \text{ K}^{-1}$ ;
- conductivitatea termică:  $0,44 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ ,
- tensiunea de străpungere:  $80 \text{ kV/cm}$ ,
- rezistența de suprafață minimă:  $1000 \text{ Ohm}$ .

Conductele furnizate de ISOPLUS se livrează în două tipuri de izolare

- I - izolare medie, cu pierderi de căldură mai mari,
- II - izolare mai bună, cu pierderi de căldură mai mici

Sortimente mici și medii de conducte din oțel prefabricate-ISOPLUS

Tabelul 8.5

Diametrul mm		Diam. protecției mm		Lungime pozare	Masa kg/m		Pierderi de căldură W/m	
int.	ext.	I.	II.	max. [m]	I.	II.	I.	II.
20	26,9	90	110	35	2,8	3,2	0,140	0,120
25	33,7	90	110	53	3,6	4,0	0,170	0,142
32	42,4	110	125	56	4,6	5,0	0,176	0,155
40	48,3	110	125	65	5,0	5,4	0,203	0,177
50	60,3	125	140	72	6,3	6,7	0,230	0,200
65	76,1	140	160	82	7,8	8,3	0,270	0,225
80	88,9	160	180	84	9,2	9,8	0,280	0,240
100	114,3	200	225	87	12,2	13,3	0,300	0,250

### 8.3.4 Pompe de circulație în instalațiile de încălzire

Dacă, prin comparație cu o instalație la care circulația agentului este gravitațională, se justifică din punct de vedere energetic o rețea mai puțin costisitoare, circulația agentului se realizează prin pompare.

Pompe de circulație DAB,  $t = 115 \dots 120 \text{ }^\circ\text{C}$ 

Tabelul 8.6

Tip	Debit Q $\text{m}^3/\text{s}$	H m	$P_{\text{max}}$ bar
A10	0,5 - 5	0,5 - 2	10
A20	1 - 8	1 - 6	10
A56	1 - 10	3 - 5	10
B80	5 - 12	4 - 8	10
KLM 40	2 - 14	2 - 12	10
KLP50	5 - 28	3 - 12	10
DKLM 65	15 - 42	3 - 10	10
K70 300	15 - 18	40 - 70	12

Pompe Grundfos

Tabelul 8.7

Tip	Q m <sup>3</sup> /h	H m	P <sub>max</sub> kW	η
LM 40-160	2-10	4-9	0,26	0,48
LM 50-125	2,5-17,5	3-5,5	0,37	0,67
LM 50-200	4-22	5-16	0,75	0,55
LM 65-160	10-35	4-10	0,80	0,66
LM 65-200	10-45	6-14	2,20	0,70
LP 50-160	4-20	16-35	2,20	0,49
LP 65-125	10-55	10-20	1,50	0,73
LP 65-200	10-40	30-60	5,50	0,58

### 8.3.5. Corpuri de încălzire

Se prezintă caracteristicile tehnice ale unor radiatoare performante.

- corp de încălzire compact (studiat și de INCERC București), indicându-se și suprafețele echivalente conform STAS 11984.
- corp de încălzire din aluminiu turnat.
- corp de încălzire bimetal (SIRAL).

Caracteristicile radiatoarelor Vogel&amp;Not compacte din oțel

Tabelul 8.8.1

Tip	Puterea termică, W/m					Suprafața echivalentă, m <sup>2</sup> /m				
	H=300	400	500	600	900	H=300	400	500	600	900
10	425	584	707	833	1228	1,01	1,27	1,54	1,81	2,67
11	651	852	1040	1262	1619	1,57	2,01	2,51	2,93	3,91
21	990	1258	1516	1762	2420	2,39	3,04	3,66	4,26	5,85
22	1264	1633	1976	2293	3047	3,05	3,95	4,78	5,54	7,37
23	1809	2337	2526	3273	4315	4,37	5,65	6,83	7,92	10,44

Tabelul 8.8.2

Caracteristicile corpurilor de încălzire din aluminiu, Fire

Tip	Puterea termică		Volum dm <sup>3</sup> /elem	Înălțime, mm	
	W	kcal/h		ax niplun	totală
350	109	94	0,30	350	426
500	146	126	0,32	500	576
600	172	148	0,38	600	676
700	191	164	0,48	700	776
800	223	183	0,53	800	876

Radiatoarele bimetal SIRAL, turnate sub presiune, din aliaj UNI 5076, folosesc pentru trecerea apei o inserție din oțel, eliminând astfel pericolul formării de oxigen la contactul apei cu aluminiul.

**Caracteristicile corpurilor de încălzire Siral** Tabelul 8.8.3

Tip	Puterea termică		Volum dm <sup>3</sup> /elem	Înălțime, mm	
	W	kcal/h		ax nipluri	totală
CF300	105,8	91,0	0,193	300	380
CF500	174,4	150,0	0,210	500	580
CF600	203,5	175,0	0,227	600	680
CF700	229,1	197,0	0,245	700	780
CF800	251,2	216,0	0,280	800	880
C500	168,9	145,3	0,210	500	580
C600	194,2	167,0	0,227	600	680
S360	113,9	97,9	0,223	300	360
S580	173,2	149,0	0,304	500	570
S680	207,1	178,0	0,319	610	680

La corpurile de încălzire românești din fontă, consumul specific de metal este foarte mare. La radiatoarele din tablă de oțel ambutasată, ca de exemplu Roterm sau convectoradiatoarele tip panou CRP, acest consum este redus, însă și fiabilitatea este redusă.

#### 8.4. Retehnologizarea rețelelor termice urbane

##### 8.4.1. Conducte din oțel preizolate pozate subteran

Cu aceleași avantaje ca și la tipodimensiunile mici pentru instalații, conductele din oțel preizolate se utilizează și la rețelele urbane. În continuare se prezintă câteva caracteristici tehnice pentru conductele preizolate Isoplus

**Conducte Isoplus cu diametre mijlocii și mari** Tabelul 8.9

D mm		Diam. protecției KPE mm		L <sub>max</sub> m	Pierderi de căldură W/mK		Masa kg/m	
nominal	exterior	I	II		I	II	I	II
125	139,7	225	250	107	0,350	0,300	16,2	27,4
170	168,3	270	300	128	0,430	0,330	21,0	24,7
200	219,1	315	355	147	0,460	0,350	31,2	34,2
250	273,0	400	450	159	0,435	0,340	45,2	49,6
300	323,9	450	500	186	0,520	0,360	58,6	63,6
350	355,6	500	560	193	0,500	0,380	66,1	73,4
400	406,4	560	630	207	0,535	0,390	84,8	93,4
450	457,2	630	700	206	0,540	0,400	98,6	110
500	508,0	710	800	202	0,520	0,400	117,0	130

Sortimentele asigurate de acest furnizor cât și de alții pe plan internațional, corespund normelor germane DIN 2458 în ce privește sudarea țevilor din oțel și DIN 8054 pentru realizarea mantalei și izolațiile KPE din poliuretan.

Conductele de oțel preizolate se aplică la sistemele termice zonale (la rețele primare și secundare), respectiv la sistemele de încălzire a ansamblurilor de clădiri. Conductele cu diametrele de 200 mm și mai mari nu sunt flexibile.

## 8.4.2 Tehnologizarea rețelelor de termoficare

### 8.4.2.1 Tehnologia de montaj și de izolare termică

Cele mai mari sortimente de conducte preizolate, 1100x10, 1200x11, 1300x12, 1400x13, 1500x14 mm, se aplică la sistemele regionale de termoficare și în marile întreprinderi industriale.

Conductele termice care funcționează la presiuni de (12 - 20) bar se execută din oțeluri OL 44-2K, OL 52-2K, OLT 35, OLT 45, având coeficientul de dilatare termică liniară  $10^{-6} \alpha$  între 11 și 13 și modulul de elasticitate  $10^{11} \text{ N/m}^2$  cu valori între 1.6 și 2.1. O problemă importantă este rezolvarea preluării dilatărilor termice și dimensionării optime a izolațiilor termice. Grosimile optime ale diametrelor sunt redată în tabelul 8.10 în funcție de combustibilul folosit la producerea agentului termic la temperaturi de 150 °C, cu izolație de vată minerală ecologică și carton bitumat.

Grosimi optime, în mm, ale straturilor de izolație termică Tabelul 8.10

D mm	Gaze naturale		Comb. lichizi		Comb. solizi	
	tur	retur	tur	retur	tur	retur
89x3.5	40	20	50	25	60	30
108x4	50	25	50	25	60	30
159x5	50	25	50	25	60	30
219x6	50	25	60	30	60	30
273x7	50	25	60	30	70	35
325x8	50	25	60	30	70	35
426x6	50	25	60	30	70	35
529x6	60	30	60	30	70	35
630x6	60	30	70	35	70	35
720x7	60	30	70	35	70	35
820x8	60	30	70	35	80	40
1000x10	70	35	70	35	80	40

Valorile din tabel corespund montării conductelor în canale termice. La amplasarea aeriană a conductelor, valorile se majorează cu 50%.

În schema din figura 8.2 se prezintă soluții de amplasare aeriană a conductelor, rezemări cu suport fix, la distanțe de 50-100 m la conductele cu  $D = 0,150 \dots 0,450 \text{ m}$ . Suporturile mobile se preferă să se realizeze cu frecare prin rostogolire. Pentru preluarea dilatărilor se folosesc compensatoare tip U cu brațe egale sau inegale sau compensatoare axiale.

Se prezintă de asemenea modul de amplasare a conductelor în canale termice acoperite, având conducte de evacuare a apei infiltrate sau exfiltrate din conducte pentru a menține mediul uscat în spațiul de pozare, precum și o soluție de amplasare a conductelor termice cu drenaje, în terenuri cu nivel ridicat al apei freatice.

În ultima schemă se prezintă o soluție de montaj al conductelor termice în galerie vizibilă, alături de alte rețele de gospodărie subterană: apă curentă și conducte de serviciu A, S, conducte de gaz G, ventilație V, cabluri de telefonie și televiziune CT, cabluri electrice de forță F, de lumină L, cabluri pentru semnal de alarmă SA. Aceste galerii sunt costisitoare, dar în caz de intervenție, pavajele rutiere nu vor fi afectate.

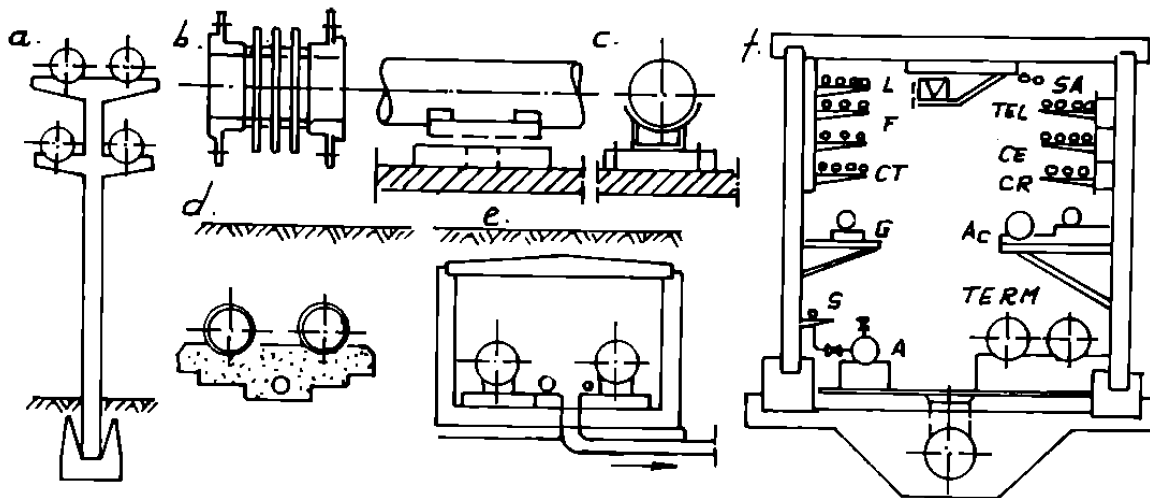


Fig. 8.2 Detalii de execuție la conductele de oțel

#### 8.4.2.2 Armături pentru rețele termice

Funcțiunile armăturilor integrate în rețelele termice sunt multiple: închideri, reglări, izolări, goliri, aerisiri, etc. Se aplică următoarele sortimente de armături:

- robinet cu sertar și corp oval Pn 16 - 25, temperatura medie de lucru 400 °C, cu diametre de 50 ... 1000 mm, cu tijă ascendentă sau cu tijă neascendentă,
- robinet cu ventil din fontă, Pn 16, temperatură maximă de 225 °C, cu diametre până la 300 mm;
- robinet de reținere cu ventil și cursă reglabilă, din fontă, Pn 16 - 25, temperatură maximă 225 °C, până la 400 mm;
- robinet de reținere cu ventil și cursă reglabilă sau fixă, din oțel, Pn 25, temperatură maximă 400 °C, până la 300 mm, robinet de reținere drept cu clapă, până la 600 mm.

La diametre mai mici se folosesc robinete sferice. Toate armăturile se montează în cămine vizitabile. Vanele automatizate se instalează în nodurile dispecer ale sistemului.

#### 8.4.2.3 Protecția catodică a conductelor de oțel

În anumite terenuri este necesar să se aplice o protecție catodică a conductelor din oțel, executată conform normativului I-14 [249]. Pe baza măsurătorilor de agresivitate și de rezistență electrică a terenului se determină amplasamentul și numărul stațiilor de protecție. Cel mai eficient procedeu de protecție este injecția de curent din prize anodice din oțel. Sectoarele protejate de prima stație de protecție au lungimi de (400 - 1200) m în funcție de suprafața metalică ce trebuie protejată.

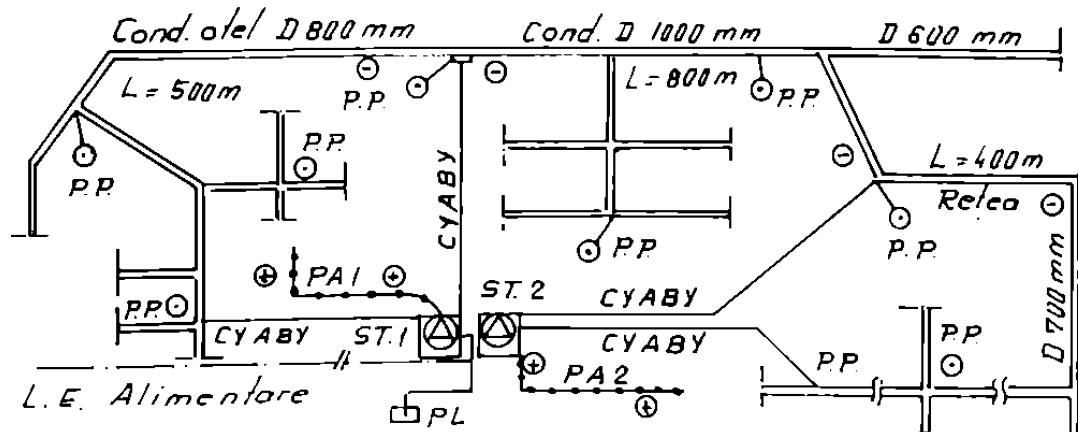


Fig. 8.3 Stane de protecție catodică



Alimentarea cu energie electrică a stațiilor se face din rețea la tensiunea de 220 V. Stațiile se pot grupa, în funcție de traseele rețelelor de conducte, pentru a se micșora costul liniilor electrice de alimentare.

O stație de protecție cuprinde:

- S T - cabina metalică echipată cu aparatura sursei de curent continuu cu reglaj automat de 50 V-50 A, amenajată suprateran pe o fundație de beton, având trei componente:
  - 1.1 tabloul de curent alternativ și contorul electric;
  - 1.2 redresorul de curent continuu;
  - 1.3 aparatura electrică de reglaj automat.
- P A - Priza anodică, de tip pieptene, are în medie 15 anozii (țevi de oțel) cu  $D = 100$  mm, la 2 m adâncime, la distanțe de 6 m de alte cabluri electrice.
- 3 cabluri electrice de legătură de tip CYABY-2x16 mm<sup>2</sup>, montate îngropat, cablul face legătura între polul pozitiv al stației și priza anodică precum și între polul negativ al stației și conducta pe care o protejează.
- P I - Priza de pământ, legată la instalațiile din cabină;
- P P - Priza de potențial, se așează la locul legării la conducta. Priza de potențial se montează și în lungul conductei protejate la distanța medie de 400 m.

În rețelele termice ale orașului Timișoara, protecția catodică este realizată în proporție de 40 % din lungimea totală a conductelor.

În condiții de agresivitate mai redusă se aplică și protecția anodică pasivă, fără sursă electrică de alimentare, legând conducta -, care trebuie protejată, la anozii - din Zn sau Al îngropați în pământ în apropierea conductei. Sub acțiunea acizilor solului sau al curenților vagabonzi, anodul se dizolvă electrochimic, iar la catod se protejează conducta.

### 8.5 Retehnologizarea stațiilor de pompare centrale

Pomparea agentului termic reprezintă o componentă a sistemelor de termoficare și încălzire la distanță în centrele mari urbane, cu un consum mare de energie electrică. Pompele centralelor termice sunt autoamorsate și lucrează la presiuni ridicate, deoarece trebuie să asigure cotele liniilor de presiune deasupra ecartului de presiune al utilizatorilor și regimul de presiune pentru evitarea proceselor de vaporizare a agentului în rețele.

Numărul agregatelor de pompare în centrala termică este cu atât mai mare cu cât puterea termică este mai mare. Se preferă amenajarea agregatelor pe grupe de utilizatori, ținându-se cont și de rezerva de întreținere și avarie. Agregatele de pompare trebuie să lucreze la valori înalte ale randamentului.

Centralele termice ale municipiului Timișoara sunt echipate cu agregate de pompare mari monoetajate cu rotor în dublu flux, având caracteristicile

$$12\text{NDS}, Q = (650 \dots 1250) \text{ m}^3/\text{h}, H = (18 \dots 68) \text{ m}, P = (55 \dots 320) \text{ kW},$$

$$18\text{NDS}, Q = (1100 \dots 2700) \text{ m}^3/\text{h}, H = (17 \dots 57) \text{ m}, P = (80 \dots 630) \text{ kW}$$

Optimizarea pompării agentului termic este legată de amenajarea agregatelor de pompare cu turație variabilă. Prin dotarea și exploatarea centralelor termice echipate cu asemenea agregate se obțin mari economii de energie și în același timp se asigură un regim de funcționare favorabil în ce privește uzura și fiabilitatea echipamentelor din sistem.

În tabelele 8.11.1 și 8.11.2 se prezintă caracteristicile unor agregate de pompare de presiune înaltă.

**Agregate de pompare de mare putere**

Tabelul 8 11 1

Tipul pompei	G m <sup>3</sup> /h	H m	Puterea kW	t <sub>max</sub> °C
STA RITE SUA orizontale	50 ... 1230	145 ... 50	15 ... 137	90
STA RITE SUA monobloc	25 ... 900	100 ... 40	16 ... 112	100
CSF INOX Italia	6 ... 60	4 ... 52	2 ... 15	110
NCB SAER Italia	60 ... 600	100 ... 10	2 ... 90	140
NR CALPEDA Italia	2 ... 110	160 ... 20	0,5 ... 40	100
NM CALPEDA Italia	1 ... 480	95 ... 4	0,5 ... 75	90
A CALPEDA Italia	2 ... 57	30 ... 4	0,8 ... 20	90

**Caracteristicile pompelor 200, 250 și 350 RDN**

Tabelul 8 11 2

RDN-200 2950 rot/min		RDN-250 2950 rot/min		RDN-350 2950 rot/min	
Q [m <sup>3</sup> /h]	H[m]	Q [m <sup>3</sup> /h]	H[m]	Q [m <sup>3</sup> /h]	H[m]
144	79	450	82	990	82
180	77	540	81	1080	81
216	76	628	80	1260	80
252	75	720	78	1440	78
288	74	810	77	1620	76
324	73	900	74	1800	74
360	72	990	75	1980	71
450	67	1080	66	2160	68

Așa cum s-a justificat teoretic, s-a verificat și experimental [120], și anume scăderea puterii consumate de agregat la micșorarea debitului. În tabelul 8 12 se exemplifică variația puterii absorbite în funcție de modificarea debitului.

**Variația puterii absorbite la modificarea debitului**

Tabelul 8 12

	1. Pompă cu turație constantă			2. Pompă cu turație variabilă		
Debit, m <sup>3</sup> /h	100	80	50	100	80	50
Înălțime de pompare, m	10	10,7	11,2	10	6,4	2,5
Putere, kW	3,40	3,10	2,45	3,40	1,75	0,45
Randamentul	0,80	0,75	0,62	0,80	0,80	0,80
Reducerea consumului, %	-	9	28	-	49	87

La pompa cu turație constantă, reducerea debitului la 80 m<sup>3</sup>/h provoacă creșterea înălțimii de pompare la 10,7 m, randamentul hidraulic scăzând, iar 9 % din energia electromotorului se transformă în căldură

La scăderea în continuare a debitului, motorul se poate supraîncălzi, 28% din energie fiind transformată în căldură

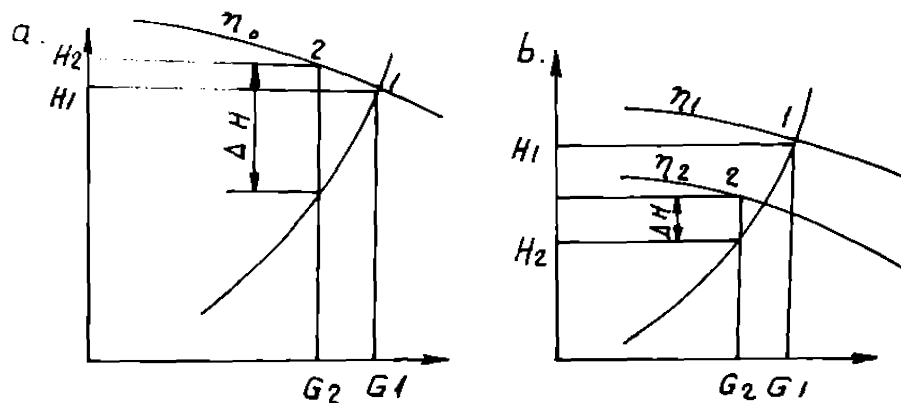


Fig. 8.4 Influența turajiei agregatului asupra punctului de funcționare

La pompa antrenată cu motor cu turație constantă, figura 8.4.a, în regimul 1 cu debitul  $G_1$ , înălțimea de pompare este  $H_1$ . La debitul mai mic  $G_2$  rezultă înălțimea de pompare  $H_2$  corespunzătoare punctului de funcționare determinat pe caracteristică, iar diferența  $\Delta H$  preluată la strangularea curentului este mare și apar efecte negative, zgomote, vibrații, cavitație. Dacă se poate modifica turația agregatului de la  $n_1$  la  $n_2$ , punctul de funcționare al pompei coboară, iar diferența  $\Delta H$  devine mică și nu mai apar fenomene cu efecte negative. În plus se obține și o economie de energie, puterea absorbită de motor scăzând.

## 8.6 Retehnologizarea punctelor termice

Optimizarea sistemului termic la utilizatorii de căldură, adică la punctele termice în cazul sistemelor termice urbane se realizează prin optimizarea dotărilor hidraulice și termice.

### 8.6.1 Schimbătoarele de căldură cu plăci

Coeficientul de transfer termic global la schimbătoarele de căldură cu plăci este de (2500 - 6000) W/m<sup>2</sup>K. Presiunea maximă de lucru este 16 bar, iar temperatura de lucru este (-10 ... +160) °C. În tabelul 8.13 se prezintă caracteristici tehnice ale schimbătoarelor de căldură cu plăci ICPIAF.

Schimbătoarele de căldură cu plăci ICPIAF

Tabelul 8.13

Tipul plăcii	Suprafața de schimb de căldură m <sup>2</sup>	Debit agent termic m <sup>3</sup> /h	Flux de căldură		D <sub>nom</sub> mm	Lățime mm
			MW	Gcal/h		
VX-03	0,035	15	1,16	1,071	32	180
VX-1	0,100	63	3,50	3,06	65	325
VX-3	0,350	150	11,60	10,10	100	500

Plăcile schimbătoarelor de căldură sunt executate din oțel inoxidabil austenitic, tablă de 0,6 mm grosime, rugozitate absolută de 0,2 mm. Plăcile, ca și număr se assemblează după necesități, se etanșează cu garnituri din cauciuc rezistent la temperaturi ridicate. Randamentul

termic al transformării este de 0,95- 0,97. Schimbătoarele de căldură cu plăci, datorită performanțelor tehnice și a avantajelor la montaj și exploatare înlocuiesc schimbătoarele de căldură cu fascicole de țevi.

Instalațiile punctului termic se concep în diferite moduri:

- schemă cu o treaptă în paralel pentru prepararea apei calde menajere;
- schemă cu o treaptă în serie pentru prepararea apei calde menajere;
- schemă cu două trepte în serie-paralel cu instalația de încălzire;
- schemă cu două trepte în serie cu instalația de încălzire;

### 8.6.2 Modernizarea utilajelor energetice

Stațiile de pompare ale punctelor termice livrează agentul termic în rețelele secundare de încălzire precum și între treptele schimbătoarelor de căldură, respectiv apa caldă menajeră spre consumatori.

În tabelele 8.14 și 8.15 se prezintă caracteristici ale unor agregate de pompare

**Agregate de pompare DAB**

**Tabelul 8.14**

Tip	Debit m <sup>3</sup> /s	Înălțime de pompare m	Presiune maximă bar
DKLP80	20...70	4...12	12
K 70/400	30...100	45...65	12
K80/400	24...210	60...95	12

**Agregate de pompare Grundfos**

**Tabelul 8.15**

Tip	Debit m <sup>3</sup> /h	Înălțime de pompare m	Puterea maximă kW	$\eta$
LM 80-160	16...70	4...9	1,5	0,74
LM 80-200	20...90	7...14	2,2	0,77
LP 80-160	20...70	20...35	5,5	0,71
LP 80-200	20...90	30...55	11,0	0,71
LP 100-125	30...130	15...24	4,0	0,79
LP 100-160	40...160	20...40	11,0	0,78
LP 100-200	40...180	30...60	22,0	0,76
CM 100-250	40...200	60...80	15...45	0,75
CM 125-250	60...300	15...24	6...15	0,75
CM 140-250	100...350	45...100	30...75	0,76
CM 150-400	120...480	30...55	15...75	0,75

Ca și în cazul dotărilor energetice ale centralelor termice, și punctele termice trebuie dotate cu pompe cu turație variabilă în scopul reducerii consumului de energie.

### 8.6.3. Dotări de automatizare, aparatură de manevră și control

În sistemele termice se asigură un anumit grad de automatizare și de dotare cu aparatură de control în scopul:

- de a cunoaște condițiile de funcționare ale elementelor sistemului;
- de a interveni la modificările regimului termic menținând stabilitatea sistemului;

- de a asigura parametrii de funcționare;
- de a cunoaște și de a interveni în cazul unor nereguli.

Controlul permanent asupra funcționării sistemului termic are la bază datele aparaturii de măsură a parametrilor termici și hidraulici din sistem. Aparatele de măsură din sistem sunt

- aparate integratoare a debitului de agent termic și de energie termică;
- aparate pentru măsurarea temperaturii;
- aparate de măsurare a presiunilor pentru verificarea circulației agentului în sistem

## 8.7 Exploatarea tehnică a sistemelor termice

Organizarea exploatării sistemelor termice menține în stare corespunzătoare de funcționare elementele constitutive ale sistemului în condiții favorabile de ordin tehnic și economico-energetic

### 8.7.1 Sistemul informațional

Ansamblul de elemente de ordin material sau intelectual prin care se asigură exploatarea unui sistem termic formează sistemul informațional

Spre exemplificare, se prezintă în figura 8.5.a dispecerizarea funcționării centralelor termice din București [241]

Conducerea proceselor de exploatare se asigură cu echipamente din țară. Pachetul de programe este scris cu Borland C++, asigurându-se o interfață grafică cu Windows 95. Punerea în funcțiune a unei aplicații complexe se realizează "pe bucăți", asigurându-se datele de intrare

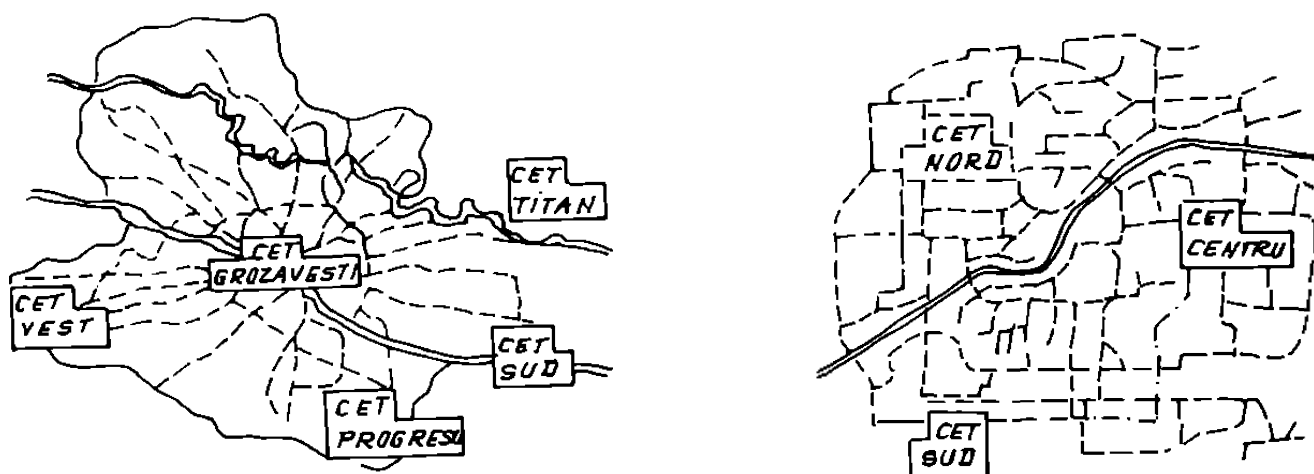


Fig. 8.5. Dispecerizarea funcționării centralelor termice a) din București  
b) din Timișoara

S-a instalat și un mecanism de alarmare vizuală și sonoră

Serverul de comunicație rulează în Dos 6.2, ca și SPOT-urile instalate la CET Sud, CET Vest, Grozăvești, TITAN și sistemul informatic de la CET Progresul, unde s-a instalat un server de comunicații cuplat la rețeaua de proces, transmise telefonice, informațiile ajung la dispecer, unde sunt preluate, înregistrate, și vizualizate la posturile de lucru. La posturile de lucru apar valorile parametrilor tehnologici ai celor 5 CET

Pe baza testărilor efectuate [35, 40, 45, 139, 149, 162, 234, 238] se propune pentru sistemul termic de încălzire la distanță în municipiul Timișoara (schema b din figura 8.5) realizarea unui sistem informatic, cu particularitățile:

- să fie cuprinse centralele CET Centru, CET Sud precum și centrala propusă CET Nord,
- să se completeze dotările circuitelor de sensori și relee de automatizare la cele 17 centrale termice și la punctele termice,
- să se transmită prin radio toate impulsurile la un post din dispecerul central,
- să existe dublă legătură în fluxul de informații

Problema cea mai complexă este dotarea circuitelor termice cu traductori și relee de automatizare pentru măsurarea parametrilor tehnologici și centralizarea datelor pentru aplicarea deciziilor

### 8.7.2 Obiectivele proceselor de exploatare optimizată

Exploatarea corespunzătoare a sistemelor termice are ca scop

- menținerea în condiții de exploatare normală a sistemului,
- coordonarea funcționării optimizate a surselor termice cu funcționarea utilizatorilor, în condițiile asigurate de rețelele termice,
- asigurarea parametrilor cantitativi și calitativi ai agentului termic,
- satisfacerea consumurilor de căldură cu consum minim de combustibil și cu cheltuieli minime de exploatare;
- menținerea stabilității hidraulice și termice a sistemului,
- elaborarea diagramelor de exploatare în funcție de factorii climatici și de cerințele utilizatorilor,
- asigurarea calității vieții și a factorilor de confort ambiental,
- limitarea consumului de energie termică în limite acceptabile în perioadele foarte reci,
- limitarea consumului de căldură în perioadele de limitare a celorlalte utilități energie electrică, apă, gaz

### 8.7.3 Întreținerea sistemelor termice

Prin întreținerea elementelor sistemului termic se valorifică și se mențin în stare normală de funcționare dotările și capacitățile de producție și distribuție a energiei termice

Principalele obiective ale proceselor de întreținere sunt

- menținerea etanșității rețelei;
- controlul sudurilor cu radioizotopi, recondiționarea sudurilor,
- detectarea defectelor cu ultrasunete sau alte procedee performante,
- controlul și remedierea izolațiilor termice, menținerea în stare uscată a canalelor termice,
- limitarea efectelor de coroziune, completarea și îngrijirea protecțiilor de suprafață și a protecției catodice,
- efectuarea reviziilor anuale în centralele și punctele termice,
- utilizarea și dotarea laboratoarelor de analiză și a atelierelor de reparații și întreținere,
- procurarea la timp și gospodărirea combustibililor,
- optimizarea regimului de exploatare,
- aplicarea instrucțiunilor de exploatare,
- completarea și exploatarea eficientă a sistemului informațional.

- introducerea telesemnalizării de control și avarie, telemăsurarea parametrilor tehnologici, telecomanda uzinării pompelor și manevrarea vanelor, ca și componentele ale telemecanicii aplicate cu mijloace moderne.
- utilizarea corespunzătoare a fondurilor de extindere a sistemului, de dotare a sistemului în scopul limitării poluării mediului ambiant.

## 9 CONCLUZII GENERALE

În încheiere se prezintă conținutul capitolelor lucrării cu evidențierea principiilor, a soluțiilor de optimizare cu caracter de nouitate și a metodelor de calcul elaborate de autor, din care să rezulte contribuțiile aduse în cercetarea proprie la obiectul de studiu al tezei

### 9.1 Prezentarea sintetică a cercetării tematice

#### 9.1.1 Precizarea obiectului de studiu

Pentru precizarea și delimitarea obiectului temei "Contribuții la calculul hidraulic și optimizarea sistemelor termice ca structuri înclare", au fost studiate metodele de calcul și criteriile de optimizare a sistemelor de transport și distribuție a energiei termice

S-au analizat condițiile actuale de funcționare și dezvoltarea în perspectivă a sistemelor performante în domeniu, reținând următoarele:

- din cauza complexității rețelelor termice care asigură transportul și distribuția căldurii de la sursă la utilizatori, ierarhizate la diferite grade de centralizare, se propune ca procesul de optimizare să se aplice la un anumit *nivel de analiză*, în acest fel un proces de optimizare se referă la un sistem termic concret alcătuit în cazul cel mai general din sursă-rețea-utilizator;
- rețelele de transport a energiei termice se realizează ca sisteme monotubulare, bitubulare, tritubulare sau tetratubulare; rețelele bitubulare, aplicate la cele mai performante sisteme termice sunt mai costisitoare decât conductele sistemului monotubular, însă au avantajul unui control corespunzător al vehiculării agentului termic și se comportă favorabil la procesele de reglare; sistemul tritubular ca și cel tetratubular transportă în secțiuni diferite agentul termic pentru încălzire și pentru distribuția apei calde menajere, permit o exploatare eficientă, însă sunt mai costisitoare, din aceste motive a fost ales sistemul bitubular de conducte ca obiect de studiu;
- pe plan mondial ca și în țara noastră s-au aplicat sistemele de termoficare care s-au dovedit performante și funcționează la parametri termici ridicați, sistemele de transport al căldurii folosesc fie aburul de medie sau de joasă presiune, fie apa fierbinte ca agent termic. Din studiile efectuate în domeniu, apa fierbinte ca agent termic este utilizată cu prioritate deoarece se elimină rețeaua de recuperare a condensului și permite transportul agentului termic la distanțe mai mari decât rețelele de abur și în condiții tehnice avantajoase.

Pe baza acestor considerente s-a precizat obiectul de studiu *calculul și optimizarea sistemelor termice de transport în circuit închis, la un anumit nivel de analiză, utilizând ca agent termic apa fierbinte sau apa caldă, prin rețele bitubulare, considerate ca structuri înclare.*

#### 9.1.2 Stadiul actual al optimizării sistemelor termice

Pomind de la necesarul de căldură care trebuie asigurat în sistemele termice au fost cercetate metodele și soluțiile optime de acoperire a energiei termice la utilizatorii sistemului

- optimizarea parametrului agentului termic;
- evaluarea procedeeilor de perfecționare a stațiilor de pompare din centralele termice, a echipamentelor punctelor termice;
- în cadrul optimizării rețelelor termice au fost cercetate metodele de dimensionare și metodele de echilibrare a rețelelor;



- au fost cercetate criteriile de dimensionare economică a rețelelor termice,
- s-a evaluat gradul de siguranță în exploatare și stabilitatea sistemelor termice ca obiective ale procesului de transport și distribuție a căldurii

### 9.1.3. Bazele calculului hidraulic al rețelelor termice

S-a studiat aplicarea legilor fundamentale ale hidrodinamicii la calculele conductelor și al rețelelor termice.

În problemele calculului hidraulic al rețelelor termice, au fost studiate în primul rând particularitățile vehiculării apei fierbinți în rețelele termice. Caracteristicile termofizice ale apei în funcție de temperatură trebuie să fie cunoscute și aplicate în calculele hidraulice ale rețelelor termice, fiind parametri care determină regimul hidraulic și condițiile tehnice ale mișcării apei.

La rețelele termice, debitele masice sunt parametri care se optimizează și se determină din debitele calorice conform rețelei (3.1), în funcție de temperatura agentului și de funcționarea schimbătoarelor de căldură din sistem.

Prin calculul corect al rezistențelor hidraulice în sistem se asigură presiunea disponibilă necesară la nivelul utilizatorilor și se optimizează parametri de reglare, iar ca efecte ale curgerii neizoterme trebuie cercetate răcirea apei în conducte și condițiile speciale de calcul hidraulic al conductelor dezvoltate pe verticală.

Rezistențele hidraulice locale sunt mai mari la conductele termice decât la conductele sistemelor deschise. La centralele termice, la instalațiile interioare de încălzire, la punctele termice, rezistențele locale sunt mai mari decât rezistențele hidraulice liniare.

Pentru determinarea rezistențelor hidraulice se aplică atât relații de calcul hidraulic generalizate, cât și relații specializate.

Metodele generalizate rezultă din aplicarea modelelor matematice utilizate la transportul apei în rețele deschise în calculele hidraulice ale conductelor termice, ținând seama de caracteristicile termofizice ale agentului termic. Parametri care determină în cea mai mare măsură regimul hidraulic al mișcării sunt rugozitatea absolută a pereților conductelor și viteza medie de curgere. Rugozitatea conductelor crește în timp din cauza efectelor de coroziune și ale depunerilor și la proiectare trebuie să se țină seama de condițiile reale de funcționare în etapa de perspectivă.

La aplicarea relațiilor specializate trebuie să se respecte condițiile în care au fost determinați coeficienții experimentali și limitele de aplicabilitate.

O problemă importantă este stabilirea și aplicarea corectă a regimului de curgere. Normele tehnice impun aplicarea relațiilor de calcul în regim prepătratic la rețelele deschise de apă caldă și de apă potabilă cu structuri ramificate sau cu structuri inelare. Cu excepția unor calcule de predimensionare, se recomandă de asemenea efectuarea calculelor hidraulice ale rețelelor termice prin aplicarea relațiilor de calcul în regim prepătratic. În cazul utilizării metodelor indirecte la calculul rețelelor termice, regimul hidraulic trebuie să se păstreze același în timpul iterațiilor pentru a nu afecta rezultatele finale.

O altă problemă importantă este modificarea în timp a rugozității conductelor. În cercetarea experimentală proprie, verificând condițiile de funcționare a unei magistrale formată din 18 tronsoane din rețeaua urbană a orașului Timișoara, la temperaturi de 104,55 °C, presiuni de 8,18 – 6,8 bar și  $Re = 264\,000 - 3\,350\,000$ , aflată în funcțiune de 20 de ani, s-au determinat (tabelele 3.3.1 și 3.3.2) coeficienți rezistențelor hidraulice liniare mai mari cu până la 11,5 %

decât valorile aplicate la proiectare. Verificările experimentale efectuate au confirmat în general aplicabilitatea metodelor generalizate de calcul hidraulic.

Rugozitățile absolute au ajuns la valori de 0,63 – 2,28 mm sau chiar mai mari. Aceste rezultate experimentale se pot considera cu caracter informativ, deoarece măsurătorile s-au efectuat la punctele termice și nu în nodurile rețelei.

În cazul în care se ține cont de curgerea neizotermă, relațiile specializate (Petuhov, Filonenko) utilizează parametri termofizici diferiți în funcție de temperatura apei în conducte.

#### 9.1.4. Considerații asupra aplicării modelelor de calcul al rețelelor de apă inelare la optimizarea rețelelor termice

Rețelele termice funcționează întotdeauna ca sisteme inelare. Inelele funcționale sunt formate prin conectarea bransamentelor la rețelele de ducere și de întoarcere ale sistemului. Dacă se execută și circuite fizice prin modul de interconectare a nodurilor rețelei se formează și circuite constructive și dau rețelelor de bază caracterul de rețele inelare. În calculele de verificare și de dimensionare, trebuie efectuate procesele de echilibrare a tuturor circuitelor din sistem.

În cadrul lucrării au fost cercetate și testate, pe diferite structuri de rețele termice, metodele de verificare și de dimensionare.

Referitor la studiul metodelor și modelelor de calcul al rețelelor termice, se pot exprima sintetic următoarele:

- verificarea rețelelor ramificate se reduce la verificarea presiunii la utilizatori și la calculul parametrilor de reglare,
- la verificarea rețelelor inelare se aplică metode indirecte: metoda ciclurilor, metoda nodurilor și metoda tronsoanelor,
- la dimensionarea rețelelor ramificate repartitia debitelor este cunoscută și nu depinde de diametrele conductelor;
- dimensionarea rețelelor inelare se rezolvă prin metoda tranzițiilor virtuale sau prin modele unitare de optimizare.

Din studii a rezultat că o structură inelară asigură o repartitie uniformă a debitelor în rețea și un grad de siguranță ridicat în exploatare, dar în același timp implică cheltuieli anuale mai mari de exploatare.

S-au elaborat și sau testat programele utilitare VERETT pentru verificarea rețelelor inelare, respectiv programele DIMRETI și DIMRETA pentru dimensionarea rețelelor inelare respectiv a rețelelor arborescente.

#### 9.1.5 Elaborarea unei noi metode de dimensionare a rețelelor de apă inelare

În lucrare se propune o nouă metodă de dimensionare a rețelelor inelare de apă în general, care optimizează distribuția parametrului de dimensionare independent de distribuția debitelor de tranzit. Această metodă se poate aplica și rețelelor termice care funcționează în orice structură ca rețele inelare.

Se pornește de la relația de dimensionare din metoda Moșnin și se aplică orice funcție criterială exprimată prin factorul economic E. Se propune relația (5.6)

$$d_j = D_j^p = (E \cdot Q_j)^a \cdot x_j^b \cdot Q_j^{1/a}, \quad j = 1, 2, \dots, n$$

în care valoarea exponentului  $a = b^p$  se determină din condiția anulării exponentului debitului

de calcul  $[Q_j]$ . Pentru regimul prepătratic (tabelul 5.1), se consideră exponentul  $m = 5$  și pentru regimul turbulent pătratic  $m = 5,33$  (tabelul 5.2)

În metoda generală Moșnin a tranzițiilor virtuale, orice distribuție echilibrată a parametrului  $\{x_j\}$  determină o soluție penoptimă de dimensionare; în metoda generală de optimizare, la orice distribuție arbitrară a debitelor  $\{Q_j\}$ , corespunde o distribuție  $\{x_j\}$  echilibrată care rezolvă dimensionarea economică a conductelor.

În metoda propusă, s-a elaborat modelul de calcul al corecțiilor ciclice, relația (5.12.1), respectiv (5.12.2), astfel încât pornind de la o distribuție arbitrară a parametrului  $\{x_j\}$  se determină distribuția optimizată a parametrului  $\{x_j\}$ , în soluție unică, independent de distribuția debitelor de tranzit.

Distribuția diametrelor  $d_j$  echilibrează rețeaua la orice distribuție a debitelor de tranzit. Valorile diametrelor  $D_j$  recalculate din valorile  $d_j$  nu echilibrează rețeaua decât pentru o singură distribuție a debitelor de tranzit  $\{Q_j\}$ , și anume aceea care corespunde condiției de echilibrare a pierderilor de presiune în soluție economică, valoarea exponentului fiind  $b = 0,14$ . S-a elaborat modelul matematic pentru determinarea repartiției corecte a debitelor de tranzit de asemenea în soluție unică, servind la dimensionarea rețelei inelare.

În studiul optimizării ciclului elementar, cap. 5.3.1, toate metodele de dimensionare a rețelelor inelare pe baza unor principii energetice, indică același maxim de cost al conductelor din ciclu. În rețelele cu mai multe inele se determină de asemenea un maxim al funcției criteriului de optimizare, iar în exemplul din cap. 5.3.2., fig. 5.1. se determină o valoare maximă a costului în ipoteza VI, ipoteză în care se aplică metoda de dimensionare propusă, față de valori maxime relative în celelalte ipoteze de calcul. Valorile mari ale costului și ale diferenței între cota piezometrică în nodul de alimentare și cel de închidere al rețelei, se regăsesc la soluțiile cu cele mai echilibrate valori ale debitelor de tranzit, cu valori ridicate ale gradului de siguranță în exploatare și ale stabilității hidraulice și termice ale sistemului. Dacă o rețea termică cu aceeași încărcare se dimensionează conform metodologiei de calcul al structurilor inelare, toți parametrii sintetici tehnico-economici rezultă cu valori avantajoase, așa cum se exemplifică în multe aplicații numerice în cadrul tezei. În plus apare avantajul asigurării unui grad ridicat de siguranță în exploatare și a unei stabilități mărite a sistemului.

#### 9.1.6 Elaborarea modelelor de optimizare a rețelelor arborescente

În rețelele termice arborescente se formează numai cicluri funcționale care trebuie echilibrate prin bransamentele utilizatorilor. Debitele de agent termic în rețelele de bază arborescente sunt determinate de necesarul termic al utilizatorilor și nu depind de diametrele conductelor.

În domeniul instalațiilor interioare de încălzire se prezintă modul de identificare a ciclurilor funcționale. S-a elaborat și testat programul INSTINC prin care se stabilesc debitele termice și presiunile disponibile, tabelul 6.1, corespunzător modului de considerare a ciclurilor. Sistemul are 116 corpuri de încălzire dispuse pe 8 coloane și câte 3 inele în rețelele de bază. S-au elaborat metode de echivalență în serie și în paralel pentru micșorarea numărului parametrilor de calcul. Aplicând principiile de echivalență, problemele verificării și ale dimensionării economice a rețelelor de bază inelare se reduc la calculul unor rețele inelare cu debitele totale ale coloanelor, cap. 6.1.2.

Metodele de calcul al rețelelor arborescente se prezintă cu exemplificări numerice comparative în subcap. 6.2, rezultând diametre mai mici în cazul rețelelor inelare.

La sistemele de încălzire la distanță se verifică de asemenea parametri nominali, presiunea disponibilă și parametri de reglare la utilizator.

Se propune și o metodă directă de verificare a rețelelor pe baza grafului redus, în subcapitolul 6.2.2.

Ca metodă de dimensionare se preferă aplicarea metodei tranzițiilor virtuale, valorile parametrului  $x_j$  fiind subunitare, ceea ce determină micșorarea costului rețelei și în majoritatea cazurilor a celorlalți indicatori sintetici. (subcap. 6.3.3.)

În continuare se propune și o metodă de dimensionare a rețelei termice pe baza grafului redus (subcap. 6.5.1). În exemplul considerat s-a obținut prin calculul rețelei ca structură inelară micșorarea parametrilor sintetici, în raport cu parametri rețelei considerate ca sistem ramificat, tabelul 6.7, în proporție de 25 % în ce privește costul total de investiție și de 6 % la cheltuielile totale de exploatare. Complexul multicriterial se reduce în proporție de 12,5 %.

### 9.1.7 Elaborarea modelelor de optimizare a rețelelor termice inelare

La rețelele inelare, odată cu performanțele tehnice ale sistemului: grad ridicat de siguranță în exploatare și stabilitate mărită a sistemului, se realizează și indicatori favorabili de eficiență economică.

În problemele de verificare trebuie optimizată repartiția debitelor de tranzit în rețelele de bază.

În procesele de dimensionare, optimizarea distribuției parametrului de dimensionare  $\{x_j\}$ , cu metoda tranzițiilor virtuale, se aplică în sistemul integral, atât în rețelele de bază cât și la bransamentele utilizatorilor.

Dacă în conductele rețelei de bază se limitează anumite debite, în calcul se aplică metoda generală de echilibrare, iar dacă se preferă dimensionarea fără restricții, se aplică metoda propusă de dimensionare în soluție unică și repartiția optimă a debitelor de tranzit. Prin acest procedeu de dimensionare optimizată se obține o *soluție de referință*, eliminându-se orice factor arbitrar, având ca date inițiale factorul economic  $E$ , topologia sistemului, lungimile tronsoanelor și încărcările termice ale utilizatorilor.

În general se aplică metodele indirecte de calcul.

Pentru rezolvarea unor probleme particulare ale sistemului se propun și metode liniare, de exemplu echilibrarea Cross prin calcul matricial, un model liniar de dimensionare economică, cu determinarea lungimilor optime ale sectoarelor de conducte pe magistralele sistemelor mari.

Aplicarea modelării prin grafuri, subcap. 7.3, și a unor metode de optimizare din teoria grafurilor, sunt utile pentru elaborarea corectă a modelelor matematice. Se prezintă modul de interpretare și de aplicare a unor principii din teoria grafurilor în procesele de optimizare a proceselor termice:

- relațiile dintre flux și surplusuri în graf, respectiv condițiile obținerii unui flux maxim în rețeaua de transport,
- problemele de tensiune și potențial în graf.

În aceste probleme se prezintă relațiile analitice ale modelelor de calcul și aplicarea lor în procesele de verificare și de dimensionare; în sistemele de vehiculare a agentului termic aplicarea modelelor liniare din teoria grafurilor este limitată, cele mai multe soluții fiind obținute cu modele neliniare.

Studierea metodelor din teoria grafurilor aduce precizări utile privind existența și unicitatea soluției, modul de rezolvare a unui sistem nedeterminat, ca de exemplu determinarea presiunii absolute din condiții tehnologice. Ca aplicare a modelelor liniare se prezintă condițiile optimizării prin graf secvențial. De asemenea se prezintă modul de elaborare a bazei de cicluri independente care intervine în procesul de optimizare a grafurilor neplanare, subcap. 7.3.4

În elaborarea modelelor de echilibrare a rețelelor înelare se prezintă metodologia propusă de calcul asupra grafului integral, respectiv se propune și se justifică aplicarea modelelor de calcul pe graful redus atât la verificarea cât și la dimensionarea economică a rețelelor

Verificarea rețelelor în regim prepătratic se prezintă în subcap.7.4.3.1 împreună cu metodologia de calcul iterativ în regim prepătratic.

Dimensionarea rețelelor de bază înelare se prezintă în subcap. 7.5.

Pentru sistemele complexe, cu mai multe centrale termice sau cu mai multe noduri de închidere în rețeaua de bază, se propune o metodă de inițiere a parametrilor de dimensionare de forma  $X = \Sigma X_i = 1$ , subcap. 7.5.2.3

### 9.1.8 Optimizarea reabilitării sistemelor termice

Obiectivele studiilor de optimizare în procesul de remediere a sistemelor termice sunt:

- proiectarea rețelelor, a echipamentelor punctelor termice și a centralelor termice la parametri nominali, inclusiv a instalațiilor de protecție catodică și a izolațiilor termice;
- execuția corespunzătoare cu aplicarea tehnologiilor moderne;
- exploatarea avantajoasă din punct de vedere economic și corectă din punct de vedere tehnic.

Se prezintă problemele re tehnologizării punctelor termice, condițiile re tehnologizării stațiilor de pompare și ale dotărilor rețelelor termice.

În domeniul re tehnologizării instalațiilor de încălzire centrală se prezintă echipamente energetice moderne și conducte din materiale noi.

- microcentralele termice automatizate,
- conductele flexibile ale instalațiilor interioare,
- conducte preizolate pentru instalații,
- conducte din oțel preizolate pentru rețele exterioare,
- pompe de circulație în instalațiile de încălzire,
- sortimente performante ale corpurilor de încălzire

Cele mai multe sortimente performante se obțin din import. Unele sortimente sunt omologate în etapa actuală pentru aplicarea în țara noastră.

În domeniul rețelelor termice urbane sunt analizate tehnologiile moderne de realizare a conductelor din oțel care funcționează la parametri tehnici ridicați. Protecția anticorozivă a conductelor se aplică la fabricare, iar izolațiile termice se execută cu tehnologii adecvate

Se analizează metodele moderne de realizare a conductelor și a echipamentelor

- tehnologia de montaj și izolare termică;
- re tehnologizarea stațiilor de pompare centrale;
- protecția catodică a conductelor din oțel,
- re tehnologizarea stațiilor de pompare ale punctelor termice,
- dotări de automatizare, aparatură de manevră și control

Exploatarea sistemelor termice se perfecționează prin organizarea sistemului informațional și printr-o întreținere permanentă a componentelor sistemelor

Partea analitică a lucrării este prezentată în opt capitole, cuprinde 54 figuri în text, 70 de tabele și 360 de relații analitice. Bibliografia are 249 poziții.

## 9.2. Contribuții originale aduse în lucrare

Prin aprofundarea problemelor de specialitate din domeniul optimizării sistemelor tehnice de transport și distribuție a energiei termice, autorul și-a format o concepție proprie asupra direcțiilor în care trebuie orientată cercetarea științifică, rezultând contribuții originale pe plan teoretic precum și contribuții cu caracter aplicativ

Cercetarea teoretică s-a concentrat asupra elaborării sau perfecționării modelelor matematice pentru calculul rețelelor termice, în mod corespunzător condițiilor reale de funcționare ca structuri inelare

Modelul matematic propus ca suport al metodei de dimensionare în soluție unică, în cap. 5 al lucrării, realizează pe de o parte optimizarea unui sistem sub raportul indicatorilor energetici și tehnico-economici, iar pe de altă parte determină un grad de siguranță mare în exploatare și o mai mare stabilitate hidraulică și termică. Pentru soluția acestor metode propuse a fost înaintată documentația necesară și cererea pentru obținerea brevetului de invenție, înregistrată la OSIM cu nr. C/594 din 25.03.1997, confirmându-se constituirea depozitului național reglementar.

Se propun modele de optimizare pe structura integrală a grafului cât și metode respectiv modele de optimizare pe graf redus sau cu aplicarea arcelor neesențiale în scopul reducerii volumului de calcul prin micșorarea cardinalului.

Pentru sistemele termice cu structuri arborescente a rețelelor de bază, s-au propus metode directe de calcul elaborate pe baza unor principii de similitudine (cap 6), atât pentru verificarea cât și pentru dimensionarea economică a rețelelor

Optimizarea sistemelor termice care au rețele de bază inelare se extinde sub raportul dimensionării economice asupra grafului integral, iar optimizarea debitelor de tranzit și procesele de verificare a sistemelor și de optimizare a parametrilor de reglare se efectuează numai în cadrul rețelelor de bază (cap 7)

Prin aplicarea unor principii și a unor metode de optimizare din teoria grafulor se asigură elaborarea corectă a modelelor de calcul, se determină condițiile de existență și de unicitate a soluției, respectiv se pun în evidență parametrii aleatorii din sistemele nedeterminate, ca de exemplu alegerea presiunii absolute în sistem, care se determină din condiții de ordin tehnologic.

Ca problemă importantă este elaborarea corectă a bazei de cicluri independente la grafurile neplanare, la care nu este posibilă formarea unei baze de cicluri independente numai cu cicluri elementare (cap 7)

Prezentarea și motivarea unor procedee de echivalență este utilă la controlul proceselor de echilibrare și la reducerea volumului de calcule. S-au elaborat în lucrare mai multe procedee de echivalență echivalența coloanelor la sistemele de încălzire centrală, echivalența hidraulică a bășamentelor la sistemele de încălzire a ansamblurilor de clădiri și s-au elaborat metode de echivalență pentru calculul capacității de trecere a conductelor magistrale din sistem

Se propune de asemenea și o metodă de echilibrare a sistemelor inelare prin optimizarea vitezelor (cap 7) cu aplicații pentru optimizarea tehnologicării rețelelor

Tot pe plan teoretic s-a elaborat modelul matematic pentru inițierea parametrilor de dimensionare a rețelelor termice cu mai multe centrale termice sau cu mai multe noduri de includere în rețelele de bază

Relațiile de calcul hidraulic sunt cuprinse în toate modelele matematice și trebuie aplicate în mod corespunzător, cu valorile exacte ale parametrilor termofizici ai agentului termic, introducerea corectă a parametrilor de rugozitate, considerarea regimului hidraulic, cu prioritate a regimului de tranziție și ținându-se seama de particularitățile curgerii neizoterme

Pentru studiul instalațiilor interioare de încălzire ca structuri inelare, a fost elaborat și testat programul INSTINT în anul 1987. Pentru studiul rețelelor termice au fost aplicate programele DIMRETA pentru dimensionarea rețelelor arborescente și DIMRETI pentru dimensionarea rețelelor inelare, precum și programele generale PROGENT pentru optimizarea rețelelor inelare cu metoda propusă (cap. 5), cu studiul comparativ în șase ipoteze de calcul și programul general PROGER pentru optimizarea rețelelor inelare cu metoda generală a tranzițiilor virtuale (cap. 7)

Ca rezultate ale cercetării aplicative, trebuie considerată implementarea materialelor eficiente și punerea în operă cu tehnologii performante, dotarea sistemelor termice și a punctelor termice cu echipamente, utilaje și aparate de măsură și control, care determină condiții optime ale exploatării și întreținerii sistemelor termice.

Din documentarea asupra obiectului de studiu au rezultat sortimentele de materiale și utilaje moderne (cap. 8) dintre care unele sunt omologate și acreditate în România. În perioada actuală se coordonează instrucțiunile noastre tehnice și normativele prin care se reglementează proiectarea și realizarea conductelor și a echipamentelor din sistemele termice, cu datele tehnice și condițiile tehnologice de execuție elaborate de furnizorii din țările avansate sub raport economic și tehnologic

### Programul INSTINT

Programul INSTINT pentru studiul instalațiilor interioare de încălzire ca structuri inelare, a fost elaborat și testat în 1987, considerându-se un sistem cu 69 corpuri de încălzire, dimensionat ca structură ramificată cu procedeele aplicate curent în proiectare

În programul INSTINT în prima ipoteză se consideră sistemul ramificat format din rețeaua de ducere cu debite termice pozitive și rețeaua de întoarcere cu debite negative

În celelalte ipoteze, se formează succesiv inelele NIN1, NIN2, NIN3 și NIN4, inelele NIN2, NIN3 și NIN4 fiind inele funcționale.

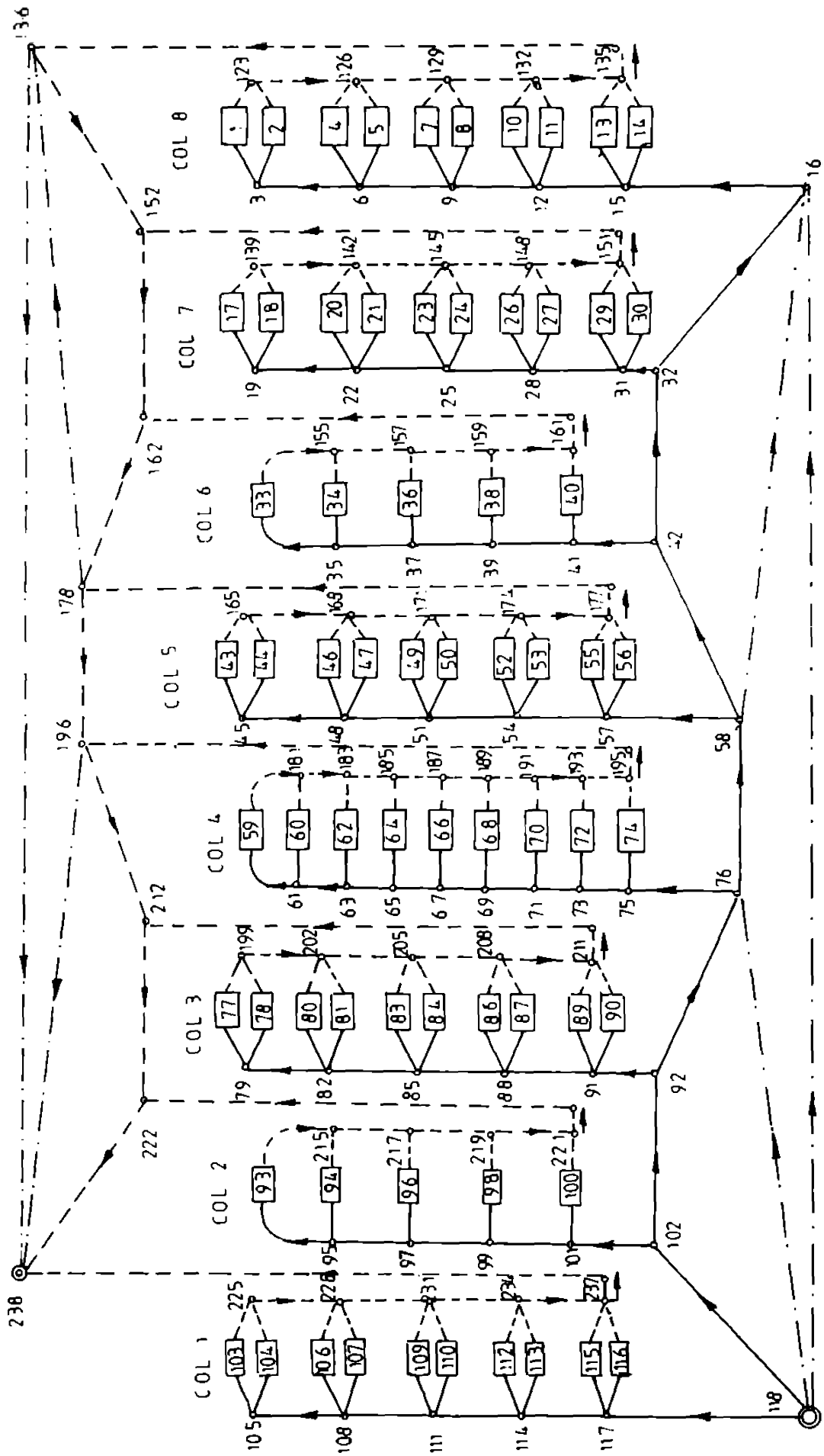
Pentru fiecare ipoteză s-a calculat căldura disponibilă în kcal/h la fiecare radiator, respectiv presiunea disponibilă în mmCA în cele cinci ipoteze, fără să se efectueze reglările pe care le necesită o structură inelară

1. CDRET, PRET, considerându-se cele NIN1 inele în rețeaua de bază.
2. CDCOL, PCOL, considerând și cele NIN2 inele formate de coloane și rețeaua de bază.
3. CDNIV, PNIV, considerând și inelele NIN3 formate cu radiatoarele la niveluri diferite.
4. CDRAD, PRAD, considerând și NIN4 inele formate cu radiatoarele de la același nivel.
5. CDRAM, PRAM în cazul rețelei funcționând ca structură ramificată

Cedările de căldură la fiecare radiator se modifică mult, în raport cu valorile nominale presupuse în structura ramificată

Considerând sistemul ca structură inelară la dimensionare, intervențiile de reglare, respectiv pierderile de energie se reduc la minim





Schema desfășurată a instalației interioare de încălzire

```

DIMENSION MATIN(75,16),NI(240),NF(240),RAD(240),CAL(240),MACOL(8,
126),ENERG(240),ENRAM(240),ENRET(240),ENNIV(240),ENCOL(240),ERADI(2
240),CDRAM(240),CDRET(240),CDNIV(240),CDCOL(240),CRADI(240)
COMMON INOR(80,15),CALDX(240),AL(240),DIAM(240),DIAR(240),ZITA(240
3),PRES(240),DIFC(80),DIFP(80),NINEL,CUM,ALAM,NINO
C   INITIAL SE EFECTUEAZĂ CALCULUL ÎN IPOTEZA RETELEI RAMIFICATE
C   IPOTEZA 1: SE CONSIDERĂ NIN1 INELE ÎN RETEAUA DE BAZĂ
C   IPOTEZA 2: SE CONSIDERĂ SI NIN2 INELE ÎNTRE RETEA SI COLOANE
C   IPOTEZA 3: SE CONSIDERĂ SI NIN3 INELE FORMATE ÎNTRE NIVELE
C   IPOTEZA 4: SE CONSIDERĂ SI NIN4 INELE LA PERECHI RADIATOARE
open(unit=3,file='instint.rcz')
open(unit=1,file='gen.dat')
READ(1,1)NCR,NC1,NIN1,NIN2,NIN3,NIN4,CUM,ALAM
1 FORMAT(6I5,F10.6,F10.3)
close(unit=1)
WRITE(3,2)
WRITE(3,1)NCR,NC1,NIN1,NIN2,NIN3,NIN4,CUM,ALAM
NCR1=NCR+1
NCIT=NCR+NC1
NCI1=NCIT+1
NCIR=NCIT+NCR
NCR2=NCIR-1
NCTOT=NCIR+NC1
2 FORMAT(10X,'DATE INITIALE'/10X,15('*'))
open(unit=1,file='date.dat')
READ(1,3)(NI(J),J=1,NCTOT)
READ(1,4)(NF(J),J=1,NCTOT)
READ(1,5)(AL(J),J=1,NCTOT)
READ(1,6)(DIAM(J),J=1,NCTOT)
READ(1,7)(RAD(J),J=1,NCIT)
close(unit=1)
DO 10 J=NCI1,NCTOT
10 RAD(J)=0
open(unit=1,file='zita.dat')
READ(1,8)(ZITA(J),J=1,NCTOT)
3 FORMAT(20I4)
4 FORMAT(20I4)
5 FORMAT(20F4.1)
6 FORMAT(20F4.1)
7 FORMAT(20F4.0)
8 FORMAT(20F4.1)
close(unit=1)
DO 11 J=1,NCTOT
11 CALD(J)=0
DO 12 J=1,NCR
K1=NF(J)
CAL( J )=RAD(K1)
12 CONTINUE
DO 13 I=1,NCR
CALD(I)=CAL( I )
K2=NI(I)
DO 14 J=1,NCR1
IF (J NE K2) GOTO 14
CAL( J )=CAL( J )+CALD(I)
14 CONTINUE
13 CONTINUE
DO 15 J=NCI1,NCIR
N1=NF(J)
CAL( J )= -RAD(N1)
15 CONTINUE
DO 16 I=NCI1,NCIR
CALD(I)=CAL( I )
N2=NI(I)

```

```

DO 17 J=1,NCR2
IF(J.NE.N2)GOTO 17
CALC(J)=CALC(J)+CALD(I)
17 CONTINUE
16 CONTINUE
WRITE(3,36)(CALD(I),I=1,NCTOT)
36 FORMAT(15F8.1)
WRITE(3,18)
18 FORMAT('0','COMPONENTA INEELOR?'',132('*'))
NIMAX=NIN1+NIN2+NIN3+NIN4
IER=0
DO 19 I=1,NIMAX
DO 20 J=1,15
INOR(I,J)=0
20 CONTINUE
19 CONTINUE
open(unit=1,file='mele.dat')
DO 100 I=1,75
READ(1,21)(MATIN(I,J),J=1,16)
21 FORMAT(16I5)
WRITE(3,21)(MATIN(I,J),J=1,16)
100 CONTINUE
close(unit=1)
DO 109 I=1,75
DO 22 J=1,15
K1=MATIN(I,J)
K2=MATIN(I,J+1)
IF(K2 EQ 0 AND K1 NE MATIN(I,I)) GOTO 23
IF(K2 EQ 0) GOTO 109
DO 24 L=1,NCTOT
IF(K1 EQ NI(L) AND K2 EQ NF(L))GOTO 25
IF(K1 EQ NF(L) AND K2 EQ NI(L))GOTO 26
24 CONTINUE
23 WRITE(3,27)I
27 FORMAT('0','GRAF ERONAT.GRESEALĂ ÎN INELUL',I4)
IER=1
GOTO 109
25 INOR(I,J)=L
GOTO 22
26 INOR(I,J)=-L
22 CONTINUE
109 CONTINUE
IF(IER.NE.0) GOTO 9
WRITE(3,30)
30 FORMAT(10X,'MATICILE GRAFULUI SUNT CORECTE')
9 CONTINUE
open(unit=1,file='col.dat')
DO 28 J=1,NCTOT
28 PRES(J)=0
ITT=0
29 continue
DO 40 J=1,NCTOT
DIAR(J)=DIAM(J)/1000
PRES(J)=(ALAM*AL(J)/DIAR(J)+ZITA(J))*CUM*CALD(J)*ABS(CALD(J))/(DIA
*M(J)**4)
40 CONTINUE
WRITE(3,37)(PRES(J),J=1,NCTOT)
37 FORMAT(15F8.2)
DO 99 J=1,NCR
99 ENERG(J)=0.
DO 98 J=NCI1,NCR2
98 ENERG(J)=0.
IF(ITT NE 0)GOTO 81

```

```

WRITE(3,85)
85 FORMAT('0','PIERDERI DE PRESIUNE PE COLOANE,ÎN MM/1,28(=)')
DO 82 I=1,8
SUMA=0.
READ(1,84)(MACOL(I,J),J=1,26)
84 FORMAT(26I3)
WRITE(3,84)(MACOL(I,J),J=1,26)
DO 111 J=1,26
DRUM=MACOL(I,J)
DO 112 L=1,NCTOT
IF(L.NE.DRUM) GO TO 112
SUMA=SUMA+ABS(PRES(L.))
112 CONTINUE
111 CONTINUE
NNK=9-I
WRITE(3,88)NNK,SUMA
88 FORMAT(10X,'COLOANA',15,5X,'SUMA PIERDERI=',F9.2)
82 CONTINUE
81 ENERG(1)=900
close(unit=1)
90 DO 42 J=1,NCR
K1=N(J)
K2=NF(J)
KOR=1
IF(ENERG(K1) NE 0 AND ENERG(K2) EQ 0.) GO TO 38
IF(ENERG(K1) EQ 0 AND ENERG(K2) NE 0.) GO TO 39
GO TO 42
39 K3=K1
K1=K2
K2=K3
KOR=-1
38 ENERG(K2)=ENERG(K1)-PRES(J)*KOR
42 CONTINUE
DO 91 J=1,NCR
N1=N(J)
N2=NF(J)
IF(ENERG(N1) NE 0 AND ENERG(N2) NE 0.) GO TO 91
GO TO 90
91 CONTINUE
95 DO 44 J=NC1,NCIR
K1=N(J)
K2=NF(J)
KOR=1
IF(ENERG(K1) NE 0 AND ENERG(K2) EQ 0.) GO TO 48
IF(ENERG(K1) EQ 0 AND ENERG(K2) NE 0.) GO TO 49
GO TO 44
49 K3=K1
K1=K2
K2=K3
KOR=-1
48 ENERG(K2)=ENERG(K1)-PRES(J)*KOR
44 CONTINUE
DO 43 J=NC11,NCIR
N1=N(J)
N2=NF(J)
IF(ENERG(N1) NE 0 AND ENERG(N2) NE 0.) GO TO 43
GO TO 95
43 CONTINUE
ITT=ITT+1
IF(ITT GE 4) GO TO 34
IF(ITT-2) 31,32,33
31 DO 70 J=1,NCTOT
CDRAM(J)=CALD(J)

```

```

ENRAM(J)=ENERG(J)
70 CONTINUE
NINO=1
NINEL=NINI
CALL CORIN
GO TO 29
32 DO 51 J=1,NCTOT
CDRET(J)=CALD(J)
ENRET(J)=ENERG(J)
51 CONTINUE
NINO=NINO+1
NINEL=NINI+NIN2
CALL CORIN
GO TO 29
33 DO 52 J=1,NCTOT
CDCOL=CALD(J)
ENCOL(J)=ENERG(J)
52 CONTINUE
NINO=NINEL+1
NINEL=NINI-NIN2+NIN3
CALL CORIN
GO TO 29
34 CONTINUE
IF(ITE GE 5) GO TO 35
DO 53 J=1,NCTOT
CDNIV(J)=CALD(J)
ENNIV(J)=ENERG(J)
53 CONTINUE
NINO=NINEL-1
NINEL=NIMAX
CALL CORIN
GO TO 29
35 DO 54 J=1,NCTOT
CRADI(J)=CALD(J)
ERADI(J)=ENERG(J)
54 CONTINUE
C SCRIEREA REZULTATELOR COMPARATIVE
WRITE(3,74)
74 FORMAT(/5X,'DEBITE TERMICE KCAL/H, PRESIUNI NODURI MM/5X,54(=)')
WRITE(3,71)
71 FORMAT(4X,'N',4X,'NI',3X,'NF',5X,'D',6X,'DI',5X,'RAD',5X,'ZITA',2X,
*'CDRAM',3X,'CDRET',3X,'CDCOL',3X,'CDNIV',3X,'CRADI',3X,'PRAM',4X,
*'PRET',4X,'PCOL',4X,'PNIV',4X,'PRAD',/2X,124('*'))
DO 72 J=1,NCTOT
WRITE(3,73)J,NI(J),NF(J),AL(J),DIAM(J),RAD(J),ZITA(J),CDRAM(J),
*'CDRET(J),CDCOL(J),CDNIV(J),CRADI(J),ENRAM(J),ENRET(J),ENCOL(J),
*'ENNIV(J),ERADI(J)
73 FORMAT(3I5,F8.2,F7.2,F8.1,F7.2,10F8.1)
72 CONTINUE
STOP
END

SUBROUTINE CORIN
COMMON INOR(80,15),CALD(240),AL(240),DIAM(240),DIAR(240),ZITA(240
),PRES(240),DIFC(80),DIFP(80),NINEL,CUM,ALAM,NINO
C ECHILIBRAREA RETELEI INELARE
ITER=0
58 DO 59 I=NINO,NINEL
DIFP(I)=0
DM=0
DO 60 J=1,15
IF(INOR(I,J).EQ 0) GO TO 60
M=JABS(INOR(I,J))

```

```

ZZ=(ALAM*AL(M)/DIAR(M)+ZITA(M))*CUM/(DIAM(M)**4)
DM=DM+2*Z7*ABS(CALD(M))
PRES(M)=ZZ*CALD(M)*ABS(CALD(M))*INOR(I,J)/M
DIFP(I)=DIFP(I)+PRES(M)
60 CONTINUE
DIFC(I)=(-DIFP(I))/DM
59 CONTINUE
DO 61 I=NINO,NINEL
DO 62 J=1,15
IF(INOR(I,J).EQ.0) GO TO 63
M=IABS(INOR(I,J))
CALD(M)=CALD(M)+DIFC(I)*INOR(I,J)/M
62 CONTINUE
63 CONTINUE
61 CONTINUE
ITER=ITER+1
IF(ITER.LE.9) GO TO 64
GO TO 65
64 CONTINUE
DO 66 I=NINO,NINEL
AMAX=ABS(DIFC(I))
IF(AMAX.GT.0.1) GO TO 58
66 CONTINUE
65 WRITE(3,67)ITER
67 FORMAT('0, NUMĂRUL DE ITERAȚII='15)
WRITE(3,68)(DIFC(I),I=NINO,NINEL)
68 FORMAT(16F7.2)
RETURN
END

```

COMPONENTA INEELI. OR

178	196	238	136	178	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
162	178	136	152	162	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
196	212	222	238	196	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
42	58	16	32	42	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
58	76	118	16	58	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
76	92	102	118	76	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
31	32	16	15	14	135	136	152	151	30	31	0	0	0	0
31	30	151	152	162	161	40	41	42	32	31	0	0	0	0
41	40	161	162	178	177	56	57	58	42	41	0	0	0	0
57	56	177	178	196	195	74	75	76	58	57	0	0	0	0
75	74	195	196	212	211	89	91	92	76	75	0	0	0	0
101	102	92	91	89	211	212	222	221	100	101	0	0	0	0
101	100	221	222	238	237	115	117	118	102	101	0	0	0	0
6	3	2	123	126	5	6	0	0	0	0	0	0	0	0
9	6	5	126	129	8	9	0	0	0	0	0	0	0	0
12	9	8	129	132	11	12	0	0	0	0	0	0	0	0
15	12	11	132	135	14	15	0	0	0	0	0	0	0	0
22	19	18	139	142	21	22	0	0	0	0	0	0	0	0
25	22	21	142	145	24	25	0	0	0	0	0	0	0	0
28	25	24	145	148	27	28	0	0	0	0	0	0	0	0
31	28	27	148	151	30	31	0	0	0	0	0	0	0	0
35	33	155	34	35	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
37	35	34	155	157	36	37	0	0	0	0	0	0	0	0
39	37	36	157	159	38	39	0	0	0	0	0	0	0	0
41	39	38	159	161	40	41	0	0	0	0	0	0	0	0
48	45	44	165	168	47	48	0	0	0	0	0	0	0	0
51	48	47	168	171	50	51	0	0	0	0	0	0	0	0
54	51	50	171	174	53	54	0	0	0	0	0	0	0	0
57	54	53	174	177	56	57	0	0	0	0	0	0	0	0
61	59	181	60	61	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
63	61	60	181	183	62	63	0	0	0	0	0	0	0	0
65	63	62	183	185	64	65	0	0	0	0	0	0	0	0
67	65	64	185	187	66	67	0	0	0	0	0	0	0	0
69	67	66	187	189	68	69	0	0	0	0	0	0	0	0
71	69	68	189	191	70	71	0	0	0	0	0	0	0	0
73	71	70	191	193	72	73	0	0	0	0	0	0	0	0
75	73	72	193	195	74	75	0	0	0	0	0	0	0	0
82	79	77	199	202	80	82	0	0	0	0	0	0	0	0
85	82	80	202	205	83	85	0	0	0	0	0	0	0	0
88	85	83	205	208	86	88	0	0	0	0	0	0	0	0
91	88	86	208	211	89	91	0	0	0	0	0	0	0	0
95	93	215	94	95	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
97	95	94	215	217	96	97	0	0	0	0	0	0	0	0
99	97	96	217	219	98	99	0	0	0	0	0	0	0	0
101	99	98	219	221	100	101	0	0	0	0	0	0	0	0
108	105	103	225	228	106	108	0	0	0	0	0	0	0	0
111	108	106	228	231	109	111	0	0	0	0	0	0	0	0
114	111	109	231	234	112	114	0	0	0	0	0	0	0	0
117	114	112	234	237	115	117	0	0	0	0	0	0	0	0

MATRICILE GRAFULUI SUNT CORECTE

DATE INIZIALE  
\*\*\*\*\*

430.0	1032.0	1462.0	344.0	774.0	2580.0	344.0	774.0	3698.0	344.0	774.0	4816.0	430.0	5676.0	
5676.0	1978.0	344.0	2322.0	1548.0	247.0	4117.0	1548.0	247.0	5912.0	1548.0	247.0	7707.0	1720.0	344.0
9771.0	15447.0	1978.0	1548.0	3526.0	1548.0	5074.0	1548.0	6622.0	1806.0	8428.0	23875.0	516.0	430.0	946.0
430.0	265.0	1641.0	430.0	265.0	2336.0	430.0	265.0	3031.0	516.0	430.0	3977.0	27852.0	516.0	631.0
1147.0	430.0	1577.0	631.0	2208.0	430.0	2638.0	631.0	3269.0	430.0	3699.0	631.0	4330.0	516.0	4846.0
32698.0	1978.0	430.0	2408.0	1548.0	265.0	4221.0	1548.0	265.0	6034.0	1548.0	265.0	7847.0	1806.0	430.0
10083.0	42781.0	1978.0	1548.0	3526.0	1548.0	5074.0	1548.0	6622.0	1720.0	8342.0	51123.0	430.0	344.0	774.0
344.0	247.0	1365.0	344.0	247.0	1956.0	344.0	247.0	2547.0	430.0	344.0	3321.0	.0	.0	.0
-430.0	-1032.0	-1462.0	-344.0	-774.0	-2580.0	-344.0	-774.0	-3698.0	-344.0	-774.0	-4816.0	-430.0	-5676.0	.0
-5676.0	-1978.0	-344.0	-2322.0	-1548.0	-247.0	-4117.0	-1548.0	-247.0	-5912.0	-1548.0	-247.0	-7707.0	-1720.0	-344.0
-9771.0	-15447.0	-1978.0	-1548.0	-3526.0	-1548.0	-5074.0	-1548.0	-6622.0	-1806.0	-8428.0	-23875.0	-516.0	-430.0	-946.0
-430.0	-265.0	-1641.0	-430.0	-265.0	-2336.0	-430.0	-265.0	-3031.0	-516.0	-430.0	-3977.0	-27852.0	-516.0	-631.0
-1147.0	-430.0	-1577.0	-631.0	-2208.0	-430.0	-2638.0	-631.0	-3269.0	-430.0	-3699.0	-631.0	-4330.0	-516.0	-4846.0
-32698.0	-1978.0	-430.0	-2408.0	-1548.0	-265.0	-4221.0	-1548.0	-265.0	-6034.0	-1548.0	-265.0	-7847.0	-1806.0	-430.0
-10083.0	-42781.0	-1978.0	-1548.0	-3526.0	-1548.0	-5074.0	-1548.0	-6622.0	-1720.0	-8342.0	-51123.0	-430.0	-344.0	-774.0
-344.0	-247.0	-1365.0	-344.0	-247.0	-1956.0	-344.0	-247.0	-2547.0	-430.0	-344.0	-3321.0	.0	.0	.0

PIERDERI DE PRESTIUNE PE COLOANE, IN MM

1	3	6	9	12	15	16	32	42	58	76	921021212312612932	35136352162178196212222	
COLOANA	8	SUMA PIERDERI=	868.56										
17	19	22	25	28	31	32	42	58	76	9210213713934214514851	52162178196212222	0	0
COLOANA	7	SUMA PIERDERI=	946.13										
33	35	37	39	41	42	58	76	92102153155157159	162178196212222	0	0	0	0
COLOANA	6	SUMA PIERDERI=	933.60										
43	45	48	51	54	57	58	76	92102163165168171	17177178196212222	0	0	0	0
COLOANA	5	SUMA PIERDERI=	379.83										
59	61	63	65	67	69	71	73	75	76	92102179181183185187	189193195196212222	0	0
COLOANA	4	SUMA PIERDERI=	317.43										
77	79	82	85	88	91	92102197199202205208211	212222	0	0	0	0	0	0
COLOANA	3	SUMA PIERDERI=	995.02										
93	95	97	99101	02213215217219221222	0	0	0	0	0	0	0	0	0
COLOANA	2	SUMA PIERDERI=	657.04										
31051081111411722325226231234237	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
COLOANA	1	SUMA PIERDERI=	101.51										

DEBITE TERMICE, KCAL/H, PRESTIUNI NOZURI, MM

N	NZ	NF	L	D	RAD	ZITA	CORAM	CDKET	CDCOL	CDNIV	CRADI	PRAM	PREC	PCOL	PNIV	PRAD
1	3	1	.60	15.00	430.0	4.00	4.00	430.0	430.0	430.0	179.6	900.0	900.0	900.0	900.0	900.0
2	3	2	1.80	15.00	1032.0	8.00	8.00	1032.0	1032.0	1032.0	169.2	896.9	896.9	896.9	900.5	900.0
3	6	3	2.70	15.00	.0	2.00	1462.0	1462.0	1462.0	348.7	348.7	900.5	900.5	900.5	900.5	900.1
4	6	4	.60	15.00	344.0	6.50	544.0	344.0	344.0	344.0	322.0	904.5	904.5	904.5	900.4	900.0
5	6	5	1.80	15.00	774.0	8.50	774.0	774.0	774.0	266.6	288.6	902.7	902.7	902.7	900.5	900.0



N	NI	NE	L	D	RAD	ZITA	CDRAM	CDRET	CDCOL	CURTY	CRAD1	FRAMP	PKET	PCOL	PRTV	PRAD
6	9	6	2.70	15.00	.0	.50	2580.0	2580.0	2580.0	959.4	959.4	964.8	904.8	904.8	900.8	900.3
7	9	7	.60	15.00	344.0	8.50	344.0	344.0	344.0	344.0	561.8	914.7	914.7	914.7	901.8	900.8
8	9	8	1.60	15.00	774.0	8.50	774.0	774.0	774.0	721.3	503.5	913.0	913.0	913.0	900.3	900.9
9	12	9	2.70	15.00	.0	.50	3698.0	3698.0	3698.0	2024.6	2024.6	915.1	915.1	915.1	902.2	901.8
10	12	10	.60	15.00	344.0	8.50	344.0	344.0	344.0	344.0	1020.6	935.9	935.9	935.9	908.2	905.0
11	12	11	1.80	15.00	774.0	8.50	774.0	774.0	774.0	1591.3	914.7	934.1	934.1	934.1	899.5	905.1
12	15	12	2.70	15.00	.0	.50	4816.0	4816.0	4816.0	3959.9	3959.9	936.2	936.2	936.2	908.5	908.1
13	15	13	.60	15.00	430.0	8.50	430.0	430.0	430.0	430.0	1914.2	911.5	911.5	911.5	932.2	921.6
14	15	14	1.80	15.00	430.0	8.50	430.0	430.0	430.0	3199.8	1715.6	911.5	911.5	911.5	896.4	921.6
15	16	15	2.60	15.00	.0	.60	5676.0	5676.0	5676.0	7589.7	7589.7	972.0	972.0	972.0	932.7	932.3
16	32	16	3.60	15.00	.0	.60	5676.0	5676.0	5676.0	3651.1	3651.1	1024.4	1024.4	1024.4	1026.4	1026.0
17	19	17	.30	15.00	1978.0	8.00	1978.0	1978.0	1978.0	1978.0	373.4	891.7	798.4	829.6	878.4	887.9
18	19	18	1.10	15.00	344.0	8.00	344.0	344.0	344.0	1243.1	361.5	901.6	808.3	839.5	893.3	887.8
19	22	19	2.70	15.00	.0	2.00	2322.0	2322.0	2322.0	734.9	734.9	902.0	808.6	839.8	888.6	888.2
20	22	20	.90	15.00	1548.0	8.50	1548.0	1548.0	1548.0	1548.0	251.8	905.4	812.0	843.2	882.3	889.1
21	22	21	1.10	15.00	247.0	8.50	247.0	247.0	247.0	1037.0	259.3	912.6	819.3	850.5	893.2	889.1
22	25	22	2.70	15.00	.0	.50	4117.0	4117.0	4117.0	1245.9	1245.9	912.8	819.4	850.6	889.7	889.3
23	25	23	.90	15.00	1548.0	8.50	1548.0	1548.0	1548.0	1548.0	579.4	931.6	838.2	869.4	884.7	890.7
24	25	24	1.10	15.00	247.0	8.50	247.0	247.0	247.0	171.9	596.7	938.8	845.4	876.6	892.6	890.6
25	28	25	2.70	15.00	.0	.50	5912.0	5912.0	5912.0	2422.0	2422.0	939.0	845.6	876.8	892.1	891.7
26	28	26	.90	15.00	1548.0	8.50	1548.0	1548.0	1548.0	1548.0	1672.9	985.6	892.2	923.4	893.8	892.1
27	28	27	1.10	15.00	247.0	8.50	247.0	247.0	247.0	1647.8	1722.9	992.8	899.4	930.6	890.3	891.3
28	31	28	2.70	20.00	.0	.50	7707.0	7707.0	7707.0	5817.7	5817.7	993.0	899.6	930.8	901.2	900.8
29	31	29	.90	15.00	1720.0	8.50	1720.0	1720.0	1720.0	1720.0	2278.5	1066.3	913.0	944.2	904.9	897.5
30	31	30	1.10	15.00	344.0	8.50	344.0	344.0	344.0	2905.0	2346.5	1019.1	921.7	950.0	887.1	896.0
31	32	31	2.80	20.00	.0	4.50	9771.0	9771.0	10442.8	10442.8	1013.5	922.1	953.3	914.0	914.0	913.6
32	42	32	9.50	25.00	.0	1.50	15447.0	6085.1	6791.7	6791.7	1691.7	976.7	1038.6	999.3	998.8	998.8
33	35	33	5.70	15.00	1978.0	8.50	1978.0	1978.0	1978.0	433.0	433.0	850.7	668.6	808.7	888.5	888.0
34	35	34	1.60	15.00	1548.0	9.00	1548.0	1548.0	1548.0	549.1	863.8	681.7	821.8	821.8	888.4	888.0
35	37	35	2.70	15.00	.0	.30	3526.0	3526.0	3526.0	982.1	982.1	872.4	690.3	830.5	889.5	889.1
36	37	36	1.60	15.00	1548.0	9.00	1548.0	1548.0	1548.0	861.3	861.3	882.2	700.1	840.3	888.3	887.8
37	39	37	2.70	15.00	.0	.30	5074.0	5074.0	5074.0	1843.4	1843.4	899.9	708.8	848.9	890.9	890.5
38	39	38	1.60	15.00	1548.0	9.00	1548.0	1548.0	1548.0	1522.5	1522.5	929.4	738.3	878.4	887.2	887.2
39	41	39	2.70	15.00	.0	.30	6622.0	6622.0	6622.0	3365.9	3365.9	929.0	746.9	887.1	896.0	895.6
40	41	40	.30	15.00	1806.0	9.00	1806.0	1806.0	-408.8	2775.6	984.5	802.4	952.7	890.2	889.7	889.7
41	42	41	2.60	15.00	.0	4.50	8428.0	8428.0	6141.5	6141.5	994.1	811.9	912.8	912.8	912.8	912.4
42	58	42	2.30	30.00	.0	.30	23875.0	14513.1	12933.3	12933.3	1194.2	1013.0	1019.6	1019.6	1019.6	1019.1
43	45	43	.40	15.00	516.0	8.00	516.0	516.0	516.0	516.0	121.3	1147.9	950.4	955.7	931.0	931.2
44	45	44	.80	15.00	430.0	8.00	430.0	430.0	430.0	278.3	116.3	1148.1	950.6	955.9	931.9	931.2
45	48	45	2.70	15.00	.0	2.00	946.0	946.0	946.0	237.7	237.7	1148.6	951.1	956.5	931.7	931.3
46	48	46	.40	15.00	430.0	8.50	430.0	430.0	430.0	430.0	127.9	1149.9	952.4	957.7	931.3	931.3
47	48	47	.80	15.00	265.0	8.50	265.0	265.0	265.0	179.3	122.8	1150.2	952.7	958.0	931.9	931.3
48	51	48	2.70	15.00	.0	.50	1641.0	1641.0	1641.0	488.4	488.4	1150.4	952.9	958.2	931.8	931.4
49	51	49	.40	15.00	430.0	8.50	430.0	430.0	430.0	387.1	387.1	1154.1	956.6	961.9	931.6	931.3
50	51	50	.80	15.00	265.0	8.50	265.0	265.0	265.0	328.7	371.6	1154.4	956.6	962.2	931.8	931.3
51	54	51	2.70	15.00	.0	.50	2336.0	2336.0	2336.0	1247.2	1247.2	1154.6	957.1	962.4	932.2	931.7
52	54	52	.40	15.00	430.0	8.50	430.0	430.0	430.0	430.0	735.3	1162.5	965.0	970.3	934.0	932.6

N	NI	NE	L	D	RAD	ZITA	URAM	GDHET	GDGOL	GDNIY	CRADI	PRAM	PRET	PCOL	FNIV	PRAD
53	54	53	.80	15.00	265.0	8.50	265.0	265.0	265.0	1011.2	705.9	1162.8	965.3	970.6	931.5	932.6
54	57	54	.70	15.00	.0	.50	3031.0	3031.0	3031.0	2688.3	2688.3	1163.0	965.5	970.8	934.6	934.1
55	57	55	.40	15.00	516.0	8.50	516.0	516.0	516.0	516.0	1434.9	1176.5	979.0	984.3	945.0	939.5
56	57	56	.80	15.00	430.0	8.50	430.0	430.0	2054.5	2296.4	1377.5	1176.7	979.2	973.4	929.7	939.5
57	58	57	2.80	15.00	.0	4.00	3977.0	3977.0	5500.8	5500.8	5500.8	1177.2	979.7	985.0	945.7	945.3
58	76	58	5.10	30.00	.0	.30	27852.0	5852.3	6141.8	6141.8	136.1	1179.8	1022.0	1066.0	1026.7	1026.3
59	61	59	1.90	15.00	516.0	.20	516.0	516.0	516.0	136.1	136.1	1179.8	917.2	917.0	905.7	905.3
60	61	60	1.60	15.00	631.0	7.00	631.0	631.0	631.0	56.9	56.9	1176.9	916.3	916.1	905.7	905.3
61	63	61	1.30	15.00	.0	.20	1147.0	1147.0	1147.0	193.0	193.0	1180.1	917.5	917.3	905.8	905.3
62	63	62	.60	15.00	430.0	7.00	430.0	430.0	430.0	108.1	108.1	1180.6	918.0	917.8	905.8	905.3
63	65	63	1.30	15.00	631.0	.30	1577.0	1577.0	1577.0	301.1	301.1	1181.1	918.4	918.2	905.8	905.4
64	65	64	.60	15.00	.0	7.00	631.0	631.0	631.0	167.1	167.1	1182.0	919.3	919.1	905.8	905.4
65	67	65	1.30	15.00	.0	.30	2208.0	2208.0	2208.0	468.2	468.2	1183.0	920.3	920.1	905.9	905.4
66	67	66	.60	15.00	430.0	7.00	430.0	430.0	430.0	291.8	291.8	1186.2	923.6	923.4	905.8	905.4
67	69	67	1.30	15.00	.0	.30	2638.0	2638.0	2638.0	760.0	760.0	1186.7	924.0	923.8	906.0	905.6
68	69	68	.60	15.00	631.0	.70	631.0	631.0	631.0	617.2	617.2	1191.8	929.1	928.9	906.3	905.8
69	71	69	1.30	15.00	.0	.30	3269.0	3269.0	3269.0	1377.3	1377.3	1192.0	929.3	929.1	906.5	906.0
70	71	70	.60	15.00	430.0	7.00	430.0	430.0	430.0	888.9	888.9	1199.7	937.0	936.8	906.0	905.5
71	73	71	1.30	15.00	.0	.30	3699.0	3699.0	3699.0	2266.2	2266.2	1200.1	937.5	937.3	907.9	907.5
72	73	72	.60	15.00	631.0	7.00	631.0	631.0	631.0	1512.8	1512.8	1209.6	946.9	946.7	906.2	906.7
73	75	73	1.30	15.00	.0	.30	4330.0	4330.0	4330.0	3779.0	3779.0	1210.5	947.9	947.7	911.8	911.4
74	75	74	.60	15.00	516.0	7.00	516.0	516.0	2027.8	2553.5	2553.5	1224.2	961.5	952.1	906.6	906.2
75	76	75	2.80	15.00	.0	4.00	4846.0	4846.0	6332.5	6332.5	6332.5	1224.8	962.2	962.0	922.7	922.3
76	92	76	3.60	40.00	.0	.30	32698.0	1331.9	1686.9	1686.9	1686.9	1287.7	1025.1	1069.3	1030.0	1029.6
77	79	77	.30	15.00	1978.0	7.00	1978.0	1978.0	1978.0	131.5	131.5	853.6	574.3	770.7	909.2	908.7
78	79	78	1.10	15.00	430.0	7.00	430.0	430.0	430.0	430.0	146.8	862.2	582.8	779.2	908.6	908.6
79	82	79	2.70	15.00	.0	2.00	2408.0	2408.0	2408.0	298.5	298.5	862.7	583.4	779.7	909.1	908.7
80	82	80	1.60	15.00	1548.0	7.50	1548.0	1548.0	1548.0	207.3	224.8	866.8	587.5	783.9	909.2	908.7
81	82	81	1.10	15.00	265.0	7.50	265.0	265.0	265.0	265.0	247.5	874.1	594.8	791.2	909.1	908.7
82	85	82	2.70	15.00	.0	.50	4221.0	4221.0	4221.0	770.7	770.7	874.3	595.0	791.4	909.3	908.9
83	85	83	1.10	15.00	1548.0	7.50	1548.0	1548.0	1548.0	639.0	473.7	894.9	615.6	812.0	909.0	909.2
84	85	84	1.60	15.00	265.0	7.50	265.0	265.0	265.0	265.0	430.3	901.6	622.3	818.7	910.0	909.2
85	88	85	2.70	15.00	.0	.50	6034.0	6034.0	6034.0	1674.7	1674.7	901.8	622.5	818.9	910.2	909.8
86	88	86	1.60	15.00	1548.0	7.50	1548.0	1548.0	1548.0	1315.3	752.2	950.5	671.2	867.6	909.1	912.4
87	88	87	1.10	15.00	265.0	7.50	265.0	265.0	265.0	265.0	828.1	957.8	678.5	874.9	914.4	912.2
88	91	88	2.70	15.00	.0	.50	7847.0	7847.0	7847.0	3255.0	3255.0	958.0	678.7	875.1	914.6	914.1
89	91	89	1.60	15.00	1806.0	7.50	1806.0	1806.0	1845.0	2649.9	1466.0	1042.9	763.6	982.1	908.9	923.7
90	91	90	1.10	15.00	430.0	7.50	430.0	430.0	430.0	1614.0	1052.6	773.3	773.3	969.7	930.4	923.0
91	92	91	2.70	15.00	.0	3.50	10083.0	10083.0	6334.9	6334.9	1053.1	1053.1	773.8	970.2	930.9	930.5
92	102	92	9.50	50.00	.0	1.30	42781.0	8751.1	8021.8	8021.8	1304.3	1025.0	1025.0	1069.4	1030.1	1029.7
93	95	93	5.70	15.00	1978.0	7.00	1978.0	1978.0	1978.0	460.4	460.4	1020.7	714.8	822.1	895.7	895.2
94	95	94	1.70	15.00	1548.0	7.50	1548.0	1548.0	1548.0	581.1	581.1	1033.0	727.1	834.3	895.7	895.3
95	97	95	2.70	15.00	.0	.30	3526.0	3526.0	3526.0	1041.5	1041.5	1040.6	734.6	842.0	896.8	896.3
96	97	96	1.70	15.00	1548.0	7.50	1548.0	1548.0	1548.0	907.3	907.3	1051.4	745.6	852.8	895.7	895.3
97	99	97	2.70	15.00	.0	.20	5074.0	5074.0	5074.0	1948.8	1948.8	1059.1	753.2	860.4	898.4	897.9
98	99	98	1.70	15.00	1548.0	7.50	1548.0	1548.0	1548.0	1600.4	1600.4	1088.8	782.9	860.4	898.4	897.9
99	101	99	2.70	15.00	.0	.20	6622.0	6622.0	6622.0	3549.2	3549.2	1096.4	790.6	897.8	903.9	903.4

N	NI	MF	L	D	RAD	ZITA	CDRAM	CDRET	CDCOL	CDNIV	CRADI	PRAM	PRET	PCOL	PNIV	PRAD
100	101	100	.20	15.00	1720.0	7.50	1720.0	1720.0	53.6	3089.4	3009.4	1152.3	447.1	961.5	899.1	898.6
101	102	101	2.70	15.00	0	3.50	8342.0	8342.0	6638.6	6638.6	6638.6	1160.1	454.2	961.5	922.2	921.7
102	118	102	2.20	50.00	0	3.0	51123.0	17093.1	14660.4	14660.4	14660.4	1332.0	1026.2	1070.3	1031.1	1030.6
103	105	103	.40	15.00	430.0	7.00	430.0	430.0	430.0	139.9	104.7	1291.2	1291.2	1240.9	1247.0	1246.9
104	105	104	.90	15.00	344.0	7.00	344.0	344.0	344.0	344.0	99.4	1291.4	1291.4	1241.0	1246.6	1246.9
105	108	105	2.70	15.00	0	2.00	774.0	774.0	774.0	204.1	204.1	1291.7	1291.7	1241.3	1247.0	1247.0
106	108	106	.40	15.00	344.0	7.50	344.0	344.0	344.0	124.4	190.4	1292.6	1292.6	1242.2	1247.0	1246.9
107	108	107	.90	15.00	247.0	7.50	247.0	247.0	247.0	247.0	181.0	1292.7	1292.7	1242.3	1246.9	1246.9
108	111	108	2.70	15.00	0	.50	1365.0	1365.0	1365.0	575.5	575.5	1292.9	1292.9	1242.5	1247.0	1247.0
109	111	109	.40	15.00	344.0	7.50	344.0	344.0	344.0	476.4	370.9	1295.4	1295.4	1245.1	1247.0	1247.2
110	111	110	.90	15.00	247.0	7.50	247.0	247.0	247.0	247.0	352.6	1295.6	1295.6	1245.2	1247.4	1247.2
111	114	111	2.70	15.00	0	.50	1956.0	1956.0	1956.0	1299.0	1299.0	1295.7	1295.7	1245.4	1247.5	1247.5
112	114	112	.40	15.00	344.0	7.50	344.0	344.0	344.0	1141.5	711.8	1301.4	1301.4	1251.0	1246.9	1248.9
113	114	113	.90	15.00	247.0	7.50	247.0	247.0	247.0	247.0	676.7	1301.5	1301.5	1251.1	1250.0	1248.9
114	117	114	2.70	15.00	0	.50	2547.0	2547.0	2547.0	2687.4	2687.4	1301.7	1301.7	1251.3	1250.2	1250.2
115	117	115	.40	15.00	430.0	7.50	430.0	430.0	2668.9	2431.7	1422.9	1311.2	1311.2	1244.6	1246.4	1256.2
116	117	116	.90	15.00	344.0	7.50	344.0	344.0	344.0	344.0	1352.8	1311.2	1311.3	1261.0	1261.0	1256.2
117	118	117	2.80	15.00	0	4.00	3321.0	3321.0	5463.1	5463.1	5463.1	1311.7	1311.7	1261.3	1261.3	1261.3
118	118	116	2.60	50.00	0	1.00	0	21999.6	23533.0	23533.0	23533.0	1341.2	1341.2	1341.2	1341.2	1341.2
119	16	58	1.50	40.00	0	1.50	0	12637.7	12292.2	12292.2	12292.2	0	0	0	0	0
120	118	76	1.50	40.00	0	1.50	0	12030.3	10787.5	10787.5	10787.5	0	0	0	0	0
121	123	1	.50	15.00	0	6.00	-430.0	-430.0	-430.0	-430.0	-179.6	0	0	0	0	0
122	123	2	1.70	15.00	0	4.00	-1032.0	-1032.0	-1032.0	81.3	-169.2	0	0	0	0	0
123	126	123	2.70	15.00	0	2.00	-1462.0	-1462.0	-1462.0	-348.7	-348.7	899.6	899.6	899.6	899.6	899.9
124	126	4	.50	15.00	0	6.00	-344.0	-344.0	-344.0	-344.0	-322.0	0	0	0	0	0
125	126	5	1.70	15.00	0	6.00	-774.0	-774.0	-774.0	-266.6	-288.6	0	0	0	0	0
126	129	126	2.70	15.00	0	.50	-2580.0	-2580.0	-2580.0	-959.4	-959.4	895.3	895.3	895.3	899.4	899.7
127	129	7	.50	15.00	0	6.00	-344.0	-344.0	-344.0	-344.0	-561.8	0	0	0	0	0
128	129	8	1.70	15.00	0	6.00	-774.0	-774.0	-774.0	-721.3	-503.5	0	0	0	0	0
129	132	129	2.70	15.00	0	.50	-3698.0	-3698.0	-3698.0	-2024.6	-2024.6	885.0	885.0	885.0	897.9	898.3
130	132	10	.50	15.00	0	6.00	-344.0	-344.0	-344.0	-344.0	-1020.6	0	0	0	0	0
131	132	11	1.70	15.00	0	6.00	-774.0	-774.0	-774.0	-1591.3	-914.7	0	0	0	0	0
132	135	132	2.70	15.00	0	.50	-4816.0	-4816.0	-4816.0	-3959.9	-3959.9	863.0	863.0	863.0	891.6	891.9
133	135	13	.50	15.00	0	6.00	-430.0	-430.0	-430.0	-430.0	-1914.2	0	0	0	0	0
134	135	14	1.70	15.00	0	6.00	-430.0	-430.0	-2389.1	-3199.8	-1715.6	0	0	0	0	0
135	136	135	2.70	15.00	0	.50	-5676.0	-5676.0	-7589.7	-7589.7	-7589.7	828.1	828.1	828.1	867.4	867.7
136	152	136	3.60	15.00	0	.50	-5676.0	3796.1	-3722.1	3722.1	3722.1	778.3	778.3	739.1	778.4	778.8
137	139	17	.30	15.00	0	6.00	-1978.0	-1978.0	-1978.0	-1978.0	-373.4	0	0	0	0	0
138	139	18	.10	15.00	0	6.00	-344.0	-344.0	-344.0	1243.1	-361.5	0	0	0	0	0
139	142	139	2.70	15.00	0	2.00	-2322.0	-2322.0	-2322.0	-734.9	-734.9	883.0	790.5	821.7	870.5	887.6
140	142	20	.90	15.00	0	6.00	-1548.0	-1548.0	-1548.0	-1548.0	-251.8	0	0	0	0	0
141	142	21	.10	15.00	0	6.00	-247.0	-247.0	-247.0	1037.0	-259.3	0	0	0	0	0
142	145	142	2.70	15.00	0	.50	-4117.0	-4117.0	-4117.0	-1245.9	-1245.9	873.0	779.7	810.9	869.4	886.5
143	145	23	.90	15.00	0	6.00	-1548.0	-1548.0	-1548.0	-1548.0	-579.4	0	0	0	0	0
144	145	24	.10	15.00	0	6.00	-247.0	-247.0	-247.0	371.9	-596.7	0	0	0	0	0
145	148	145	2.70	15.00	0	.50	-5912.0	-5912.0	-5912.0	-2422.0	-2422.0	846.0	753.5	784.7	867.0	884.1
146	148	26	.90	15.00	0	6.00	-1548.0	-1548.0	-1548.0	-1548.0	-1672.9	0	0	0	0	0

N	NJ	NE	L	D	RAD	ZITA	CDRAM	CDRET	CDCOL	CDMIV	CRADI	FRAM	PRET	PCOL	PNIV	PRAD
147	148	27	.30	15.00	.0	6.00	-247.0	-247.0	-247.0	-1847.8	-1722.9	.0	.0	.0	.0	.0
148	151	148	2.70	20.00	.0	.50	-7707.0	-7707.0	-7707.0	-5817.7	-5817.7	792.9	699.5	730.7	858.0	875.0
149	151	29	.90	15.00	.0	6.00	-1720.0	-1720.0	-1720.0	-1720.0	-2278.5	.0	.0	.0	.0	.0
150	151	30	.10	15.00	.0	6.00	-344.0	-344.0	-542.1	-2905.0	-2346.5	.0	.0	.0	.0	.0
151	162	151	2.70	20.00	.0	.30	-9771.0	-9771.0	-10442.8	-10442.8	-10442.8	770.4	677.0	708.2	845.2	862.2
152	162	152	9.50	25.00	.0	1.00	-15447.0	-15447.0	-15447.0	-15447.0	-15447.0	713.7	807.3	767.0	806.3	806.6
153	155	33	5.40	15.00	.0	6.50	-1978.0	-1978.0	-1978.0	-433.0	-433.0	.0	.0	.0	.0	.0
154	155	34	1.50	15.00	.0	6.00	-1548.0	-1548.0	-1548.0	-549.1	-549.1	.0	.0	.0	.0	.0
155	157	155	2.70	15.00	.0	.20	-3526.0	-3526.0	-3526.0	-982.1	-982.1	832.0	649.8	790.0	887.6	887.1
156	157	36	1.50	15.00	.0	6.00	-1548.0	-1548.0	-1548.0	-861.3	-861.3	.0	.0	.0	.0	.0
157	159	157	2.70	15.00	.0	.20	-5074.0	-5074.0	-5074.0	-1843.4	-1843.4	813.9	631.8	771.9	886.2	885.7
158	159	38	1.50	15.00	.0	6.00	-1548.0	-1548.0	-1548.0	-1522.5	-1522.5	.0	.0	.0	.0	.0
159	161	159	2.70	15.00	.0	.20	-6622.0	-6622.0	-6622.0	-3365.9	-3365.9	776.5	594.4	734.6	881.2	880.8
160	161	40	2.70	15.00	.0	6.00	-1806.0	-1806.0	-408.8	-2775.6	-2775.6	.0	.0	.0	.0	.0
161	162	161	2.70	15.00	.0	3.00	-8428.0	-8428.0	-6141.5	-6141.5	-6141.5	712.9	530.8	670.9	864.8	864.4
162	178	162	2.20	30.00	.0	.20	-23075.0	-14402.9	-12862.2	-12862.2	-12862.2	613.4	792.3	748.0	787.3	787.6
163	165	43	.30	15.00	.0	6.00	-516.0	-516.0	-516.0	-121.3	-121.3	.0	.0	.0	.0	.0
164	165	44	.70	15.00	.0	6.00	-430.0	-430.0	-430.0	278.3	-116.3	.0	.0	.0	.0	.0
165	168	165	2.70	15.00	.0	2.00	-946.0	-946.0	-946.0	-237.7	-237.7	1147.4	949.9	955.2	930.4	931.2
166	168	46	.30	15.00	.0	6.00	-430.0	-430.0	-430.0	-430.0	-127.9	.0	.0	.0	.0	.0
167	168	47	.70	15.00	.0	6.00	-265.0	-265.0	-265.0	179.3	-122.8	.0	.0	.0	.0	.0
168	171	168	2.70	15.00	.0	.50	-1641.0	-1641.0	-1641.0	-488.4	-488.4	1145.6	948.1	953.4	930.3	931.1
169	171	49	.30	15.00	.0	6.00	-430.0	-430.0	-430.0	-430.0	-387.1	.0	.0	.0	.0	.0
170	171	50	.70	15.00	.0	6.00	-265.0	-265.0	-265.0	-328.7	-371.6	.0	.0	.0	.0	.0
171	174	171	2.70	15.00	.0	.50	-2336.0	-2336.0	-2336.0	-1247.2	-1247.2	1141.4	943.9	949.3	930.0	930.7
172	174	52	.30	15.00	.0	6.00	-430.0	-430.0	-430.0	-430.0	-735.3	.0	.0	.0	.0	.0
173	174	53	.70	15.00	.0	6.00	-265.0	-265.0	-265.0	-1011.2	-705.9	.0	.0	.0	.0	.0
174	177	174	2.70	15.00	.0	.50	-3031.0	-3031.0	-3031.0	-2688.3	-2688.3	1133.0	935.5	940.8	927.6	928.3
175	177	55	.30	15.00	.0	6.00	-516.0	-516.0	-516.0	-516.0	-1434.9	.0	.0	.0	.0	.0
176	177	56	.70	15.00	.0	6.00	-430.0	-430.0	-2054.5	-2296.4	-1377.5	.0	.0	.0	.0	.0
177	178	177	2.70	15.00	.0	3.50	-3977.0	-3977.0	-5500.8	-5500.8	-5500.8	1118.8	921.3	926.6	916.4	917.1
178	196	178	5.10	30.00	.0	.20	-27852.0	-7095.1	-8026.4	-8026.4	-8026.4	591.0	784.1	741.5	780.8	781.1
179	181	59	1.90	15.00	.0	.30	-516.0	-516.0	-516.0	-136.1	-136.1	.0	.0	.0	.0	.0
180	181	60	1.70	15.00	.0	8.00	-631.0	-631.0	-631.0	-56.9	-56.9	.0	.0	.0	.0	.0
181	183	181	1.40	15.00	.0	.30	-1147.0	-1147.0	-1147.0	-193.0	-193.0	1179.5	916.9	916.7	905.7	905.3
182	183	62	.50	15.00	.0	8.00	-430.0	-430.0	-430.0	-108.1	-108.1	.0	.0	.0	.0	.0
183	185	183	1.40	15.00	.0	.20	-1577.0	-1577.0	-1577.0	-301.1	-301.1	1178.5	915.8	915.6	905.7	905.3
184	185	64	.50	15.00	.0	8.00	-631.0	-631.0	-631.0	-167.1	-167.1	.0	.0	.0	.0	.0
185	187	185	1.40	15.00	.0	.20	-2208.0	-2208.0	-2208.0	-468.2	-468.2	1176.5	913.9	913.7	905.6	905.2
186	187	66	.50	15.00	.0	8.00	-430.0	-430.0	-430.0	-291.8	-291.8	.0	.0	.0	.0	.0
187	189	187	1.40	15.00	.0	.20	-2638.0	-2638.0	-2638.0	-760.0	-760.0	1172.7	910.1	909.9	905.4	905.0
188	189	68	.50	15.00	.0	8.00	-631.0	-631.0	-631.0	-617.2	-617.2	.0	.0	.0	.0	.0
189	191	189	1.40	15.00	.0	.20	-3269.0	-3269.0	-3269.0	-1377.3	-1377.3	1167.3	904.6	904.4	905.0	904.6
190	191	70	.50	15.00	.0	8.00	-430.0	-430.0	-430.0	-888.9	-888.9	.0	.0	.0	.0	.0
191	193	191	1.40	15.00	.0	.20	-3699.0	-3699.0	-3699.0	-2266.2	-2266.2	1158.9	896.3	896.1	903.5	903.1
192	193	72	.50	15.00	.0	8.00	-631.0	-631.0	-631.0	-1512.8	-1512.8	.0	.0	.0	.0	.0
193	196	193	1.40	15.00	.0	.20	-4330.0	-4330.0	-4330.0	-3779.0	-3779.0	1148.2	885.6	885.4	899.5	899.1

N	NI	NF	L	D	RAD	ZITA	CDRAH	CDRET	CDCOL	CDKIV	GRAD	FRON	FRAC	PCOII	HNIV	PRRD
194	195	74	.50	15.00	.0	8.00	-516.0	-516.0	-2027.8	-2553.5	-2553.5	.0	.0	.0	.0	.0
195	196	195	2.70	15.00	.0	3.50	-4846.0	-4846.0	-6332.5	-6332.5	-6332.5	1133.5	870.9	870.9	888.3	887.9
196	212	196	3.60	40.00	.0	20-32698.0	-2622.2	-5423.9	-5423.9	-5423.9	-5423.9	524.4	779.8	735.9	775.2	775.6
197	199	77	.30	15.00	.0	7.00	-1978.0	-1978.0	-1978.0	131.5	-151.6	.0	.0	.0	.0	.0
198	199	78	.10	15.00	.0	7.00	-430.0	-430.0	-430.0	-430.0	-146.8	.0	.0	.0	.0	.0
199	202	199	2.70	15.00	.0	2.00	-2408.0	-2408.0	-2408.0	-298.5	-298.5	844.5	565.2	761.6	909.2	908.6
200	202	80	1.70	15.00	.0	7.00	-1548.0	-1548.0	-1548.0	-207.3	-224.8	.0	.0	.0	.0	.0
201	202	81	.10	15.00	.0	7.00	-265.0	-265.0	-265.0	-265.0	-247.5	.0	.0	.0	.0	.0
202	205	202	2.70	15.00	.0	.50	-4221.0	-4221.0	-4221.0	-770.7	-770.7	832.9	553.6	750.0	909.0	908.4
203	205	83	.10	15.00	.0	7.00	-1548.0	-1548.0	-1548.0	-639.0	-473.7	.0	.0	.0	.0	.0
204	205	84	1.70	15.00	.0	7.00	-265.0	-265.0	-265.0	-265.0	-430.3	.0	.0	.0	.0	.0
205	208	205	2.70	15.00	.0	.50	-6034.0	-6034.0	-6034.0	-1674.7	-1674.7	805.4	526.1	722.5	908.1	907.5
206	208	86	1.70	15.00	.0	7.00	-1548.0	-1548.0	-1548.0	-1315.3	-752.2	.0	.0	.0	.0	.0
207	208	87	.10	15.00	.0	7.00	-265.0	-265.0	-265.0	-265.0	-828.1	.0	.0	.0	.0	.0
208	211	208	2.70	15.00	.0	.50	-7847.0	-7847.0	-7847.0	-3255.0	-3255.0	749.2	469.8	666.2	903.8	903.2
209	211	89	1.70	15.00	.0	7.00	-1806.0	-1806.0	-1845.1	-2649.9	-1466.0	.0	.0	.0	.0	.0
210	211	90	.10	15.00	.0	7.00	-430.0	-430.0	-430.0	-430.0	-1614.0	.0	.0	.0	.0	.0
211	212	211	2.80	15.00	.0	4.00-10083.0	-10083.0	-6334.9	-6334.9	-6334.9	-6334.9	654.1	374.8	571.1	887.4	886.8
212	222	212	9.50	50.00	.0	1.20-42781.0	-12705.2	-11758.8	-11758.8	-11758.8	-11758.8	508.4	779.7	735.5	774.8	775.1
213	215	93	5.70	15.00	.0	7.50	-1978.0	-1978.0	-1978.0	-460.4	-460.4	.0	.0	.0	.0	.0
214	215	94	1.60	15.00	.0	7.50	-1548.0	-1548.0	-1548.0	-581.1	-581.1	.0	.0	.0	.0	.0
215	217	215	2.70	15.00	.0	.20	-3526.0	-3526.0	-3526.0	-1041.5	-1041.5	1000.2	694.3	801.5	894.6	894.1
216	217	96	1.60	15.00	.0	7.50	-1548.0	-1548.0	-1548.0	-907.3	-907.3	.0	.0	.0	.0	.0
217	219	217	2.70	15.00	.0	.30	-5074.0	-5074.0	-5074.0	-1948.8	-1948.8	982.1	676.3	783.5	893.0	892.6
218	219	98	1.60	15.00	.0	7.50	-1548.0	-1548.0	-1548.0	-1600.4	-1600.4	.0	.0	.0	.0	.0
219	221	219	2.70	15.00	.0	.30	-6622.0	-6622.0	-6622.0	-3549.2	-3549.2	943.9	638.1	745.3	887.4	886.9
220	221	100	1.60	15.00	.0	7.50	-1720.0	-1720.0	-531.6	-3089.4	-3089.4	.0	.0	.0	.0	.0
221	222	221	2.80	15.00	.0	4.00	-8342.0	-8342.0	-6638.6	-6638.6	-6638.6	878.9	573.1	660.3	868.7	868.3
222	238	222	2.20	50.00	.0	.20-51123.0	-21047.2	-18397.4	-18397.4	-18397.4	-18397.4	481.1	777.3	733.4	772.7	773.1
223	225	103	.30	15.00	.0	7.00	-430.0	-430.0	-430.0	139.9	-104.7	.0	.0	.0	.0	.0
224	225	104	.80	15.00	.0	7.00	-344.0	-344.0	-344.0	-344.0	-99.4	.0	.0	.0	.0	.0
225	228	225	2.70	15.00	.0	2.00	-774.0	-774.0	-774.0	-204.1	-204.1	1290.8	1290.8	1240.4	1247.0	1246.9
226	228	106	.30	15.00	.0	7.00	-344.0	-344.0	-344.0	-124.4	-190.4	.0	.0	.0	.0	.0
227	228	107	.80	15.00	.0	7.00	-247.0	-247.0	-247.0	-247.0	-181.0	.0	.0	.0	.0	.0
228	231	228	2.70	15.00	.0	.50	-1365.0	-1365.0	-1365.0	-575.5	-575.5	1289.6	1289.6	1239.2	1247.0	1246.8
229	231	109	.30	15.00	.0	7.00	-344.0	-344.0	-344.0	-476.4	-370.9	.0	.0	.0	.0	.0
230	231	110	.80	15.00	.0	7.00	-247.0	-247.0	-247.0	-247.0	-352.6	.0	.0	.0	.0	.0
231	234	231	2.70	15.00	.0	.50	-1956.0	-1956.0	-1956.0	-1299.0	-1299.0	1286.7	1286.7	1236.4	1246.4	1246.3
232	234	112	.30	15.00	.0	7.00	-344.0	-344.0	-344.0	-1141.5	-711.8	.0	.0	.0	.0	.0
233	234	113	.80	15.00	.0	7.00	-247.0	-247.0	-247.0	-247.0	-676.7	.0	.0	.0	.0	.0
234	237	234	2.70	15.00	.0	.50	-2547.0	-2547.0	-2547.0	-2687.4	-2687.4	1280.8	1280.8	1230.4	1243.8	1243.7
235	237	115	.30	15.00	.0	7.00	-430.0	-430.0	-2668.6	-2431.7	-1422.9	.0	.0	.0	.0	.0
236	237	116	.80	15.00	.0	7.00	-344.0	-344.0	-344.0	-344.0	-1352.8	.0	.0	.0	.0	.0
237	238	237	2.70	15.00	.0	3.50	-332.0	-3321.0	-5463.1	-5463.1	-5463.1	1270.8	1270.8	1220.4	1232.7	1232.5
238	238	136	2.60	50.00	.0	1.00	.0	-20756.9	-21648.5	-21648.5	-21648.5	472.6	775.9	732.3	771.6	772.0
239	136	178	9.50	40.00	.0	1.50	.0	-11284.8	-10336.6	-10336.6	-10336.6	.0	.0	.0	.0	.0
240	238	196	9.50	40.00	.0	1.50	.0	-9318.9	-8935.0	-8935.0	-8935.0	.0	.0	.0	.0	.0

### Programul RETERMG

Programul RETERMG este un program general de optimizare a unei rețele termice cu structuri diferite. S-a aplicat rețelei din figura 4.4

Calculul de dimensionare și verificare s-au efectuat în cinci ipoteze

- ipoteza 1: graf arborescent,
- ipoteza 2: graf cu inele funcționale
- ipoteza 3: graf cu inele constructive,
- ipoteza 4: graful complet al rețelei de termoficare
- ipoteza 5: verificarea presiunilor în cazul avarierii conductei principale 11
- ipoteza 6: verificarea presiunilor în cazul avarierii conductei secundare 44

Programul general a rezultat din reunirea mai multor programe de dimensionare, variantele DIMRETI și DIMRETA, respectiv de verificare VERETT și VERETI, din lucrările [34, 35, 36].

În primele patru ipoteze se determină

- investiția în rețea,
- puterea și investiția la stația de pompare,
- investiția totală,
- costul anual al exploatării
- cheltuielile echivalente de calcul,
- cotele liniilor de presiune și presiunile disponibile la utilizatori

În ipotezele de avarii, conductele sunt înlocuite cu alte conducte provizorii cu diametre mai mici, indicatorii tehnico-economici calculându-se pentru un an de exploatare ca și în celelalte ipoteze.

Cu CPA, respectiv CPB se notează cotele liniilor de presiune în nodul inițial, respectiv în nodul final al fiecărei conducte, măsurate de la un plan de referință

SDA, respectiv SDB sunt diferențele dintre cotele liniilor de presiune și cotele terenului CT în aceleași noduri

Din studiile comparative a rezultat în principal

- avantajele economice ale calculului rețelelor termice ca structuri inelare, ipoteza 2 în comparație cu prima ipoteză,
- gradul ridicat de siguranță în exploatare și stabilitatea mare hidraulică și termică a structurilor inelare în ipotezele 3 și 4,
- conducta 11 este o conductă principală a sistemului și în cazul unei avarii care întrerupe parțial capacitatea acesteia, sistemul poate funcționa acceptabil

```

100 REM PROGRAM GENERAL RETERMG
    OPEN "O", #1, "PROG.OUT"
101 REM CALCULUL RETELELOR DE TERMOFICARE
102 INPUT "NR. CONDUCTE ARBORESCENTE="; NR
104 INPUT "NR. DE UTILIZATORI="; NU
105 INPUT "NODURI IN RETEA DE INELE CONSTRUCTIVE="; N3
106 INPUT "NR. DE INELE CONSTRUCTIVE="; N4
    INPUT "Racorduri multiple = "; N1
107 REM EXEMPLU PENTRU NR=9,NU=20,N3=9,N4=4,N1=3
108 READ NM, SC, NP, NE, SN, QP, EE, P1, P2, BE
110 DATA 10,14,1,19,30,1.25,0.6,0.05,.1,.1
115 READ HO, SO, ET, FE, RR, TT, E1, AA, BB, EA
116 DATA 40,300,.65,3000,1.33,4000,3.5,1.,29.,1.8
121 N5 = NR + N3; N6 = NU + NR; N7 = N6 + N3; N9 = N7 + 1
122 N8 = NU - 1; CR = N7 + N8; TC = CR + N4; NT = N8 + N4
    'INPUT "Nr. conducte = "; TC
    'INPUT "Nr. noduri = "; NT
    INPUT "Nr. conducte ramificare = "; RA
125 DIM IN(NT, NM), NI(TC), NF(TC), AL(TC), RG(TC), D(TC), Q(TC), QQ(TC)
126 DIM Z(TC), Y(TC), QN(TC), CT(TC), CP(TC), SD(TC), YN(TC), X(TC), HR(TC)
127 DIM H(TC), RM(TC), MT(TC), MM(TC), YY(TC), DY(INT), DX(INT), DI(INT)
128 DIM DQ(NT), IO(NT, NM), M1(TC), XX(TC), C(TC), CC(TC), XN(TC)
130 PRINT #1, " DATE INITIALE "
131 PRINT #1, " ***** "
132 FOR J = 1 TO TC
133 READ JJ, NI(J), NF(J), AL(J), RG(J), QN(J), CT(J), XN(J), Y(J), YN(J), YY(J)
134 NEXT J
135 PRINT #1, "J"; TAB(5); "NI"; TAB(10); "NF"; TAB(20); "L"; TAB(30); "RG"; TAB(40);
    PRINT #1, "QNOD"; TAB(50); "CT"; TAB(60); "QIN"; TAB(70); "XIP2"; TAB(80); "XIP3";
    TAB(90); "XIP4"
136 FOR J = 1 TO TC
137 PRINT #1, J, TAB(5); NI(J); TAB(10); NF(J); TAB(20); AL(J); TAB(30);
    PRINT #1, RG(J); TAB(40); QN(J); TAB(50); CT(J); TAB(60); XN(J); TAB(70); Y(J); TAB(80);
    YN(J); TAB(90); YY(J)
138 NEXT J
140 PRINT #1, " COMPONENTA INELELOR "
141 PRINT #1, " ***** "
142 REM ALGORITMUL ORIENTARI:
145 FOR I = 1 TO NT
146 FOR J = 1 TO NM - 1
148 IO(I, J) = 0
149 NEXT J
151 FOR J = 1 TO NM
152 READ IN(I, J)
153 NEXT J
157 FOR J = 1 TO NM - 1
158 K1 = IN(I, J)
159 K2 = IN(I, J + 1)
160 IF K2 = 0 AND K1 <> 0 THEN 167
162 IF K2 = 0 THEN 180
163 FOR L = 1 TO TC
164 IF K1 = NI(L) AND K2 = NF(L) THEN 171
165 IF K1 = NF(L) AND K2 = NI(L) THEN 175
166 NEXT L
169 PRINT #1, "EROARE IN INEEL NR.="; I
170 GOTO 180
171 IO(I, J) = L
172 GOTO 176
175 IO(I, J) = -L
176 NEXT J
180 NEXT I
    FOR I = 1 TO NT
    FOR J = 1 TO NM - 1
    IF J >= NM - 1 THEN
    PRINT #1, IN(I, J)
    END IF
    IF J < NM - 1 THEN
    PRINT #1, IN(I, J);
    END IF
    NEXT J
    NEXT I
181 IP = 1
182 PRINT #1, " IPOTEZA 1:GRAF ARBORESCENT "
184 PRINT #1, " ***** "
    FOR J = 1 TO TC
    Q(J) = QN(J)
    NEXT J
    GOTO 210
186 FOR I = 1 TO N9
188 YN(I) = QN(I)
190 NEXT I

```

```

192 I1 = 1: I2 = N9: I3 = N7
198 GOSUB 400
200 REM VALORIZAREA ARCELOR
202 FOR I = 1 TO N7
204 Q(I) = YY(I)
206 NEXT I
210 FOR J = 1 TO TC
212 Z(J) = 1!
214 NEXT J
224 J1 = 1: J2 = TC
228 I1 = 1: I2 = NT: I3 = RA
235 GOSUB 500
240 REM CALCULUL ECONOMIC
244 I1 = 1: I2 = RA
246 GOSUB 600
247 REM SE CONSIDERA GRAF INELAR
248 GOTO 380
250 PRINT #1, " IPOTEZA 2:GRAF CU INELE FUNCTIONALE "
252 PRINT #1, " ***** "
    GOTO 279
253 FOR L = 1 TO NU
254 YN(L) = 1! / NU
256 NEXT L
258 FOR I = NU + 1 TO N9
260 YN(I) = 0
261 NEXT I
262 I1 = 1: I2 = N9: I3 = N7
265 GOSUB 400
266 REM ECHILIBRAREA PARAMETRULUI X
267 FOR J = 1 TO N7
268 X(J) = YY(J)
269 NEXT J
270 FOR K = N9 TO CR      'TC
271 Q(K) = QP / NU
272 X(K) = .5
273 NEXT K
274 I1 = 1: I2 = N8
276 L1 = 1: L2 = CR
278 GOSUB 700
279 REM CALCULUL HIDRAULIC
280 FOR J = 1 TO TC
281 S(J) = Y(J)
282 NEXT J
283 J1 = 1: J2 = TC
285 I1 = 1: I2 = NT: I3 = RA
286 GOSUB 500
290 REM CALCUL ECONOMIC
292 I1 = 1: I2 = RA
296 GOSUB 600
297 REM GRAFUL RETELII TERMICE ARBORESCENTE
298 GOTO 380
300 PRINT #1, " IPOTEZA 3:INELE CONSTRUCTIVE "
    PRINT #1, " ***** "
    GOTO 324
301 REM OPTIMIZAREA DEBITELOR DE TRANZIT
302 FOR L = N6 + 1 TO TC
303 MM(L) = AL(L)
304 NEXT L
305 I1 = NU: I2 = NT
307 GOSUB 800
308 REM ECHILIBRAREA PARAMETRULUI X
309 I1 = NU: I2 = NT
311 L1 = N6 + 1: L2 = TC
314 GOSUB 700
315 REM CALCULUL PRESIUNILOR
318 I1 = 1: I2 = N9: I3 = N7
321 FOR I = 1 TO N6
322 Z(I) = 1!
323 NEXT I
324 FOR J = 1 TO TC
325 Z(J) = YN(J)
    Q(J) = XN(J)
326 NEXT J
    J1 = 1
    J2 = TC
    I1 = 1
    I2 = NT
    I3 = TC
327 GOSUB 500
328 REM CALCULUL ECONOMIC
329 I1 = 1: I2 = TC

```



```

331 GOSUB 600
332 REM SE CONSIDERA GRAFUL INELAR COMPLET
333 GOTO 380
335 PRINT #1, " IPOTEZA 4:RETEA DE TERMOTICARE "
336 PRINT #1, " ***** "
337 J1 = 1: J2 = TC:
339 I1 = 1: I2 = NT: I3 = TC
    GOTO 348
341 GOSUB 700
342 REM DIMENSIONAREA RETEII
343 J1 = 1: J2 = TC
345 I1 = 1: I2 = NT: I3 = TC
349 FOR J = 1 TO TC
349 Z(J) = YY(J)
350 NEXT J
351 GOSUB 800
352 REM CALCULUL ECONOMIC
353 I1 = 1: I2 = TC
355 GOSUB 600
356 REM IPOTEZA DE VERIFICARE
357 GOTO 380
359 PRINT #1, " IPOTEZA DE VERIFICARE ARO NEESENTIAL 4 "
361 PRINT #1, " ***** "
362 FOR J = 1 TO TC
363 IF J <> 44 THEN 365
364 D(J) = .1
365 MM(J) = RG(J) * (TC - J) * AL(J)
    NEXT J
    I1 = 1
366 I2 = NT
367 GOSUB 800
368 REM VERIFICAREA CONDIȚIILOR DE PRESIUNE
369 FOR K = 1 TO TC
370 RM(K) = MM(K)
    NEXT K
372 I1 = 1: I2 = NT: I3 = TC
373 GOSUB 800
375 REM FUNCȚIONAREA STĂȚIEI DE POMPARI
376 I1 = 1: I2 = TC
    GOSUB 600
    GOTO 380
377 PRINT #1, " IPOTEZA DE VERIFICARE ARO ESENTIAL 11 "
    PRINT #1, " ***** "
    FOR J = 1 TO TC
    IF J <> 11 THEN
    MM(J) = RG(J) * (TC - J) * AL(J)
    GOTO 380
    END IF
    D(J) = .5
3800 NEXT J
    I1 = 1
    I2 = NT
    GOSUB 800
    FOR K = 1 TO TC
    RM(K) = MM(K)
    NEXT K
    I1 = 1: I2 = NT: I3 = TC
    GOSUB 500
    I1 = 1: I2 = TC
    GOSUB 600
378 REM SCRIEREA REZULTATELOR
380 PRINT #1, " COTELE LINIILOR DE PRESIUNE "
382 PRINT #1, " ***** "
383 PRINT #1, "J": TAB(5); "NI": TAB(9); "NE": TAB(13); "X": TAB(22); "Q": TAB(32); "D":
TAB(40); "H": TAB(50); "SDA": TAB(65); "CPA": TAB(75); "SDB": TAB(85); "CPB"
384 PRINT #1,
"-----"
385 FOR J = 1 TO TC
386 NV = NI(J)
387 NW = NE(J)
388 PRINT #1, USING "###"; J;
    PRINT #1, TAB(5);
    PRINT #1, USING "###"; NI(J);
    PRINT #1, TAB(9);
    PRINT #1, USING "###"; NE(J);
    PRINT #1, TAB(13);
    PRINT #1, USING "###.###"; Z(J);
    PRINT #1, TAB(22);
    PRINT #1, USING "###.###"; Q(J);
    PRINT #1, TAB(32);
    PRINT #1, USING "###.###"; D(J);

```

```

PRINT #1, TAB(40);
PRINT #1, USING "#####.##"; HH(J);
PRINT #1, TAB(50);
PRINT #1, USING "#####.##"; SD(NV);
PRINT #1, TAB(60);
PRINT #1, USING "#####.##"; CP(NV);
PRINT #1, TAB(70);
PRINT #1, USING "#####.##"; SD(NW);
PRINT #1, TAB(80);
PRINT #1, USING "#####.##"; CP(NW)
390 NEXT J
393 IP = IP + 1
394 IF IP > 6 THEN 998
395 IF IP - 3 < 0 THEN 250
396 IF IP - 3 = 0 THEN 300
397 IF IP = 4 THEN 335
    IF IP = 5 THEN 360
398 GOTO 377
400 REM TRANZIT
405 FOR I = I1 TO I2
408 YY(I) = YN(I)
410 NEXT I
412 FOR I = I1 TO I3
415 Y(I) = YY(I)
420 KN = NI(I)
422 FOR J = I1 TO I3
425 IF J <> KN THEN 435
430 YY(J) = YY(J) + Y(I)
435 NEXT J
440 NEXT I
445 RETURN
500 REM REGIM -DIMENSIONARE ,PRESIUNI
501 IF IP > 4 THEN 511
502 FE = EE * QP
503 FOR J = J1 TO J2
505 D(J) = ((Z(J)) ^ .14) * (FE ^ .14) * (ABS(Q(J)) ^ .20)
    IF D(J) = 0 THEN
        D(J) = 1
        RM(J) = 0
        GOTO 510
    END IF
506 RM(J) = RG(J) / (D(J) ^ 5.33) * AL(J)
510 NEXT J
511 REM CALCULUL PRESIUNILOR
512 FOR I = I1 TO I2
513 SD(I) = 0
514 NEXT I
515 SD(NE) = SH
516 CP(NE) = SD(NE) - CT(NE)
520 FOR I = I1 TO I3
522 NV = NI(I)
524 NW = NF(I)
525 SD = 1
529 IF SD(NV) <> 0 AND SD(NW) = 0 THEN 538
530 IF SD(NV) = 0 AND SD(NW) <> 0 THEN 534
532 GOTO 544
534 KZ = NV: NV = NW: NW = KZ: KO = -1
538 H(I) = RM(I) * Q(I) - ABS(Q(I))
540 SD(NW) = SD(NV) - KO * H(I) + CT(NW) - CT(NV)
542 CP(NW) = SD(NW) + CT(NW)
544 NEXT I
546 FOR IJ = I1 TO I3
548 NV = NI(IJ)
550 NW = NF(IJ)
555 IF SD(NV) <> 0 AND SD(NW) <> 0 THEN 560
556 GOTO 520
560 NEXT IJ
    FOR J = 1 TO TC
        NV = NI(J)
        NW = NF(J)
        HH(J) = CP(NV) - CP(NW)
    NEXT J
565 RETURN
600 REM SUBROUTINA ECONOM
605 C(I1) = (AA + BB * (D(I1) ^ EA)) * AL(I1)
606 CC(I1) = C(I1)
610 FOR I = I1 + 1 TO I2
615 C(I) = (AA + BB * (D(I) ^ EA)) * AL(I)
618 CC(I) = CC(I - 1) + C(I)
619 NEXT I
620 PRINT #1, "INVESTITIA IN RESEA MII UNI="; CC(I2)

```

```

622 HP = HO - 2 * (CP(20) - CP(NE)) * CP(NR)
623 PP = .00981 * QP * HP / ET
628 PRINT #1, "PUTERE ST. POMPE MM="; PP
630 SP = FF * RR * PP + SO
640 PRINT #1, "INVESTITIE PENTRU SP="; SP
650 R1 = CC(I2) + SP
655 PRINT #1, "TOTAL INVESTITII =" ; R1
660 A1 = P1 * CC(I2)
662 A2 = P2 * SP
665 EN = TT * E1 * PP
668 EX = A1 + A2 + EN
670 PRINT #1, "COST EXPLOATARE MII UNI /AN "; EX
675 W1 = (BE + P1) * CC(I2)
678 W2 = (BE + P2) * SP
680 EC = W1 + W2 + EN
685 PRINT #1, "CHELTUIELI ECHIVALENTE MII UMI/AN="; EC
690 RETURN
700 REM SUBROUTINA ECHILX
701 IX = 1
702 FOR L = L1 TO L2
703 MT(L) = AL(L) - SQRT(ABS(Q(L)))
704 NEXT L
705 FOR I = I1 TO I2
708 DY(I) = 0
710 DM = 0
712 FOR J = 1 TO NM - 1
715 IF IO(I, J) = 0 THEN 730
718 MU = CINT(ABS(IO(I, J)))
719 IF X(MU) = 0 THEN 730
720 DM = DM + MT(MU) / (X(MU) ^ (1.75))
722 Y(MU) = MT(MU) * (X(MU) ^ (-1.75)) * IO(I, J) / MU
725 DY(I) = DY(I) + Y(MU)
730 NEXT J
    IF DM = 0 THEN 740
735 DX(I) = 4 * DY(I) / DM / J
740 NEXT I
741 REM APLICAREA CORECTIEI DX
742 FOR I = I1 TO I2
744 FOR J = 1 TO NM - 1
746 IF IO(I, J) = 0 THEN 755
750 X(MU) = X(MU) + DX(I) * IO(I, J) * MU
    IF X(MU) < .! THEN 753
    GOTO 755
753 X(MU) = .01
755 NEXT J
760 NEXT I
765 IX = IX + 1
770 IF IX < 200 THEN 775
773 GOTO 785
775 FOR I = I1 TO I2
780 A = ABS(DX(I))
782 IF A > .005 THEN 705
793 NEXT I
795 PRINT #1, "NR. DE ITERATII="; IX
797 RETURN
800 REM SUBROUTINA ECHILQ
802 IX = 0
805 FOR I = I1 TO I2
808 DH(I) = 0
810 MD = 0
812 FOR J = 1 TO NM - 1
815 IF IO(I, J) = 0 THEN 830
818 MU = CINT(ABS(IO(I, J)))
820 MD = MD + 2 * MM(MU) * ABS(Q(MU))
822 H1(MU) = MM(MU) * Q(MU) * ABS(Q(MU)) * IO(I, J) / MU
825 DH(I) = DH(I) + H1(MU)
830 NEXT J
    IF MD = 0 THEN 840
835 DQ(I) = (-DH(I)) / MD
840 NEXT I
842 FOR I = I1 TO I2
844 FOR J = 1 TO NM - 1
846 IF IO(I, J) = 0 THEN 855
848 MU = CINT(ABS(IO(I, J)))
850 Q(MU) = Q(MU) + DQ(I) * IO(I, J) / MU
855 NEXT J
860 NEXT I
865 IX = IX + 1
870 IF IX < 49 THEN 875
873 GOTO 885
875 FOR I = I1 TO I2

```

```

880 A = ABS(DQ(I))
882 IF A > .001 THEN 805
883 NEXT I
885 PRINT #1, "NR. DE ITERATII="; IX
890 RETURN
900 DATA 1,3,1,435,.00187,.14,43.43,.14,.176,1,.3
901 DATA 2,3,2,385,.00187,.06,41.78,.06,.103,1,.163
902 DATA 3,8,3,390,.00187,.25,40.95,.18,.298,.274,.129
903 DATA 4,6,4,310,.00148,.1,44.60,.1,.144,1,.135
904 DATA 5,6,5,445,.00148,.08,40.50,.15,.142,.776,.422
905 DATA 6,8,6,476,.00187,.19,43.47,.06,.323,.284,.189
906 DATA 7,8,7,400,.00187,.05,42.10,.05,.065,1,.067
907 DATA 8,11,8,390,.00187,.36,41.80,.35,.697,.508,.395
908 DATA 9,10,9,348,.00187,.05,43.22,.05,.027,1,.029
909 DATA 10,11,10,488,.00187,.12,44.00,.08,.098,.233,.191
910 DATA 11,18,11,385,.00187,.96,41.00,.48,.814,.201,.722
911 DATA 12,13,12,342,.00187,.06,43.56,.06,.048,1,.046
912 DATA 13,18,13,514,.00187,.14,43.45,.42,.060,.259,.309
913 DATA 14,17,14,280,.00187,.05,40.12,.05,.067,1,.043
914 DATA 15,16,15,244,.00167,.04,41.16,.04,.059,1,.028
915 DATA 16,17,16,370,.00187,.26,40.50,.2,.085,.54,.426
916 DATA 17,16,17,400,.00187,.15,41.25,.35,.126,.540,.469
917 DATA 18,19,18,160,.00187,1.25,40.25,1.25,1,1,1
918 DATA 19,12,20,220,.00187,.06,44.00,.06,.048,1,.046
919 DATA 20,13,20,180,.00148,.06,43.33,.06,.012,1,.016
920 DATA 21,9,20,245,.00148,.18,43.25,.05,.067,1,.068
921 DATA 22,10,20,200,.00187,.12,43.05,.07,.031,1,.022
922 DATA 23,4,21,120,.00148,.1,42.95,.04,.075,1,.070
923 DATA 24,21,20,120,.00148,.14,43.16,.04,.04,1,.07
924 DATA 25,4,20,225,.00194,.1,43.12,.06,.069,1,.065
925 DATA 26,6,20,300,.00187,.1,43.06,.05,.037,1,.036
926 DATA 27,5,20,265,.00148,.1,43.22,.08,.142,1,.012
927 DATA 28,1,22,130,.00187,.16,45.36,.06,.103,1,.175
928 DATA 29,22,20,130,.00187,.06,43.06,.06,.103,1,.175
929 DATA 30,1,20,260,.00187,.1,43.05,.08,.073,1,.135
930 DATA 31,3,20,320,.00187,.18,44.70,.05,.019,1,.032
931 DATA 32,2,20,190,.00148,.1,41.80,.06,.103,1,.163
932 DATA 33,6,20,240,.00187,.1,44.00,.06,.010,1,.01
933 DATA 34,7,20,195,.00187,.11,43.12,.05,.065,1,.067
934 DATA 35,11,21,165,.00187,.1,41.00,.08,.009,1,.011
935 DATA 36,23,20,165,.00187,.08,43.45,.08,.009,1,.011
936 DATA 37,11,20,164,.00187,.1,41.25,.06,.010,1,.013
937 DATA 38,16,20,252,.00187,.17,40.05,.07,.026,1,.010
938 DATA 39,15,20,200,.00187,.1,41.83,.04,.059,1,.028
939 DATA 40,17,20,205,.00197,.1,40.55,.1,.014,1,.014
940 DATA 41,14,20,188,.00187,.05,40.00,.05,.027,1,.029
941 DATA 42,13,10,375,.00148,0.43,33.28,0,.259,.247
942 DATA 43,10,6,360,.00148,0.45,22.24,0,.492,.348
943 DATA 44,5,3,482,.00148,0.43,08,.07,0,.766,.366
944 DATA 45,16,11,412,.00148,0.42,12.09,0,.54,.388
945 DATA 46,12,20,13,0,0,0,0,0,0
946 DATA 47,13,20,9,10,11,14,0,0,0
947 DATA 48,9,20,10,0,0,0,0,0,0
948 DATA 49,10,20,21,4,6,8,13,0,0
949 DATA 50,21,20,4,0,0,0,0,0,0
950 DATA 51,4,20,6,0,0,0,0,0,0
951 DATA 52,6,20,5,6,0,0,0,0,0
952 DATA 53,6,5,20,22,1,3,8,0,0
953 DATA 54,22,20,1,0,0,0,0,0,0
954 DATA 55,3,20,3,0,0,0,0,0,0
955 DATA 56,3,20,2,3,0,0,0,0,0
956 DATA 57,3,2,20,8,0,0,0,0,0
957 DATA 58,20,7,8,0,0,0,0,0,0
958 DATA 59,11,8,7,20,23,11,0,0,0,0
959 DATA 60,11,23,20,11,0,0,0,0,0,0
960 DATA 61,18,11,20,16,17,18,0,0,0,0
961 DATA 62,16,20,15,16,0,0,0,0,0,0
962 DATA 63,17,16,15,20,17,0,0,0,0,0
963 DATA 64,17,20,14,17,0,0,0,0,0,0
964 DATA 65,18,13,10,11,18,0,0,0,0,0
965 DATA 66,11,10,6,8,11,0,0,0,0,0
966 DATA 67,8,6,5,3,8,0,0,0,0,0
967 DATA 68,18,11,16,17,18,0,0,0,0,0
968 STOP
END

```

DATE INITIALE

\*\*\*\*\*

J	NI	NF	L	RG	QNOD	CT	QIN	KIP2	KIP3	KIP4
1	3	1	435	.00187	.14	43.43	.14	.176	1	.3
2	3	2	385	.00187	.06	41.78	.06	.103	1	.163
3	8	3	390	.00187	.25	40.95	.18	.298	.224	.129
4	6	4	310	.00148	.1	44.6	.1	.144	1	.135
5	6	5	445	.00148	.08	40.5	.15	.142	.776	.422
6	8	6	476	.00187	.19	43.47	.06	.323	.284	.189
7	8	7	400	.00187	.05	42.1	.05	.065	1	.067
8	11	8	390	.00187	.36	41.8	.35	.697	.508	.395
9	10	9	348	.00187	.05	43.22	.05	.027	1	.029
10	11	10	488	.00187	.12	44	.08	.098	.233	.191
11	18	11	385	.00187	.96	41	.48	.914	.201	.222
12	13	12	342	.00187	.06	43.56	.06	.048	1	.046
13	10	13	514	.00187	.14	43.45	.42	.06	.259	.309
14	17	14	280	.00187	.05	40.12	.05	.067	1	.043
15	16	15	294	.00187	.04	41.16	.04	.059	1	.028
16	17	16	370	.00187	.26	40.5	.2	.085	.54	.426
17	18	17	400	.00187	.15	41.25	.35	.126	.54	.469
18	19	18	160	.00187	1.25	40.25	1.25	1	1	1
19	22	20	220	.00187	.06	44	.06	.048	1	.046
20	13	20	180	.00148	.08	43.33	.08	.012	1	.016
21	9	20	245	.00148	.05	43.25	.05	.067	1	.068
22	10	20	200	.00187	.07	43.05	.07	.031	1	.022
23	4	21	120	.00148	.04	42.95	.04	.075	1	.07
24	21	20	120	.00148	.04	41.16	.04	.075	1	.07
25	4	20	225	.00187	.06	40.12	.06	.069	1	.065
26	6	20	300	.00148	.05	44.66	.05	.017	1	.036
27	5	20	265	.00148	.08	45.22	.08	.147	1	.012
28	1	22	130	.00187	.06	45.36	.06	.122	1	.175
29	22	20	130	.00187	.06	43.06	.06	.143	1	.175
30	1	20	280	.00187	.08	42.65	.08	.073	1	.125
31	3	20	320	.00187	.05	43.7	.05	.019	1	.032
32	2	20	190	.00148	.06	41.8	.06	.103	1	.163
33	8	20	240	.00187	.06	44	.06	.01	1	.01
34	7	20	195	.00187	.05	42.12	.05	.063	1	.067
35	11	23	165	.00187	.08	41	.08	.009	1	.011
36	23	20	165	.00187	.08	43.45	.08	.099	1	.011
37	11	20	164	.00187	.06	41.25	.06	.02	1	.013
38	16	20	252	.00187	.07	40.05	.07	.026	1	.01
39	15	20	200	.00187	.04	41.83	.04	.059	1	.028
40	17	20	205	.00187	.1	40.55	.1	.014	1	.014
41	14	20	188	.00187	.05	40	.05	.027	1	.029
42	13	10	375	.00148	0	43.33	.28	0	.259	.247
43	10	6	360	.00148	0	45.22	.24	0	.432	.348
44	5	3	482	.00148	0	43.08	.07	0	.766	.366
45	16	11	412	.00148	0	42.12	.39	0	.54	.388

COMPONENTA INEELOR

\*\*\*\*\*

13	12	20	13	0	0	0	0	0	0	0
18	13	20	9	10	11	18	0	0	0	0
10	9	20	10	0	0	0	0	0	0	0
11	10	20	21	4	6	8	11	0	0	0
4	21	20	4	0	0	0	0	0	0	0
6	4	20	6	0	0	0	0	0	0	0
6	20	5	6	0	0	0	0	0	0	0
8	6	5	20	22	1	3	8	0	0	0
1	22	20	1	0	0	0	0	0	0	0
3	1	20	3	0	0	0	0	0	0	0
3	20	2	3	0	0	0	0	0	0	0
8	3	2	20	8	0	0	0	0	0	0
8	20	7	8	0	0	0	0	0	0	0
11	8	7	20	23	11	0	0	0	0	0
11	23	20	11	0	0	0	0	0	0	0
18	11	20	16	17	18	0	0	0	0	0
16	20	15	16	0	0	0	0	0	0	0
17	16	15	20	17	0	0	0	0	0	0
17	20	14	17	0	0	0	0	0	0	0
18	13	10	11	18	0	0	0	0	0	0
11	10	6	8	11	0	0	0	0	0	0
8	6	5	3	8	0	0	0	0	0	0
18	11	16	17	18	0	0	0	0	0	0

IPOTEZA 1:GRAF ARBORESCENT

\*\*\*\*\*

INVESTITIA IN REȚEA MII UNI= 116399.6  
 PUTERE ST. POMPE MW= .7903116  
 INVESTITIE PENTRU SP= 4294.234  
 TOTAL INVESTITII = 120693.8  
 COST EXPLOATARE MII UNI /AN 17313.76  
 CHELTUIELI ECHIVALENTE MII UNI/AN= 29383.14

COTELE LINIILOR DE PRESIUNE

J	NI	NF	X	Q	D	H	SDA	CPA	SDD	CPB
1	3	1	1.0000	0.14000	0.554	-0.02	32.27	73.22	29.80	73.23
2	3	2	1.0000	0.06000	0.437	0.08	32.27	73.22	31.36	73.14
3	8	3	1.0000	0.25000	0.652	-0.03	31.39	73.19	32.27	73.22
4	6	4	1.0000	0.10000	0.504	-0.00	29.70	73.17	28.58	73.18
5	6	5	1.0000	0.08000	0.474	-0.01	29.70	73.17	32.69	73.19
6	8	6	1.0000	0.19000	0.603	0.01	31.39	73.19	29.70	73.17
7	8	7	1.0000	0.05000	0.415	0.03	31.39	73.19	31.05	73.15
8	11	8	1.0000	0.36000	0.722	-0.48	31.71	72.71	31.39	73.19
9	10	9	1.0000	0.05000	0.415	0.02	29.17	73.17	29.93	73.15
10	11	10	1.0000	0.12000	0.530	-0.46	31.71	72.71	29.17	73.17
11	18	11	1.0000	0.96000	0.950	0.87	33.33	73.58	31.71	72.71
12	13	12	1.0000	0.06000	0.437	0.19	29.70	73.15	29.40	72.96
13	18	13	1.0000	0.14000	0.554	0.44	33.33	73.58	29.70	73.15
14	17	14	1.0000	0.05000	0.415	0.08	31.98	73.23	33.03	73.15
15	16	15	1.0000	0.04000	0.390	0.06	32.71	73.21	31.98	73.14
16	17	16	1.0000	0.26000	0.659	0.03	31.98	73.23	32.71	73.21
17	18	17	1.0000	0.15000	0.565	0.35	33.33	73.58	31.98	73.23
18	19	18	1.0000	1.25000	1.022	0.42	30.00	74.00	33.33	73.58
19	12	20	1.0000	0.06000	0.437	-0.10	29.40	72.96	29.72	73.05
20	15	20	1.0000	0.09000	0.474	0.09	29.70	73.15	29.72	73.05
21	9	20	1.0000	0.08000	0.415	0.10	29.93	73.15	29.72	73.05
22	10	20	1.0000	0.07000	0.456	0.12	29.17	73.17	29.72	73.05
23	4	21	1.0000	0.04000	0.390	0.08	28.58	73.16	29.65	73.10
24	21	21	1.0000	0.14000	0.530	0.04	29.05	73.10	29.72	73.05
25	4	20	1.0000	0.06000	0.437	0.13	28.58	73.18	29.72	73.05
26	6	20	1.0000	0.08000	0.415	0.12	29.70	73.17	29.72	73.05
27	8	20	1.0000	0.08000	0.474	0.13	32.69	73.19	29.72	73.05
28	1	20	1.0000	0.16000	0.437	0.11	29.80	73.23	30.08	73.13
29	22	20	1.0000	0.06000	0.437	0.07	30.08	73.13	29.72	73.05
30	1	20	1.0000	0.09000	0.474	0.18	29.00	73.23	29.72	73.05
31	3	20	1.0000	0.05000	0.415	0.16	32.27	73.22	29.72	73.05
32	2	20	1.0000	0.06000	0.437	0.08	31.36	73.14	29.72	73.05
33	2	20	1.0000	0.06000	0.437	0.13	31.39	73.19	29.72	73.05
34	7	20	1.0000	0.05000	0.415	0.10	31.05	73.15	29.72	73.05
35	11	23	1.0000	0.08000	0.474	0.11	31.71	72.71	29.65	72.60
36	22	20	1.0000	0.06000	0.474	-0.45	29.65	72.60	29.72	73.05
37	11	20	1.0000	0.06000	0.437	-0.34	31.71	72.71	29.72	73.05
38	16	20	1.0000	0.07000	0.456	0.15	32.71	73.21	29.72	73.05
39	15	20	1.0000	0.04000	0.390	0.09	31.98	73.14	29.72	73.05
40	17	20	1.0000	0.10000	0.504	0.18	31.98	73.23	29.72	73.05
41	14	20	1.0000	0.05000	0.415	0.10	33.03	73.15	29.72	73.05
42	15	10	1.0000	0.00000	1.000	-0.03	29.70	73.15	29.17	73.17
43	10	6	1.0000	0.00000	1.000	-0.00	29.17	73.17	29.70	73.17
44	5	3	1.0000	0.00000	1.000	-0.03	32.69	73.19	32.27	73.22
45	16	11	1.0000	0.00000	1.000	0.49	32.71	73.21	31.71	72.71

IPOTEZA 2:GRAF CU INELE FUNCTIONALE

INVESTITIA IN REEA MII UNI= 76337.27  
 PUTERE ST. POMPE MW= 9992604  
 INVESTITIE PENTRU SP= 5350.262  
 TOTAL INVESTITII = 81687.53  
 COST EXPLOATARE MII UNI /AN 19341.54  
 MELTUIELI ECHIVALENTE MII UNI/AN= 26510.29

COTELE LINIILOR DE PRESIUNE

J	NI	NF	X	Q	D	H	SDA	CPA	SDB	CPB
1	3	1	0.1760	0.14000	0.434	1.85	29.69	70.64	25.36	68.79
2	3	2	0.1030	0.06000	0.318	2.66	29.69	70.64	26.19	67.97
3	8	3	0.2980	0.25000	0.550	1.02	29.86	71.66	29.69	70.64
4	6	4	0.1440	0.10000	0.384	0.49	25.45	68.92	23.84	68.44
5	6	5	0.1420	0.08000	0.360	0.83	25.45	68.92	27.59	68.09
6	8	6	0.3230	0.19000	0.515	2.74	29.86	71.66	25.45	68.92
7	8	7	0.0650	0.05000	0.283	3.39	29.86	71.66	26.18	68.28
8	11	8	0.6970	0.36000	0.686	0.91	31.57	72.57	29.86	71.66
9	10	9	0.0270	0.05000	0.250	0.87	25.12	69.12	25.03	68.25
10	11	10	0.0980	0.12000	0.383	3.44	31.57	72.57	25.12	69.12
11	18	11	0.8140	0.96000	0.923	1.02	33.33	73.58	31.57	72.57
12	13	12	0.0480	0.06000	0.286	1.83	26.55	70.00	24.61	68.17
13	18	13	0.0600	0.14000	0.374	3.58	33.33	73.58	26.55	70.00
14	17	14	0.0670	0.05000	0.284	3.00	30.67	71.92	28.81	68.93
15	16	15	0.0590	0.04000	0.262	1.56	29.32	69.82	27.10	68.26
16	17	16	0.0850	0.26000	0.466	2.10	30.67	71.92	29.32	69.82
17	18	17	0.1260	0.15000	0.423	1.66	33.33	73.58	30.67	71.92
18	19	18	1.0000	1.25000	1.022	0.42	30.00	74.00	33.33	73.58
19	12	20	0.0480	0.06000	0.286	0.65	24.61	68.17	24.19	67.52
20	13	20	0.0120	0.08000	0.255	2.48	26.55	70.00	24.19	67.52

21	9	20	0.0670	0.05000	0.284	0.74	25.03	68.25	24.19	67.52
22	10	20	0.0310	0.07000	0.280	1.61	25.12	69.12	24.19	67.52
23	4	21	0.0750	0.04000	0.271	0.62	23.84	68.44	24.56	67.81
24	21	20	0.0750	0.04000	0.271	0.30	24.56	67.81	24.19	67.52
25	4	20	0.0690	0.06000	0.300	0.92	23.84	68.44	24.19	67.52
26	6	20	0.0370	0.05000	0.262	1.41	25.45	69.92	24.19	67.52
27	5	20	0.1420	0.08000	0.360	0.58	27.59	68.09	24.19	67.52
28	1	22	0.1030	0.06000	0.318	0.88	25.36	66.79	24.86	67.91
29	22	20	0.1030	0.06000	0.318	0.39	24.86	67.91	24.19	67.52
30	1	20	0.0730	0.08000	0.328	1.27	25.36	66.79	24.19	67.52
31	3	20	0.0190	0.05000	0.238	3.12	29.69	70.64	24.19	67.52
32	2	20	0.1030	0.06000	0.318	0.46	26.19	67.97	24.19	67.52
33	8	20	0.0100	0.06000	0.229	4.14	29.86	71.66	24.19	67.52
34	7	20	0.0650	0.05000	0.283	0.76	26.18	68.28	24.19	67.52
35	11	23	0.0090	0.08000	0.245	3.57	31.57	72.57	26.05	69.00
36	23	20	0.0090	0.08000	0.245	1.48	26.05	69.00	24.19	67.52
37	11	20	0.0100	0.06000	0.229	5.05	31.57	72.57	24.19	67.52
38	16	20	0.0260	0.07000	0.274	2.31	29.32	69.02	24.19	67.52
39	15	20	0.0590	0.04000	0.262	0.75	27.10	68.26	24.19	67.52
40	17	20	0.0140	0.10000	0.277	4.41	30.67	71.92	24.19	67.52
41	14	20	0.0270	0.05000	0.250	1.41	28.61	68.93	24.19	67.52
42	13	10	0.0000	0.00000	1.000	0.88	26.55	70.00	25.12	69.12
43	10	6	0.0000	0.00000	1.000	0.20	25.12	69.12	25.45	68.92
44	5	3	0.0000	0.00000	1.000	-2.54	27.59	68.09	29.69	70.64
45	16	11	0.0000	0.00000	1.000	-2.74	29.32	69.02	31.57	72.57

IPOTEZA 3: INELE CONSTRUCTIVE

-----  
 INVESTITIA IN REȚEA MII UNI= 120105.4  
 PUTERE ST. POMPE MM= 8530449  
 INVESTITIE PENTRU SP= 4611.269  
 TOTAL INVESTITIE = 124716.6  
 COST EXPLOATARE MII UNI /AN 18408.93  
 CHELTUIELI ECHIVALENTE MII UNI/AN= 30880.39  
 COTELE LINIILOR DE PRESIUNE  
 -----

J	NI	NF	X	Q	D	H	SDA	CPA	SDB	CPB
1	3	1	1.0000	0.14000	0.554	-0.02	30.60	71.55	28.14	71.57
2	3	2	1.0000	0.06000	0.437	0.08	30.60	71.55	29.69	71.47
3	8	3	0.2240	0.18000	0.482	-0.03	29.72	71.52	30.60	71.55
4	6	4	1.0000	0.10000	0.504	-0.00	28.04	71.51	26.92	71.52
5	6	5	0.7760	0.15000	0.545	-0.01	29.04	71.51	31.03	71.53
6	8	6	0.2940	0.06000	0.366	0.01	29.72	71.52	28.04	71.51
7	8	7	1.0000	0.05000	0.415	0.09	29.72	71.52	29.39	71.49
8	11	8	0.5080	0.35000	0.651	0.02	30.55	71.55	29.72	71.52
9	10	9	1.0000	0.05000	0.415	0.02	27.51	71.51	28.27	71.49
10	11	10	0.2330	0.08000	0.386	0.04	30.55	71.55	27.51	71.51
11	18	11	0.2010	0.48000	0.625	2.04	33.33	73.58	30.55	71.55
12	13	12	1.0000	0.06000	0.437	0.19	28.03	71.48	27.73	71.29
13	18	13	0.2590	0.42000	0.624	2.10	33.33	73.58	28.03	71.48
14	17	14	1.0000	0.05000	0.415	1.24	31.47	72.72	31.37	71.49
15	16	15	1.0000	0.04000	0.390	0.06	31.04	71.54	30.32	71.48
16	17	16	0.5400	0.20000	0.561	1.18	31.47	72.72	31.04	71.54
17	18	17	0.5400	0.35000	0.657	0.86	33.33	73.58	31.47	72.72
18	19	18	1.0000	1.25000	1.022	0.42	30.00	74.00	33.33	73.58
19	12	20	1.0000	0.06000	0.437	-0.10	27.73	71.29	28.06	71.39
20	13	20	1.0000	0.08000	0.474	0.09	28.03	71.48	28.06	71.39
21	9	20	1.0000	0.05000	0.415	0.10	28.27	71.49	28.06	71.39
22	10	20	1.0000	0.07000	0.456	0.12	27.51	71.51	28.06	71.39
23	4	21	1.0000	0.04000	0.390	0.08	26.92	71.52	28.18	71.43
24	21	20	1.0000	0.04000	0.390	0.04	28.18	71.43	28.06	71.39
25	4	20	1.0000	0.06000	0.437	0.13	26.92	71.52	28.06	71.39
26	6	20	1.0000	0.05000	0.415	0.12	28.04	71.51	28.06	71.39
27	5	20	1.0000	0.08000	0.474	0.13	31.03	71.53	28.06	71.39
28	1	22	1.0000	0.06000	0.437	0.11	28.14	71.57	28.41	71.46
29	22	20	1.0000	0.06000	0.437	0.07	28.41	71.46	28.06	71.39
30	1	20	1.0000	0.08000	0.474	0.18	28.14	71.57	28.06	71.39
31	3	20	1.0000	0.05000	0.415	0.16	30.60	71.55	28.06	71.39
32	2	20	1.0000	0.06000	0.437	0.08	29.69	71.47	28.06	71.39
33	8	20	1.0000	0.06000	0.437	0.13	29.72	71.52	28.06	71.39
34	7	20	1.0000	0.05000	0.415	0.10	29.39	71.49	28.06	71.39
35	11	23	1.0000	0.08000	0.474	0.11	30.55	71.55	28.49	71.44
36	23	20	1.0000	0.08000	0.474	0.05	28.49	71.44	28.06	71.39
37	11	20	1.0000	0.06000	0.437	0.16	30.55	71.55	28.06	71.39
38	16	20	1.0000	0.07000	0.456	0.15	31.04	71.54	28.06	71.39
39	15	20	1.0000	0.04000	0.390	0.09	30.32	71.48	28.06	71.39
40	17	20	1.0000	0.10000	0.504	1.33	31.47	72.72	28.06	71.39
41	14	20	1.0000	0.05000	0.415	0.10	31.37	71.49	28.06	71.39
42	13	10	0.2590	0.28000	0.557	-0.03	28.03	71.48	27.51	71.51
43	10	6	0.4920	0.24000	0.583	-0.00	27.51	71.51	28.04	71.51
44	5	3	0.7660	0.07000	0.439	-0.03	31.03	71.53	30.60	71.55

45 16 11 0.5400 0.09000 0.449 -0.01 31.04 71.54 30.55 71.55

IPOTEZA 4:RETEA DE TERMOFICARE

\*\*\*\*\*  
 INVESTITIA IN RETEA MII UNI= 91031.9  
 PUTERE ST. POMPE MW= .9154418  
 INVESTITIE PENTRU SP= 4926.643  
 TOTAL INVESTITII = 95958.54  
 COST EXPLOATARE MII UNI /AN 17860.45  
 CHELTUIELI ECHIVALENTE MII UNI/AN= 27456.3  
 COTELE LINIILOR DE PRESIUNE

J	NI	NF	X	Q	D	H	SDA	CPA	SDB	CPB
1	3	1	0.3000	0.14000	0.460	1.27	30.90	71.85	27.16	70.59
2	3	2	0.1630	0.06000	0.339	1.79	30.90	71.85	28.20	70.06
3	6	3	0.1290	0.16000	0.446	2.03	32.08	73.88	30.90	71.85
4	6	4	0.1350	0.10000	0.381	0.48	27.70	71.17	26.10	70.70
5	6	5	0.4220	0.15000	0.500	-2.22	27.70	71.17	32.90	73.40
6	8	6	0.1890	0.06000	0.346	2.71	32.08	73.88	27.70	71.17
7	8	7	0.0670	0.05000	0.284	3.40	32.08	73.88	28.33	70.48
8	11	8	0.3950	0.35000	0.629	-2.19	30.69	71.69	32.08	73.88
9	10	9	0.0290	0.05000	0.253	1.34	27.61	71.81	27.25	70.47
10	11	10	0.1910	0.08000	0.376	-0.12	30.69	71.69	27.91	71.81
11	16	11	0.2220	0.48000	0.633	1.89	33.33	73.58	30.69	71.69
12	13	12	0.0460	0.06000	0.284	1.89	28.29	71.74	26.29	69.85
13	13	13	0.3090	0.42000	0.639	1.84	33.33	73.58	26.29	71.74
14	17	14	0.0430	0.05000	0.267	1.55	31.38	72.63	30.95	71.07
15	16	15	0.0280	0.04000	0.236	3.40	33.94	74.44	29.68	71.04
16	17	16	0.4260	0.20000	0.543	-1.82	31.38	72.63	33.94	74.44
17	18	17	0.4690	0.35000	0.644	1.96	33.33	73.58	31.36	72.63
18	19	18	1.0000	1.25000	1.822	1.42	33.33	73.00	33.33	73.58
19	12	20	0.0460	0.06000	0.284	1.11	26.39	69.85	26.41	69.74
20	13	20	0.0160	0.08000	0.265	2.00	28.29	71.74	26.41	69.74
21	9	20	0.0680	0.05000	0.285	0.73	27.35	70.47	26.41	69.74
22	10	20	0.0220	0.07000	0.267	3.07	27.81	71.81	26.41	69.74
23	4	21	0.0700	0.04000	0.269	0.65	26.10	70.70	26.80	70.05
24	21	20	0.0700	0.04000	0.269	0.31	26.80	70.05	26.41	69.74
25	4	20	0.0650	0.06000	0.293	1.96	26.11	70.70	26.41	69.74
26	6	20	0.0360	0.05000	0.261	1.44	27.70	71.17	26.41	69.74
27	5	20	0.0120	0.08000	0.255	3.66	32.90	73.40	26.41	69.74
28	1	22	0.1750	0.06000	0.342	0.58	27.10	70.59	26.95	70.00
29	22	20	0.1750	0.06000	0.342	0.27	26.95	70.00	26.41	69.74
30	1	20	0.1250	0.08000	0.354	0.85	27.16	70.59	26.41	69.74
31	3	20	0.0320	0.05000	0.256	2.11	30.90	71.85	26.41	69.74
32	2	20	0.1630	0.06000	0.339	0.32	28.28	70.06	26.41	69.74
33	8	20	0.0100	0.06000	0.229	4.14	32.08	73.88	26.41	69.74
34	7	20	0.0670	0.05000	0.284	0.74	28.36	70.48	26.41	69.74
35	11	23	0.0110	0.08000	0.252	3.07	30.69	71.69	25.67	68.62
36	23	20	0.0110	0.08000	0.252	-1.11	25.67	68.62	26.41	69.74
37	11	20	0.0130	0.06000	0.238	1.96	30.69	71.69	26.41	69.74
38	16	20	0.0100	0.07000	0.239	4.71	33.94	74.44	26.41	69.74
39	15	20	0.0280	0.04000	0.236	1.30	29.88	71.04	26.41	69.74
40	17	20	0.0140	0.10000	0.277	2.89	31.38	72.63	26.41	69.74
41	14	20	0.0290	0.05000	0.253	1.34	30.95	71.07	26.41	69.74
42	13	10	0.2470	0.28000	0.553	-0.07	28.29	71.74	27.81	71.81
43	10	6	0.3480	0.24000	0.556	0.64	27.81	71.81	27.70	71.17
44	5	3	0.3660	0.07000	0.396	1.54	32.90	73.40	30.90	71.85
45	16	11	0.3880	0.09000	0.429	2.75	33.94	74.44	30.69	71.69

IPOTEZA 5:AVARIE ARC NEESENTIAL 41

\*\*\*\*\*  
 NR. DE ITERATII= 49  
 INVESTITIA IN RETEA MII UNI= 88611.72  
 PUTERE ST. POMPE MW= .9114212  
 INVESTITIE PENTRU SP= 4906.323  
 TOTAL INVESTITII = 93518.04  
 COST EXPLOATARE MII UNI /AN 17681.12  
 CHELTUIELI ECHIVALENTE MII UNI/AN= 27032.92  
 COTELE LINIILOR DE PRESIUNE

J	NI	NF	X	Q	D	H	SDA	CPA	SDB	CPB
1	3	1	0.3000	0.12415	0.468	0.07	29.33	70.28	26.78	70.21
2	3	2	0.1630	0.06537	0.339	0.05	29.33	70.28	28.45	70.23
3	8	3	0.1290	0.21173	0.446	1.12	29.60	71.40	29.33	70.28
4	6	4	0.1350	0.09193	0.381	2.94	30.30	73.77	26.23	70.83
5	6	5	0.4220	0.03424	0.500	3.28	30.30	73.77	30.00	70.50
6	8	6	0.1890	-0.01121	0.346	-2.38	29.60	71.40	30.30	73.77
7	8	7	0.0670	0.06607	0.284	0.26	29.60	71.40	29.04	71.14
8	11	8	0.3950	0.30331	0.629	-0.24	30.15	71.15	29.60	71.40
9	10	9	0.0290	0.06055	0.253	2.35	29.27	73.27	27.69	70.91
10	11	10	0.1910	0.15642	0.376	-2.11	30.15	71.15	29.27	73.27



11	18	11	0.2220	0.54429	0.633	2.43	33.33	73.58	30.15	71.15
12	13	12	0.0460	0.06890	0.284	2.49	28.71	72.16	26.11	69.67
13	18	13	0.3090	0.36904	0.639	1.42	33.33	73.58	28.71	72.16
14	17	14	0.0430	0.06485	0.267	0.61	31.45	72.70	31.97	72.09
15	16	15	0.0280	0.05250	0.236	0.39	31.98	72.48	30.93	72.09
16	17	16	0.4260	0.16213	0.543	0.22	31.45	72.70	31.98	72.48
17	18	17	0.4690	0.33667	0.644	0.09	33.33	73.58	31.45	72.70
18	19	18	1.0000	1.25000	1.022	0.42	30.00	74.00	33.33	73.58
19	12	20	0.0460	0.06890	0.284	-0.18	26.11	69.67	26.51	69.84
20	13	20	0.0160	0.09603	0.265	2.32	28.71	72.16	26.51	69.84
21	9	20	0.0680	0.06055	0.285	1.07	27.69	70.91	26.51	69.84
22	10	20	0.0220	0.08995	0.267	3.42	29.27	73.27	26.51	69.84
23	4	21	0.0700	0.03106	0.269	0.80	26.23	70.83	26.78	70.03
24	21	20	0.0700	0.03106	0.269	0.19	26.78	70.03	26.51	69.84
25	4	20	0.0650	0.06087	0.298	0.99	26.23	70.83	26.51	69.84
26	6	20	0.0360	0.08267	0.261	3.93	30.30	73.77	26.51	69.84
27	5	20	0.0120	0.03375	0.255	0.65	30.00	70.50	26.51	69.84
28	1	22	0.1750	0.07177	0.342	-0.02	26.78	70.21	27.17	70.22
29	22	20	0.1750	0.07177	0.342	0.38	27.17	70.22	26.51	69.84
30	1	20	0.1250	0.05238	0.354	0.36	26.78	70.21	26.51	69.84
31	3	20	0.0320	0.02269	0.256	0.44	29.33	70.28	26.51	69.84
32	2	20	0.1630	0.06537	0.339	0.38	28.45	70.23	26.51	69.84
33	8	20	0.0100	0.03672	0.229	1.55	29.60	71.40	26.51	69.84
34	7	20	0.0670	0.06607	0.204	1.30	29.04	71.14	26.51	69.84
35	11	23	0.0110	0.05261	0.252	1.33	30.15	71.15	26.88	69.83
36	23	20	0.0110	0.05261	0.252	-0.02	26.88	69.83	26.51	69.84
37	11	20	0.0130	0.08919	0.238	1.31	30.15	71.15	26.51	69.84
38	16	20	0.0100	0.05238	0.239	2.64	31.98	72.48	26.51	69.84
39	15	20	0.0280	0.05250	0.236	2.25	30.93	72.09	26.51	69.84
40	17	20	0.0140	0.10969	0.277	2.05	31.45	72.70	26.51	69.84
41	14	20	0.0290	0.06485	0.253	2.25	31.97	72.09	26.51	69.84
42	13	10	0.2470	0.21411	0.553	-1.11	28.71	72.16	29.27	73.27
43	10	6	0.3480	0.22004	0.556	-0.50	29.27	73.27	30.30	73.77
44	5	3	0.3660	0.00049	0.100	0.22	30.00	70.50	29.33	70.28
45	16	11	0.3880	0.05725	0.429	1.32	31.98	72.48	30.15	71.15

IPOTEZA 6:AVARIE ARC ESENTIAL 11

NR. DE ITERATII= 49  
 INVESTITIA IN REȚEA MII UNI= 86908.94  
 PUTERE ST. POMPE MW= 1.031961  
 INVESTITIE PENTRU SP= 5515.529  
 TOTAL INVESTITII = 92424.47  
 COST EXPLOATARE MII UNI /AN 19344.45  
 CHELTUIELI ECHIVALENTE MII UNI/AN= 28586.99  
 COTELE LINIILOR DE PRESIUNE

J	NI	NF	X	Q	D	H	SDA	CPA	SDB	CPB
1	3	1	0.3000	0.07973	0.469	1.41	27.40	69.41	23.58	67.01
2	3	2	0.1630	0.03684	0.339	1.64	27.46	69.41	24.93	66.77
3	8	3	0.1290	0.14962	0.446	3.11	29.73	71.53	27.46	68.41
4	6	4	0.1350	0.13930	0.381	-0.16	24.74	67.65	23.21	67.91
5	6	5	0.4920	0.10219	0.500	-3.59	21.07	67.65	30.74	71.21
6	8	6	0.1890	0.17164	0.346	3.88	29.73	71.53	24.19	67.65
7	8	7	0.0670	0.04333	0.284	4.32	29.73	71.53	25.11	67.21
8	11	8	0.3950	0.37968	0.629	1.71	31.23	72.23	29.73	71.53
9	10	9	0.0290	0.02813	0.253	1.46	24.34	68.34	23.66	66.88
10	11	10	0.1910	-0.02032	0.376	3.89	31.23	72.23	24.34	68.34
11	18	11	0.2220	0.40610	0.500	1.35	33.33	73.58	31.23	72.23
12	13	12	0.0460	0.05875	0.284	1.81	27.97	71.42	26.05	69.61
13	18	13	0.3090	0.45538	0.639	2.17	33.33	73.58	27.97	71.42
14	17	14	0.0430	0.06355	0.267	3.60	31.26	72.41	28.69	68.81
15	16	15	0.0280	0.03706	0.236	4.80	32.07	72.57	26.61	67.77
16	17	16	0.4260	0.20547	0.543	-0.16	31.16	72.41	32.07	72.57
17	18	17	0.4690	0.38852	0.644	1.18	33.33	73.58	31.16	72.41
18	19	18	1.0000	1.25000	1.022	0.42	30.00	74.00	33.33	73.58
19	12	20	0.0460	0.05875	0.284	2.96	26.05	69.61	23.32	66.65
20	13	20	0.0160	0.12339	0.265	4.77	27.97	71.42	23.32	66.65
21	9	20	0.0680	0.02813	0.285	0.23	23.66	66.88	23.32	66.65
22	10	20	0.0220	0.06329	0.267	1.69	24.34	68.34	23.32	66.65
23	4	21	0.0700	0.07338	0.269	0.11	23.21	67.81	24.45	67.70
24	21	20	0.0700	0.07338	0.269	1.05	24.45	67.70	23.32	66.65
25	4	20	0.0650	0.06593	0.298	1.16	23.21	67.81	23.32	66.65
26	6	20	0.0360	0.04165	0.261	1.00	24.16	67.65	23.32	66.65
27	5	20	0.0120	0.08958	0.255	4.59	30.74	71.24	23.32	66.65
28	1	22	0.1750	0.02771	0.342	0.30	23.58	67.01	23.66	66.71
29	22	20	0.1750	0.02771	0.342	0.06	23.66	66.71	23.32	66.65
30	1	20	0.1250	0.05202	0.354	0.36	23.58	67.01	23.32	66.65
31	3	20	0.0320	0.04567	0.256	1.76	27.46	68.41	23.32	66.65
32	2	20	0.1630	0.03684	0.339	0.12	24.99	66.77	23.32	66.65
33	8	20	0.0100	0.06509	0.229	4.88	29.73	71.53	23.32	66.65

34	7	20	0.0670	0.04333	0.284	0.56	25.11	67.21	23.32	66.65
35	11	23	0.0110	0.07524	0.252	2.72	31.23	72.23	26.57	69.52
36	23	20	0.0110	0.07524	0.252	2.87	26.57	69.52	23.32	66.65
37	11	20	0.0130	0.06143	0.238	5.58	31.23	72.23	23.32	66.65
38	16	20	0.0100	0.07849	0.239	5.92	32.07	72.57	23.32	66.65
39	15	20	0.0280	0.03706	0.236	1.12	26.61	67.77	23.32	66.65
40	17	20	0.0140	0.11950	0.277	5.76	31.16	72.41	23.32	66.65
41	14	20	0.0290	0.06355	0.253	2.16	28.69	68.81	23.32	66.65
42	13	10	0.2470	0.27323	0.553	3.07	27.97	71.42	24.34	68.34
43	10	6	0.3480	0.16150	0.556	0.70	24.34	68.34	24.18	67.65
44	5	3	0.3660	0.01261	0.100	2.82	30.74	71.24	27.46	68.41
45	16	11	0.3880	0.08993	0.429	0.33	32.07	72.57	31.23	72.23

## Bibliografie

1. Avramov, N. *Teoria i metodika rascioti sistem podaci i usprevedenia vodi*. Moskva, 1978.
2. Andrei, R., Rasturnoi, O., *Matrici rare și aplicațiile lor*, Facla, Timișoara, 1980.
3. Antohi, I., *Termodinamică tehnică*, EDP, București, 1971.
4. Anton, A., *Implementarea acționării cu turație variabilă în stațiile de pompare*, Sist. Hidr. în contact cu mediul, 1991.
5. Anton, V., Popoviciu, M., Fitero, I., *Hidraulică și mașini hidraulice*. EDP, București, 1978.
6. Arnaldo, A., *Ente Nazionale per l'energia*, *Electrica*, 308/1978.
7. Arsenie, D., Popescu, M., *Metode de calcul hidraulic pentru stațiile de pompare*. București, 1987.
8. Arsenie, D., *O formulă pentru calculul coeficientului de rezistență Darcy-Weishach*, Hidrotehnica 12/1983.
9. Astrahanțev, D., *Model matematic și program pentru calculul rețelelor de apă incalzire*. teză de doctorat, București, 1976.
10. Athanasovici, V., Mușatescu, V., *Termoenergetică industrială și termoficare*. EDP, București, 1981.
11. Avramescu, A., Cartianu, P., *Energetica mondială în perspectiva sfârșitului de mileniu*. Ed. Academiei, 1985.
12. Badea, G., Vitan, E., *Conducte preizolate termice*. Instalatorul, 2/1994.
13. Bârsan, E., Ignat, C., *Dimensionarea rețelelor de apă-criteriul costului minim*. Simp. Gosp. Apelor Timișoara, 1982.
14. Bârsan, E., Ignat, C., *Analiza rețelelor de apă folosind modelul "consumul"*. Hidrotehnica 8/1986.
15. Bârsan, E., Ignat, C., *Analiza tehnico-economică a rețelelor de distribuție a apei*. Hidrotehnica 6/1987.
16. Bebis, C., *Montarea radiatorilor din tablă de otel*. Instalatorul 2/1992.
17. Beldiman, M., Crăciun, M., *Rețele de termoficare*. I.C. București, 1976.
18. Beldiman, M., *Reglarea automată în sistemele de termoficare*. Instalatorul 3/1993.
19. Beldiman, M., *Reabilitarea racordării consumatorilor la rețeaua de alimentare cu apă caldă*. Instalatorul 1/1995.
20. Beldiman, M., *Contribuții la optimizarea reglării în sistemele de termoficare*. Teză de doctorat, București, 1982.
21. Berge, C., *Teoria grafurilor și aplicații*. Editura tehnică, București, 1969.
22. Bode, W., *Optimale Warmeversorgung von Städten*. Warmeversorgung Konferenz. Debrecen, 1994.
23. Boganyi, G., *Energy Savings from District Heating are a Reality*. Board of District Heating 2/1994.
24. Bogoș, C., *Studiu termodinamic al rețelelor termice îngropate*. Teză de doctorat, Iași, 1969.
25. Borza, I., Brata, S., *Optimised Redistribution of Primary Thermal Agent*. Buletinul U.P.Timișoara, 36(50), 1991.
26. Borza, I., Brata, S., *Considerații asupra metodelor de optimizare a sistemelor de termoficare*. Simp. Instalațiile pt. Construcții și Confortul Ambiental, Timișoara, 1994.
27. Brata, S., *Studiul rețelelor de încălzire pe baza teoriei grafului inelar*. Ses. Tinerilor Absolvenți, Timișoara, 1988.
28. Brata, S., Cincea, M., *Einfluss der volumetrischen Planungslosungen über den Warmehbedarf*. Buletinul U.T. Timișoara 35(49), 1990.
29. Brata, S., *Algoritm de particularizare a programelor de optimizare a rețelelor termice*. Soluții noi în Construcții, Timișoara, 1990.
30. Brata, S., *Berechnung der Heisswassernetze ohne Verteilung auf Grund der Ringgraphentheorie*. Buletinul U.T. Timișoara, 36(50), 1991.
31. Brata, S., *Program pentru verificarea instalațiilor de încălzire ca structuri de grafuri inelare*. Ses. Șt., U.P. Iași, 1991.
32. Brata, S., *Probleme ale dimensionării economice a rețelelor de termoficare*. Conf. XXV Instalații, Sinaia, 1991.

33. Brata, S., *Studiu comparativ tehnico-economic al rezultatelor obținute prin metode de calcul al rețelelor termice*, Simp. Instalațiile pt. Construcții și Confortul Ambiental, Timișoara, 1991;
34. Brata, S., *Algoritm și program pentru verificarea rețelelor de apă în regim prepătratic*, Simp. Instalațiile pt. Construcții și Confortul Ambiental, Timișoara, 1991;
35. Brata, S., *Considerații asupra calculului rețelelor termice ca structuri ramificate și motivația calculului ca structuri inelare*, Simp. Instalațiile pt. Construcții și Confortul Ambiental, Timișoara, 1992;
36. Brata, S., *Program general pentru dimensionarea și verificarea rețelelor de termoficare arborecente*, Simp. Instalațiile pt. Construcții și Confortul Ambiental, Timișoara, 1992;
37. Brata, S., *Stadiul actual al cercetării în problemele calculului și optimizării rețelelor termice*, Referat 1 doctorat, Timișoara, 1992;
38. Brata, S., *Conceptie unitară a calculului sistemelor termice cu modelul grafurilor inelare*, Simp. Instalațiile pt. Construcții și Confortul Ambiental, Timișoara, 1993;
39. Brata, S., *Considerații asupra regimului hidraulic și fenomene ale transportului apei fierbinți în rețelele de termoficare*, Simp. Instalațiile pt. Construcții și Confortul Ambiental, Timișoara, 1993;
40. Brata, S., *Considerații asupra asigurării pretenției în rețelele termice*, Simp. Instalațiile pt. Construcții și Confortul Ambiental, Timișoara, 1993;
41. Brata, S., *Modele și metode de calcul și de optimizare a rețelelor termice*, Referat 2 doctorat, Timișoara, 1993;
42. Brata, S., Sârbu, I., *Problematika dimensionării economice a circuitelor termice elementare*, Simp. Instalațiile pt. Construcții și Confortul Ambiental, Timișoara, 1994;
43. Brata, S., *Dimensionarea și verificarea rețelelor termice cu teoria grafurilor inelare*, Referat 3 doctorat, Timișoara, 1994;
44. Brata, S., *Verification of Mixed District Heating Networks*, Warneversorgung Konferenz, Debrecen, 1994;
45. Brata, S., *Comparative Study of Dimension and Verification Mixed District Heating Networks*, Warneversorgung Konferenz, Debrecen, 1994;
46. Brata, S., Jura, D., *Asigurarea optimă a necesarului de apă și de energie în noile centre industriale*, Sesiunea jubiliară U.T. Timișoara, 1995;
47. Brata, S., *Model matematic pentru calculul rețelelor inelare de distribuție*, Sesiunea jubiliară U.T. Timișoara, 1995;
48. Brata, S., *Model matematic de calcul al rețelelor de apă inelare*, Col. Amenajări hidrotehnice în Banat, Reșița, 1995;
49. Brata, S., *Aplicarea unei noi metodologii de calcul a rețelelor inelare*, Simp. Instalațiile pt. Construcții și Confortul Ambiental, Timișoara, 1994;
50. Brata, S., *Soluție eficientă pentru dimensionarea rețelelor termice inelare*, Sesiunea jubiliară U.T. Timișoara, 1995;
51. Brata, S., *Metodă de dimensionare a rețelelor termice pe baza principiilor de similitudine*, Conf. Instalații Iași, 1995;
52. Brata, S., *Metodă directă de echilibrare a rețelelor inelare*, Simp. Instalațiile pt. Construcții și Confortul Ambiental, Timișoara, 1996;
53. Brata, S., *Analiză tehnico-economică și energetică a circuitului elementar de distribuție a apei*, Conf. Instalații Iași, 1996;
54. Brata, S., *Termotehnică. Îndrumător de lucrări practice*, U.P. Timișoara, 1997;
55. Brata, S., *Cerere de brevet de invenție, C-594 din 25.03.1997*, OSIM;
56. Brata, S., *Interdependența parametrilor de dimensionare a rețelelor de apă inelare*, Simp. Instalațiile pt. Construcții și Confortul Ambiental, Timișoara, 1997;
57. Brădeanu, P., *The mathematical considerations of the hydrodynamic Principle of Lord Kelvin*, Cluj, Preprint, 1/1982;
58. Breyer, H., Tietz, P., *Stand und perspective der Warneversorgung*, Energietechnik, 5/1965;
59. Burchiu, V., Santău, I., Alexandrescu, C., *Instalații de pompe*, EDP, București, 1982;
60. Burducea, C., Leca, A., *Conducte și rețele termice*, Editura tehnică, București, 1974;
61. Buscher, E., *Energieeinsparung beim Antrieb von Umwälzpumpen in Heizungsanlagen*, S.H.T. 7/1980;

62. Buznikov, E., Krilov, A., *Producerea combinată a aburului și a apei fierbinți*. Editura tehnică, București, 1987;
63. Cameron, P., Van Linz, J., *Teoria grafurilor Kofirovanija i blok-shemy*. Moskwa, 1980;
64. Carabogdan, I., ș.a., *Metode de analiză a proceselor și sistemelor termoenergetice*, Editura tehnică, București, 1989;
65. Carte, I., *Hidraulică și mașini hidraulice*. U.P.Timișoara, 1985-86;
66. Chandrashekar, M., *Extended set of components in pipe networks*. Journal of the Hydraulics Division, ASCE-HY1, 1980;
67. Chatelin, B., *El aspecto economico del transporte la energia*. Tems de transporte 6/1981;
68. Chirița, S., *Probleme de matematici superioare*. EDP, București, 1989.
69. Chivereanu, D., *Utilizarea funcțiilor spline-gr.III în aproximarea lambda funcție de Reynolds*. Sist. Hidrot în impact cu mediul, 1991;
70. Cioc, D., *Hidraulica*. EDP, București, 1983;
71. Cioc, D., *Funcționarea pompelor în rețele de conducte*. Conf. Mașini Hidr. și hidromecanice, Timișoara, 1985;
72. Ciomocoș, F., *Contribuții la studiul separării alimentării cu apă potabilă și cu apă industrială*. Teză de doctorat, Timișoara, 1984,
73. Cornea, D., *Not generații de ventilocompressoare*. Mc Quay, Franța, Instalatorul 6/1996,
74. Costăchel, P., *Omologarea corpurilor de încălzire*, Instalatorul 3/1996.
75. Cot, M., *Telegestion des reseaux de chaleur*. Sym. Siene, București, 1991,
76. Crăciun, M., *Contribuții la stabilitatea hidraulică a sistemelor de rețele termice*. Teză de doctorat, București, 1975;
77. Crișan, O., *Sisteme electroenergetice*. Editura tehnică, București, 1978,
78. Cristici, B., *Matematici superioare*, U.P.Timișoara, 1971;
79. Cseke, V., *A grafelmelet es gyakarlati alkalmazasai*. Budapest, 1972;
80. Dancea, I., *Metode de optimizare*. Ed. Dacia Cluj-Napoca, 1975;
81. Dancea, I., *Programarea calculatoarelor electronice*. Ed. Dacia Cluj-Napoca, 1975.
82. Dantzig, G., B., ș.a., *Programarea liniară a sistemelor mari*. Editura tehnică, București, 1990.
83. David, I., *Hidraulica. Vol. I și II*. U P Timișoara, 1988;
84. David, I., *Considerații asupra calculului hidraulic al conductelor cu debit variabil*. St Cerc.Mecanică Aplicată 5-6/1984.
85. Davidescu, A., Mucica, H., *Schimbul de căldură în instalații industriale*. Editura tehnică, București, 1984,
86. Deb, A., Asce, M., Sarkar, A., *Optimisation in Design of Hydraulics Network*. J of the Sanitary Eng. Div. 4/1971,
87. Delhoume, G., *District Heating in Paris*, Wärmeverorgung Konferenz, Debrecen, 1994.
88. Demidovici, B., *Éléments de calcul numériques*. MIR, 1973,
89. Dima, P., *Sistemul energetic planetar*. Editura Academiei, București, 1988.
90. Dinca, G., *Metode variaționale. Aplicații*. Editura tehnică, București, 1980,
91. Divenot, A., *Une nouvelle methode de calcul des reseaux mailles*. La Haville Blanche 6/1980,
92. Dodescu, Gh., Tom, M., *Metode de calcul numeric*. EDP, București, 1976;
93. Drăghici, N., *Conducte pentru transportul fluidelor*. Editura tehnică, București, 1972,
94. Drăgoi, I., Cazanescu, R., *Prioritate pentru contorizare*. Instalatorul, 1/1993;
95. Dubin, Ch., *Calcul des reseaux mailles par caculateur digital*. Paris, 1980;
96. Dinescu, C., Săvulescu, B., *Asupra drumului hamiltonian în graf orientat fără circuite*. St Econ și Energia 3/1971;
97. Dumitrescu, L., *Instalații sanitare pentru ansambluri de clădiri*. Editura tehnică, București, 1980;
98. Dumitru, V., *Programare neliniară*. Editura Academiei, București, 1988.
99. Feurich, H., *Rohrnetzberrechnung*. Ed. Kramer, 1973,
100. Filimon, E, Jura, S., *Asupra instalațiilor analogice pentru verificarea rețelelor inclare*. Simp Baia-Mare, 1985;
101. Filimon, E., *Contribuții la calculul rețelelor inclare*. Teză de doctorat, Timișoara, 1975.

102. Fischer, M., *Optimal solution of scheduling problems using Lagrange multipliers*. Econ Math. System, Springer, 1978,
103. Gaertner, M., *Planos maestros de electrificación nacional*. Lima, 1978;
104. Garbe, I., Lehmayr, R., *Acționarea cu turație variabilă, comandată electronic, a motoarelor de curent alternativ*. Aachen, 1980;
105. Garbunov, G., *Combaterea pierderilor de energie*. Moskwa, 1982;
106. Gerlach, T., *District Heating in Progress*. DBDA, Danemarca, 2/1994;
107. Ghelband, I., Silov, G., *Funcții generalizate*. EDP, București, 1983;
108. Gheorghiu, V., *Funcții de rugozitate pentru sistematizarea calculului rezistențelor hidraulice*. Acad. R., Rev. mecanică 2/1976,
109. Ghergan, E., Zdrengea, H., *Asigurarea rezervelor, ierarhizarea și fiabilitatea în sistemele de transport urban*. Rev. Instalatorul, 1/1993;
110. Giurconiu, M., Mirel, I., Retezan, A., Sârbu, I., *Hidraulica construcțiilor și instalațiilor hidroedilitare*. Facla, Timișoara, 1989;
111. Gorskaia, N., *Avtomatizatsiia vîstavleniia povrojdenii v teplovîh setiakh*. AKAD N. SSSR, 1987,
112. Gullev, L., *Feasibility Study Plan for Reconstruction of the District Heating System of BRNO*. Danish Board of District Heating, 2/1994;
113. Hakanson, K., *Handbuch der Fernwasser-Warme Praxis*. Essen, 1973;
114. Iamandi, C., și colab., *Hidraulica instalațiilor*. Editura tehnică. București, 1985;
115. Iamandi, C., Damian, R., *Notiuni de difuzie-dispersie*. București, 1982.
116. Idelcik, I., E., *Îndrumător pentru calculul rezistențelor hidraulice*. Editura tehnică București, 1977.
117. Iliescu, R., *Regimul presiunilor în sistemele de termoficare urbană*. Rev. constr. și mat. de constr. 12/1963,
118. Ilioi, C., *Probleme de optimizare și algoritmi de aproximare a soluțiilor*. Editura Academiei, București, 1980;
119. Iliina, M., și colab., *Instalații de încălzire. Îndrumător de proiectare*. Editura tehnică București, 1992.
120. Iliina, M., Burchiu, S., *Pompe cu turație variabilă în instalațiile de încălzire*. Rev. Instalatorul, 2/1996.
121. Ion, I., *Instalații de pompare reglabile*, Editura tehnică București, 1976;
122. Ionel, I., *Instalații de pompare*. Editura tehnică București, 1976;
123. Ionescu, C., Vlădeanu, V., *Automatizarea instalațiilor pentru construcții*. EDP, București, 1981;
124. Ionescu, C., *Automatizări*. EDP, București, 1982;
125. Ionescu, T., *Grafuri. Aplicații I, II*. EDP, București, 1973;
126. Ionescu, T., Zsako, I., *Structuri arborescente Aplicații*. Editura tehnică București, 1990;
127. Ionin, A., *Siguranta în exploatare a sistemului de alimentare cu energie termică*. Moscova, 1989;
128. Iorgulescu, I., *Metode de calcul al rețelelor folosind formule variaționale*. Rev. Hidrotehnica, 5/1967;
129. Ivănescu, G., *Normativ pentru exploatarea instalațiilor de încălzire*. IPCT, 1979;
130. Izverceanu, P., Suciu, Gh., *Matematici superioare și elemente din teoria grafurilor I, II*. U.P. Timișoara, 1974;
131. Jeppson, R., Dawis, A., *Presture reducing valves in pipe networks analyses*. Journal of the Hydr. Div. ASCE, HY 7/1976;
132. Jura, C., *Alimentări cu apă*. U.P. Timișoara, 1984;
133. Jura, C., Jura, S., și colab., *Transportul apelor geotermale în conducte lungi*. Simp. Ape geotermale, Timișoara, 1982;
134. Jura, C., Jura, S., *Considerații privind optimizarea stocării hidroenergetice a energiei*. Simp. Gosp. Apelor, Timișoara, 1982;
135. Jura, C., Giurconiu, M., Mirel, I., Jura, S., *Optimizarea stocării în apă a energiei pentru apa caldă de consum*. Simp. Surse neconvenționale de energie, Iași, 1982;
136. Jura, C., Mirel, I., Jura, S., *Optimizarea soluției energetice a rețelelor de apă cu rezervoare și stații de repompare*. Conf. Naț. Energetică, București, 1986;

137. Jura, C., Jura, S., Mirel, I., *Algoritm pentru dimensionarea rețelelor de apă melare cu multiple surse de alimentare*. Simp. Naț. de Informatică, Timișoara, 1989;
138. Jura, C., Păcuraru M., Brata, S., Zăvolan, A., *Procedeu și aerofiltru de mare încărcare pentru epurarea biologică a apei*, Brevet invenție 93502/1987;
139. Jura, D., Brata, S., și colab., *Konsiderationen über die zukünftige Wasserversorgung der Stadt Temeswar. Konferenz. EGER, 1994*;
140. Jura, D., Brata, S., *Situația actuală și perspectiva utilizării resurselor de apă în Timișoara*. Simp. Instalațiile pt. Construcții și Confortul Ambiental, Timișoara, 1992;
141. Jura, S., *Optimizarea înălțimii potențiale de acumulare în sistemele energetice cu pompă*. Simp. Gosp. Apelor, Timișoara, 1982;
142. Jura, S., *Aplicarea cercetării operaționale la optimizarea stațiilor de tratare a apei pentru cazane*. Probleme actuale ale protecției și tratării apei, Timișoara, 1984;
143. Jura, S., *Soluție optimizată și program pentru distribuția uniformă a apei în rețele tehnice*. Conf. de Mașini Hidraulice, Timișoara, 1985;
144. Jura, S., *Calculul prin program al regimului energetic în rețele cu stații de pompă integrate*. Conf. Naț. de Energie, București, 1986;
145. Kirilin, V., Sicev, V., Seindlin, A., *Termodinamica*. Ed. Șt. Enc., 1985.
146. Kiselev, P., *Îndreptar pentru calcule hidraulice*. Editura tehnică București, 1988.
147. Kumpfert, H., *Automatisierung der Fernwärmeversorgung der Stadt Leipzig*. Wärmeversorgung Konferenz, Debrecen, 1994;
148. Labye, Y., *Études des procédés de calcul ayant pour but le coût d'un réseau sous pression*. La Houille Blanche 5/1966;
149. Lasdon, S., *Teoria optimizării sistemelor mari*. Editura tehnică București, 1975.
150. Leca, A., și colab., *Conducte și rețele termice*. Editura tehnică București, 1974;
151. Leca, A., și colab., *Conducte pentru agenți termici*. Editura tehnică București, 1986;
152. Lekante, T., *Modele de calcul de l'écoulement en régime permanent dans réseaux maillés*. J. de Recherches Hydr. 2/1979.
153. Leonăchescu, N., *Termotehnică*. EDP, București, 1981;
154. Macriș, A., Rothman, A., *Aplicații ale teoriei grafurilor în energetică*. MEE, 1969;
155. Marciuc, G., I., *Metode de analiză numerică*. Ed. Academiei, 1983.
156. Marinescu G., *Analiză numerică*. Ed. Academiei, 1974.
157. Maruscicac, I., *Metode de rezolvare a problemelor de programare neliniară*. Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1973;
158. Mateescu, Th., *Lucrări și instalații tehnico-edilitare*. Univ. Tehn. Gh. Asachi Iași, 1995;
159. Mateescu, Th., Cotorobai, V., Profire, M., *Considerații asupra eficienței soluțiilor locale de preparare a apei calde de consum*. Rev. Instalatorul, 1/1993.
160. Mayer, E., *Moderne Heizen und Regeln*. Conf. de Instalații, Sinaia, 1972.
161. Mihoc, Gh., Ștefănescu, A., *Programare matematică*. EDP, București, 1973;
162. Mirel, I., Jura, S., *Reconsiderarea condițiilor energetice ale distribuției apei calde*. Conf. Naț. de energetică, București, 1986;
163. Munteanu, E., Mihoc, I., Ivanov, A., *Limbaajul ADA*. Editura tehnică București, 1986;
164. Nădejde, I., Mihoc, Gh., *Programarea parametrică și neliniară*. Ed. Șt., București, 1967;
165. Nicoară T., *Hidraulică*. U.P. Timișoara, 1986;
166. Nicoară T., *Hidraulică și stații de pompă*. U.P. Timișoara, 1981;
167. Niculescu, N., Ilina, M., *Instalații de încălzire*. EDP, București, 1974.
168. Niculescu, N., Ilina, M., *Instalații de încălzire și rețele termice*. EDP, București, 1985;
169. Niculescu, S., *Introducere în programarea structurală*, Editura tehnică București, 1979;
170. Nitu, V., I., *Bazele teoretice ale energiei*. Ed. Șt., București, 1977.
171. Nitu, V., I., *Probleme ale dezvoltării energetice*. Ed. Șt., București, 1979.
172. Oancea, N., Jura, S., *Termotehnică și aparate termice*. Îndrumător de proiect, U.P. Timișoara, 1986;
173. Oancea, N., Jura, S., Podrumar, V., *Instalații de încălzire și rețele termice*, Îndrumător de proiect, U.P. Timișoara, 1986;
174. Oancea, N., *Termotehnică și aparate termice*. U.P. Timișoara, 1989;

175. Oroveanu, T., *Mecanica fluidelor vâscoase*. Ed. Academiei, 1967;
176. Ore, O., *Grafiurile și aplicațiile lor*. Ed. Șt., 1988;
177. Pasch, W., *Druckverlustberechnung in der Heizung*. Dusseldorf, 1975;
178. Pavel, P., *Stări de pompe și rețele de transport hidraulic*. Ed. Ceres, București, 1964;
179. Petrescu, A., Duță, Gh., Vasilescu, A., *Automatizarea instalațiilor pentru construcții*. Ed. Tehnică, 1981;
180. Petrescu, A., *Instalații de încălzire în ansambluri de clădiri*. Ed. Tehnică, 1973;
181. Picard, J., *Les aspects socio-économiques de la valeur de l'eau*. La Houille Blanche 2-3/1977;
182. Podrumar, D., *Instalații de încălzire*. U.P. Timișoara, 1994;
183. Podrumar, D., *Instalații de încălzire cu apă caldă și abur de joasă presiune*. U.P. Timișoara, 1994;
184. Podrumar, D., *Producerea centralizată a energiei termice și transportul ei la distanță. Termoficarea*. U.P. Timișoara, 1996;
185. Pop, I., *Noi elemente și sisteme hidraulice*. Ed. Academiei, 1990;
186. Popovici, P., Cira, O., *Rezolvarea numerică a ecuațiilor neliniare*. SIGNATA, Timișoara, 1992;
187. Popirin, I., Denison, V., *Issledovanie sistem teplosnalojenie*. 1989;
188. Prodon, Al., *Problèmes d'optimisation dans les systèmes de chauffage à distance*. Teză de doctorat, Zurich, 1983;
189. Rapold, U., *Tevi din plastic în instalațiile sanitare și de încălzire*. Rev. Instalatorul, 1/1993;
190. Rădescu, N., Rădescu, E., *Probleme de teoria grafiurilor*. Craiova, 1982;
191. Rădulescu, S., și colab., *Instalații de termoficare urbană*. Ed. Tehnică, 1965;
192. Raznjevic, K., *Tabele și diagrame termotehnice*. Ed. Tehnică, 1978;
193. Rendi, B., *Elemente de topologie diferentiață*. Univ. Timișoara, 1974;
194. Retezan, A., și colab., *Influența funcționării stațiilor de hidrofor asupra rețelei de distribuție a apei*. Conf. Naț. Instalațiile pentru Construcții și Confortul Ambiental, 1997;
195. Retezan, A., *Considerații asupra utilizării apei calde menajere*. Conf. Naț. Instalațiile pentru Construcții și Confortul Ambiental, Timișoara, 1997;
196. Reynolds, A., J., *Curgeri turbulente în tehnică*. Ed. Tehnică, 1982;
197. Sârbu, I., *Contribuții la optimizarea sistemelor centralizate de alimentare cu apă*. Teză de doctorat, Timișoara, 1993;
198. Sârbu, I., Tobolcea, V., *Aspects de l'optimisation des réseaux annulaires de distribution d'eau*, Bul. U.P. Iași, 1983;
199. Sârbu, I., *Optimizarea diametrelor rețelelor de distribuție a apei*. Hidrotehnica 1/1986;
200. Sârbu, I., Brata, S., *Optimizarea tehnico-economică a instalațiilor de comprimare mecanică de vapori în industria chimică*. Conf. Naț. Instalațiile pentru Construcții și Confortul Ambiental, 1994;
201. Sătkii, M., Miller, V., *Compararea tehnico-economică a sistemelor de încălzire cu apă*. IDC, București, 1975;
202. Șandru, E., și colab., *Termotehnică și aparate termice*. EDP, București, 1982;
203. Săvulescu, T., *Îndreptar de instalații de încălzire și ventilații*. Ed. Tehnică, 1985;
204. Sennova, E., *Cu privire la proiectarea optimă a sistemelor de alimentare cu căldură*. Teploenergetika, 9/1984;
205. Seteanu, I., și colab., *Influența îmbătrânirii conductelor asupra alegerii diametrului economic*. Hidrotehnica 4/1979;
206. Sima, V., Varga, A., *Practica proiectării asistată de calculator*. Ed. Tehnică, 1986;
207. Smirnov, I., Hrilev, L., *Optimizatia sistem teploficiații și țentralizovannogo teplosnalojanja*. Moskva, 1978;
208. Sokolov, E., *Teploficiația i teplovie seti*, Moskva, 1975;
209. Stăncescu, I., D., *Bazele tehnice și economice ale termoficării*, Ed. Tehnică, 1967;
210. Stăncescu, I., D., Athanasovici, V., *Termoenergetică industrială*, Ed. Tehnică, 1979;
211. Stăncescu, I., D., Colt, Gh., *Lucrări de disertație pe teme actuale în domeniul termoficării*, Energetica 14, nr. 4/1965;
212. Tietz, H., P., *Erschliessungen und Stadtortplanung für die Fernwärmeverorgung*, Karlsruhe, 1983;
213. Toma, S., Florea, V., Constantinescu, Gh., *Instrucțiuni metodice pentru instalații de încălzire centrale*. EDP, București 1983;



214. Tomescu, I., *Probleme de combinatorică și teoria grafurilor*. EDP, București 1981;
215. Trofin, P., *Alimentări cu apă*, EDP, București 1983.
216. Ungureanu, C., Negru, L., Iorga, D., *Transmiterea căldurii*. U P Timișoara, 1979;
217. Verdeș, M., Pavel, V., *Stații compacte de pompare a agentului termic*, *Izving*. Instalatorul 3/1996;
218. Vignes, J., La Porte, M., *Theorie et pratique de la programmation FORTRAN*, Paris 1972;
219. Vingan, D., *Contribuții la optimizarea rețelelor de distribuție inelare*, Teză de doctorat, Timișoara, 1984;
220. Vintilă, Șt., *Termotehnică și mașini termice*, Cluj Napoca, 1972;
221. Vintilă, Șt., *Instalații sanitare și de gaze*. EDP, București 1995;
222. Vlădea, L., *Instalații și utilaje termice*. Ed. Tehnică, București, 1980;
223. Vulpescu, M., *Reabilitarea sistemului de termoficare al Bucureștiului*, Instalatorul 2/1994,
224. Wleznik, C., *Determinarea temperaturii optime în rețelele de termoficare*, Teză de doctorat, București, 1966;
225. Wood, CH., *Hydraulic networks analyses using linear theory*. Journal of the Hydr. Div. HY 7/1972;
226. Zinger, I., M., *Rascet i modelirarama gidravlicheskih regimov toelovih setei*. Moskva, 1964,
227. \*\*\* *Sisteme și instalații moderne de termoficare*. Culegere de traduceri, 1988;
228. \*\*\* *Issledovanie sistem teploficia*. Akademia Nauk, 1989,
229. \*\*\* *Sisteme și instalații moderne de termoficare*. ICDT, 1971,
230. \*\*\* *Instrucțiuni MEF pentru calculele componentelor tehnico-economice în instalații de transport al energiei și căldurii*. ICSE;
231. \*\*\* *Execuția rețelelor de termoficare*, ICH;
232. \*\*\* *Urmărirea parametrilor funcionali ai Instalației Cartierului Soarelui*, Contract U.P Timișoara 112/1987, INCERC București;
233. Jura, S., *Valorificarea gazelor de sondă geotermală în instalații locale*. Concursul profesional de creații studențești, Timișoara, 1983;  
*Tratarea apei de alimentare a cazanelor*. Sesiunea U J Timiș de creșterea științifică, Timișoara, 1983,  
*Evaluări asupra schimbătoarelor de căldură de mică rezistență hidraulică*. Simpozionul de gospodărirea apelor, Reșița, 1986;
234. \*\*\* *Studiul comportării rețelelor primare și a aparatelor de contracurenți în regim dinamic*. Contract IPT 14/1989, Electrocentrale Timișoara.
235. \*\*\* *Omologarea cazanelor*. Contract IPT 211/1985, Prestarea Timișoara.  
*Centrala termică Drăgășani*. Contract IPROTIM 26191/1984;  
*Centrala termică Băbeni*. Contract IPROTIM 26190/1985.
236. \*\*\* *Procedeu de vizualizare la schimbătoarele de căldură fasciculare cu șicane*. Contract IPT 111/1986;
237. \*\*\* *Seminaire sur la gestion de l'énergie et environment*, EDUPLUS, Timișoara, 1994.
238. \*\*\* *Sistemul de termoficare al orașului Timișoara*. Studiu, 1997;
239. \*\*\* *Manuale di termodraulica*. Rossetti-Bianchini, Arezzo, 1987.
240. \*\*\* *Catalog produse*: UNIPIPE, ISOPLUS, DANFOS, GRUNDFOS, ZIMLET;
241. \*\*\* *PC Report-Calculatoare personale* 50/1996,
242. \*\*\* ICPIAF-Schimbătoare de căldură cu plăci,
243. \*\*\* *Die Osterreichischen Installationen- Tevi de oțel pentru instalații de încălzire*. 12/1992,
244. \*\*\* *Instrucțiuni pentru calculul hidraulic și mecanic al conductelor de abur și de apă fierhinte*. ODT, București;
245. \*\*\* *Instrucțiuni pentru calculul conductelor de apă fierhinte în instalațiile de termoficare*. PE-202;
246. \*\*\* *Standarde pentru proiectarea sistemelor de încălzire*:  
STAS 8591, 7335/9, 10702/1, 7335/3, 10827, 404/1, 6898/2, 1907/1, 2, 6472;
247. \*\*\* *Standarde pentru execuția conductelor din țevi de oțel*:  
STAS 7335/3, 404/2, 7132, 9378, 6898/2;
248. \*\*\* *Normative pentru proiectarea instalațiilor de termoficare*:  
PE-209, PE-212, PE-207, PE-502, C-108, PE-215, ISCIR 31;
249. \*\*\* *Normative pentru execuția și întreținerea instalațiilor de încălzire*:  
ICEMENERG 1978, I 13, C 142, C 107, I 1, I 14