

# CONTRIBUȚII LA STUDIUL DIMENSIONĂRII ȘI FUNCȚIONĂRII OPTIMIZATE A REȚELELOR DE GAZE NATURALE COMBUSTIBILE

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

**g. Dună Ștefan**

Conducător științific:

Referenți științifici:

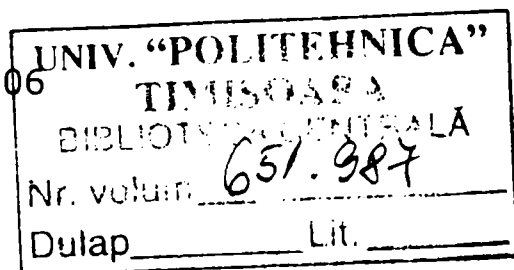
prof.univ.dr.ing. Retezan Ioan Adrian Nicolae

prof.univ.dr.ing. Vintilă Ștefan

prof.univ.dr.ing. Mateescu Theodor

conf.univ.dr.ing. Badea Gheorghe

Data susținerii tezei: 18.12.2006



Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

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

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

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2006

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

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

# Cuvânt înainte

Prezența gazelor naturale combustibile în viața omului, încă din timpuri antice ca o „sursă ce arde” l-a determinat pe acesta din urmă să-l caute în scoarța terestră să-l extragă și să-l utilizeze cu o tenacitate ce a dat viață domeniului și legități specifice.

În prezent pentru a fi utilizat, gazul natural parcurge constrângerile politice, economice și tehnice impuse de societate.

Din punct de vedere tehnic el trece în cascadă prin sistemele de extracție, prelucrare, stocare, comprimare, transport, distribuție și utilizare, în care se manifestă „la vedere” inginerului specialist sau „ascuns” incitând cercetătorul în domeniu.

În specializarea instalații, cercetarea pe sisteme reale este greu de realizat datorită distanței mari dintre sisteme sau a lungimii acestora care se poate întinde pe mii de km lungime, cum este cazul sistemului de transport și în al lipsei aparaturii și instrumentației necesară cercetării.

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

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

Pentru disponibilitatea de a face parte din comisia de susținere a tezei, a timpului acordat analizei acesteia și a observațiilor și recomandărilor făcute, îmi exprim întreaga considerație domnului prof. univ. dr. ing. Băncilă Radu, decanul Facultății de Construcții Timișoara - președintele comisiei, domnului prof. univ. dr. ing. Vintilă Ștefan de la Universitatea Tehnică de Construcții din București, domnului prof. univ. dr. ing. Mateescu Teodor de la Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iași și domnului prof. univ. dr. ing. Badea Gheorghe de la Universitatea Tehnică din Cluj Napoca.

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

Timișoara, decembrie 2006

Dună Ștefan

Dună, Ștefan

**Contribuții la studiul dimensionării și funcționării optimizate a rețelelor de gaze naturale combustibile**

Teze de doctorat ale UPT, Seria 5 Nr. 7, Editura Politehnica, 2006, 250 pagini, 114 grafice, 20 figuri, 35 tabele.

ISSN:1842-581X

ISBN (10) 973-625-357-0; ISBN (13) 978-973-625-357-7

Cuvinte cheie:

Gaze naturale combustibile, ingineria transportului, ingineria distribuției.

Rezumat,

Gazul natural este un amestec de hidrocarburi cum este metanul, etanul, propanul, butanul și pentanul, prin a căror ardere se obține în prezent 23% din producția mondială de energie.

Pentru aceasta el parcurge un drum definit din următoarele sisteme: extracție, prelucrare, stocare, comprimare, transport, distribuție și utilizare.

Scopul prezentei lucrări este de a găsi și a prezenta elementele de optimizare a dimensionării și funcționării sistemelor de transport și distribuție a gazelor naturale combustibile.

# CUPRINS

<b>Capitolul 1. GENERALITĂȚI ȘI EXPUNERI DE MOTIVE .....</b>	<b>pag 9</b>
1.1. Generalități .....	pag 9
1.2. Expunerea de motive .....	pag 13
<b>Capitolul 2. STATISTICI, TENDINȚE, PROGNOZE .....</b>	<b>pag 15</b>
2.1. Situația în Europa .....	pag 15
2.1.1. Instituții și statistici europene.....	pag 15
2.1.2. Securitatea furnizării și a dezvoltării de infrastructuri noi de Gaze Naturale în Europa .....	pag 29
2.2. Situația în România .....	pag 33
2.2.1. Istoric al distribuției gazelor naturale în România .....	pag 33
2.2.2. Structura consumului de gaze naturale în România .....	pag 33
2.2.3. Analiza principalelor ramuri economice din punct de vedere al utilizării gazelor naturale .....	pag 40
2.2.3.1. Industria constructoare de mașini .....	pag 40
2.2.3.2. Industria metalurgică .....	pag 41
2.2.3.3. Industria lemnului și a materialelor de construcții .....	pag 43
2.2.3.4. Măsurile privind creșterea eficienței de utilizare a gazelor naturale în industrie .....	pag 43
2.2.3.5. Utilizarea gazelor naturale în sectorul rezidențial .....	pag 44
2.3. Modele de prognoză a necesarului de gaze naturale combustibile .....	pag 46
2.3.1. Metode economice .....	pag 46
2.3.1.1. Stabilirea modelului matematic pentru curba de tendință ....	pag 46
2.3.1.2. Metoda extrapolării liniare .....	pag 47
2.3.1.3. Metoda extrapolării exponențiale .....	pag 53
2.3.1.4. Metoda extrapolării logistice .....	pag 54
<b>Capitolul 3. INGINERIA SISTEMULUI DE TRANSPORT A GAZELOR NATURALE .....</b>	<b>pag 55</b>
3.1. Relații utilizate în curgerea gazelor naturale combustibile de înaltă presiune .....	pag 55
3.1.1. Forma relației generale .....	pag 55
3.1.2. Relații de determinare a debitului în care coeficientul de frecare are valoarea constantă .....	pag 56
3.1.3. Relații de determinare a debitului în care coeficientul de frecare este exprimat în funcție de diametrul conductei .....	pag 58
3.1.4. Relații de determinare a debitului în care coeficientul de frecare este exprimat în funcție de criteriul Reynolds ( $R_e$ ) .....	pag 60
3.1.5. Cele mai utilizate relații în prezent .....	pag 61
3.2. Simularea mișcării gazelor în conducte .....	pag 65
3.2.1. Necesitatea simulării rețelelor de transport a gazelor naturale ....	pag 65

3.2.2. Lucrări în domeniul simulării mișcării gazelor naturale în conducte	pag 66
3.2.2.1. Grupa abordărilor în zona mișcării permanente	pag 66
3.2.2.2. Grupa abordărilor în zona mișcării permanente	pag 68
3.2.2.3. Simularea în stațiile de comprimare a gazelor naturale	pag 70
3.2.3. Ecuațiile care stau la baza simulării mișcării gazelor naturale în conducte	pag 72
3.2.3.1. Ecuația de continuitate	pag 72
3.2.3.2. Ecuația momentului mecanic	pag 73
3.2.3.3. Conservarea energiei	pag 74
3.2.3.4. Ecuația de stare	pag 76
3.2.3.5. Viteza undei (Thorley)	pag 79
3.2.3.6. Analiza condițiilor inițiale ale ecuațiilor ce stau la baza simulării mișcării gazelor naturale în conducte	pag 83
3.2.3.7. Convergența și divergența în nodurile conductelor de transport a gazelor naturale	pag 88
3.3. Sistemul virtual de simulare a transportului de gaze naturale prin conducte	pag 92
3.3.1. Modele componente ale sistemului virtual	pag 92
3.3.1.1. Sistemul virtual de conducte pentru de transport	pag 92
3.3.1.2. Sistemul virtual al armăturilor de închidere (blocare), reglare - măsurare, control	pag 110
3.3.2. Prezentarea algoritmului de optimizare	pag 116
3.3.3. Elemente privind softul și calculatorul	pag 118
3.3.4. Aplicație	pag 126
3.4. Alegerea compresoarelor prin programare dinamică – element esențial al optimizării transportului de gaze naturale	pag 135
3.4.1. Modele clasice de optimizare	pag 135
3.4.2. Modele pentru simularea stațiilor și tronsoanelor de conducte	pag 136
3.4.2.1. Model pentru un tronson de conductă	pag 136
3.4.2.2. Modelul stației	pag 137
3.4.3. Algoritmul de optimizare	pag 139
3.4.3.1. Minimalizarea consumului de gaz combustibil	pag 139
3.4.3.2. Model de alegere automată a compresoarelor	pag 141
3.4.4. Aplicație	pag 141
3.5. Capacitatea de transport a conductelor de gaze naturale combustibile	pag 144
3.5.1. Generalități	pag 144
3.5.2. Particularități ale variantelor de exprimare	pag 144
3.5.2.1. Capacitatea maximă de transport proiectată	pag 144
3.5.2.2. Capacitatea estimativă de transport în magistrale	pag 145
3.5.2.3. Capacitatea de transport a sistemului de distribuție	pag 146
3.5.2.4. Creșterea capacității de transport	pag 146
3.5.3. Algoritm și program de calcul al capacității de transport a unei magistrale	pag 147
3.5.3.1. Algoritm de calcul	pag 147
3.5.3.2. Program de calcul	pag 149
3.5.4. Aplicații ale programului de calcul	pag 151

<b>Capitolul 4. INGINERIA SISTEMULUI DE DISTRIBUȚIE A GAZELOR NATURALE .....</b>	<b>pag 166</b>
4.1. Aspecte teoretice ale sistemelor de distribuție a gazelor naturale .....	pag 166
4.1.1. Ecuatiile care stau la baza mișcării gazelor naturale în conductele de distribuție .....	pag167
4.1.1.1. Ecuatia de continuitate .....	pag 167
4.1.1.2. Ecuatia de stare .....	pag 167
4.1.1.3. Ecuatia de conservare a energiei .....	pag 168
4.1.2. Variația presiunii în lungul unui tronson de conductă .....	pag 173
4.1.3. Capacitatea limită (teoretică) a unei conducte .....	pag 174
4.1.4. Conducta echivalentă .....	pag 175
4.2. Dimensionarea conductelor .....	pag 176
4.2.1. Algoritm de calcul al rețelelor ramificate .....	pag 176
4.2.2. Algoritm de calcul al rețelelor inelare .....	pag 179
4.2.2.1. Program de calcul și aplicație .....	pag 185
4.3. Elemente de optimizare utilizate în sistemele de distribuție a gazelor naturale .....	pag 191
4.3.1. Concepte generale .....	pag 191
4.3.2. Criterii și soluții de optimizare a sistemelor .....	pag 194
4.3.2.1. Conținutul optimizării .....	pag 194
4.3.2.2. Modelarea, etapă în procesul optimizării .....	pag 195
4.3.3. Metode de optimizare în prezența modelului .....	pag 197
4.3.3.1. Metoda de optimizare prin derivarea funcției obiectiv .....	pag 197
4.3.3.2. Metoda de optimizare cu ajutorul multiplicatorului Lagrange .....	pag 199
4.3.3.3. Metoda de optimizare cu ajutorul funcției de penalizare .....	pag 202
4.3.3.4. Program de calcul optimizat al rețelelor de distribuție .....	pag 204
4.3.3.5. Aplicație, determinare diametre, ramificații, rețele și bransamente .....	pag 211
4.4. Model matematic pentru alegerea traseului optim al conductelor de distribuție .....	pag 213
4.4.1. Tipuri de modele și limitele lor de utilizare .....	pag 213
4.4.2. Model matematic pentru alegerea traseului optim în funcție de consumul de material .....	pag 214
4.5. Sisteme de telecontrol și telemanevrare în rețelele de distribuție a gazelor naturale .....	pag 218
4.5.1. Sisteme de telecontrol și telemanevrare .....	pag 218
4.5.2. Dotarea de bază a sistemului de măsură și control .....	pag 219
4.5.3. Rețeaua de telecomunicații .....	pag 220
4.5.4. Principii în funcționarea unui sistem telecontrolat-telemanevrat ..	pag 222
4.5.5. Verificatori locali .....	pag 223
4.5.6. Organele de telemanevrare .....	pag 223
4.5.7. Extensibilitatea sistemului de telecontrol-telemanevrare .....	pag 224
4.5.8. Arhitectura sistemului .....	pag 224
4.5.9. Funcționalitatea sistemului .....	pag 226

<b>Capitolul 5. CONCLUZII, CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE .....</b>	<b>pag 227</b>
5.1. Concluzii .....	pag 227
5.2. Contribuții personale .....	pag 234
5.3. Direcții viitoare de cercetare .....	pag 239
<b>Capitolul 6. BIBLIOGRAFIE .....</b>	<b>pag 240</b>



# Capitolul.1 GENERALITĂȚI ȘI EXPUNEREA DE MOTIVE

## 1.1. Generalități

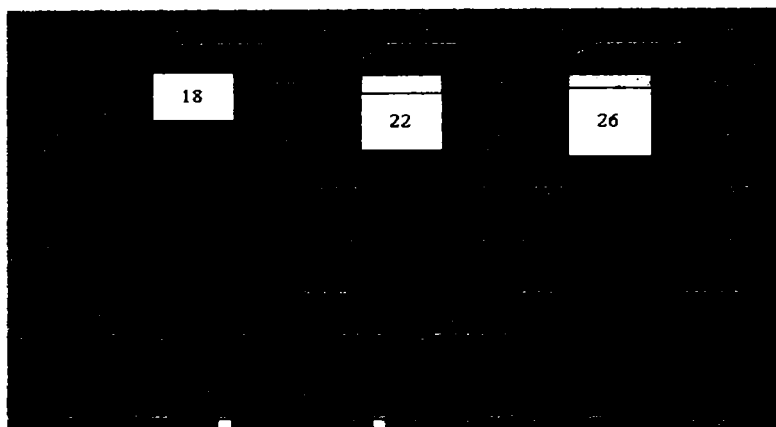
Descoperirea gazelor naturale datează din timpuri antice, acestea fiind prima dată localizate, în Orientul Mijlociu. Cu mii de ani în urmă, s-a observat că unele degajări din scoarța pământului ardeau când fulgera, situație ce a condus sau creat o "sursă ce arde". În Persia, Grecia sau India, oamenii au construit temple în jurul acestor "eterne flăcări" pentru practicile lor religioase, nerecunoscând totuși potențialul energetic înglobat în acestea, până în jurul anului 900 î.H., în China când i s-a acordat atenția cuvenită. Cu toate acestea abia, în jurul anului 211 î.H., chinezii au forat în prima sondă de gaz cunoscută.

În Europa, gazul natural a fost necunoscut până în 1659 când a fost descoperit în Marea Britanie, și apoi comercializat începând cu anul 1790. În 1821, în Statele Unite, s-au observat bule de gaz ridicându-se la suprafața unui mic golf, William Hart, considerat de americani "părintele gazelor naturale", care a realizat acolo, prima sondă de gaze din America de Nord.

În secolul al 19-lea, gazul natural a fost folosit aproape în exclusivitate ca o sursă de lumină, fiind dificilă transportarea cantităților mari de gaz natural pe distanțe lungi. O importantă schimbare a avut loc în 1890 prin invenția îmbinării etanșe a țevilor, situație ce a permis transportul gazelor pe o distanță de 160 km. Transportarea gazului natural pe distanțe lungi, a devenit practicabilă din anii 1920 ca rezultat a evoluției materialelor din care se realizau conductele și datorită tehnologiilor de îmbinare a lor. Însă, numai după al Doilea Război Mondial, folosirea gazului natural a crescut rapid, din cauza dezvoltării rețelelor de conducte și a sistemelor de depozitare, devenind o sursă minerală combustibilă pentru producerea energiei. Astăzi o cincime din consumul total de energie are la bază această sursă, cu creșteri mai mari în anii 1970, menținându-se în preferințele utilizatorilor, de la cei rezidențiali până la cei industriali.

Datorită avantajelor economice și ecologice, gazele naturale, devin din ce în ce mai mult o sursă atractivă de energie în multe țări. În prezent, gazul natural-vezi figura 1.1.- este a doua sursă de energie după petrol. Conform Energy Information Administration, gazul natural a reprezentat 23% din producția de energie mondială în 1999. Gazul natural este considerat combustibilul mineral al secolului XX, așa cum petrolul a fost în secolul XIX și cărbunele, cu două secole în urmă.

Figura 1.1 Energia primară totală produsă prin arderea combustibililor



Sursa: Perspectiva Energiei Mondiale 2000, Agenția Mondială de Energie

Din punct de vedere economic, gazul natural se considera a fi mai eficient, luând în considerare și avantajul că pierderile pe traseul extracție prelucrare depozitare stații de compresoare sistem de transport sistem de distribuție consumator, sunt numai de 10%, din cantitatea extrasă. În plus, tehnologia pentru utilizarea lui se îmbunătățește în mod continuu prin noi abordări, începând cu proiectarea și terminând cu exploatarea.

Gazul natural este considerat un combustibil pur, având importante avantaje în favoarea mediului, când este comparat cu alți combustibili. Calitățile superioare din punctul de vedere al mediului sunt situate peste cărbune sau petrol, deși, poate să producă prin ardere cantități neglijabile de bioxid de sulf, protoxid de azot și oxizi de carbon. Această situație reduce posibilitatea apariției ploilor acide, a distrugerii stratului de ozon sau măririi fenomenului de efect de seră.

Gazul natural este o sursă sigură de energie când este transportată, stocată și folosită rațional. Rezervele de gaze naturale sunt într-o continuă creștere datorită exploatărilor noi, datorită tehnicilor de extracție ce permit o mai largă și mai adâncă forare dar și datorită localizării lor în gheața calotelor glaciare sau în structuri calcaroase în diverse legături chimice.

Creșterea importanței gazului natural, ca sursă de energie majoră este dată și de multitudinea de investiții dezvoltate în acest sector care arată un dinamism mare la începutul noului mileniu. Noile proiecte sau dezvoltarea celor existente sunt dorite atât de producători cât și de consumatori. Mai mult, majoritatea guvernelor includ gazele naturale în agenda lor politică de energie, urmând politici de liberalizare și deschidere a piețelor, aceasta, după problemele energetice din anii 1970 și în mod special după transformarea politicii economice a fostului bloc comunist. Din ce în ce mai mult, utilizatorii finali de energie au o preferință în folosirea gazelor naturale, ca o sursă de energie economică, sigură, fiabilă, și relativ curată.

Gazul natural este fără culoare, inodor, fără gust, fără formă și mai incandescent ca aerul. El se află în starea gazoasă la orice temperatură peste - 161<sup>0</sup> C. Când este în starea naturală, nu este posibil să-l vedem sau să-l simțim. În transport, distribuție și utilizare din motive de siguranță, i se adaugă un odorizant chimic, ca el să poată fi sesizat dacă există o scăpare în sistem.

Gazul natural este un amestec de hidrocarburi cum ar fi metanul, etanul, propanul, butanul și pentanele. Compoziția gazului natural nu este niciodată constantă; componentul principal al gazului natural este metanul (cel puțin 90%), are o structură de hidrocarbură simplă compusă dintr-un atom de carbon și patru atomi de hidrogen ( $CH_4$ ). Metanul este extrem de inflamabil, arde cu ușurință și aproape complet, rezultând gaze de ardere a căror compoziție este sub valorile la care ar putea să afecteze procesele fundamentale ale vieții și evoluției sistemelor vii. Gazul natural nu este corosiv sau toxic, temperatura de inflamabilitate este ridicată, și are domeniul de inflamabilitate îngust, făcându-l în mod natural un combustibil sigur, comparat cu alte surse de combustibil. În plus, din cauza greutateii lui specifice, mai mică decât cea a aerului, gazul natural se ridică și disipează în atmosferă în condițiile unei scăpări din sistem.

Carbonul și hidrogenul din gazul natural, provin de la plantele și animalele depuse la fundul lacurilor și oceanelor în perioade de milioane de ani, fiind îngropate sub straturile imense a altor sedimente. Materialul organic astfel rezultat, s-a transformat în petrol brut sau gaz natural, ca rezultat a presiunii înalte a straturilor de sedimente și a căldurii stratului lichid de magmă din interiorul pământului. Petrolul și gazul s-au produs mai ales în arealele marine între roci sedimentare argiloase, și de unde au migrat către rocile sedimentare poroase, în curenți ascendenți, formând adevărate „mări”, „bazine” și „rezervoare” sub scoarța terestră și fundul oceanelor.

Gazul natural este găsit peste tot în aceste rezervoare, deasupra zăcămintelor de petrol unde se află într-o stare de asociere sau independent, neasociat cu alte substanțe.

Combustibilii se definesc ca substanțe, de obicei de natură organică, care ard, dezvoltă căldură și sunt folosiți ca sursă de energie în industrie și în mediu rezidențial. Arderea este procesul chimic de combinare intensă - oxidare - a substanțelor combustibile cu oxigenul, la temperaturi înalte, însoțită de dezvoltare de căldură și lumină. Pentru ca o substanță să poată fi utilizată ca substanță combustibilă, trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- să fie ușor inflamabilă și să ardă ușor;
- să existe în cantități destul de mari, astfel încât să poată să satisfacă o strategie pe o perioadă cât mai mare de timp;
- exploatarea ei să se poată realiza cu o tehnologie existentă și ieftină;
- energia obținută în urma arderii, să fie suficient de mare pentru a satisface cerința;
- procesul de ardere să poată fi controlat și dirijat;
- produsele rezultate în urma arderii să nu fie dăunătoare pentru viața oamenilor plantelor și animalelor.

Clasificarea principală a combustibililor se poate face după origine și starea lor de agregare.

După origine sau natura lor se împart în:

- combustibili naturali;
- combustibili artificiali.

După starea de agregare se împart în:

- solizi;
- lichizi;
- gazoși.

Gazele folosite în diverse procese pentru producerea energiei calorice prin combinarea lor activă cu oxigenul se numesc gaze combustibile. În general, gazele combustibile sunt formate din compuși chimici ai elementelor care intră în componența substanței volatile, ele pot fi gaze simple sau amestecuri de mai multe gaze simple. Deși unele gaze se pot combina cu oxigenul, dând naștere la energia calorică, ele nu pot fi considerate gaze combustibile, deoarece implică greutăți în utilizarea lor, spre exemplu hidrogenul are o viteză mare de ardere, oxidul de carbon este foarte toxic și exploziv, hidrogenul sulfurat este foarte toxic și coroziv.

Ceea ce definesc gazele naturale combustibile și care le detașează de combustibilii solizi și lichizi sunt următoarele caracteristici considerate avantaje:

- comoditate în transport;
- lipsa depozitelor la consumator, realizându-se consumul direct din instalație;
- comoditate în deservirea instalațiilor de consum;
- instalații de ardere mai simple și mai puțin costisitoare;
- realizarea întimității amestecului aer-gaz mult mai bună decât la ceilalți combustibili, ceea ce îmbunătățește arderea cu un exces mai mic de aer;
- reglajul și dozarea ușoară și precisă a aerului de ardere, în vederea obținerii unei anumite atmosfere, (oxidantă, neutră sau reducătoare);
- posibilitatea preîncălzirii în vederea obținerii unor temperaturi înalte;
- aprindere și stingere instantanee;
- ardere mai complexă;
- volumul total al gazelor arse este mic și deci pierderea de căldură prin gaze este mai mică;
- gazele arse viciază atmosfera într-o măsură mai mică decât a altor combustibili;
- lipsa de cenușă, pulberi sau reziduuri solide la arderea lor;
- unele gaze combustibile rezultă ca produse secundare în procesele industriale.

Următoarele caracteristici sunt considerate dezavantaje:

- pericol de intoxicare;
- pericol de asfixiere;
- pericol de explozie;
- pericol de incendiu.

În general combustibilii au 3 părți componente [54]:

**1. masa combustibilă** - se compune din materii volatile și carbon fix. Materiile volatile constituie partea din masa combustibilă, fără apă, care se volatilizează prin încălzire, fără a avea loc o ardere. Carbonul fix, sau partea solidă combustibilă, reprezintă restul materiei combustibile care rămâne după degajarea materiilor volatile, fiind un amestec de carbon cu cenușă.

**2. masa minerală necombustibilă** - sau cenușa, o formează substanțele minerale conținute în combustibil, care nu iau parte la reacția de oxidare, dar la temperaturi înalte la care are loc arderea, aceste substanțe se topesc și se aglomerează, iar după răcire rezultă zgura.

**3. umiditatea sau apa** - în alcătuirea combustibililor, aceasta se află sub stare higroscopică dar și sub formă de apă de îmbibație.

În general masa combustibilă conține carbon C, hidrogen H, sulf S, azot N și oxigen O. Aceste elemente pot fi în stare liberă sau în combinații: CO, CO<sub>2</sub>, CnHm.

Față de combustibilii solizi sau lichizi care prezintă părțile componente de mai sus, în compoziția combustibililor gazoși intră și următoarele gaze: Cm Hn; H<sub>2</sub>; CO; CO<sub>2</sub>; O<sub>2</sub>; N<sub>2</sub>.

O particularitate importantă a combustibililor gazoși este aceea că, le lipsesc, sau conțin numai în cantități mici, vapori de apă și impurități mecanice minerale sub formă de praf.

Gazele combustibile pot fi gaze simple, formate dintr-un singur component cum sunt gazul metan CH<sub>4</sub> și acetilena C<sub>2</sub>H<sub>4</sub>, sau sunt formate din amestecuri de gaze cum sunt gazul de generator, gazul de furnal, gazul de cocserie.

## 1.2. Expunerea de motive

Toate cele de mai sus, scot în evidență faptul că ne aflăm într-un domeniu viu, ce are viața sa și influențează viața tuturor celorlalte regnuri: minerale, vegetale, animale și umane, fapt ce ne determină să îl cercetăm, să îl cunoaștem și să-i folosim potențele în propria noastră evoluție. De obicei cercetarea începe acolo unde există un minim de cunoaștere și instrumentele necesare pentru aceasta. În zona tehnică, specializarea instalației, instrumentele cercetării și studiului în prezenta lucrare, sunt cele matematice, fizice și tehnice. Neexistând posibilitatea cercetării pe un sistem real, au fost create modele ale sistemelor reale de transport a gazelor naturale și pe aceste modele au fost simulate procese virtuale, procese ce au încercat să surprindă cât mai mult din fenomenologia transportului și distribuției gazelor naturale combustibile. Procesele surprinse prin aceste procedee, furnizează informații suplimentare, față de cele ce provin din exploatarea unui sistem real, deoarece, procesele reale sunt ascunse ochiului observatorului.

Există în lucrare, subcapitole, în care sunt prezentate aspecte teoretice, structurate într-o formă compactă, sistematizată, ce nu se găsesc încă în literatura de specialitate românească, completate cu relații și aplicații realizate cu softuri proprii sau dobândite de la deținători.

**În capitolul 1**, se face o trecere în revistă a caracteristicilor generale a gazelor.

**În capitolul 2**, este prezentat spectrul european în domeniu, începând cu instituțiile în domeniu, statisticile referitoare la producție, transport și consum, și posibilele dezvoltări ale infrastructurii în domeniu. Tot aici este prezentat bagajul pe care îl aduce România, Europei, înainte de integrare. Luând ca și bază structura producției și a consumului în România, tot în acest capitol este prezentat un model matematic privind curba de tendință, model ce poate sta la baza unor studii macroeconomice în domeniu. Aspectele prezentate în acest capitol, arată cât de mare este acest domeniu, și cât de mult are nevoie de concepte de sprijin ca și cele prezentate la capitolele 3 și 4. Și pentru că acest sprijin, poate veni din nișa ingineriei, aceste capitole au titlul și structura născute din această nișă.

**Capitolul 3**, denumit „Ingineria sistemului de transport a gazelor naturale”, are la bază cele mai noi cercetări în domeniu, în speță a ultimilor 10 ani și cu o aplicabilitate a ultimilor doi ani. Aici sunt prezentate forme ale relațiilor matematice ce descriu curgerea gazelor naturale, unele foarte noi, cum este cea denumită „viteza undei”, și evoluția lor până în prezent. Este prezentată necesitatea simulării rețelelor de transport a gazelor naturale. Pentru aceasta sunt aduse împreună relațiile ce descriu curgerea gazelor, într-o formă ce se întrepătrunde, relaționează și acționează ca un tot unitar, devenind un sistem de ecuații ce a fost rezolvat cu ajutorul calculatorului și a programelor de calcul adecvate. S-a introdus conceptul de „sistem virtual de simulare a transportului de gaze naturale”, un concept nou, ce a

apărut în SUA în ultimii 4 ani [26] și care, pe baza sistemului unitar de relații ce descriu curgerea, surprinde fenomenele și dinamica lor cât și parametrii caracteristici ai gazelor, ca o funcție de timp, mai înainte ca sistemul de transport să existe în realitate. Apoi, pe această descriere, cu ajutorul sistemului virtual de simulare se poate proiecta sistemul de transport. Acest sistem virtual este de fapt un concept, pentru că, după proiectare, el acționează ca un factor de informare, analiză, control și corectare în exploatarea și întreținerea sistemului de transport. Sistemul este prezentat, analizat și aplicat în lucrare. În acest capitol se face și o analiză a lucrărilor de cercetare în domeniu, pentru a fi scoasă în evidență evoluția cercetării și studiului de la care s-a plecat în această lucrare.

Chiar dacă sistemul virtual de simulare a transportului gazelor naturale include, ca aplicație, simularea stațiilor de comprimare (se utilizează și termenul de stație de compresoare), este prezentat un subcapitol de alegere a acestor compresoare, pentru un sistem de conducte, prin programare dinamică precum și o aplicație directă a acestuia.

Pentru că cercetarea și proiectarea se bazează mai mult sau mai puțin pe relații determinate matematic sau empiric și pentru că în ultimii ani au existat probleme conceptuale, privind transportul de gaze către Europa dinspre Rusia, s-a dezvoltat un subcapitol, privind capacitatea de transport a conductelor, ce cuprinde un program propriu de calcul, prin care se analizează părțile comune cât și diferențele rezultatelor relațiilor de calcul și implicațiile acestora.

**Capitolul 4**, denumit „Ingineria sistemului de distribuție a gazelor naturale”, pe lângă elementele cunoscute de curgere a gazelor în acest sistem, aduce elemente privind optimizarea. La acest nivel, unde presiunile sunt mult mai mici decât în sistemul de transport, dar configurația sistemului mult mai amplă, se propun criterii, soluții și metode de optimizare, utilizând instrumente matematice. La una din aceste metode s-a dezvoltat și un program de calcul ce ajută la stabilirea unor noi configurații în sistem atunci când se cunoaște rețeaua principală existentă, utilizând multiplicatorii Lagrange.

De asemenea, se propune un model matematic, pentru alegerea unui traseu optim al configurațiilor unei rețele de distribuție, astfel încât consumul de material utilizat, în speță țevă, să fie minim.

Tot în acest capitol se prezintă un algoritm de dimensionare al rețelilor ramificate de distribuție a gazelor naturale.

Pentru că abordările calculului rețelilor inelare de distribuție a gazelor naturale combustibile, în literatura de specialitate românească este puțin abordat, tot la acest capitol se propune un algoritm de calcul, un program de calcul adecvat și o aplicație a acestuia.

Așa cum ingineria sistemului de transport a gazelor naturale combustibile, utilizează cel mai nou concept și anume, sistemul virtual de simulare, tot așa și ingineria sistemului de distribuție face apel la conceptul de teletransmisie și telemanevrare SCADA (Supervisory Control and Data Acquisition). Se prezintă structura și avantajele acestui concept în proiectarea, construirea și exploatarea sistemelor de distribuție a gazelor naturale.

La baza materialelor prezentate în lucrare, stau lucrări și programe, publicate cu ocazia Conferințelor de instalații, a unor programe europene legate de temă, sau în reviste de specialitate.

**Capitolul 5**, „Concluzii, contribuții personale și direcții viitoare de cercetare” se constituie într-o sinteză a direcțiilor de studiu realizate și propuse.

# Capitolul 2. STATISTICI, TENDINȚE, PROGNOZE

Pentru a arăta rolul pe care îl joacă în viața societății contemporane gazele naturale trebuie arătat nivelul de dezvoltare la care s-a ajuns plecând de la exploatare și infrastructura realizată pentru acesta, respectiv marcând dependența societății de consum (cel puțin la nivel european).

## 2.1. Situația în Europa

### 2.1.1. Instituții și statistici europene

Situația gazelor naturale în Europa nu poate fi analizată decât din perspectiva existenței rezervelor, comparativ cu cerințele consumatorilor, perspectivă ce generează planuri și strategii la nivelul economiilor naționale, cu transfer aproape în totalitate la nivel multinațional. Acest caracter multinațional a devenit scopul unor organizații Europene sau mondiale ce au apărut prin asocierea intereselor organizațiilor de profil naționale sau regionale printre acestea fiind amintite: EUROGAS și INOGATE.

EUROGAS (The European Union of the Natural Gas Industry) este o organizație non profit, cu sediul în Bruxelles, rezultată în urma asocierii a 21 de state pe care le reprezintă în instituțiile oficiale ale Comunității Europene cât și în relațiile cu celelalte asociații de pe alte continente.

Pentru a arăta tendința pe care o au gazele naturale ce tind să devină din punct de vedere instituțional nu numai patrimonial, multinaționale, mai jos este prezentată componenta EUROGAS:

- Asociación Española del Gas - SEDIGAS (E);
- Association Française du Gaz - AFG (F);
- Bord Gais Eireann (IRE);
- BOTAS (TK);
- BP (UK);
- Bulgargaz (BUL);
- Bundesverband der deutschen Gas- und Wasserwirtschaft - BGW (D);
- Centrica plc (UK);
- Ceska Plynarenská Unie - CPU (Czech Gas Union) (CZ);
- DEPA (GR);
- DONG A/S (DK);
- Electrabel / Distrigas (B);
- Energie ed (NL);
- ENI S.p.A. (I);
- Fachverband der Gas- und Wärmeversorgungsunternehmen (A);
- FIGAZ (B);
- Finnish Natural Gas Association (FIN);
- GasNatural SDG (E);
- Gasum Oy (FIN);
- Gaz de France (F);

- G-E Association of Gas Distribution Companies (HU);
- HNG (DK);
- N.V. Nederlandse Gasunie (NL);
- Polish Oil and Gas Company - POGC (POL);
- Ruhrgas AG (E.ON Ruhrgas AG from 1st July 2004) (D);
- SPP (SK);
- Swedish Gas Association / Svenska Gasföreningen (S);
- Swiss Association of Gas Industry (CH);
- Swissgas (CH);
- Transgás s.a. (P).

În paralel cu europenizarea pieței gazului, industria gazului natural devine una din ce în ce mai globală, această situație ce generează o competiție la nivel global, în special pentru acces la sursele de gaz. Aproape un sfert din consumul primar de energie în Europa este bazat pe gazul natural. Toți indicatorii și rapoartele internaționale arată că acest consum urmează să crească cu o rată de 2,1% pe an din 2010 până în 2030, informație conform IEA (Agenția Internațională a Energiei) [144].

În Europa, cererea este în prezent acoperită în mare parte din surse indigene, în particular din UK, Norvegia și Olanda. Însă sursele non-europene au început să joace un rol din ce în ce mai important, impunându-se cu precădere Rusia și Algeria. Și alte regiuni, cum ar fi Africa de Nord, Marea Caspică, Golful Arab, se așteaptă să aibă un rol mai important prin inițierea și acceptarea de proiecte strategice din partea Europei și a concernelor multinaționale în domeniu. Se estimează că în 2020 cea mai mare parte a consumului de gaz din Europa va fi importată. O parte crescândă va veni din surse îndepărtate și izolate geografic, cum ar fi din partea de nord și din largul coastelor Siberiei de Est.

Vânzările de gaz natural au totalizat în 2003 în Comunitatea Europeană aproximativ 470 bilioane m<sup>3</sup> (18.366,8 PJ).

Consumul pe termen lung în Comunitatea Europeană lărgită va fi influențat de o serie de factori cum ar fi:

- calitatea cadrului legislativ și al reglementărilor din domeniu, ce ar trebui să încurajeze investițiile în această zonă;
- calitatea relațiilor pe termen lung, din punct de vedere economic și politic, cu zonele producătoare;
- o diversitate suficientă a surselor de gaz natural;
- calitatea, siguranța și securitatea politică a infrastructurilor.

O nouă tendință, cel puțin în intensitatea ei, este emergența competiției globale și a cererii de gaz natural între zonele dezvoltate și cele în curs de dezvoltare. Europa nu este singură pe drumul dezvoltării. Asia cu industrializarea ei rapidă exercită presiune asupra piețelor internaționale inclusiv a celei de gaze naturale.

De aceea, securitatea surselor de aprovizionare a Comunității Europene va fi în mare parte determinată de îmbunătățirea relațiilor cu zonele producătoare importante, ce sunt atrase ca și parteneri pe drumul dezvoltării, cum ar fi Rusia, Norvegia, Algeria și de extindere a acestui concept spre zone noi cum ar fi: Egipt, Libia, Qatar și Bazinul Caspic.

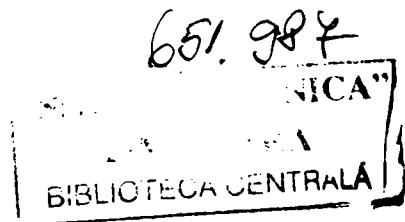
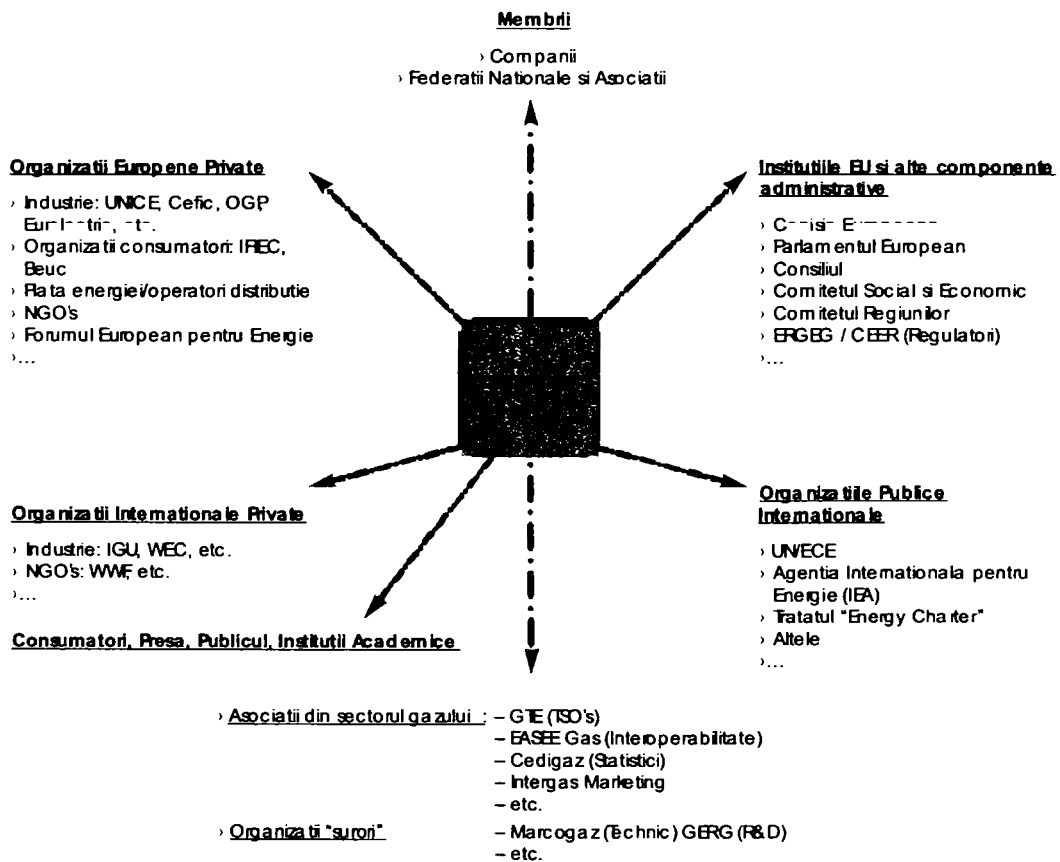
Conform IEA [168] investiția cumulată mondial în lanțul de rețele de transport a gazului natural în perioada 2001 - 2003 se ridică la 3,1 trilioane USD. Pe aceeași perioadă investiția realizată în partea Europeană/OECD a reprezentat 474 bilioane USD.



Pentru producerea de energie electrică în instalațiile convenționale, gazul natural are 55% eficiență globală, situație mai bună decât în cazul combustibililor solizi și lichizi ce au 40% eficiență. Dezvoltarea noilor tehnologii pe bază de celule de combustibil, pentru generarea de energie electrică utilizând gazul natural, au o eficiență de peste 70%. Când producerea de energie electrică și energie termică sunt combinate, eficiența atinge între 85% - 90%. Acest lucru are implicații ulterioare în reducerea costurilor energiei la consumatori, a importurilor de energie și efecte bune asupra mediului înconjurător.

Odată cu creșterea cererii la consumatori și a apariției noilor surse de aprovizionare (în anul 2003, 46% din cantitatea necesară s-a importat, în anul 2020, această necesitate va crește până la peste 80%, dacă nu se găsesc soluții) trebuie realizate investiții mari în domeniu, în două direcții, și anume în rețehnologizarea celor existente și în realizarea altora noi, pentru mărirea capacității de transport. Pentru a promova atât interesele naționale cu cele multinaționale la nivel European, Eurogas, depune eforturi relaționale pe mai multe planuri, așa cum reiese din figura 2.1. [156].

Figura 2.1. Relații EUROGAS



În tabelele, diagramele și figurile de mai jos este prezentată situația la nivel European situație ce permite o viziune completă asupra fenomenului și pe baza căreia s-au conceput strategii și previziuni clare de dezvoltare.

Figura 2.2. Consumul primar de energie în țările membre Eurogas și EU15 în anul 2003

MTE	A	B	CH	CO	D	DE	E	F	GR	IR	H	I	AL	L	NL	P	S	SP	J	EU15
<b>Total</b>	14.3	21.2	12.8	7.7	121.5	8.2	88.3	92.8	8.9	17.0	6.3	90.2	8.8	2.8	20.3	14.8	17.5	5.6	73.5	592.7
<b>Combustibil Solid</b>	3.9	8.2	8.1	21.2	86.8	5.7	20.8	13.5	8.2	9.8	3.8	6.3	2.8	8.1	9.8	8.3	2.8	5.6	10.5	229.7
<b>Gas Natură</b>	7.3	14.1	2.8	8.1	77.0	4.7	21.5	30.2	4.8	1.8	11.3	6.6	3.7	1.2	3.1	2.9	8.8	6.5	9.9	32.4
<b>Energie Nucleară</b>	0.8	12.3	6.8	6.7	43.1	8.8	16.1	11.8	5.7	8.8	2.8	8.8	8.8	8.8	8.8	8.8	17.2	1.5	20.5	230.9
<b>Hydro Energie</b>	3.3	0.6	3.1	0.8	3.1	0.8	3.4	5.8	8.8	8.8	8.8	3.8	8.1	8.8	8.8	1.3	4.6	8.1	8.1	28.8
<b>Renovabile Excluzivitate</b>	0.8	0.8	0.3	-1.4	-0.7	-0.7	8.1	6.7	8.1	8.7	8.8	4.8	8.1	0.5	1.5	8.2	1.1	8.5	8.2	2.3
<b>Renovabile</b>	3.7	8.6	8.8	8.8	8.1	2.8	5.5	12.8	8.8	1.2	8.9	4.1	8.2	8.8	8.3	8.1	8.8	8.3	2.7	30.8
<b>Alte</b>	8.8	8.8	1.1	8.8	8.8	8.8	8.8	8.8	8.3	8.8	8.8	2.8	8.8	8.8	1.8	8.8	1.3	8.8	8.8	5.1
<b>Total</b>	32.5	58.3	27.1	12.1	312.1	20.6	135.5	272.2	35.2	30.5	26.1	183.9	15.1	1.5	77.0	25.5	53.7	20.3	232.8	1520.0

Notă: Energia nucleară și hidroenergia este produsă domestic.  
Renovabile includ biomasă, eoliana, solară și geotermală.

Figura 2.3. Consumul de energie primară raportat la combustibil (EU15) în anul 2003

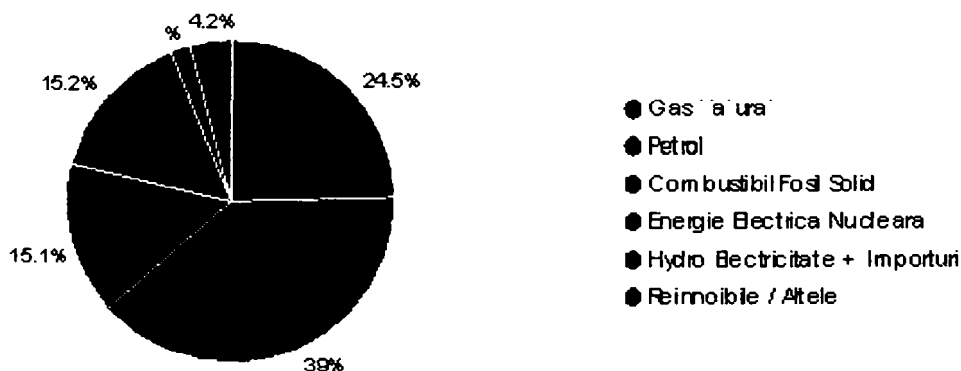


Figura 2.4. Cotele de gaz natural în consumul de energie primară (%) în anul 2003

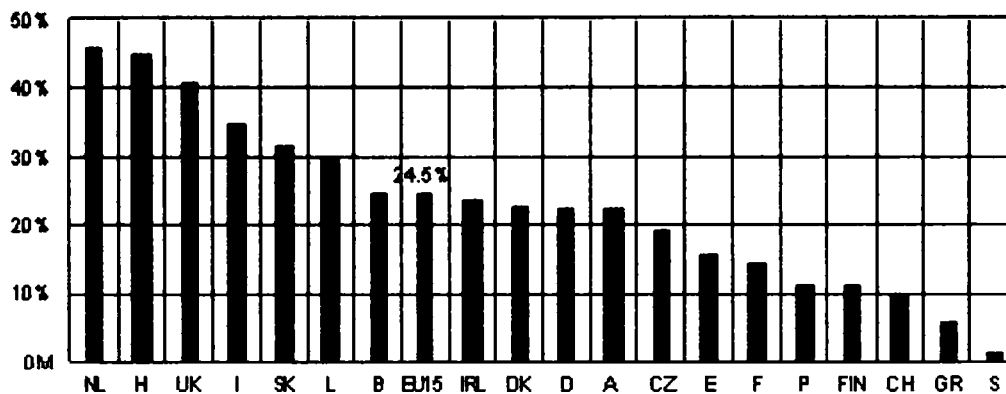


Figura 2.5. Vânzări în interior de gaz natural pe sectoare în țările membre Eurogas și EU15 în anul 2003

(PJ) - GCV	REZIDENȚIAL COMERCIAL	INDUSTRIE	PRODUCȚIE ENERGIE	ALTELE	TOTAL VANZARI IN INTERIOR
AT					360.0
BE					667.9
CH					122.2
CY					369.7
DE					3460.0
DK					189.7
FR					991.8
GR					31.6
HU					1828.9
IE					190.3
IT					92.9
LU					548.5
NL					2036.5
PL					188.8
PT					49.3
RO					108.0
SE					60.8
SI					1649.5
SK					123.4
UK					489.8
EU					40.0
EU15					42.0
EU25					264.6
EU28					3713.0
<b>EU15</b>	<b>6419.2</b>	<b>5726.3</b>	<b>3529.6</b>	<b>787.8</b>	
<b>EEEC</b>	<b>781.4</b>	<b>735.0</b>	<b>289.0</b>	<b>90.5</b>	
<b>EU25</b>	<b>7210.6</b>	<b>6461.3</b>	<b>3816.7</b>	<b>878.3</b>	

Figura 2.6. Vânzări de gaz natural pe sectoare EU 25 și EU 15 în anul 2003

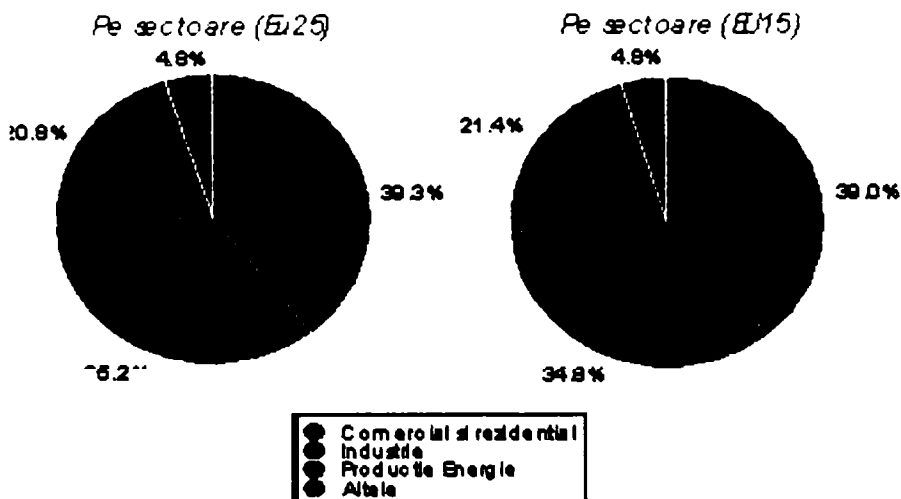


Figura 2.7. Vânzare și aprovizionare cu gaz natural în țările membre Eurogas și EU15 în anul 2003

EU	Aprovizionarea cu Gaz Natural				Aprovizionarea cu ENL	
	Produce în țară	Import din EU	Export în EU	Saldo în țară	Saldo în țară	Saldo în țară
A				360.0		
B				667.9		
CH				122.2		
DE				369.7		
D				3460.0		
D				189.7		
E				991.8		
F				1828.9		
FR				190.3		
CF				92.9		
H				548.5		
I				2936.5		
IR				168.8		
L				48.3		
NL				1648.5		
P				123.3		
S				48.0		
T				254.5		
UK				3713.0		
<b>EU15</b>	<b>8232.8</b>	<b>-50.6</b>	<b>8300.4</b>	<b>2.7</b>		<b>1348.7</b>

Figura 2.8. Rata de creștere a cererii de gaz pe sectoare (EU15) în anul 2002 (%)

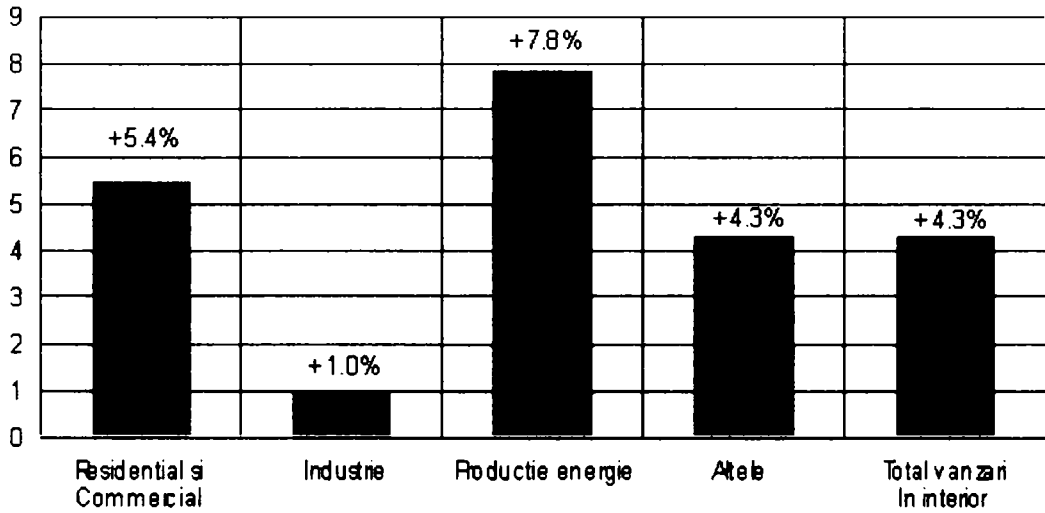


Figura 2.9. Cifre nete (%) de aprovizionare cu gaz natural ale Europei de Vest în anul 2003

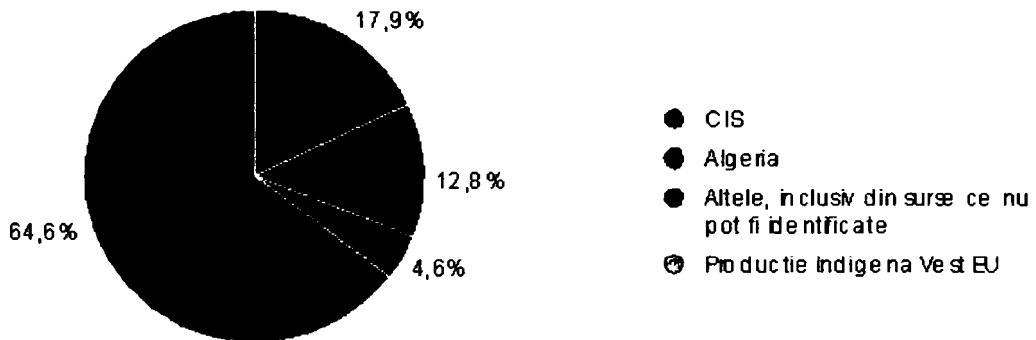


Figura 2.10. Importuri nete luate după modalitatea de transport (EU15) în anul 2003

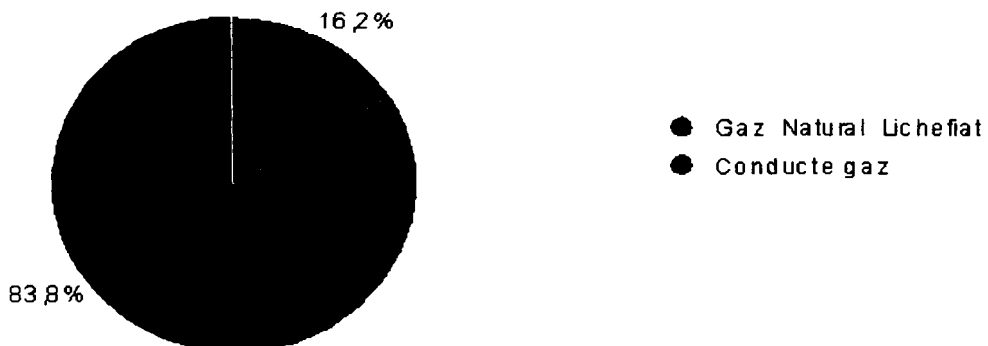
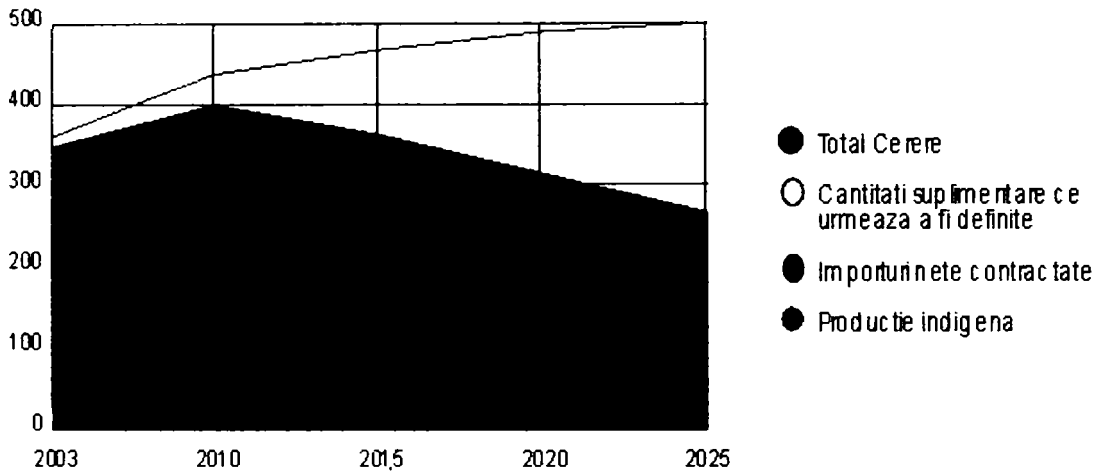


Figura 2.11. Estimarea cererii și a cantităților furnizate de gaz natural 2003-2025 (EU15)



MTE (Millioane Tone in Echivalent Petrol), 1 MTE= 41.86 PJ (NCV)

Figura 2.12. Expectanța maximă de dependența de importuri EU15/Europa de Vest

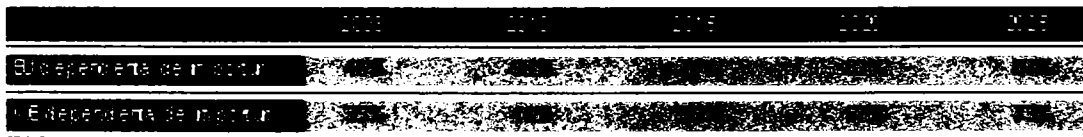


Figura 2.13. Previzionarea cererii de gaz natural luat pe sectoare, EU15

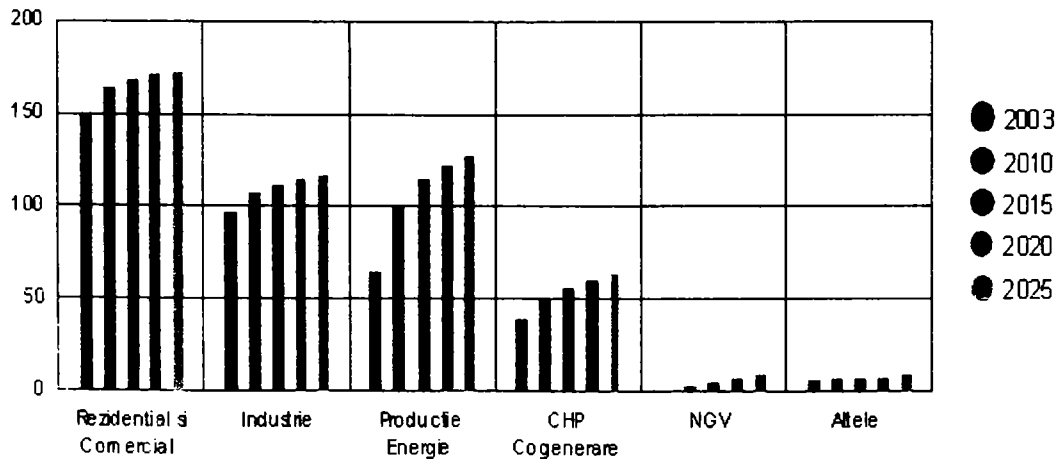


Figura 2.14. Definierea rezervelor mondiale de gaz și petrol pe regiuni, în anul 2003

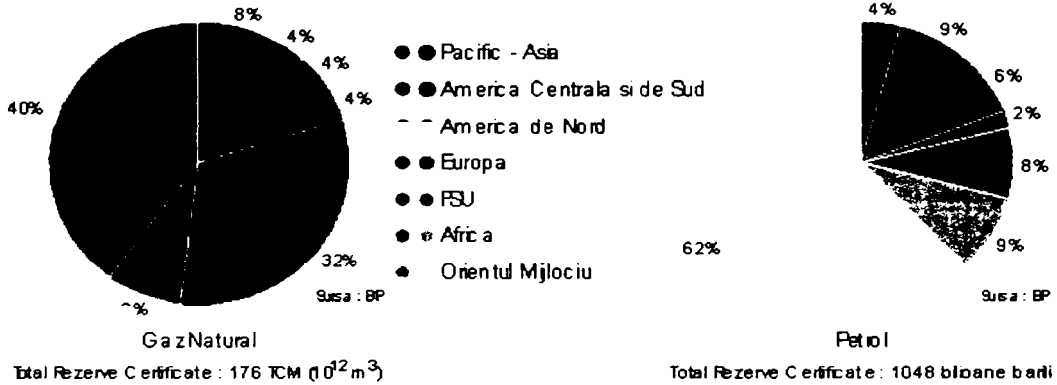


Figura 2.15. Rezervele mondiale/Ratele de producție, gaz-petrol (ani)

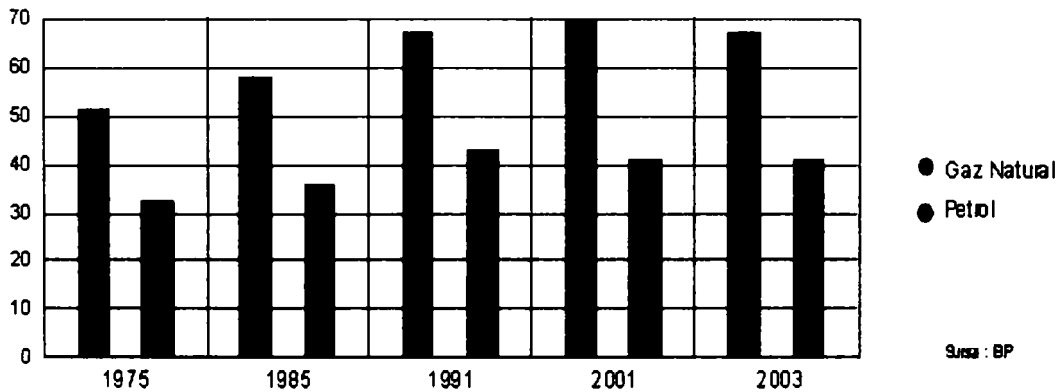


Figura 2.16. Estimarea pe termen lung (2025) a cererii și a cantității furnizate de gaz natural/EU15

ANUL	2003	2010	2015	2020	2025
<b>Total Cerere</b>	35	436	466	488	500
Producție indigenă					
Importuri contractate pe termen lung					
Cantitate suplimentară de umplere a fidejertelor					
<b>Cota parte de Gaz Natural în FEC</b>	23.2%	25.1%	26.6%	27.9%	28.5%

1 TCEQMM este Tere in Echivalent Petrol, 1 TCEQ = 41.86 PJ (10<sup>15</sup> J).

Figura 2.17. Date cheie despre industria europeană de gaz natural (la 1 ianuarie 2004)

Țara	Numărul Clientilor de Gaz			Numărul Angajaților	Lungimea Conductelor			Depozite de Gaz Natural		
	Domestic	Non-Domestic	Total		Total	Debitate	Total	Numărul Instalațiilor de Depozitare	Volumul (km <sup>3</sup> )	Capacitatea (m <sup>3</sup> /an)
	000	000	000		000	000	000		[m <sup>3</sup> ]	[m <sup>3</sup> /an]
A	n.a.	n.a.	1310.0	2700	5400	26000	31400	4	2820	33
B	2502.8	105.0	2607.8	3700	3683	51117	54810	2	655	22
CH	480.0	30.0	480.0	1620	2188	13724	15822	1	72	2
CZ	2584.3	173.4	2737.7	6482	3638	67481	71119	9	3150	52
D	17580.0	780.0	18360.0	34000	61000	314000	375000	48	18589	462
DK	331.0	19.0	350.0	1400	1489	17000	18439	2	700	20
E	n.a.	n.a.	5305.0	4765	10881	37457	48148	2	1500	12
ES	64.0	3.0	67.0	384	-	2148	2148	-	-	-
F	10876.0	548.0	11222.0	28000	35750	176340	212090	15	11000	185
FR	34.3	1.5	35.8	335	1000	1440	2440	-	-	-
GR	15.8	2.9	18.7	1131	881	2751	3712	1	75	5
H	3038.0	182.0	3220.0	6423	5278	72409	77687	5	3380	44
I	15000.0	970.0	16020.0	30000	31220	187000	228220	10	16800	295
IRL	448.0	18.8	465.8	704	1850	8400	10250	-	-	-
L	n.a.	n.a.	74.0	185	320	1750	2070	-	-	-
LT	518.0	3.0	521.0	1900	1600	6400	8000	-	-	-
N	422.3	4.4	428.7	1280	1244	3675	4819	1	2255	24
NL	n.a.	n.a.	8850.0	9350	11800	123500	135100	3	3500	148
P	883.0	18.4	701.4	815	1402	8349	10761	-	-	-
PL	6058.0	17.2	6073.2	35000	15461	218720	236171	8	1385	28
S	42.0	3.0	55.0	200	530	2000	2530	1	10	1
SK	100.0	0.2	100.2	149	881	n.a.	981	-	-	-
S	1424.0	n.a.	1424.0	5559	6188	23837	30033	3	2018	25
UI	2153.0	422.0	21575.0	51600	19424	282000	281424	8	3855	131
UK	n.a.	n.a.			185750	1228644		92	58514	1321
EU	n.a.	n.a.			34388	398870		24	12168	172
EU	n.a.	n.a.			220848	1825784		116	71682	1484

În figurile următoare este redată o comparație între nivelul taxelor dintre sursele de energie aflate în competiție (la 01.01.2004)



Toate tipurile de taxe (impuse direct pe energia vândută/consumată) la energie sunt acoperite, indiferent de eticheta lor și de obiectivele declarate, cu excepția taxelor combustibilului pentru motoare.

Figura 2.18. Taxe în sistemul energetic – gaz natural  
Sectorul rezidențial Sectorul comercial

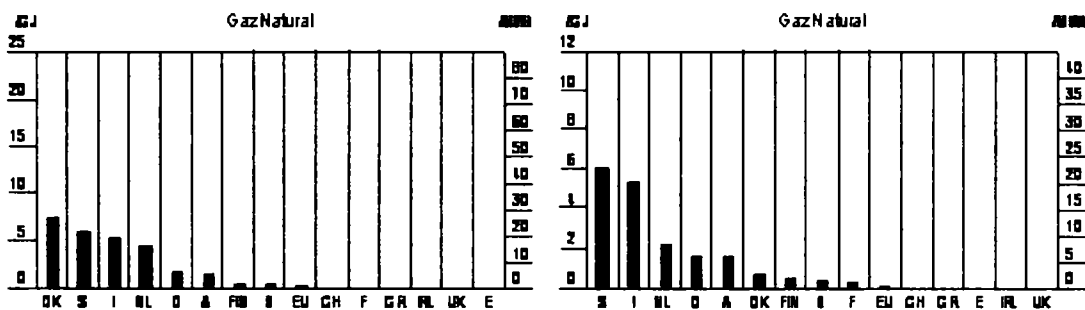


Figura 2.19. Taxe în sistemul energetic - GPL  
Sectorul rezidențial Sectorul comercial

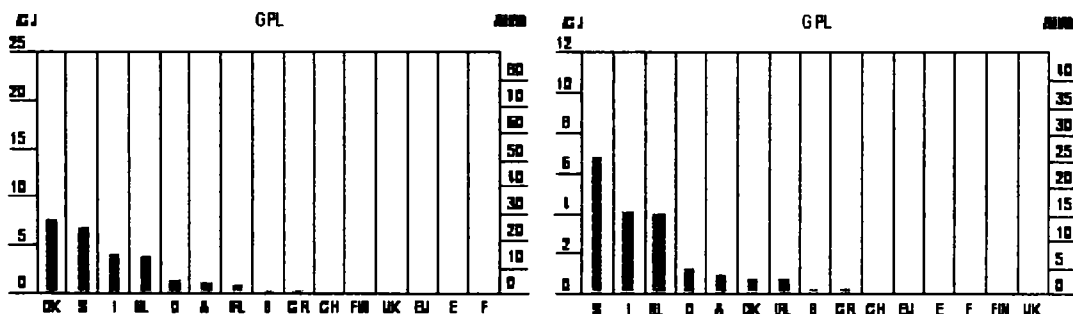


Figura 2.20. Taxe în sistemul energetic – gaz petrolier  
Sectorul rezidențial Sectorul comercial

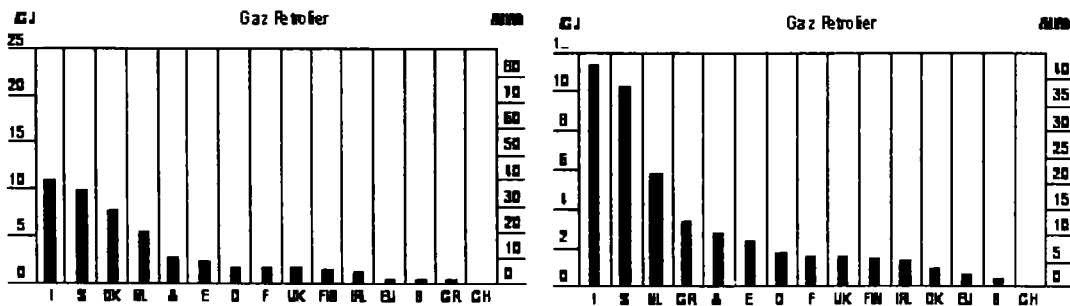


Figura 2.21. Taxe în sistemul energetic - electricitate  
Sectorul rezidențial Sectorul comercial

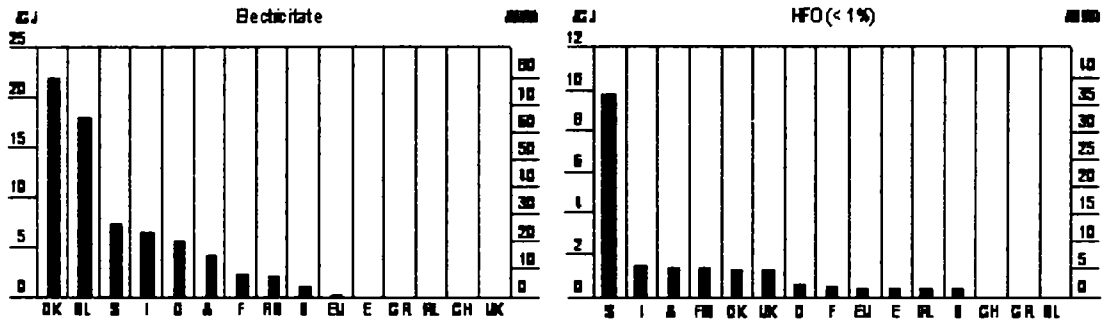


Figura 2.22. Taxe în sistemul energetic - gaz natural  
Sectorul industrial Sectorul producator de energie

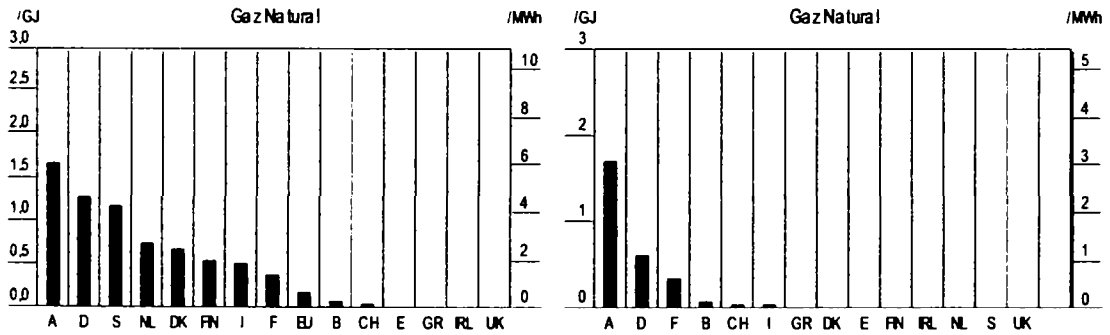


Figura 2.23. Taxe în sistemul energetic - HFO  
Sectorul industrial Sectorul producator de energie

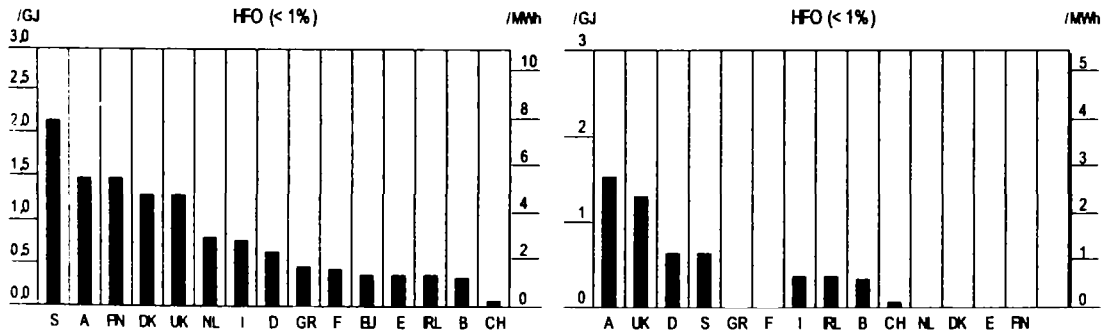


Figura 2.24. Taxe în sistemul energetic – cărbune

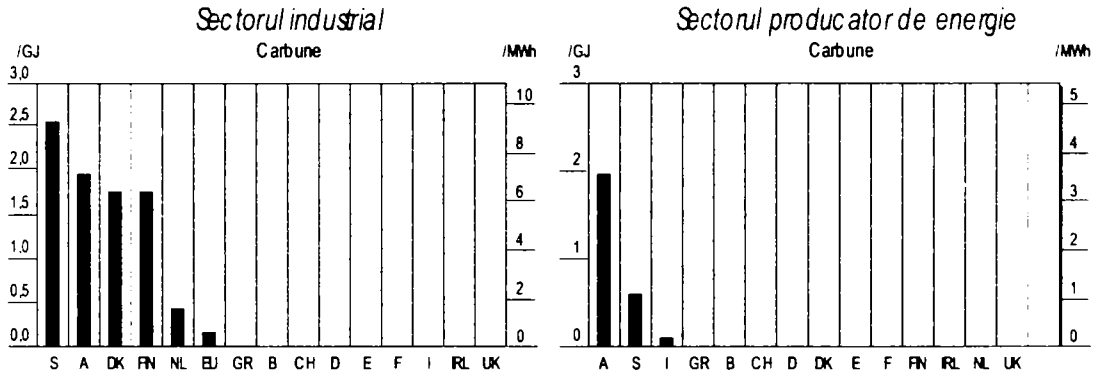


Figura 2.25. CO<sub>2</sub> format prin arderea combustibililor fosili (Kg CO<sub>2</sub>/GJ)

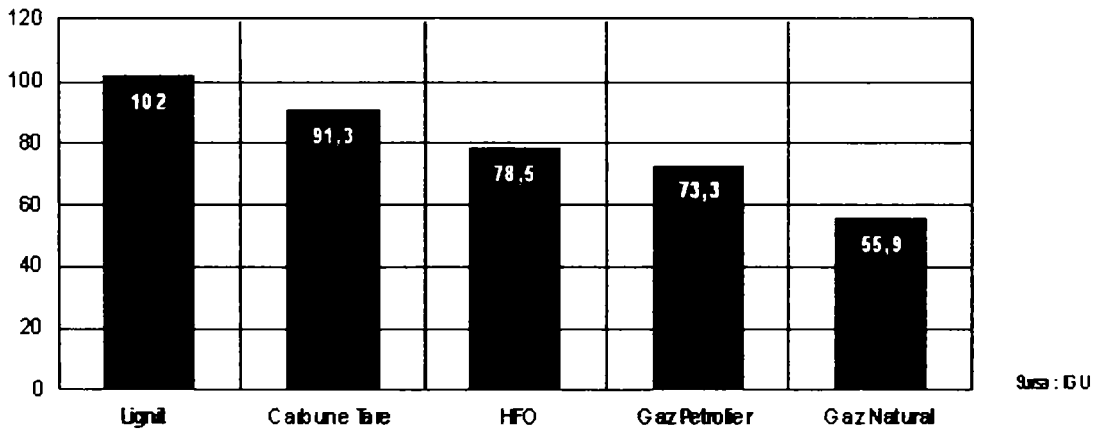
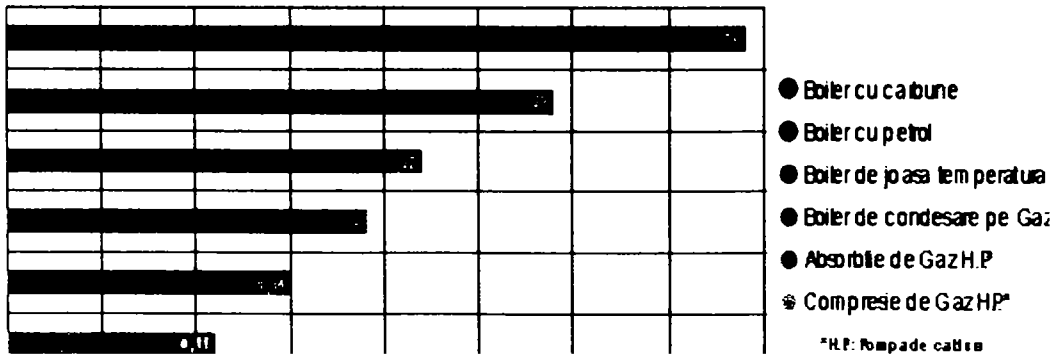


Figura 2.26. CO<sub>2</sub> emanat de sistemul de furnizare a căldurii



Deși metanul este componenta principală a gazului natural, scăpările de metan provenite din întregul lanț de operațiuni din industria gazului natural (de la producție la distribuția finală) sunt atât de scăzute încât gazul natural păstrează un avantaj clar din punct de vedere ecologic față de ceilalți combustibili fosili. Făcând o comparație între combustibilii fosili, din totalul emisiilor gazoase ce produc efect de seră, în termeni de echivalent  $\text{CO}_2$ , este posibil să se determine o rată teoretică de scăpări de metan din operațiunile de furnizare a gazului la care acesta ar fi egal cu cărbunile sau petrolul privitor la impactul încălzirii globale.

### Definiții și Factori de Conversie

În lucrare au fost aplicate metodele statistice și definițiile convenite internațional. Consumul de Energie Primară (PEC) este definit ca totalul energiei furnizate grosier (producție indigenă plus importurile nete) înainte ca orice conversie a energiei primare, în energie finală, să fi avut loc. Consumul de Energie Finală este Consumul de Energie Primară minus pierderile nete de energie în producerea de electricitate și gaz sintetic, consumul la rafinărie și consumurile și pierderile din alte zone ale sectorului energetic.

1 PJ (GCV) = echivalent 25,6 milion  $\text{m}^3$  gaz

1  $\text{m}^3$  de gaz natural = 39 mega jouli (MJ - GCV) = 10,8 kWh

1 Mtoe = 1 milioane tone echivalent petrol = 41,86 PJ (NCV)

1000  $\text{m}^3$  de gaz natural = 0,9 tone echivalent petrol (toe - petrol crud)

1 BCM = 1 billion cubic meters

1 metru cub ( $\text{m}^3$ ) = 35,315 cubic feet (cf)

1 milion  $\text{m}^3$  de LNG = 593 million  $\text{m}^3$  de gaz

Valoare Calorică Netă (Net Caloric value - NCV) = 0,9 Valoare Calorică Grosieră (Gross Calorific value - GCV)

1 megajoule =  $10^6$  joules (MJ)

1 gigajoule =  $10^9$  joules (GJ)

1 terajoule =  $10^{12}$  joules (TJ)

1 petajoule =  $10^{15}$  joules (PJ)

Figura 2.27. Unități termice


### **2.1.2. Securitatea furnizării și a dezvoltării de infrastructuri noi de Gaze Naturale pentru Europa**

INOGATE este un program european [168] ce abordează problema securității surselor de aprovizionare, a cantității aprovizionate de petrol și gaz și a rețelelor de transport a hidrocarburilor în țările din Europa de Est, Caucaz și Asia Centrală. Programul pune accentul pe două elemente cheie. Primul este securitatea fizică a sistemelor de aprovizionare și al doilea abordează aspectele strategice și comerciale ale securității aprovizionării.

Securitatea fizică a aprovizionării prin rețele de transport a stat la baza acestui program încă de la concepția acestuia. Deși conductele sunt recunoscute ca fiind în general un mijloc sigur de transport a substanțelor periculoase, în comparație cu alte modalități de transport, ele totuși au un factor ridicat de risc de accidente, mai ales luând în calcul faptul că multe din ele au durată de viață depășită cu mult. Una din prioritățile programului a fost să evalueze condiția fizică a rețelelor de transport a gazului și petrolului ca o bază de început. Rezultatul acestor audite tehnice arată clar o stringentă necesitate de investiții, în lucrări de reabilitare, estimate la 5 miliarde de EUR doar pentru rețelele de transport a gazului, în cele 10 țări participante la program. Însă, impedimente financiare continue, și accesul limitat la piețe și tehnologii moderne au împiedicat multe din țările participante la program să genereze veniturile care ar putea să le obțină din exploatarea resurselor lor de gaz și petrol sau din tranzitul energiei importate. Mai mult, aceste constrângeri au împiedicat țările implicate de a demara investițiile necesare identificate de proiectele programului.

Acesta este motivul pentru care, următoarea fază a programului a fost introducerea unor proiecte demonstrative de mică anvergură ca parte a suportului de asistență tehnică a Comunității Europene. Scopul acestor proiecte demonstrative a fost să ilustreze situații, unde investiții relativ mici pot rezolva reparații minore dar urgente, cât și îmbunătățiri ale rețelei, în particular, în contextul comerțului internațional și transportului de gaz, coroborat cu îmbunătățirea condițiilor de siguranță. Aceste proiecte demonstrative, includ restabilirea operațiunilor de securizare, modernizarea punctelor de trecere a frontierelor, stații de contorizare și de control al calității gazului și de asemenea recondiționarea stațiilor de depozitare subterană a gazului. Această parte a programului a furnizat oportunități concrete de a introduce standarde și norme Europene și Internaționale în operațiunile zilnice. Această situație a condus la detensionarea disputelor dintre state, în ceea ce privește contorizarea interbordalieră instalată în perioada fostei uniuni sovietice.

Un studiu de fezabilitate al programului, de o deosebită importanță, este în prezent în desfășurare, prin care se propune, ca scop, un sistem de monitorizare regională care să supravegheze operațiunile de tranzit a gazului și facilitățile de depozitare subterană a gazului din interiorul Federației Ruse și a zonei est-europene. O utilizare a sistemului european de sateliți GALILEO poate conduce la creșterea securității și a siguranței rețelelor pe termen lung la care se adaugă Sistemul de Observație a Pieței Energiei. Această situație conduce problema în competența Comisiei Europene, având ca rezultat final, introducerea tehnologiilor secolului 21 în acest domeniu. Pasul următor are ca țintă introducerea de sisteme de management a siguranței, planificare în cazul situațiilor de urgență, a sistemelor de inspecție și raportare a accidentelor.

Dezvoltarea unor noi surse de aprovizionare, și construcția de conducte pentru aducerea resurselor în EU, va cere investirea multor miliarde de EUR.

Trebuie abordate mai multe probleme, pentru a permite finanțarea acestor investiții, în mod special cu privire la reducerea riscurilor semnificative comerciale și în unele cazuri, a riscurilor necomerciale asociate cu aceste proiecte. În general se dorește aplicarea soluției unor rute multiple de conducte de-a lungul coridoarelor de transport Pan-europene de interes strategic.

În al doilea rând, țările participante la program necesită asistență la pregătirea dosarelor necesare, pentru finanțarea proiectelor „bankable”. Această susținere se regăsește în prezent în elaborarea studiilor de fezabilitate și fezabilitate, pentru dezvoltarea de noi rute de transport a gazului și petrolului, în special cel din Bazinul Caspic până în Europa Centrală și de Est.

În al treilea rând, o bază legală solidă pentru dezvoltarea proiectelor trebuie instrumentată în scopul atragerii finanțărilor. În acest sens, s-a depus eforturi pentru îmbunătățirea bazei legale și instituționale pentru cooperarea între țările participante în dezvoltarea proiectelor de transport interstat al hidrocarburilor. Rezultatul acestui efort a fost Acordul INOGATE „Umbrela”. În esență, acest acord setează principiile pentru dezvoltarea proiectelor de transport interstat al de gaz și petrol în concordanță cu standardele internaționale.

Traseele prioritare pentru conductele de Gaz Natural, care implică țările participante la program și Rusia, sunt:

- **Proiectul conductei de Gaz Nord Trans – Europeană**, (cu o lungime de aproximativ 1.295 de km, această conductă va transporta gaz Rusesc pe sub Marea Baltică, din nordul coastei St. Petersburgului până în nordul Germaniei și de acolo prin Olanda până în Marea Britanie. Va avea o capacitate de transport între 20 și 30 de miliarde de metri cubi pe an, având ca sursă previzionată pentru această conductă noul câmp de extracție Shtokman, care se află la 650 de km nord de Murmansk în Marea Barents.
- **O a doua rețea de conducte Yamal – Europa, pentru care există două alternative:**
  - **prin Belarus și Polonia** pentru a funcționa în paralel cu prima conductă Yamal și va avea aceeași capacitate ca aceasta. În acest context, Belarus este o țară importantă pentru livrările ruse de gaze naturale în Europa. Capacitatea totală pentru cele două conducte Yamal este preconizată a fi de 65,7 miliarde metri cubi.
  - **prin Statele Baltice și apoi prin Polonia** proiect denumit Proiectul Amber. Această opțiune a apărut în 2004.
- **O interconexiune Turcia – Grecia - Italia**, ajungând în țările din Europa de Sud-Est direct sau indirect, și care în timp vor aduce resurse din regiunea Caspică, Iran și Orientul Mijlociu în piața Europeană lărgită și în Balcani. Capacitatea totală estimată este de 22 miliarde metri cubi cu un total de 3398 de km de conducte.
- **Conducta de gaz Turcia – Bulgaria – România – Ungaria – Austria.** Locațiile geografice ale Bulgariei, României și Ungariei între marii producători de resurse energetice și energie din Rusia și regiunea Mării Caspice și marii consumatori de energie din Turcia și Europa – face Sud Estul Europei o importantă rută de tranzit pentru resursele de gaz natural ale Rusiei, Orientului Mijlociu și ale zonei Caspice. Capacitatea totală estimată a acestei conducte este de 20 de miliarde de metri cubi, cu o lungime totală de conducte de 3.630 km.

- **Conducta Grecia – fosta Yugoslavia (Macedonia, Serbia, Bosnia, Croația, Slovenia).** Această conductă este încă în primele faze de dezvoltare și încă nu se cunosc date despre ea.
- **Conducta de gaz Azerbaijan – Georgia – Turcia** (de asemenea denumită conductă BTE) va trece prin regiunea Caucaz la vest de Azerbaijan până la Tbilisi, apoi la sud până la localitatea Erzurum din Turcia unde se va conecta în rețeaua de gaz a Turciei. Conducta de gaz BTE va transporta gazul din exploatările din gigantul câmp de gaz Azeri din Shah Deniz, ce are rezerve de 460 bilioane de metri cubi de gaz. Cu o capacitate de aprox 8 bilioane de metri cubi pe an ce va fi atinsă în 2009, conducta BTE ar putea să înceapă să transporte gaz Turciei începând cu anul 2007, această dată depinzând atât de dezvoltarea câmpului de exploatare Azeri cât și de finalizarea conductei.
- **(Turkmenistan-) Conducta de gaz Iran – Turcia.** Această infrastructură care leagă Iranul de Turcia există, însă condițiile de tranzit trebuiesc stabilite conform regulilor internaționale. Va permite resurselor de gaz Iranian și Turkmen să ajungă pe piața EU prin interconexiunile Turcia – Grecia și Turcia – România.
- De asemenea, **rețeaua de tranzit Ucraineană a gazului** este în mod particular importantă deoarece în acest moment este responsabilă pentru tranzitul a 40% din resursele de gaz ce intră în Europa.

Investițiile realizate până în prezent în cadrul programului sunt:

- **Proiectarea, construcția și modernizarea a 10 stații de contorizare transfrontaliere** -programul a oferit suport pentru proiectarea unei stații de contorizare și de asemenea construcția și/sau modernizarea altor 9 stații de contorizare transfrontaliere.
- **Construirea noului Centru Metrologic de Gaz Natural pentru Europa de Est (Ukraina, Belarus, Moldova):** Încă din ianuarie 2002, a fost susținută dezvoltarea acestui prototip de proiect localizat în Boyarka, Ucraina. Scopul principal este să îmbunătățească tehnicile de măsurare aplicabile în tranzitul de gaz compatibile cu standardele internaționale recunoscute. Centrul Metrologic Regional, certificat internațional, va furniza service de calibrare de ultimă oră pentru transferul de gaz din interiorul regiunii și va oferi servicii de calibrare altor țări.
- **Upgrade-uri la Stația de stocare subterană a Gazului (UGSS) în Armenia:** cu scopul de a îmbunătăți securizarea aprovizionării cu energie a Armeniei, în mod special datorită închiderii centralei nucleare de la Medzamor, au fost suportate investiții pe scară mică pentru a asigura fiabilitatea și eficiența „UGSS” Aboviana.
- **Procurarea echipamentului de urgență pentru siguranță și securitate pentru infrastructura regională de gaz și petrol în Caucaz și Asia Centrală:** - s-a furnizat suport pentru procurarea și aprovizionarea cu echipament de urgență pentru întreținere și diagnostic, cum ar fi unități de urgență mobile pentru intervenții rapide asupra conductelor și laboratoare mobile pentru identificarea scurgerilor de gaz pe conducte. La aceasta s-a adăugat și suportul pentru introducerea de noi tehnologii pentru diagnosticarea conductelor (intelligent pigging) și sistemul SCADA de bază ca sistem de teletransmisie prin satelit. Acest suport a fost oferit atât în Caucaz cât și în regiunile Asiei Centrale.

- **Suportarea tuturor investițiilor pe scară mică cu transfer de know how:** toate proiectele de investiție au fost acompaniate de training, în workshopuri internaționale sau „on the job”. Transferul de know-how a fost și va continua să fie o piatră de temelie în toate proiectele.



## 2.2. Situația în România

### 2.2.1. Istoric al distribuției gazelor naturale în România [39]

În diverse scrieri istorice sunt menționate pe teritoriul actual al țării încă din 1672 degajările de gaze naturale în Bazna, însă referitor la producție și distribuție apar date abia în sec.19. Astfel la 26 martie 1868 se concesionează firmei Gattereau, producția și distribuția gazelor fabricate pentru București. Ulterior în anul 1870 acest drept este cumpărat de către Societatea Generală de Iluminat și Încălzire prin gaz. În anul 1873 este menționată apariția în București a firmei The British and Foreign Water and Gas Works Co. Ltd.

În anul 1880, distribuția gazelor naturale în București este concesionată lui Compagnie du gaz de Bucarest, căreia în anul 1906 i se reînnoiește contractul pe încă 40 de ani, prevăzându-se în el și producerea și distribuția energiei electrice. Gazul distribuit se numea gaz aerian sau de iluminat, obținut prin insufiere de aer în gazogen, peste cărbune înroșit, și era distribuit la presiunea de 60 mm H<sub>2</sub>O pe conducte de fontă cu îmbinări de cauciuc. Cu ocazia unor cercetări geologice privind sărurile de potasiu în anul 1908 este descoperit gazul metan la Sărmășel în Transilvania.

Literatura de specialitate menționează ca primul oraș din România alimentat cu gaze Turda, în anul 1912, cu 40 de ani după Titusville - SUA, considerat ca primul oraș din lume alimentat cu gaze naturale .

În anul 1941 se construiește prima conductă de gaz natural de la Mănești către București, în funcțiune și astăzi.

În anul 1942 se construiește conducta magistrală de 20 inch prin care se aduc gazele naturale din Transilvania în București și în același timp sunt alimentate încă 14 localități din țară.

În anul 1938 în România se producea 2036 mil.m<sup>3</sup> de gaze naturale, fiind pe locul doi după fosta URSS, în anul 1960 pe locul patru cu 10330 mil.m<sup>3</sup> după SUA, fosta URSS, Canada, ca în 1969 să revină pe locul trei cu 24087 mil. m<sup>3</sup>.

În anul 1995, în România se dispunea de 20 miliarde m<sup>3</sup> de gaze naturale din care 4 miliarde m<sup>3</sup> din import și 16 miliarde m<sup>3</sup> produs intern. Cu ocazia zilelor tehnice Franco - Române din noiembrie 1998, organizat de ADEME, ARCE, GDF și ROMGAZ a fost expus faptul că în viitor balanța energetică a țării se va baza mai mult de 1/2 din cantitatea de gaze naturale utilizată pe ceea ce provine din import.

Gazul extras din bazinul Transilvaniei este printre cele mai pure din lume, fiind aproape metan curat 99,16 -99,60% volum metan.

### 2.2.2. Structura consumului de gaze naturale în România [160]

O radiografie a patrimoniului național din punct de vedere al gazelor naturale în 1999 scoate în evidență următoarele:

- 3700 sonde în 150 de câmpuri gazifere;
- 11.000 km conducte magistrale de diametre cuprinse între 200÷1000 mm organizate în 9 sisteme radiale din care 5 de înaltă presiune > 25 bar și 4 cu presiunea < 25 bar;
- 30 stații de comprimare;
- 4000 stații de reglare măsurare principale;
- 4 depozite de 1,1 miliarde m<sup>3</sup>, înmagazinate în subsol.

În balanța de energie primară a României, gazele naturale reprezintă sursa cu cea mai mare pondere fiind utilizate în toate sectoarele de activitate. În tabelul 2.2.1. sunt prezentate comparativ în perioada 1985-2000 prezența elementelor de bază ce determină balanța energetică a țării:

Tabelul 2.2.1

Sursa energetică	1985	1990	1995	2000
Gaze naturale	42,4	41,0	40,0	37,0
Petrol	35,0	37,0	29,6	32,6
Cărbune	17,0	14,0	14,5	15,2
Energie electrică și nucleară	5,6	8,0	15,7	15,2

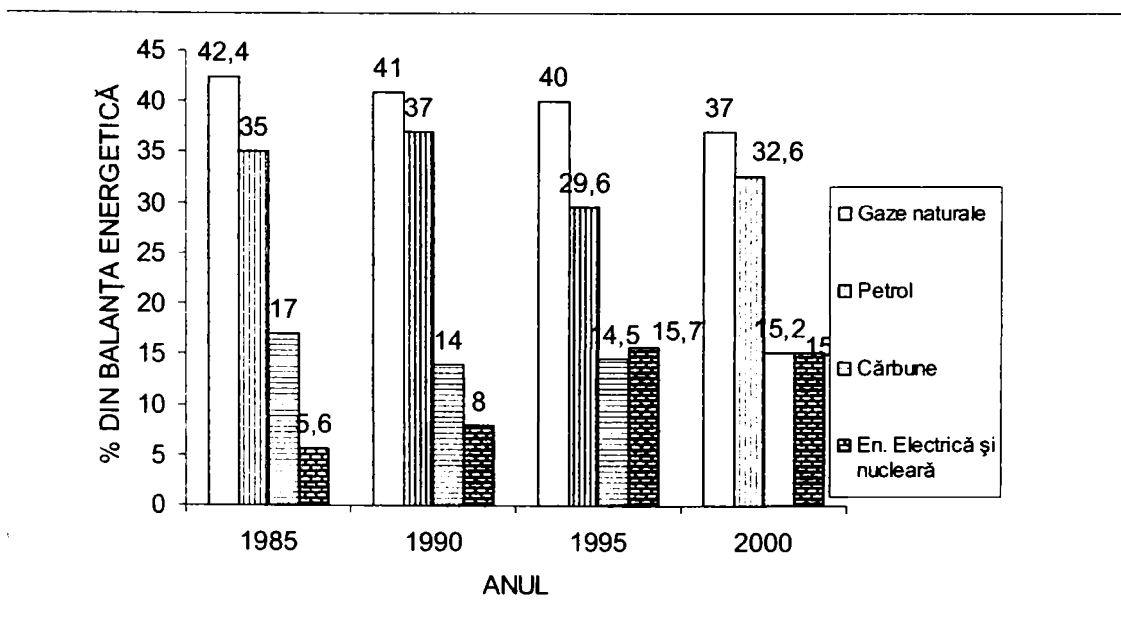
și expus sub o formă grafică în graficul 2.2.1.

Se observă că odată cu punerea în funcțiune a grupului de producere a energiei electrice de la Cernavodă având la bază energia nucleară a fost diminuată cu câteva procente ponderea gazelor naturale în balanța de energie primară a României.

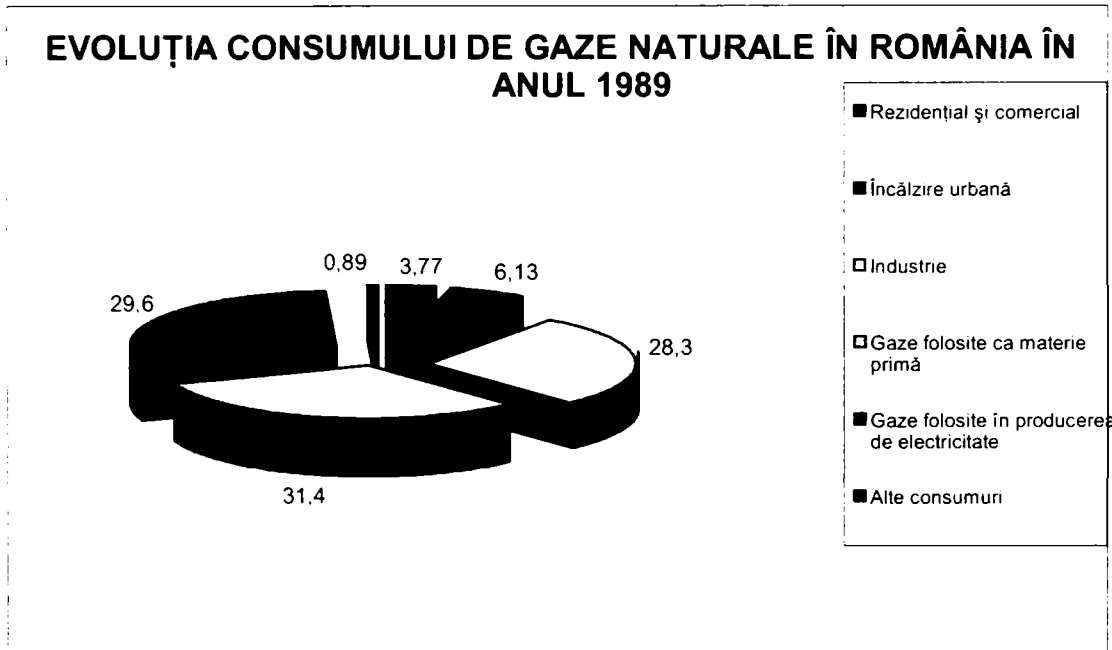
Evoluția și structura consumului de gaze naturale în România în perioada 1989-1997 este prezentată în tabelul 2.2.2. și comparativ sub formă grafică, în graficele 2.2.2 până la 2.2.10.

Se observă comparativ anul 1989 când se insista pe o dezvoltare industrială, ponderea utilizării gazelor naturale în balanța energetică a țării era majoră, în sectorul industrial. În anul 1997 când politicile economice s-au schimbat și o serie de întreprinderi, mari consumatoare de resurse dar cu randamente mici au fost închise, consumul industrial de gaze naturale a scăzut și s-au liberalizat cotele acordate populației pentru utilizare în sectorul rezidențial.

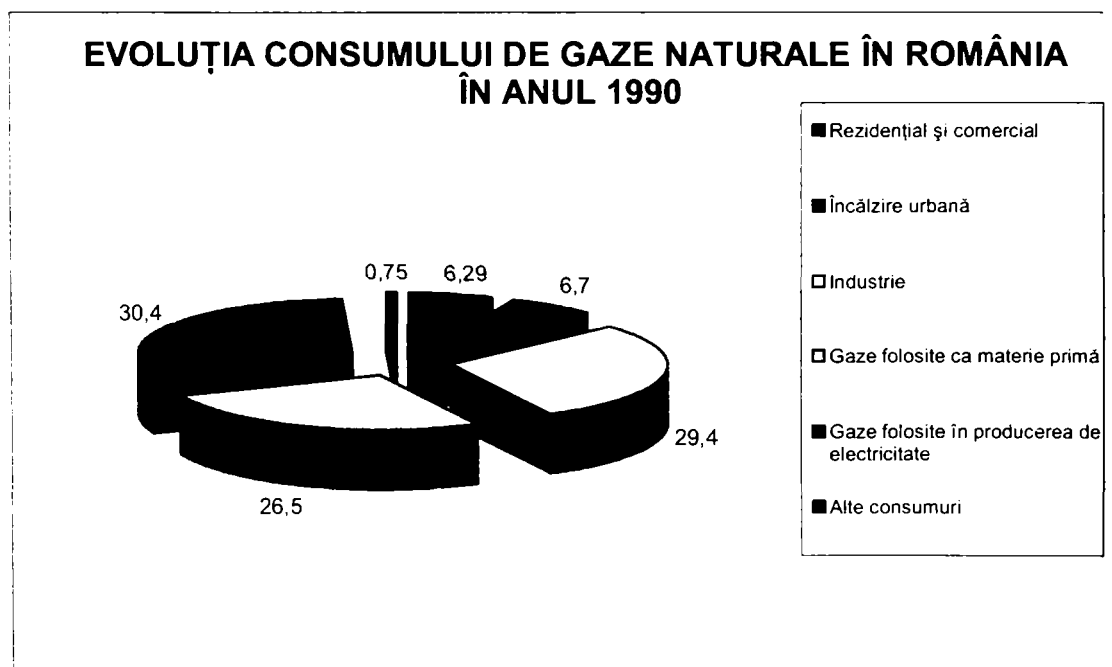
Graficul 2.2.1.



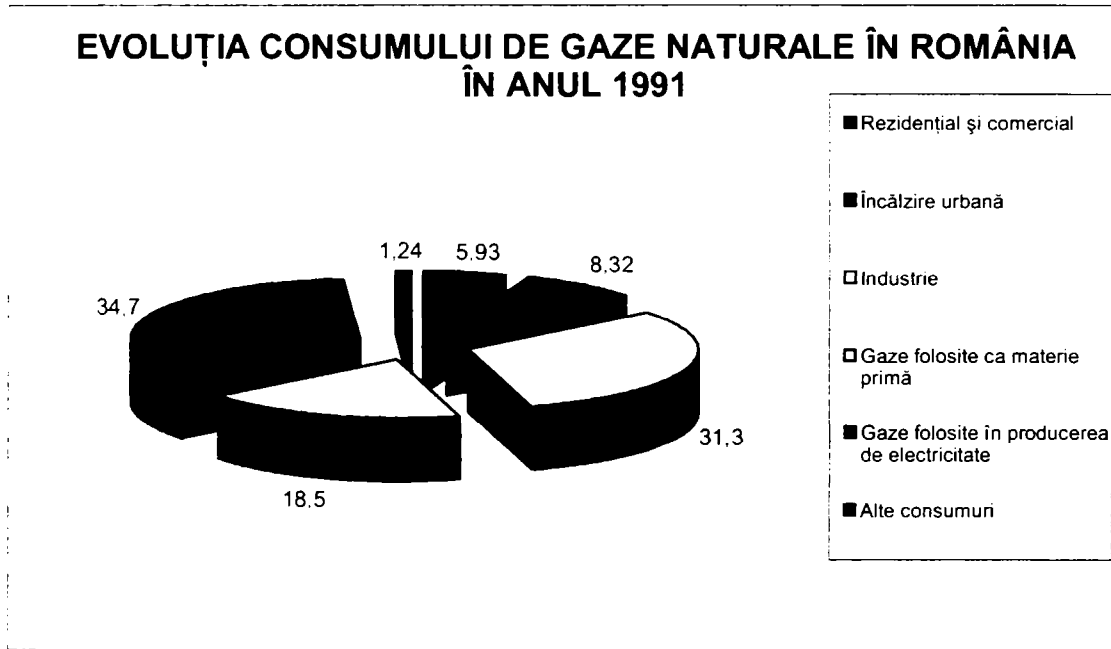
Graficul 2.2.2



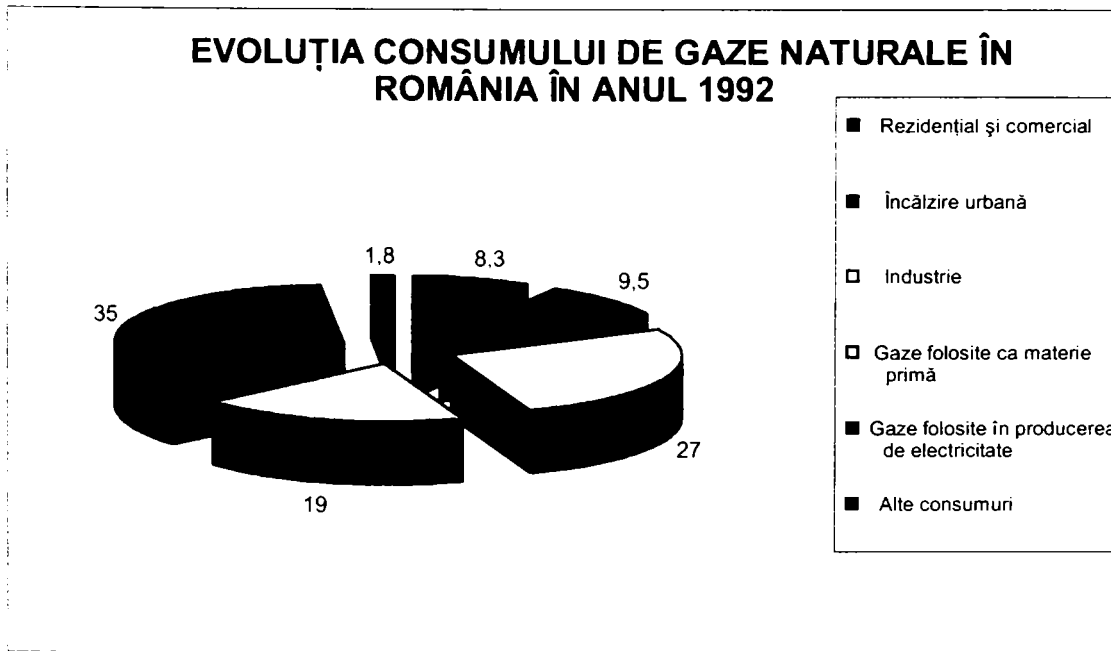
Graficul 2.2.3



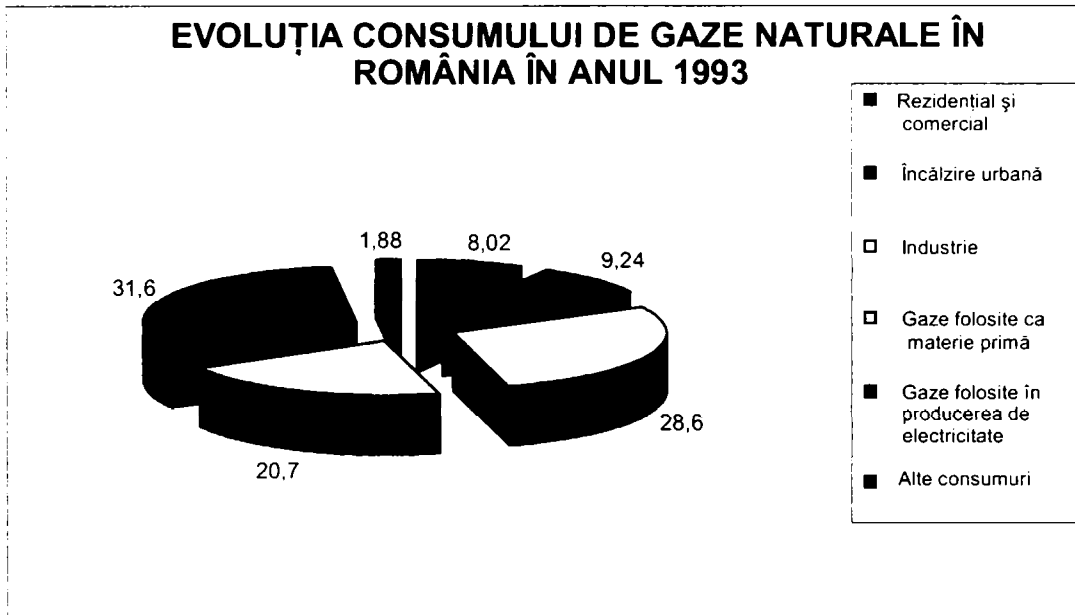
Graficul 2.2.4



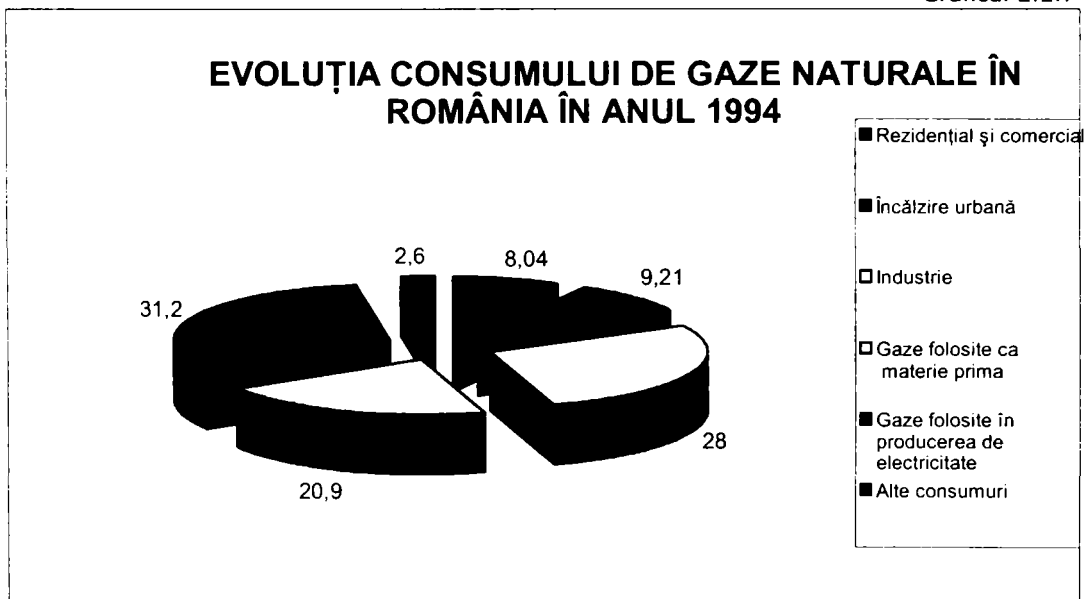
Graficul 2.2.5



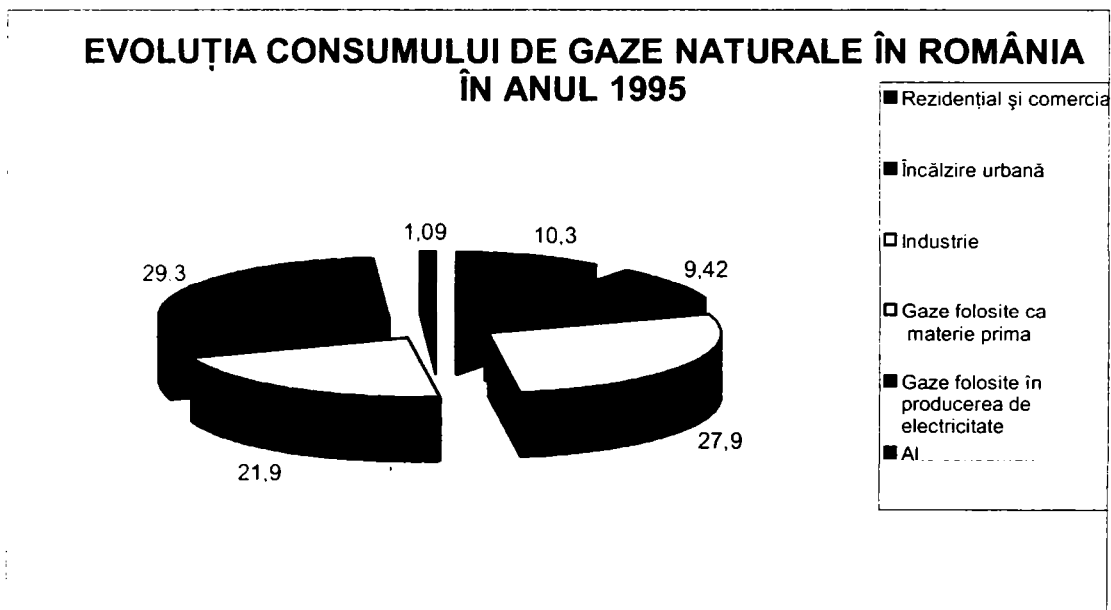
Graficul 2.2.6



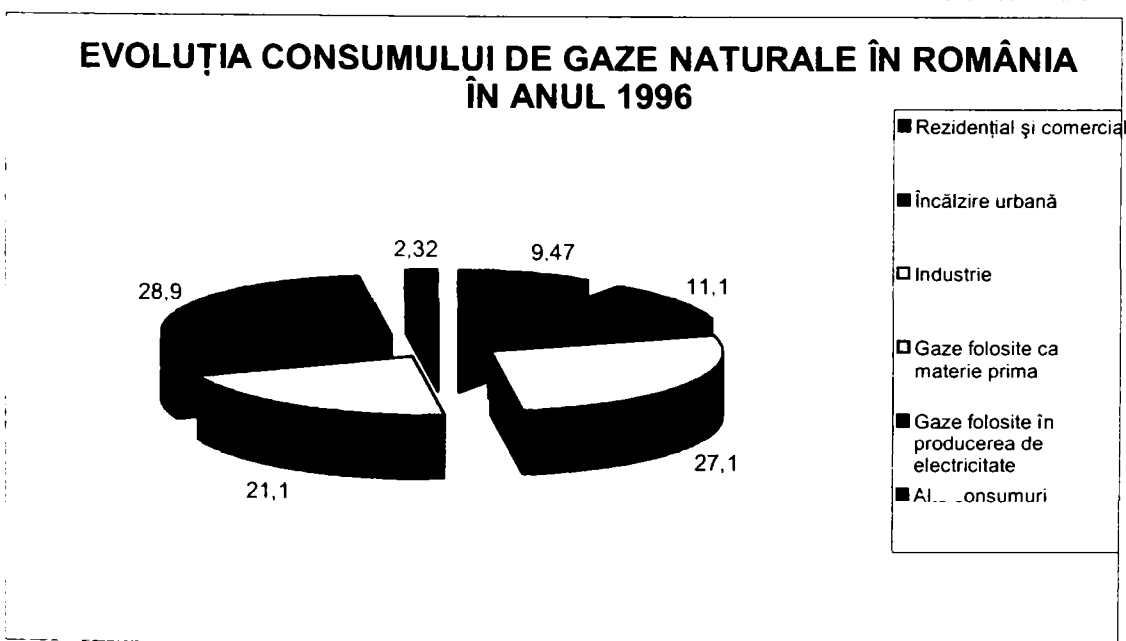
Graficul 2.2.7



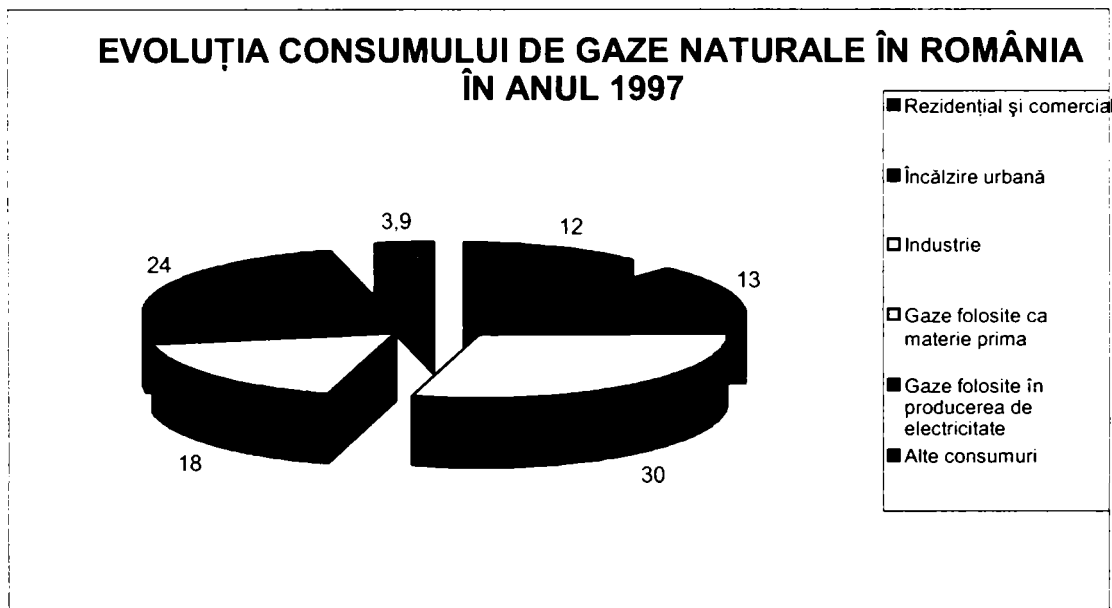
Graficul 2.2.8



Graficul 2.2.9



Graficul 2.2.10



Comparativ cu țările din Comunitatea Economică Europeană, România prezenta în anul 1989, o structură a consumului de gaze naturale total diferită, ponderea consumului populației fiind nesemnificativă așa cum este ilustrat în tabelul 2.2.2.

Tabelul 2.2.2

Nr. crt.	Sectorul economic	C.E.E.% din total	România % din total
1.	Industrie	24,1	28,30
2.	Producție energie electrică	27,8	29,56
3.	Materie primă	6,2	31,35
4.	Încălzire urbană	6,2	6,13
5.	Uz casnic	28,3	3,77
6.	Alte sectoare	7,4	0,89

Se observă diferențele de politici economice mai ales între două sectoare cel al utilizării gazelor naturale ca materie primă - România având în acea perioadă, o industrie chimică dezvoltată și sectorul rezidențial, unde consumul era foarte strict controlat fiind acceptat în special consumul de gaze naturale pentru prepararea hranei.

### 2.2.3. Analiza principalelor ramuri economice din punct de vedere al utilizării gazelor naturale.

În cadrul unor studii efectuate în cadrul fostului ROMGAZ [160] privind modul de utilizare a gazelor naturale în instalațiile consumatoare de gaze, care s-au bazat pe evaluarea unor bilanțuri energetice reale, căutându-se optimul, s-a evidențiat că se poate face o reducere a consumului de gaze naturale prin creșterea eficienței energetice.

Aceste reduceri preconizate în anumite domenii de activitate sunt prezentate în tabelul 2.2.3

Tabelul 2.2.3.

Nr. crt	Domeniul de activitate	Economii realizate mii Nm <sup>3</sup> /an	Economii realizate în %
1.	Industria construcțiilor de mașini și metalurgie	904672 ÷ 1181107	3,74 - 4,885
2.	Industria materialelor de construcție	234200 ÷ 570900	0,968 - 2,361
3.	Industria chimică și petrochimică	1081365	4,472
4.	Industria petrolului	297500	1,230
5.	Sector rezidențial, sănătate, educație, cooperatie, agenți economici privați	648300 ÷ 1080500	2,68 - 4,468
6.	Alte sectoare de activitate	278100 ÷ 370800	1,150 - 1,533
	<b>Total</b>	<b>3444137 ÷ 4582172</b>	<b>14,24 - 18,95</b>

#### 2.2.3.1. Industria constructoare de mașini.

Începând cu anul 1970 până în 1989 politica economică a țării a pus un mare accent pe dezvoltarea industriei constructoare de mașini și o dată cu aceasta absorbția ca și resursă primară a unei mari cantități de gaze naturale. În această ramură industrială, gazele naturale au fost utilizate aproape exclusiv drept combustibil datorita următoarelor avantaje, pe care le au față de celelalte tipuri de combustibili:

- instalații de ardere simple și mai puțin costisitoare în raport cu cele pentru ceilalți combustibili;
- amestecul carburant gaz-aer se realizează mult mai bine, excesul de aer fiind astfel redus;
- flacăra are temperatura mai ridicată;
- volumul total de gaze arse evacuate este mai mic și deci eliminarea căldurii purtată de gazele de ardere;
- pot fi preîncălzite împreună cu aerul de combustie în recuperatoare direct de la gazele de ardere, măbind astfel randamentul arderii;
- prin ardere nu lasă cenușă sau uleiuri care pot înfunda dispozitivele de ardere sau degrada uleiul de ungere al motoarelor cu ardere internă nu necesită construcții speciale pentru eliminarea și colectarea rezidului și nu produc murdărie;
- distribuirea la consumator se face simplu și ușor prin intermediul unei rețele de conducte;
- nu necesită depozite pentru păstrare - depozitare, eliminând pierderile prin manipulare - depozitare și degradarea combustibilului;
- nu conțin în compoziția lor elemente dăunătoare metalului topit sau încălzit;



- gazele arse evacuate, în cantitate mai redusă și prin compoziție nu viciază atmosfera din jur.

Însă începând cu anul 1992 consumul acestei ramuri industriale a scăzut aproape constant, fapt care s-a datorat atât închiderii unor întreprinderi mari consumatoare, cu eficiență mică, cât și unor eforturi de reconsiderare a consumurilor energetice la nivelul unor societăți. Echipamentele consumatoare de gaze naturale din acest sector o constituiau cuptoarele de forjă și tratament termic. Analizele realizate la aceste echipamente care dotau industria constructoare de mașini arată următoarele:

- consumurile specifice de căldură ale cuptoarelor de forja și tratament termic sunt de 2÷3 ori mai mari decât cele realizate pe plan mondial.

- în domeniul cuptoarelor de forjă și tratament termic, funcționarea acestora este ineficientă, reducerile cifrându-se aproximativ la 50% din consumul anual de gaze naturale ale acestui sector.

Această situație este redată în tabelul următor:

Tabelul 2.2.4.

Nr. crt.	Categoria de pierderi de căldură	Economii realizate %	Economii realizate în mii Nm <sup>3</sup> /an
1	2	3	4
1.	Pierderi de căldură prin recuperarea căldurii gazelor arse și gaze arse ieșite prin orificii și neetanșeități	18,75	75.000
2.	Pierderi de căldură prin exces de aer de combustie sau ardere incompletă	6 ÷ 10	24.000 - 40.000
1	2	3	4
3.	Pierderi de căldură prin pereți și prin acumulare în zidării: - pierderi prin pereți - pierderi prin acumulare	5 ÷ 6 12,5 ÷ 25	20.000 - 24.000 50.000 - 100.000
4.	Pierderi prin radiație; prin orificii și neetanșeități	0,05	2.000
	Total	42,75 ÷ 60,25	171.000 - 241.000

Se face precizarea că în prezent sectorul industriei constructoare de mașini a absorbit în ultimii ani cca. 3% din consumul național de gaze naturale.

### 2.2.3.2. Industria metalurgică

Industriei metalurgice, datorită randamentului energetic realizat în instalațiile de ardere ale echipamentelor termice, utilizarea gazelor naturale îi este foarte necesară, chiar dacă ponderea acestei ramuri în consumul național în perioada 1991 - 2006 a scăzut permanent atât în valoare absolută cât și relativ datorită celor două fenomene ce se întâmplă în industrii.

Cu închiderea celor dezavantajoase, precum și reconsiderarea consumurilor energetice la cele rămase, această ramură tot deține în prezent cca. 3% din consumul național de gaze naturale.

Cu o pondere de cca. 80%, industria siderurgică era cel mai mare consumator de gaze naturale din industria metalurgică. Analizele făcute pentru a evidenția factorii care au determinat principalele categorii de pierderi de energie în cuptoarele din industria siderurgică precum și evaluarea economiilor realizate sunt prezentați în tabelul 2.2.5

Tabelul 2.2.5.

Nr. crt.	Categoria de pierderi de căldură	Economii realizate % din consumul total sector	Economii realizate în mii Nm <sup>3</sup> /an
1.	Pierderi de căldură prin gazele arse	5 ÷ 10	87310 ÷ 174620
2.	Pierderi de căldură prin pereți	0,5 ÷ 10	8731 ÷ 17462
3.	Pierderi de căldură prin infiltrații de aer rece	0,5	8731
4.	Pierderi de căldură prin radiație prin orificii și neetanșități	0,5 ÷ 10	8731 ÷ 17462
5.	Pierderi de căldură prin neutralizarea energiei potențiale de natură chimică a produselor secundare	5,0 ÷ 15	87310 ÷ 261930
6.	Alte economii posibile în instalațiile anexă (la cazanele de abur, cazanele de încălzire, alte echipamente termice, arzătoare etc.)	2,0 ÷ 3,0	34924 ÷ 52386
	<b>TOTAL ECONOMII</b>	<b>13,5 ÷ 30,5</b>	<b>235737 ÷ 532591</b>

Însă obținerea acestor economii anuale vor rezulta numai după aplicarea unor programe ce necesită fonduri de investiții estimate la 58,9 mil. \$ USA în varianta minimă și 133,2 mil. \$ USA în varianta maximă.

În sectorul industriei metalurgice a plumbului și zincului, consumul de gaze naturale pe plan național reprezentat la nivelul ultimilor ani cca. 75.000.000 Nm<sup>3</sup>/an, din care mai mult de 60% se realizau în cuptoarele tehnologice specifice acestui sector.

Analizele utilizării gazelor naturale în cuptoarele din industria metalurgică a plumbului și zincului arată funcționarea acestora cu eficiență scăzută. Economii posibile fiind de aprox. 20% măsurile posibile de economisire sunt prezentate în tabelul 2.2.6

Tabelul 2.2.6.

Nr. crt.	Măsuri de economisire	Economii realizate % din consumul total sector	Economii realizate în mii Nm <sup>3</sup> /an
1.	Introducerea sistemelor automate de reglaj și control al arderii	5 ÷ 7	1217 ÷ 1740
2.	Economii prin recuperarea intensivă a căldurii	5 ÷ 10	1217 ÷ 2435
3.	Economii prin reconsiderarea regimului de presiune al cuptoarelor	1 ÷ 2	243 ÷ 486
4.	Măsuri pentru reducerea pierderilor de căldură prin pereți și acumulare	5 ÷ 20	1217 ÷ 4870
	Total varianta minimă	16	3894
	Total varianta maximă	39	9495

Se face precizarea că analizele au scos în evidență și faptul că măsurile prezentate sunt complexe și că necesită mari fonduri pentru investiții și re tehnologizare, datorită acestui fapt până în anul 2005, s-au făcut reduceri, a consumului de gaze naturale în cuptoarele din industria metalurgică a plumbului și zincului.

### 2.2.3.3. Industria lemnului și a materialelor de construcții.

Pe lângă cele 2 sectoare ale industriei analizate anterior, acest sector se prezintă și el ca unul din consumatorii relativ importanți din industria României, deținând cca. 5÷7% din consumul național de gaze naturale în ultimii ani. În această ramură, gazele naturale sunt utilizate strict drept combustibil în echipamente termice de topire, calcinare, uscare. Întrucât în această ramură se includ sectoare de producție cu profil foarte diferit: sticlă, ciment, cărămidă, porțelan, var, fabrici de cherestea și produse din lemn, diversitatea echipamentelor termice este foarte mare.

Unele studii realizate de centre de cercetare specializate din țară au considerat ca posibilă o reducere a consumului acestei ramuri cu cca. 16÷39%, este posibilă, comparativ cu industrii asemănătoare pe plan mondial. Măsurile de economisire și estimările în acest sector sunt prezentate în tabelul 2.2.7

Tabelul 2.2.7.

Nr. crt.	Măsuri de economisire	Economii realizate % din consumul total sector	Economii realizate în mii Nm <sup>3</sup> /an
1	2	3	4
1.	Introducerea sistemelor automate de reglaj și control al arderii	5 ÷ 7	20650 ÷ 28910
2.	Economii prin recuperarea intensivă a căldurii	5 ÷ 10	20650 ÷ 41300
3.	Economii prin reconsiderarea regimului de presiune al cuptoarelor	1 ÷ 2	4130 ÷ 8260
1	2	3	4
4.	Măsuri pentru reducerea pierderilor de căldură prin pereți și acumulare	5 ÷ 20	20650 ÷ 82600
	Total varianta minimă	16	66080
	Total varianta maximă	39	161070

### 2.2.3.4 Măsuri privind creșterea eficienței de utilizare a gazelor naturale în industrie.

Principalele căi prin care în prezent s-ar putea îmbunătăți utilizarea gazelor naturale în industrie vehiculate în instituțiile de specialitate sunt:

#### 1. La nivelul proceselor și echipamentelor consumatoare:

- stabilirea necesarului teoretic și cel real de energie pentru fiecare consumator sau proces de producție;
- stabilirea pe baza unor studii de fezabilitate a tipului de energie necesară în procesul de producție, a tipului de combustibil care există în zonă și poate fi pus la dispoziție;
- îmbunătățirea utilizării combustibilului stabilit la punctul de mai sus în echipamentele și instalațiile tehnologice existente pe baza unor proiecte de modernizare;
- dimensionarea tehnico-economică optimă a aparatelor consumatoare ținând seama de ansamblul sistemului energetic industrial;
- realizarea unor reglaje a arderii pe baza controlului și deciziei calculatorului în instalațiile tehnologice;
- îmbunătățirea parametrilor combustibililor înainte de a intra în procesul arderii;

- redefinirea necesităților tehnologice plecând și de la optimul pe care poate să-l dea combustibilul utilizat și adaptarea la variabilitățile acestuia;
- perfecționarea personalului și dotarea acestuia cu cele mai performante calculatoare și soft-uri, astfel încât, să ia deciziile cele mai bune și să poată realiza previziuni și strategii pe baza telegestiunii și telemanevrării de la distanță.

## **2. La nivelul politicii economice fiecărei întreprinderi:**

- alegerea încă din faza de necesitate, a unor procese cu, consum energetic minim și ecologic;
- înlocuirea agregatelor și proceselor care din punct de vedere economic nu pot fi modernizate;
- recuperarea energiei din procesele secundare proprii cât și cele de interferență, sau determinate în cascadă, din sistemul relațional propriu, în limitele de rentabilitate economică;
- creșterea fiabilității tuturor instalațiilor tehnologice, îndeosebi la cele energointensive și a instalațiilor recuperatoare.

## **3. La nivel de sistem energetic național:**

- facilitarea și orientarea structurilor economiei spre niveluri de intensitate energetică mai scăzută;
- corelarea volumului producției cu balanța energetică națională și cu politica de prețuri;
- corelarea consumului de energie al instalațiilor și a soluțiilor de recuperare în contextul protecției mediului ambiant;
- stimularea în plan material și educațional a tendinței de economisire a energiei.

### **2.2.3.5. Utilizarea gazelor naturale în sectorul rezidențial**

În România, consumul de energie exprimat prin energia consumată pe unitatea de produs, respectiv intensitatea energetică, este foarte ridicat atât în sectorul industrial cât și în cel rezidențial, ajungând a se consuma de 2-3 ori mai multă energie decât în țările Europene pentru a produce echivalent 1000 USD - Produs Intern Brut. Acest lucru impune o analiză foarte corectă și a sectorului rezidențial și de aici stabilirea unui model matematic pentru curbele de tendință a parametrilor analizați ca și cel prezentat la subcapitolul 2.3.

În analiza sectorului rezidențial, în mod special accentul se pune pe consumul de gaze naturale combustibile pentru încălzit locuințele, prepararea hranei și prepararea apei calde menajere atât în sistem centralizat cât și în sistem individual.

Din analizele efectuate până la nivelul anului 1997 rezultă că acestea constituie principala sursă de producere a energiei în sectorul casnic. Astfel din totalul 7.800.000 de locuințe, aproximativ 3.530.000 utilizează sub o formă sau alta gazele naturale combustibile. În tabelul 2.2.8 este prezentată situația consumatorilor pe cele două foste societăți de distribuție a gazelor naturale. Se observă că 25% din consumatori îl reprezintă casele individuale.

Tabelul 2.2.8.

Societ.	Case individuale		Blocuri de locuințe				Total contoare		Total locuințe cu gnc	
			Scări bloc		Apart. de bloc					
	Nr.	%	Nr.	%	Nr.	%	Nr.	%	Nr.	%
Distrigaz N	457.433	12,9	46.03	1,3	1.290.82	36,6	403.033	11,4	1.748.258	49,55
Distrigaz S	400.087	11,3	49.20	1,4	1.380.10	39,1	349.291	9,9	1.780.187	50,45
Total	857.520	24,3	95.23	2,7	2.670.92	75,7	752.324	21,3	3.528.445	100,0

Analizând din tabelul 2.2.9 structura consumului se obține că aproximativ 42% îl reprezintă consumul în casele individuale.

Tabelul 2.2.9.

Societ.	Consumatori		C.T. de cvartal		Centrale de termoficare		Centrale agenți economici		Total	
	miiMC	%	miiMC	%	Nr.	%	Nr.	%	Nr.	%
Distrigaz N	1.235.631	20,4	46.033	1,3	1.290.825	36,6	403.033	11,4	1.748.258	49,5
Distrigaz S	1.329.134	11,3	49.204	1,4	1.380.100	39,1	349.291	9,9	1.780.187	50,4
Total	2.564.765	31,7	95.237	2,7	2.670.925	75,7	752.324	21,3	3.528.445	100

Se observă în acești ultimi ani, datorită schimbărilor de natură legislativă, mai permissive, o creștere a consumului casnic cu 25% din totalul consumului de gaze naturale.

Creșterea consumului în sectorul rezidențial se datorează în special creșterii numărului de consumatori individuali și nu creșterii consumului specific al fiecărei locuințe, care probabil va scădea datorită creșterii prețului gazului natural combustibil.

Se face observația că până în prezent datorită lipsei de modernizare și datorită utilizării unor aparate cu randament scăzut, sectorul rezidențial a fost cel mai dezavantajat, nivelul energiei termice consumat în plus față de același sector din țările UE a fost de 38÷65% mai mare pentru o temperatură medie în locuințe cu 5÷6 °C mai mică.

Una din căile prin care ar putea fi redus consumul de energie termică și odată cu acesta scăderea cheltuielilor în sectorul rezidențial ar fi analizarea oportunității modificării sistemului centralizat de producere și distribuție a agentului termic pentru încălzire și preparare apei calde menajere, trecând de la centrale termice de zone și cartier, la centrale termice de bloc, scară, apartament.

O altă cale ar fi cea prezentată în strategiile făcute deja de țările U.E. privind producerea centralizată prin cogenerare.

Însă în ambele cazuri problema care se pune pentru România este cea a investițiilor în acest domeniu, accesul la programe și facilități financiare realizându-se foarte greu.

Revenind la prima cale de reducere a consumului de energie termică, pe baza unor informații privind consumul de gaze naturale combustibile la un cvartal de locuințe în care producerea energiei termice, se face centralizat, comparativ cu un sistem descentralizat se pot estima economiile realizate atât în ceea ce privește consumul de gaze naturale cât și economiile bănești ale populației, instituțiilor etc.

## 2.3. Modele de prognoză a necesarului de gaze naturale combustibile

Dezvoltarea societății, evoluția și dinamica ei este în cea mai mare măsură dependentă de sursele energetice și implicit de o serie de factori care au o pondere mai mare sau mai mică. Unul din acești factori îl reprezintă cantitatea de gaze naturale combustibile disponibilă la un moment dat, care într-o perioadă de timp poate avea diverse variabilități. Cunoașterea curbelor de variabilitate și tendința de evoluție a cantităților disponibile și a consumurilor de gaze naturale presupune elaborarea unei prognoze. Acest lucru presupune precizarea următoarelor aspecte:

- alegerea metodei de prognoză;
- orizontul prognozei;
- precizia prognozei.

În practică se întâlnesc următoarele tipuri de prognoze:

- prognoza directoare - care are ca scop stabilirea variantelor de viitor pentru un proces previzional sau pentru decizii operative;
- prognoza predicativă - care stabilește evoluțiile posibile de viitor asociind fiecăreia o posibilitate obiectivă;
- prognoza normativă - evaluează în primul rând obiectivele viitoare, reîntorcându-se către prezent.

Se propune prin această lucrare ca prognozarea utilizării gazelor naturale combustibile în România să se realizeze prin trei grupe de metode:

1. metode econometrice;
2. metode euristice;
3. metoda comparațiilor internaționale.

Dintre aceste trei grupe de metode, lucrarea va aborda primele metode.

### 2.3.1. Metode econometrice

Sunt metodele bazate pe extrapolarea tendințelor desprinse din statisticile trecute.

Pentru ca modelul matematic să poată fi definit în mod corect este necesar să se dispună de date statistice suficiente ca număr, fiind necesar să se utilizeze date dintr-o perioadă trecută, aproximativ egală ca lungime cu perioada pentru care se efectuează prognoza, date care se reprezintă grafic într-un plan al cronicilor trecute.

#### 2.3.1.1. Stabilirea modelului matematic pentru curba de tendință

O cronică a consumului de gaze naturale în funcție de timp conține următoarele componente [129]:

- componenta mediană, de tendință sau trendul (T);
  - componenta ciclică (C);
  - componenta sezonieră (S);
  - abaterile (E).
- Trendul (T) - reprezintă componenta principală care ilustrează tendința constantă de modificare a consumului, determinată de cauzele esențiale, cu efect continuu asupra consumului cum ar fi: creșterea populației, a consumului pe cap de locuitor, a gradului de tehnologizare, a creșterii randamentului proceselor etc.

În cazul proceselor legate de fenomenul demografic, de cele mai multe ori această componentă este satisfăcută de o exponențială.

- Componenta ciclică (C) - are forma unei sinusoide, cu perioada mai mare de un an.

- Componenta sezonieră (S) - este cauzată de modificările consumului, în diverse perioade ale anului calendaristic din cauza schimbării condițiilor de climă, a intensității diverselor activități.

- Componenta întâmplătoare ( $\xi$ ) - numită și perturbație aleatorie este cauzată și de fenomene întâmplătoare ce nu intră în nici una din categoriile anterioare.

La un moment dat  $t$ , valoarea consumului poate fi dată de relația:

$$C_t = T_t + C_t + S_t + \xi_t$$

Curbele de trend  $T_t$ , a consumului de gaze naturale combustibile se împart în curbe continuu crescătoare și curbe cu limitări.

Dintre curbele continuu crescătoare necesar a se utiliza sunt:

- dreapta, cu funcția:  $y = A + Bx$
- parabola, cu funcția:  $y = A + Bx + Cx^2$
- cubica, cu funcția:  $y = A + B + Cx^2 + Dx^3$
- polinomiala, cu funcția:  $y = A + Bx + Cx^2 + \dots + Nx^n$
- exponențiala, cu funcția:  $y = e^{(A+Bx)}$  sau  $Y = Ae^{nx}$

Dintre curbele cu creștere limită indicate prin lucrare a se utiliza, sunt:

- curba putere, cu funcția:  $y = Ax^b$
- curba exponențială modificată, cu funcția:  $y = A - Be^{\alpha x}$
- curba logistică, cu funcția:  $y = \frac{i}{A + Be^{\alpha x}}$
- curba Gompertz, cu funcția:  $y = \ln^{-1}(A + Be^{\alpha x})$
- curba combinată, cu funcția:  $y = A + Bx + Ce^{Dx}$

### 2.3.1.2. Metoda extrapolării liniare.

Metoda extrapolării liniare se poate exemplifica cu modelul liniar al regresiei [129].

În tabelul 2.3.2 se va considera pe rând ca variabilele  $X$  ce reprezintă consumurile: rezidențial și comercial; încălzire urbană; industrie; gaze folosite ca materie primă, gaze folosite în producerea de electricitate; alte consumuri și ca variabilă  $Y$  consumul total de gaze naturale combustibile în România.

De-a lungul unei perioade de timp între anii 1989 ÷ 1997, între perechile de valori  $(x, y)$  se poate descrie o dependență exprimată de o ecuație și care poate să fie valabilă și pe perioada 1997 ÷ 2005. Dacă mulțimea de puncte aproximează o dreaptă, atunci relația dintre cele două variabile  $X$  și  $Y$  este descrisă prin două drepte numite drepte de regresie. Dependența dintre consumul total  $y$  și unul din consumurile pe departamente  $x$  este redată de dreapta de regresie:

$$Y = a_x + b_x \cdot x \quad (2.3.1)$$

unde coeficienții de regresie  $a_x$  și  $b_x$  se calculează cu ajutorul metodei celor mai mici pătrate Gauss.

Deoarece în cazul de față, în care avem  $n = 9$  perechi de valori  $(x_i, y_i)$  ( $i = 1, 2, \dots, 9$ ) se cere ca expresia:

$$\sum_{i=1}^9 (y_i - Y_i)^2 = \sum_{i=1}^9 [y_i - (a_x + b_x x_i)]^2 \quad (2.3.2)$$

să fie minimă.

Din aceasta se obține:

$$b_x = \frac{\sum_{i=1}^9 (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sum_{i=1}^9 (x_i - \bar{x})^2} = \frac{\sum_{i=1}^9 x_i y_i - \frac{1}{9} \left( \sum_{i=1}^9 x_i \sum_{i=1}^9 y_i \right)}{\sum_{i=1}^9 x_i^2 - \frac{1}{9} \left( \sum_{i=1}^9 x_i \right)^2} \quad (2.3.3)$$

și

$$a_x = \bar{y} - b_x \bar{x}$$

unde  $\bar{x}$  și  $\bar{y}$  sunt mediile lui  $x_i$  și  $y_i$

Numărul  $b_x$  se numește coeficient de regresie și se referă la dependența dintre consumul total național și unul din consumurile departamentale și arată că la creșterea consumului departamental cu o unitate, consumul național crește în medie cu  $b_x$ . Astfel se poate trasa dreapta de regresie care indică dependența dintre creșterea dintre consumul departamental și cel total. Invers dacă se dorește să se afle ce consum mediu departamental corespunzător unui consum național, nu se mai utilizează ecuațiile de mai sus, ci trebuie determinată cealaltă dreaptă de regresie.

$$X = a_y + b_y \cdot y \quad (2.3.4)$$

unde:

$$a_y = \bar{x} - b_y \cdot \bar{y}$$

$$b_y = \frac{\sum_{i=1}^9 (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sum_{i=1}^9 (y_i - \bar{y})^2} = \frac{\sum_{i=1}^9 x_i y_i - \bar{y} \left( \sum_{i=1}^9 x_i \right) - \frac{1}{9} \left( \sum_{i=1}^9 x_i \sum_{i=1}^9 y_i \right)}{\sum_{i=1}^9 y_i^2 - \frac{1}{9} \left( \sum_{i=1}^9 y_i \right)^2} \quad (2.3.5)$$

unde  $b_y$  se numește de asemenea coeficient de regresie și se referă la dependența unuia dintre consumurile departamentale  $x$  și consumul național  $y$ . El exprimă creșterea medie a consumului departamental cu valoarea  $b_y$  când consumul național se mărește cu o unitate.



Cele două drepte se intersectează în centrul de greutate  $x$ ,  $y$  al mulțimii de puncte. Cu cât deschiderea este mai mică dintre cele două drepte cu atât mai dependente din punct de vedere statistic sunt cele două variabile  $x$  și  $y$ . Cele două brațe ale dreptelor se suprapun dacă există o dependență funcțională între ele.

În tabelele următoare se dau toate calculele pentru toate cazurile.

Dependența dintre consumul g.n.c în sectoarele rezidențial, comercial - consum g.n.c total.

Tabelul 2.3.1.

x	y	$x - \bar{x}$	$y - \bar{y}$	$(x - \bar{x})^2$	$(y - \bar{y})^2$	$(x - \bar{x})(y - \bar{y})$
1.511.229	40.050.238	-537.120	12.814.655	2,88E+11	1,64E+14	-6,883E+12
2.233.209	35.460.348	184.860	8.224.765	3,42E+10	6,76E+13	1,520E+12
1.707.257	28.839.597	-341.092	1.604.014	1,16E+11	2,57E+12	-5,471E+11
1.920.525	23.273.301	-127.824	-3.962.282	1,63E+10	1,57E+13	5,06E+11
2.046.688	25.544.032	-1.661	-1.691.551	2,76E+06	2,86E+12	2,80E+09
1.855.795	23.085.090	-192.554	-4.150.493	3,71E+10	1,72E+13	7,99E+11
2.498.960	24.179.818	450.611	-3.055.765	2,03E+11	9,34E+12	-1,376E+12
2.319.731	24.488.542	271.382	-2.747.041	7,36E+10	7,55E+12	-7,45E+11
2.341.747	20.199.283	293.398	-7.036.300	8,61E+10	4,95E+13	-2,06E+12
18.435.141	27.235.583			8,55E+11	3,37E+14	-1,623E+13

unde:  $\bar{x} = 2048349$   
 $\bar{y} = 27235583$   
 $b_x = -19,006$   
 $b_y = 0,0471$   
 $a_x = 66166504$   
 $a_y = 765553,04$

Ecuatiile (2.3.1) și (2.3.4) devin:

$$\bar{Y} = 66166504 - 19,006 \cdot \bar{X} \quad (2.3.6)$$

$$\bar{X} = 765553,04 + 0,0471 \cdot \bar{Y} \quad (2.3.7)$$

Relația (2.3.6) exprimă o dreaptă care arată că la creșterea consumului rezidențial și comercial cu o unitate, consumul național scade cu 19,006.

Relația (2.3.7) exprimă o dreaptă care arată că la creșterea consumului național cu o unitate, consumul rezidențial și comercial crește cu 0,0471.

Dependența consumului g.n.c încălzire urbană și consum g.n.c total.

Tabelul 2.3.2.

x	y	$x - \bar{x}$	$y - \bar{y}$	$(x - \bar{x})^2$	$(y - \bar{y})^2$	$(x - \bar{x})(y - \bar{y})$
2.455.251	40.050.238	279.256	1,28E+07	7,80E+10	1,64E+14	3,58E+12
2.372.811	35.460.348	196.816	8,22E+06	3,87E+10	6,76E+13	1,62E+12
2.399.645	28.839.597	223.650	1,60E+06	5,00E+10	2,57E+12	3,59E+11
2.217.569	23.273.301	41.574	-3,96E+06	1,73E+09	1,57E+13	-1,65E+11

## 50 Statistici, tendințe, prognoze - 2

2.361.011	25.544.032	185.016	-1,69E+06	3,42E+10	2,86E+12	-3,13E+11
2.126.942	23.085.090	-49.053	-4,15E+06	2,41E+09	1,72E+13	2,04E+11
2.277.678	24.179.818	101.683	-3,06E+06	1,03E+10	9,34E+12	-3,11E+11
2.722.479	24.488.542	546.484	-2,75E+06	2,99E+11	7,55E+12	-1,50E+12
2.700.481	20.199.283	524.486	-7,04E+06	2,75E+11	4,95E+13	-3,69E+12
21.633.867	27.235.583			7,89E+11	3,37E+14	-2,20E+11

unde:  $\bar{x} = 2175995,1$

$\bar{y} = 27235583$

$b_x = -0,279$

$b_y = 640,01$

$a_x = 27842686$

$a_y = 1,74 \cdot 10^{10}$

Ecuatiile (2.3.1) și (2.3.4) devin:

$$Y = 27842686 - 0,279 \cdot X \quad (2.3.8)$$

$$X = 1,74 \cdot 10^{10} + 640,01 \cdot Y \quad (2.3.9)$$

Relația (2.3.8) exprimă o dreaptă care arată că la creșterea consumului de gaze naturale combustibile pentru încălzirea urbană cu o unitate, consumul național scade cu 0,279.

Relația (2.3.9) exprimă o dreaptă care arată că la creșterea consumului național cu o unitate, consumul pentru încălzire urbană crește cu 640,01.

Dependența consumului g.n.c industrie și consum g.n.c total.

Tabelul 2.3.3.

x	y	$x - \bar{x}$	$y - \bar{y}$	$(x - \bar{x})^2$	$(y - \bar{y})^2$	$(x - \bar{x})(y - \bar{y})$
11.335.093	40.050.238	3.540.063	1,28E+07	1,25E+13	1,64E+14	4,54E+13
10.413.013	35.460.348	2.617.983	8,22E+06	6,85E+12	6,76E+13	2,15E+13
9.016.207	28.839.597	1.221.177	1,60E+06	1,49E+12	2,57E+12	1,96E+12
6.200.820	23.273.301	-1.594.210	-3,96E+06	2,54E+12	1,57E+13	6,32E+12
7.301.709	25.544.032	-493.321	-1,69E+06	2,43E+11	2,86E+12	8,34E+11
6.466.209	23.085.090	-1.328.821	-4,15E+06	1,77E+12	1,72E+13	5,52E+12
6.754.013	24.179.818	-1.041.017	-3,06E+06	1,08E+12	9,34E+12	3,18E+12
6.637.450	24.488.542	-1.157.580	-2,75E+06	1,34E+12	7,55E+12	3,18E+12
6.030.757	20.199.283	-1.764.273	-7,04E+06	3,11E+12	4,95E+13	1,24E+13
70.155.271	27.235.583			3,10E+13	3,37E+14	1,00E+14

unde:  $\bar{x} = 7795030,1$

$\bar{y} = 27235583$

$b_x = 3,23$

$b_y = 0,290$

$a_x = 2057635,8$

$$a_y = 19337264$$

Ecuțiile (2.3.1) și (2.3.4) devin:

$$Y = 2057635,8 + 3,23 \cdot x \quad (2.3.10)$$

$$X = 19337264 - 0,29 \cdot y \quad (2.3.11)$$

Relația (2.3.10) exprimă o dreaptă care arată că la creșterea consumului de gaze naturale combustibile în sectorul industrie cu o unitate, consumul național crește cu 3,23.

Relația (2.3.11) exprimă o dreaptă care arată că la creșterea consumului de gaze naturale combustibile pe plan național cu o unitate, consumul în sectorul industrie crește cu 0,29.

Dependența consumului g.n.c materie primă și consum g.n.c total.

Tabelul 2.3.4.

x	y	$x - \bar{x}$	$y - \bar{y}$	$(x - \bar{x})^2$	$(y - \bar{y})^2$	$(x - \bar{x})(y - \bar{y})$
12.553.411	40.050.238	6.751.602	1,28E+07	4,56E+13	1,64E+14	8,65E+13
9.395.598	35.460.348	3.593.789	8,22E+06	1,29E+13	6,76E+13	2,96E+13
5.346.748	28.839.597	-455.061	1,60E+06	2,07E+11	2,57E+12	-7,30E+11
4.372.937	23.273.301	-1.428.872	-3,96E+06	2,04E+12	1,57E+13	5,66E+12
5.276.023	25.544.032	-525.786	-1,69E+06	2,76E+11	2,86E+12	8,89E+11
4.822.956	23.085.090	-978.853	-4,15E+06	9,58E+11	1,72E+13	4,06E+12
5.296.606	24.179.818	-505.203	-3,06E+06	2,55E+11	9,34E+12	1,54E+12
5.152.000	24.488.542	-649.809	-2,75E+06	4,22E+11	7,55E+12	1,79E+12
3.566.912	20.199.283	-2.234.897	-7,04E+06	4,99E+12	4,95E+13	1,57E+13
55.783.191	27.235.583			6,77E+13	3,37E+14	1,45E+14

unde:  $\bar{x} = 5801808,8$

$\bar{y} = 27235583$

$b_x = 2,142$

$b_y = 0,42$

$a_x = 14808109$

$a_y = -5637136,1$

Ecuțiile (2.3.1) și (2.3.4) devin:

$$Y = 14808109 + 2,142 \cdot x \quad (2.3.12)$$

$$X = -5637136 - 0,42 \cdot y \quad (2.3.13)$$

Relațiile (2.3.12) și (2.3.13) arată dependența dintre consumul național de gaze naturale combustibile și consumul utilizat ca materie primă.

Dependența consumului g.n.c utilizate la producerea de electricitate și consum g.n.c. total.

Tabelul 2.3.5.

x	y	$\bar{x} - x$	$\bar{y} - y$	$(\bar{x} - x)^2$	$(\bar{y} - y)^2$	$(\bar{x} - x)(\bar{y} - y)$
1	2	3	4	5	6	7
11.838.760	40.050.238	3.505.262	1,28E+07	1,23E+13	1,64E+14	4,49E+13
10.778.125	35.460.348	2.444.627	8,22E+06	5,98E+12	6,76E+13	2,01E+13
10.012.581	28.839.597	1.679.083	1,60E+06	2,82E+12	2,57E+12	2,69E+12
8.131.594	23.273.301	-201.904	-3,96E+06	4,08E+10	1,57E+13	8,00E+11
8.077.102	25.544.032	-256.396	-1,69E+06	6,57E+10	2,86E+12	4,34E+11
7.212.117	23.085.090	-1.121.381	-4,15E+06	1,26E+12	1,72E+13	4,65E+12
7.088.113	24.179.818	-1.245.385	-3,06E+06	1,55E+12	9,34E+12	3,81E+12
7.088.143	24.488.542	-1.245.355	-2,75E+06	1,55E+12	7,55E+12	3,42E+12
4.774.944	20.199.283	-3.558.554	-7,04E+06	1,27E+13	4,95E+13	2,50E+13
75.001.479	27.235.583			3,82E+13	3,37E+14	1,06E+14

unde:  $\bar{x} = 8333497,7$

$\bar{y} = 27235583$

$b_x = 3,258$

$b_y = 0,305$

$a_x = 85047,5$

$a_y = 26644,88$

Ecuțiile (2.3.1) și (2.3.4) devin:

$$Y = 85047,5 + 3,258 \cdot X \quad (2.3.14)$$

$$X = 26644,88 - 0,305 \cdot Y \quad (2.3.15)$$

Relațiile (2.3.14) și (2.3.15) arată dependența dintre consumul național de gaze naturale combustibile și consumul utilizat pentru producerea de energie electrică.

Între variabilele din relațiile de la (2.3.6) la (2.3.15) există un grad de dependență despre care ne formăm o impresie pe baza dreptelor de regresie denumit coeficient de corelație  $r_{xy}$ .

Acest coeficient este dat de relația:

$$r_{xy} = \frac{\sum_{i=1}^9 (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^9 (x_i - \bar{x})^2} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^9 (y_i - \bar{y})^2}} = \frac{\sum_{i=1}^9 y_i x_i - \frac{1}{9} \left[ \sum_{i=1}^9 x_i \sum_{i=1}^9 y_i \right]}{\sqrt{\sum_{i=1}^9 x_i^2 - \frac{1}{9} \left( \sum_{i=1}^9 x_i \right)^2} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^9 y_i^2 - \frac{1}{9} \left( \sum_{i=1}^9 y_i \right)^2}} \quad (2.3.16)$$

Coeficientul de corelație nu depinde de unitățile de măsură ale caracteristicilor; el are valori cuprinse între -1 și +1. Dacă  $r_{xy}$  este egal cu +1 sau -1, relația dintre variabile este direct sau invers liniară. Dacă  $r_{xy} = 0$  înseamnă că între variabile nu există nici o relație.

Pentru:

- dependența consumului de gaze naturale combustibile din sectorul rezidențial și comercial și consumul total  $r_{xy} = 0,94$ , deci este aproape invers liniară.
- dependența consumului de gaze naturale combustibile din încălzirea urbană și consumul total  $r_{xy} = -3,8 \cdot 10^{-4}$ , este invers liniară cu tendința de a-și crea independențe.
- dependența consumului de gaze naturale combustibile pentru procesele tehnologice din industrie și consumul total  $r_{xy} = 0,96$ , este direct liniară.
- dependența consumului de gaze naturale combustibile utilizate ca materie primă și consumul total  $r_{xy} = 0,95$  este direct liniară
- dependența consumului de gaze naturale combustibile utilizate pentru producerea de electricitate și consumul total  $r_{xy} = 0,997$  este direct liniară.

Relațiile propuse și utilizate la nivel macroeconomic ar fi utile la:

- estimări asupra eficienței utilizării gazeșor naturale combustibile pe domenii de activitate;
- efectele reducerii consumului de gaze naturale combustibile într-un sector asupra consumului pe ansamblu;
- efectele reducerii consumului național prin reducerea importurilor și resurselor asupra domeniilor de activitate într-o perioadă viitoare de max. 9 ani;
- posibilitatea estimării costurilor pe  $1\text{Nm}^3$  de gaze naturale combustibile;
- posibilitatea identificării conflictelor zonale între diverse sectoare de activitate care își doresc întâietatea în condiții de criză sau temperaturi exterioare scăzute;
- posibilitatea dezvoltării unuia sau a mai multor sectoare într-o zonă unde există surse de gaze naturale combustibile;
- calculul necesarului de gaze naturale combustibile necesar a se impune sau extrage pentru a se asigura consumurile în sectoarele unde se dezvoltă;

### 2.3.1.3. Metoda extrapolării exponențiale

Se consideră consumul de gaze naturale combustibile la nivel național sau într-unul din sectoarele de utilizare, la momentul  $t$  ca o funcție  $C(t)$  continuă și derivabilă în raport cu timpul. Se notează cu  $y(t)$  dt variația consumului unitar în intervalul de timp elementar  $(t, t + dt)$ .

Prin urmare, variația  $y(t)$  este considerată o funcție de timp, semnificând intensitatea consumului de gaze naturale combustibile la momentul  $t$ . Notând cu  $dC(t)$  variația consumului de gaze naturale combustibile în intervalul  $(t, t + dt)$ , rezultă relația:

$$dC(t) = C(t) \cdot y(t) \cdot dt \quad (2.3.17)$$

și deci :

$$C'(t) = C(t) \cdot y(t) \quad (2.3.18)$$

din care se deduce :

$$C(t) = C(t_0) e^{y(t-t_0)} \quad (2.3.19)$$

unde  $y$  este valoarea medie a funcției  $y(t)$  în intervalul  $(t_0, t)$ .

Relația ( 2.3.19 ) exprimă faptul că  $C(t)$  este o funcție exponențială în orice interval în care  $y(t)$  păstrează o valoare constantă.

Pentru determinarea valorii medii  $y$ , se ia în considerare consumul de gaze naturale combustibile în intervalul  $(t_0, t)$ , seria dinamică corespunzătoare fenomenului fiind o serie de intervale.

Dacă se alege ca referință consumul de gaze naturale combustibile din anul 1989 și se raportează la el consumul din fiecare an deci în intervalul  $(t_0, t_i)$  rezultă:

$$C(t_i) = C(t_0) \cdot e^{i \cdot y_i} \quad (2.3.20)$$

Aplicând relația (4.20) rezultă :  $y_1 = -0,121$ ;  $y_2 = -0,178$ ;  $y_3 = -0,180$ ;  $y_4 = -0,112$ ;  $y_5 = -0,108$ ;  $y_6 = -0,083$ ;  $y_7 = -0,070$ ;  $y_8 = -0,08$  și  $y_m = -0,117$   
Deci relația ( 2.3.19 ) devine:

$$C(t_i) = C(t_0) \cdot e^{-0.117(t_i - t_0)} \quad (2.3.21)$$

Preconizarea consumului total de gaze naturale combustibile într-o perioadă dată se întemeiază pe stabilirea ritmului mediu de creștere al unei serii dinamice, căreia i se cunosc termenii de la începutul și sfârșitul perioadei respective.

Relația (2.3.21) nu are caracterul unei prognoze autentice, ea relevă doar tendința manifestată de seria dinamică a fenomenului de consum al gazelor naturale în perioada 1989 – 1997. Însă pentru perioada 1980 ÷ 2005 în funcție de politica preconizată în domeniu se corectează  $y$ .

Relația (2.3.20) poate fi aplicată și consumurilor pe diverse domenii de activitate, deducându-se o relație particulară pentru fiecare caz.

#### 2.3.1.4. Metoda extrapolării logistice

Metoda de extrapolare exponențială prezentată anterior nu ține seama de anumite fenomene de saturare care pot interveni în evoluția consumului de gaze naturale.

Curbele logistice de tip S sunt cele mai utilizate în domeniul elaborării programelor deoarece ele introduc un coeficient de aplatizare a curbei, specific unei perioade de saturare a consumului de energie, fie ca mutație în domeniul tehnologiilor, fie a creșterii costurilor gazelor naturale combustibile necesare societății.

Consumul într-un anumit an este dat de relația:

$$C(t_i) = \frac{k}{1 + \alpha \cdot e^{-bt_i}} \quad (2.3.22)$$

unde:

- $\alpha$  este un coeficient care depinde de poziția originii timpului;
- $\alpha = 1$  dacă  $t_i$  coincide cu punctul de inflexiune al curbei S
- $b$  - rata de creștere a mediei anuale ;
- $k$  - nivelul de saturare al fenomenului.

Metoda extrapolării logistice se bazează pe evoluția consumului de gaze naturale combustibile în domeniile de activitate analizate, evoluție care evidențiază faptul că după o creștere rapidă urmează o perioadă în care rata de creștere se micșorează treptat.

# Capitolul 3. INGINERIA SISTEMULUI DE TRANSPORT A GAZELOR NATURALE COMBUSTIBILE

## 3.1. Relații utilizate în curgerea gazelor naturale combustibile de înaltă presiune

### 3.1.1. Forma relației generale

În literatura de specialitate [77] se regăsesc o multitudine de relații ce descriu curgerea gazelor naturale, unele stabilite empiric altele prin asocierea unor relații matematice fenomenelor fizice și fiecare dintre ele stabilite pe modele reale sau fictive, pe modele particulare sau generale. Unii autori au procedat la extinderea relației fundamentale alții au particularizat-o și asta pe diverse configurații, mai simple sau mai complexe de rețele de transport. În determinarea fiecărei relații s-a plecat de la anumite presupuneri și condiții de bază. Pentru a respecta modalitățile în care autorii și-au exprimat relațiile de calcul, acestea vor fi prezentate în lucrare, sub forma și cu unitățile de măsură originale. Pentru simplificarea acestor unități de măsură vor fi prezentate la relația fundamentală și apoi ori de câte ori va interveni o schimbare.

Pentru relația considerată fundamentală condițiile inițiale, presupuse la curgerea unei cantități de gaze naturale printr-o conductă sunt:

1. - nu se ia în calcul acțiunea mediilor în care se află conducta în care are loc curgerea;
- 2.- debitul de gaze naturale este constant, greutatea specifică este aceeași în fiecare punct interior al lungimi conductei;
- 3.- i se aplică Legea lui Boyle's;
- 4.- conducta de transport se află în același plan.

Relația generală pentru debitul de gaze naturale [77]

$$Q = K \frac{T_0}{P_0} \left[ \frac{(P_1^2 - P_2^2) d^5}{GTLf} \right]^{1/2} \quad (3.1.1)$$

unde:

Q este debitul de gaze naturale la temperatura de bază  $T_0$  și presiunea de bază  $P_0$ , în cubic feet of gas per hour (cf/h);

$T_0$  - temperatura absolută de bază a gazului, în grade Fahrenheit (°F);

$P_0$  - presiunea absolută de bază a gazului, în pounds per square inch (psia);

K - constantă ce depinde de unitățile de măsură ale mărimilor ce intră în relație

$$K = 1,6156;$$

- $P_1$  - presiunea absolută în punctul inițial, în pounds per square inch (psia);  
 $P_2$  - presiunea absolută în punctul final, în pounds per square inch (psia);  
 $d$  - diametrul interior al conductei, în inchi;  
 $G$  - densitatea relativă, (aer = 1);  
 $T$  - temperatura absolută a gazului în conductă, în grade Fahrenheit (°F);  
 $L$  - lungimea conductei, în miles;  
 $f$  - coeficientul de frecare.

Relația generală poate fi exprimată în câteva variante prin schimbarea valorilor mărimilor luate ca și referință modificând astfel valoarea constantei  $K$ , de aici rezultă următoarea relație generalizată [50]:

$$Q = K_1 \left[ \frac{(P_1^5 - P_2^5) d^5}{GL} \right] \quad (3.1.2)$$

Însă diferența fundamentală și cea mai importantă între aceste relații de calcul a debitului de gaze naturale, este dată în primul rând de valoarea coeficientului de frecare. De aceea demersul ce se face în lucrare, se rezumă în special la limitele pe care le are acest coeficient de frecare, factorii influențându-l, la fel, deși exprimarea este diferită sau provine din experimente diferite.

Valorile experimentale obținute pentru coeficientul de frecare de multe ori nu au fost corelate cu condițiile existente, astfel că, factori importanți ce influențează au scăpat observației și implicării în relație. Ca urmare multe din relațiile de calcul a debitului au dat rezultate sub limita condițiilor sigure.

Mulți autori au dezvoltat variante de calcul a coeficientului de frecare în care au ținut cont de unul sau mai mulți factori variabili influențând într-un sens sau altul valoarea debitului. Condițiile care influențează coeficientul de frecare sunt numeroase și variabile fiind imposibilă o anticipare exactă a influenței lor. De exemplu, rugozitatea pereților interni ai conductei este un element variabil în timp sau câteodată chiar în lungimea ei, această situație fiind greu de exprimat într-o relație.

Metodele de tratare și de exprimare a coeficientului de frecare se clasifică în trei categorii generale:

- în funcție de rugozitatea conductei;
- în funcție de diametru;
- în funcție de criteriul Reynolds.

Grupurile de relații ce exprimă curgerea gazelor, plecând de la cele de mai sus se împart în:

- relații prin care se determină debitul de gaze naturale utilizând coeficienți de frecare ce au fost determinați experimental în instalații cu aer sau cu gaze;
- relații prin care se determină debitul de gaze naturale utilizând coeficientul de frecare determinat analitic din criteriul Reynolds;

### 3.1.2. Relații de determinare a debitului în care coeficientul de frecare are valoare constantă

- Relația lui Cox [33]:

$$Q_1 = 3000 \left[ \frac{(P_1^2 - P_2^2) d^5}{l} \right]^{1/2} \quad (3.1.3)$$



unde:

$L$  este lungimea, în feet,

sau transformată într-un format asemănător relației fundamentale, devine:

$$Q = 43,867 (d)^{3/2} \left[ \frac{P_1^2 - P_2^2}{L} \right]^{1/2} \quad (3.1.4)$$

- Relația lui Rix [131]:

$$Q_1 = 2680 \left[ \frac{(P_1^2 - P_2^2) d^5}{G I} \right]^{1/2} \quad (3.1.5)$$

unde:

$Q_1$  - este debitul de gaze naturale în cf/h la  $P_0 = 14,7$  psia și  $T_0 = 60^\circ\text{F}$ , sau transformată într-un format asemănător relației fundamentale, devine:

$$Q = 48,607 (d)^{3/2} \left[ \frac{P_1^2 - P_2^2}{L} \right]^{1/2} \quad (3.1.6)$$

- Relația lui Towl [77] :

$$Q_1 = 50 \left[ \frac{(P_1^2 - P_2^2) d^5}{L} \right]^{1/2} \quad (3.1.7)$$

unde:

$Q_1$  - este debitul de gaze naturale în cf/h, la  $G = 0,59$ ,  $P_0 = 14,65$  psia,  $T_0 = 50^\circ\text{F}$  și  $T = 32^\circ\text{F}$

sau transformată într-un format asemănător relației fundamentale, devine:

$$Q = 50,028 (d)^{3/2} \left[ \frac{P_1^2 - P_2^2}{L} \right]^{1/2} \quad (3.1.8)$$

Relația Towl în formatul ei original, prezentată mai sus, utilizează coeficienți constanți pentru toate diametrele de conducte și aceleași condiții de debit. Ulterior, Forest M. Towl a propus o valoare variabilă pentru coeficientul de debit al relației sale, considerând că acesta depinde de diametrul conductei și de cantitatea de gaz ce este transportată prin ea.

- Relația lui Pittsburg [77]:

$$Q_1 = 3450 \left[ \frac{(P_1^2 - P_2^2) d^5}{L} \right]^{1/2} \quad (3.1.9)$$

sau transformată într-un format asemănător relației fundamentale, devine:

$$Q = 48,469 (d)^{3/2} \left[ \frac{P_1^2 - P_2^2}{L} \right]^{1/2} \quad (3.1.10)$$

### 3.1.3. Relații de determinare a debitului în care coeficientul de frecare este exprimat în funcție de diametrul conductei

- Relația lui Oliphant [116]:

$$Q = 42 A \left[ \frac{P_1^2 - P_2^2}{L} \right]^{1/2} \quad (3.1.11)$$

unde:

$$A = (d)^{5/2} + \frac{d^2}{30}. \quad (3.1.12)$$

sau transformată într-un format asemănător relației fundamentale, devine

$$Q = 42 \left[ (d)^{5/2} + \frac{d^2}{30} \right] \left[ \frac{P_1^2 - P_2^2}{L} \right]^{1/2} \quad (3.1.13)$$

- Relația lui Unwin[157]:

$$Q_1 = \frac{\pi P_1 D^2 U_1}{4 P_2} \quad (3.1.14)$$

unde:

$Q_1$  este debitul de gaze naturale în cubic feet per second (cf/s) la presiunea  $P_1$ ;

$D$  - diametrul interior al conductei, în feet;

$U_1$  - viteza inițială a gazului, în feet per second (f/s), și poate fi calculată cu relația:

$$U_1 = \left[ \frac{gCaT (P_1^2 - P_2^2) d}{48 Gf P_1^2} \right] \quad (3.1.15)$$

$g$  - accelerația gravitațională,  $g = 32,17$  în feet per second (f/s);

$C_a$  - coeficientul termodinamic al aerului = 53,33

Unwin a determinat următoarele valori a coeficientului de frecare în urma unor experimente efectuate la Paris pe o rețea de aer comprimat:

$$f = 0,0025 \left( 1 + \frac{3,6}{d} \right) \quad (3.1.16)$$

However a determinat coeficientul de frecare direct pe rețele de gaze naturale obținând:

$$f = 0,0044 \left( 1 + \frac{12}{7d} \right) \quad (3.1.17)$$

Înlocuind cele două relații ale coeficientului de frecare, și aducând-o la forma generală, relația lui Unwin devine:

$$Q = 3,302 \left[ \frac{d^5}{0,0025 \left( 1 + \frac{3,6}{d} \right)} \right]^{1/2} \left[ \frac{P_1^2 - P_2^2}{L} \right]^{1/2} \quad (3.1.18)$$

sau

$$Q = 3,302 \left[ \frac{d^5}{0,0044 \left( 1 + \frac{12}{7d} \right)} \right]^{1/2} \left[ \frac{P_1^2 - P_2^2}{L} \right]^{1/2} \quad (3.1.19)$$

Relația Weymouth se obține din relația generală (3.1.1) substituind  $\frac{0,008}{d^{1/2}}$  cu

valoarea coeficientului de frecare, rezultând [162]:

$$Q_1 = 18,062 \frac{T_0}{P_0} \left[ \frac{(P_1^2 - P_2^2) d^{13/2}}{GTL} \right]^{1/2} \quad (3.1.20)$$

Redusă la forma standard relația Weymouth devine:

$$Q = 36,926 (d)^{2/3} \left[ \frac{P_1^2 - P_2^2}{L} \right]^{1/2} \quad (3.1.21)$$

- Relația California are forma [77]:

$$Q_1 = 24,65 \left[ \frac{(P_1^2 - P_2^2) d^{15/2} 520}{GTL} \right]^{1/2} \quad (3.1.22)$$

unde:

$Q_1$  este debitul de gaze naturale în cf/h la  $P_0 = 14,7$  psia și la  $T_0 = 60^\circ\text{F}$

- Relația lui Spitzglass este [144]:

$$Q_1 = 45,47 \left[ \frac{(P_1^2 - P_2^2) d^5}{GL \left( 1 + \frac{3,6}{d} + 0,03 d \right)} \right]^{1/2} \quad (3.1.23)$$

unde:

$Q_1$  este debitul de gaze naturale în cf/h la  $P_o = 14,7$  psia și la  $T_o = 60^\circ\text{F}$ .

Aducând-o la forma generalizată relația lui Spitzglass devine [144]:

$$Q = 59,925 \left[ \frac{d^5}{1 + \frac{3,6}{d} + 0,03 d} \right]^{1/2} \left[ \frac{P_1^2 - P_2^2}{L} \right]^{1/2} \quad (3.1.24)$$

### 3.1.4. Relații de determinare a debitului în care coeficientul de frecare este funcție de criteriul Reynolds (Re)

- Relația Fritzsche [77]:

$$f = \frac{A}{d^5 (SU)^{36}} \quad (3.1.25)$$

unde:

A este o constantă numerică;

d - diametrul interior al conductei;

S - densitatea aerului (sau a gazului);

U - viteza de curgere a fluidului.

Determinat din relația (3.1.15), coeficientul de frecare poate fi exprimat sub forma:

$$f = 0,0048 \left[ \frac{3600 \times 53,33 T}{QG 144 P} \right]^{1/2} \quad (3.1.26)$$

Înlocuind valoarea  $f$  din relația (3.1.26) în relația (3.1.22) rezultă:

$$Q = 17,08 \left[ \frac{1}{G} \right]^{6/12} \left[ \frac{1}{T} \right]^{7/12} \frac{T_o}{P_o} \left[ \frac{(P_1^2 - P_2^2) d^5}{L} \right]^{7/12} \quad (3.1.27)$$

- Formula Lees [77]:

$$f = \frac{R}{SU} = 0,0009 + 0,0765 \left( \frac{UD}{V} \right)^{0,23} \quad (3.1.28)$$

unde:

V este vâscozitatea cinematică.

Pentru a putea fi utilizată în relația generală și realizând transformările de trecere de la vâscozitatea cinematică la cea de vâscozitate absolută, ecuația Lees devine:

$$f = 0,0018 + 0,153 \left( \frac{DUS}{Z} \right)^{0,16} \quad (3.1.29)$$

- Relația White [77]:

$$\frac{F}{SU^3} = 0,04 \left( \frac{DUS}{Z} \right)^{-1/4} \quad (3.1.30)$$

Aducând-o la forma de a putea fi utilizată în relația generală, aceasta devine:

$$f = 0,08 \left( \frac{DUS}{Z} \right)^{-1/4} \quad (3.1.31)$$

- Relațiile lui McAdams și Sherwood [77] sunt:

$$f = 0,0054 + 0,006 \left( \frac{z}{dUs} \right) \quad (3.1.32)$$

unde:

- z este vâscozitatea absolută;
- d - diametrul interior, inch;
- s - greutatea specifică (aer = 1.000)

Aducând-o la forma de a putea fi folosită în relația generală, aceasta devine:

$$f = 0,0054 + 46,356 \left( \frac{Z}{DUS} \right) \quad (3.1.33)$$

### 3.1.5. Cele mai utilizate relații în prezent

Cele mai utilizate relații în transportul gazelor naturale sunt:

Ecuția Weymouth (flux orizontal) [98]

$$q_s = 0,4338 \left( \frac{T_s}{P_s} \right) d^{8/3} \sqrt{\frac{P_1^2 - P_2^2}{L T Z \gamma}} \quad (3.1.34)$$

unde:

- q<sub>s</sub> este debitul de gaz (Mcdf) la temperatura T<sub>s</sub> și presiunea P<sub>s</sub>;
- T<sub>s</sub> - temperatura de bază (°R);
- P<sub>s</sub> - presiunea de bază (psia);
- d - diametrul interior al conductei (in);
- P<sub>1</sub> - presiunea în amonte (psia);
- P<sub>2</sub> - presiunea în aval (psia);
- L - lungimea conductei (mile);

$\bar{T}$  - temperatura medie a conductei ( $^{\circ}\text{R}$ );  
 $\bar{Z}$  - compresibilitatea medie a gazului în conductă (măsurat la  $\bar{T}$  și  $\bar{P}$ );  
 $\gamma$  - greutatea specifică a gazului.

Ecuția Weymouth (flux orizontal și vertical) [98]

$$q_s = 3.23 \left( \frac{T_s}{P_s} \right) \sqrt{\frac{(P_1^2 - e^s P_2^2) d^5}{L \bar{T} \bar{Z} \gamma f}} \quad (3.1.35)$$

unde:

$q_s$  este debitul de gaz (Mcdf) la temperatura  $T_s$  și presiunea  $P_s$ ;

$T_s$  - temperatura de bază ( $^{\circ}\text{R}$ );

$P_s$  - presiunea de bază (psia);

$P_1$  - presiunea în amonte (psia);

$P_2$  - presiunea în aval (psia);

$$S = \frac{0.0375 \gamma \Delta h}{\bar{T} \bar{Z}}$$

$\Delta h$  - înălțimea geodezică, (ft);

$d$  - diametrul intern al conductei (in);

$L$  - lungimea conductei (mile);

$\bar{T}$  - temperatura medie a conductei ( $^{\circ}\text{R}$ );

$\bar{Z}$  - compresibilitatea medie a gazului în conductă (măsurat la  $\bar{T}$  și  $\bar{P}$ );

$f$  - coeficientul de frecare;

$\gamma$  - greutatea specifică a gazului.

Ecuția Panhandle A (flux orizontal) [98]

$$q_s = 0.43587 \left( \frac{T_s}{P_s} \right)^{1.07881} \left( \frac{P_1^2 - P_2^2}{L \bar{T} \bar{Z}} \right)^{0.5394} \left( \frac{1}{\gamma} \right)^{0.4604} d^{2.6182} \quad (3.1.36)$$

unde:

$q_s$  este debitul de gaz (Mcdf) la temperatura  $T_s$  și presiunea  $P_s$ ;

$T_s$  - temperatura de bază ( $^{\circ}\text{R}$ );

$P_s$  - presiunea de bază (psia);

$d$  - diametrul interior al conductei (in);

$P_1$  - presiunea în amonte (psia);

$P_2$  - presiunea în aval (psia);

$L$  - lungimea conductei (mile);

$\bar{T}$  - temperatura medie a conductei ( $^{\circ}\text{R}$ );

$\bar{Z}$  - compresibilitatea medie a gazului în conductă (măsurat la  $\bar{T}$  și  $\bar{P}$ );

$\bar{P}$ );

$\gamma$  - greutatea specifică a gazului;

iar coeficientul de frecare utilizat este dat de:  $f=0.085 \text{ Re}^{-0.147}$ .

Ecuția Panhandle B (Panhandle Modificată) (flux Orizontal) [98]

$$q_s = 737 \left( \frac{T_s}{P_s} \right)^{1.02} \left( \frac{P_1^2 - P_2^2}{L \bar{T} \bar{Z}} \right)^{0.51} \left( \frac{1}{\gamma} \right)^{0.49} d^{2.53} \quad (3.1.37)$$

unde:

$q_s$  este debitul de gaz (Mcdf) la temperatura  $T_s$  și presiunea  $P_s$ ;

$T_s$  - temperatura de bază ( $^{\circ}\text{R}$ );

$P_s$  - presiunea de bază (psia);

$d$  - diametrul interior al conductei (in);

$P_1$  - presiunea în amonte (psia);

$P_2$  - presiunea în aval (psia);

$L$  - lungimea conductei (mile);

$\bar{T}$  - temperatura medie a conductei ( $^{\circ}\text{R}$ );

$\bar{Z}$  - compresibilitatea medie a gazului în conductă (măsurat la  $\bar{T}$  și

$\bar{P}$ );

$\gamma$  - densitatea specifică a gazului;

iar coeficientul de frecare utilizat este dat de  $f=0.01 \text{ Re}^{-0.0392}$ .

Ecuția Clinedinst (Flux orizontal) [98]

$$q_s = 3973 \frac{Z_s T_s P_{pc}}{P_s} \left[ \frac{d^5}{L \bar{T} f} \left( \int_0^{Pr,1} \frac{P_r}{Z} dP_r - \int_0^{Pr,2} \frac{P_r}{Z} dP_r \right) \right]^{0.5} \quad (3.1.38)$$

unde:

$q_s$  este debitul de gaz (Mcdf) la temperatura  $T_s$  și presiunea  $P_s$ ;

$T_s$  - temperatura de bază ( $^{\circ}\text{R}$ );

$P_s$  - presiunea de bază (psia);

$Z_s$  - compresibilitatea la  $T_s$  și  $P_s$ ;

$P_{pc}$  - presiunea critică (psia);

$d$  - diametrul interior al conductei (in);

$L$  - lungimea conductei (mile);

$\bar{T}$  - temperatura medie a conductei ( $^{\circ}\text{R}$ );

$f$  - coeficientul de frecare;

$P_r$  - presiunea pseudoredușă;

$z$  - compresibilitatea gazului;

$P_1$  - presiunea în amonte (psia);

$P_2$  - presiunea în aval (psia).

Ecuția Johnson și Berwald (1935) (fluxul orizontal și vertical) [98]

$$q_s = 38.77 \left( \frac{T_b}{P_b} \right) F d^{2.5} \left[ \frac{P_1^2 - P_2^2 - 0.0375 \gamma \Delta h \frac{\bar{P}^2}{\bar{Z}\bar{T}}}{\gamma \bar{T} \bar{Z} L} \right]^{0.5} \quad (3.1.39)$$

unde:

$q_s$  este debitul de gaz (Mcf/d);

$T_b$  - temperatura de bază ( $^{\circ}\text{R}$ );

$F$  - factorul transmisiei conductei  $1/\sqrt{f_F}$  sau  $2/\sqrt{f_M}$ ;

$d$  - diametrul intern al conductei (in);

$P_1$  - presiunea în amonte (psia);

$P_2$  - presiunea în aval (psia);

$\gamma$  - greutatea specifică a gazului;

$\Delta h$  - înălțimea geodezică (ft);

$\bar{Z}$  - compresibilitatea gazului la  $\bar{T}$  și  $\bar{P}$ ;

$\bar{T}$  - temperatura medie a conductei ( $^{\circ}\text{R}$ );

$\bar{P}$  - presiunea medie a conductei (psia);

$L$  - lungimea conductei (mile).



## 3.2. SIMULAREA MIȘCĂRII GAZELOR ÎN CONDUCTE

### 3.2.1. Necesitatea simulării rețelelor de transport a gazelor naturale

Aproximativ 90% din studiul și cercetarea transportului de gaze naturale al ultimilor 20 de ani, încearcă să surprindă și să descrie cât mai fidel fenomenul și procesul. Și aceasta odată cu dezvoltarea calculatorului și ale aplicațiilor sale, coroborat cu introducerea noilor tehnologii de tipul SCADA, (cap. 4) în construcția rețelelor de transport. Astfel s-a putut introduce în descrierea fenomenului de mișcare în conducte următoarele elemente:

- rezolvarea întregului sistem de relații ce descriu mișcarea prin metoda diferențelor finite;
- luarea în considerare a termenului ce arată inerția în ecuația momentului mecanic;
- calcularea unui debit în condiții neizoterme și compresibil;
- luarea în calcul a influenței mediului prin care trece conducta de transport;
- descrierea relațiilor regimului de curgere nepermanent pe perioade mari de timp;
- rezolvarea sistemului de ecuații.

Însă sistemele de transport a gazelor naturale sunt foarte mari (cap. 2), începând cu cele din Asia, Europa și terminând cu cele din America, mii de kilometri de conducte și milioane de metri cubi de gaz necesită și cer transportarea lor într-un sistem integrat care să ajute operatorii de sistem, să răspundă în timp real problemelor ce încep cu extracția și se termină cu utilizarea. Sistemul de transport al gazelor naturale din SUA este cel mai complex, el se compune din  $4828 \times 10^5$  km de conducte și peste 1000 de stații de comprimare, cu toate acestea până în urmă cu 5-6 ani el era controlat și operat în întregime sa la un nivel al anilor 1960. Însă în ultimii 10 ani au fost dezvoltate proiecte de cercetare, prin aportul integrat al tuturor instituțiilor cu abilități în domeniu, cercetare ce a condus la necesitatea realizării unui sistem virtual de simulare a curgerii gazelor, aplicabil întregului sistem real de conducte. Fiind ultimul și cel mai avansat și complex sistem în domeniul curgerii gazelor din lume în acest moment, el este preluat, analizat, exemplificat și interpretat în cadrul acestei lucrări. Utilizarea sistemului virtual de simulare a curgerii gazelor în conducte, denumit VPST (Virtual Pipeline System Tested) [27] prezintă următoarele avantaje:

- ajută la optimizarea operațională, folosind tehnici matematice riguroase și complete, a sistemului de transport, înlocuind decizia subiectivă sau sprijinind-o în cea mai mare măsură;
- ajută la completarea sistemului real de transport al gazelor cu elemente noi (armături comandate de la distanță, verificări și AMC-uri ce transmit informații sistemului central în timp real, etc.);
- ajută la simularea pe perioade lungi de timp a fenomenelor mișcării nepermanente, compresibile, neizoterme, calculând un debit foarte exact pe traseul producție, înmagazinare, comprimare, transport, distribuție, utilizare;

- ajută la determinarea comportării dinamice a stațiilor de comprimare prin modificarea condițiilor limită;
- în baza lui s-a dezvoltat o interfață grafică bogată de utilizator, denumită EP (Editor Pipeline), ce furnizează proiectanților, cercetătorilor, utilizatorilor o vedere grafică a întregului sistem de transport, a tuturor informațiilor în fiecare punct al rețelelor;
- dezvoltarea simulării paralele și secvențiale a proceselor din conductele de transport, comparând situații și fenomene reale dar și aflate la condițiile de limită.

### **3.2.2. Lucrări în domeniul simulării mișcării gazelor naturale în conducte**

Sistemele aferente gazelor naturale devin din ce în ce mai complexe datorită utilizării în mod crescând a acestei surse de energie. Modelarea matematică este una dintre cele mai importante metode folosite la toate nivelele de proiectare, exploatare și întreținere. Deoarece gazele naturale sunt compresibile, generând o serie de probleme în înțelegerea corectă a fenomenelor, odată cu dezvoltarea posibilităților oferite de tehnica de calcul, s-au dezvoltat și reprezentări tot mai complexe. Curgerea gazelor naturale se poate regăsi în două tipuri de mișcări, una permanentă sau staționară și alta nepermanentă sau tranzitorie. Studiul mișcării permanente a gazelor naturale datorită compresibilității lor față de lichide ridică dificultăți suplimentare, și asta se datorează atât numărului mare de parametri și legi ce caracterizează mișcarea cât și a formelor complicate ale relațiilor de calcul. Mișcarea nepermanentă caracterizează, în general, regimurile tranzitorii generate de modificarea condițiilor de funcționare cum sunt oprirea sau pornirea instalației, manevrarea armăturilor de reglaj, producerea de avarii, ce pot introduce perturbări și solicitări în sistemul de transport și distribuție. În cele ce urmează, împărțite în aceste două grupe, vor fi enumerate abordările în domeniu, cunoscute ca fiind cele mai moderne urmând apoi a fi analizate și completate.

#### **3.2.2.1. Grupa abordărilor în zona mișcării permanente**

Pentru conducte, cele mai utilizate relații de calculul a stării staționare sunt ecuația Weymouth și ecuațiile Panhandle.

Rhoads G.A. (1983) [134], Quayang A. și Aziz K. (1996) [123] și Schroeder D.W. (2001) [138] descriu ecuațiile ce guvernează debitul fluidelor compresibile prin conducte. Ecuațiile generale de debit de formă simplă sunt dezvoltate pentru a justifica diferențele de presiune datorită frecării.

Stoner M.A. (1969,1972) [145] a prezentat o nouă metodă pentru obținerea unei relații în zona mișcării permanente, dar extinsă asupra întregului sistem format din depozitare, transport, sisteme de control și manevră, stații de compresoare, utilizând metoda Newton-Raphson pentru rezolvarea ecuațiilor neliniare algebrice.

Berard G.P. și Eliason B.G. (1978) [10] au dezvoltat un program de calcul prin care au simulat starea staționară a rețelelor de transport de gaz naturale folosind metoda Newton-Raphson pentru rezolvarea ecuațiilor neliniare. Programele lor au câteva caracteristici care facilitează eficiența, acuratețea simulării a sistemelor nodale mari, incluzând:

- 1) - numărul optim de noduri;

- 2) - calculul implicit a consumului de gaz a compresoarelor;
- 3) - abilitatea de a distribui proporțional volumele de gaz la intrarea în sistemul de transport;
- 4) - calculul și distribuția temperaturi gazelor naturale în conducte.

Hoeven T.V. și Gasunie N.V.N. (1992) [70] descriu aspecte matematice în legătură cu simularea rețelelor de gaz folosind o tehnică de liniarizare.

Tian S. și Adewumi M.A. (1994) [151] au folosit o relație unidimensională a debitului de fluid compresibil fără neglijarea termenului energiei mecanice, pentru a determina debitul gazului natural prin conducte. Prin aceasta au reușit să pună în evidență o relație funcțională între viteza debitului de gaz și presiunea la intrarea și la ieșirea în conducte, presupunând temperatura și factorul de compresibilitate constanți, după care au descris regimul staționar compresibil.

Costa L.H. și alții (1998) [32] au prezentat o simulare a regimului staționar în conductele de gaz. În această simulare, conductele și compresoarele sunt selectate ca elementele de construcție a rețelei. Modelul folosește ecuația unidimensională a debitului de gaz compresibil pentru a descrie relația dintre presiune, temperatura de-a lungul conductei și viteză. Ecuația de debit și ecuația de conservare a energiei sunt rezolvate într-o manieră, ce scot în evidență diferențele dintre condițiile de curgere izotermă, adiabatică sau politropică.

Sung W. și alții (1998) [147] au prezentat un model hibrid de rețea ramificată (HY-PIPET) plecând de la costurile minime. În această simulare sunt descriși cu acuratețe toți parametri ce intervin în model, descriere ce i-a condus la o relație optimă între diametrul conductei și presiunea la sursă.

Rios-Mercado R.Z. și alții (2001) [135] au prezentat o tehnică de simplificare a problemelor de optimizare a rețelei de transport a gazelor naturale. Variabile determinate sunt: viteza pentru fiecare diametru al conductelor rețelei și presiunea în fiecare nod al ei.

Martinez-Romero N. și alții (2002) [94] au descris regimul staționar pentru gazul incompresibil transportat printr-o conductă. Ei au prezentat o analiză a sensibilității ecuațiilor de debit și cei mai importanți parametri în procesele de optimizare. Ei au folosit pachetul software "Gas Net", care este bazat pe metoda Stoner aducând îmbunătățiri pentru rezolvarea ecuațiilor de sistem. Modelul de bază matematic propus, presupune rețeaua de gaz cu două elemente: noduri și conectorii de nod. Conectorii reprezintă elementele din sistem ce au presiuni diferite la intrare și la ieșire, cum sunt conductele, compresoarele, supapele și regulatoarele.

Cameron I. (1999) [22] a prezentat TFlow folosind un model Excel de bază pentru regimul staționar și simularea tranzitorie. TFlow cuprinde o interfață de utilizator scrisă în Microsoft Excel - Visual Basic pentru Aplicații (VBA) și o bibliotecă legată dinamic (DLL) scrisă în C++. Toată informația a folosit pentru a modela sistemul de conducte este conținută într-un manual Excel, care afișează rezultatul simulării.

Doonan și alții (1998) [35] au folosit Simulink<sup>TM</sup> pentru a simula un sistem de conducte. Simularea a fost folosită pentru a investiga parametrii de siguranță a unui control alternativ la o distanță considerabilă în aval de stația de comprimare. Elementele folosite în acest model au fost foarte limitate. Simulink<sup>TM</sup> este foarte limitat în legătură cu funcționarea conductei și a siguranței ei.

Fauer D. (2002) [52] a propus o ecuație generală în care a introdus elemente la fiecare variabilă pentru a realiza preziceri cât mai aproape de realitate. În acest sens, modelul conține câteva caracteristici ce descriu nu numai rețeaua de conducte, ci și compoziția gazului transportat de ea, și mediul ambiant în care

funcționează. El a folosit un model schematic, în detaliu, prin care a încercat să exprime fenomene ale curgerii gazelor cât mai aproape de realitate, incluzând reglarea regimului staționar, reglarea regimului staționar afectat de factorii tranzitorii, reglarea regimului tranzitoriu.

Greyvnstein G.P. și Laurie D.P.(1994) [61] au folosit algoritmul SIMPLE al metodei Patankar (Patankar,1980), cunoscut în Dinamica de Calcul al Fluidelor (CFD), cu ajutorul căruia s-au ocupat de problemele unei rețele de conducte. Cu ajutorul acestuia au reușit să corecteze presiunea în relația de curgere a gazelor, să dea stabilitate algoritmului urmat, să scoată în evidență sensibilitățile condițiilor inițiale de curgere și parametrilor de convergență.

### 3.2.2.2. Grupa abordărilor în zona mișcării nepermanente

Wylie E.B. și alții (1971) [165] au prezentat o metodă a diferențelor finite, implicită și au comparat această metodă cu cele cunoscute până la acea dată în curgerea gazelor. Ei au demonstrat că metoda implicită este foarte corectă pentru pași de timp mari. Pasul cel mai mare de timp fiind limitat numai de numărul variabilelor impuse la condițiile limita.

Tanaka T. (1983) [149] a introdus noțiunea de „inside” sau „outside” și „selected” în diverse secțiuni ale rețelelor de gaze, caracterizând curgerea în funcție de condițiile limită corespunzătoare la intrarea și ieșirea din acestea.

Santos S.P. (1997) [136] au arătat importanța și avantajele simulării mișcării nepermanente (tranzitorie). Printre altele el a arătat că simularea mișcării nepermanente nu este numai un mod de a învăța, ci și un procedeu foarte bun de a realiza o bună proiectare a rețelelor de gaze naturale. Cu toate că lucrarea s-a limitat numai la o singură conductă și nu la un sistem de conducte ea scoate în evidență comportarea conductei, capacitatea de transport și stocare a ei, atunci când, cererea la consumator este maximă în orele de vârf.

Mohitpour M. și alții (1996) [107] au prezentat importanța simulării dinamice în faza de proiect, concepție și în optimizarea conductelor de transport. În lucrare, autorii explică că simulările mișcării permanente sunt suficiente pentru optimizarea conductelor, când scenariile livrare/cerere sunt relativ stabile. În general, simulările stării permanente (stabile) furnizează proiectantului un nivel rezonabil de încredere, când sistemul nu este subiectul unor schimbări radicale în exploatare. În realitate, în exploatare, apar variații mari ale vitezei masei fluidului - caracteristică a mișcării nepermanente, de aici apare ca o necesitate strictă simularea acestui tip de curgere încă din faza de proiectare.

Price G.R. și alții (1996) [130] au prezentat o metodă de determinare a coeficientul de frecare efectiv și transferul de căldură total în conductă. Acest model al curgerii nepermanente se bazează pe soluțiile numerice a relațiilor unidimensionale de curgere, cum ar fi, relațiile de continuitate, moment cinetic și energie, rezolvate cu ajutorul diferențelor finite.

Osiadacz A.J. (1994) [118] a descris optimizarea dinamică a rețelelor de gaz de înaltă presiune folosind teoria sistemelor ierarhice. Autorul explică că optimizarea regimului nepermanent este mai dificilă din punct de vedere matematic decât simularea regimului permanent, dar folosind simularea dinamică se pot arhiva informații importante din acest regim și în timp real.

Osiadacz A.J. (1987) [117] a folosit metodele Runge-Kutta Chebyshev pentru rezolvarea ecuațiilor diferențiale folosind ecuațiile diferențiale parțiale de tipul parabolic.

Osiadacz A.J. (1996) [119] a comparat o varietate de modele de conducte tranzitorii. Soluția numerică a ecuațiilor parțial diferențiale, care caracterizează modelul dinamic al rețelei, necesită resurse de calcul semnificative. Problema este de a găsi, pentru un model matematic al unei conducte, o metodă numerică care îndeplinește criteriul de acuratețe și timpul de calcul relativ mic. Scopul principal al lucrării fiind de a caracteriza diferitele modele tranzitorii și existența tehnicilor numerice pentru a rezolva ecuațiile tranzitorii.

Osiadacz A.J. și Chaczykowski M (1998, 2001) [122] au comparat modelele tranzitorii izoterme și neizoterme pentru conductele de gaz. Debitul adiabatic este asociat cu schimbările rapide dinamice în gaz. În acest caz, efectele conducției de căldură nu pot fi neglijate. Debitul izoterm, este asociat cu schimbările lente dinamice. Schimbările de temperatură în gaz datorită conducției căldurii între conductă și sol sunt suficient de lente pentru a fi neglijate.

Lewandowski A. (1994) [89] au prezentat o aplicație a unui model orientat tehnologic pentru modelarea rețelei de transmitere de gaz natural. Această metodologie a fost implementată folosind o bibliotecă de clase C++, pentru modelul de structură și analize de sensibilitate a sistemelor dinamice. Modelul rețelei de conducte poate fi formulat ca un grafic orientat. Fiecare arc al acestui grafic reprezintă un segment al conductei și este asociat cu o ecuație parțial diferențială ce descrie debitul de gaz prin acest segment. Nodurile graficului corespund nodurilor rețelei conductelor și pot fi: nodurile la sursă, nodurile de capăt, nodurile active și nodurile pasive.

Zhou J. și Adewumi M.A. (1995) [170] au prezentat o metodă pentru rezolvarea debitului tranzitoriu unidimensional de gaze naturale în conductele orizontale fără a neglija termenii în conservarea ecuației momentului mecanic.

Issa R.I. și Spalding D.B. (1972) [73], Deen J.K. și Reintsema S.R. (1983) [34], Thorley A.R.D și Tiley C.H (1987) [80] și Price G.R. și alții (1996) [130] au dezvoltat ecuațiile de bază pentru debitul unidimensional, instabil, compresibil, incluzând efectele de frecare de pereții conductei și transferul de căldură. Issa R.I. și Spalding D.B. (1972) [73] au folosit metoda de "hibrid Hartree", care combină folosirea unei matrici rectangulare. Deen J.K. și Reintsema S.R. (1983) [34] au introdus o tehnică care reduce ecuația energetică la un singur parametru fără presupunerea debitului izoterm sau izentrop. Ei au folosit metoda caracteristicilor împreună cu metoda diferențialelor finite cu o eroare de trunchiere de ordinul doi. Price G.R. și alții (1996) [130] au estimat coeficientul de frecare eficace și coeficientul global de transfer de căldură, la o presiune înaltă, în regim nepermanent. Ei au introdus timpul, ca și parametru, variind măsurătorile SCADA, (cap. 4) pentru condițiile limită ale conductei și au folosit diferențele finite, implicit limitate pentru rezolvarea ecuațiilor diferențiale parțiale.

Rachford H.H. și Dupont T.A. (1974) [133] au folosit metoda elementului finit Galerkin, considerând două elemente dimensionale în spațiu-timp pentru a simula debitul de gaz izoterm tranzitoriu.

Heath M.G. și Blunt J.C. (1969) [69] au folosit metoda Crank-Nicolson pentru a rezolva conservarea masei și ecuațiile de moment mecanic pentru curgerile lente gazului izoterm. Dezavantajul principal al acestei metode este că ea nu dă întotdeauna o soluție stabilă conform analizelor stabilitate de Neumann, la pași mari de timp.

Thorley A.R.D și Tiley C.H (1987) [34] au dezvoltat legile de conservare pentru debitul compresibil, unidimensional, neizoterm, instabil. Ei au analizat câteva metode cunoscute, ca de exemplu metoda caracteristicilor, metoda diferențelor finite implicite sau explicite și metoda elementului finit.

Maddox R.N și Zhou P. (1983) [92] au folosit tehnicile de calcul a pierderii prin frecare a gazelor, aplicate în timp real, pentru a determina comportamentul stării de regim instabil a sistemelor de transport.

Kiuchi T. (1994) [78] a descris o metodă completă a diferențelor finite implicite pentru calcularea debitului de gaz compresibil, instabil, izoterm. Kiuchi T. (1994) a comparat această metodă cu metoda caracteristicilor, metoda Lax-Wendroff, metoda Guys și metoda Crank-Nicolson, analiză ce a scos în evidență, că metodele complet implicite sunt foarte corecte pentru un număr mic de noduri și un pas de timp mare.

Luongo C.A. (1986) [91] a prezentat o soluție izotermă pentru conductele de gaz folosind metoda Crank-Nicolson pentru rezolvarea ecuațiilor. Aproximația liniară a fost folosită pentru a obține rezultate corecte.

Tao W.Q. și Ti H.C. (1998) [150] au utilizat analogia între rețelele de conducte și circuitele electrice. Pentru rețele au utilizat rezistențele electrice, efectul de compresibilitate l-au simulat prin componentele capacității electrice și efectele de energie mecanică sunt approximate cu componentele de inductanță. Ei au transformat ecuațiile diferențiale parțiale, într-o ecuație diferențială obișnuită.

Hati A. și alții (2001) [65] au analizat situațiile de instabilitate a presiuni și debitul masic de gaz într-o conductă orizontală, cauzate de închiderea și deschiderea completă sau parțială a unei electrovane. Ei au folosit opt cazuri diferite de condiții de limită.

Modisette J. (2002) [105] a prezentat impactul modelului termic pliat pe modele de conducte de transport a gazelor și lichidelor, și la convertit într-un model de analiză a fenomenelor tranzitorii.

Dupont T. și Rachford H.H. (1980) [38] a explicat efectul schimbărilor termice în mișcarea nepermanentă a gazului, a considerat trei diferite medii ambiante de pozare a conductelor și a arătat efectul acestor condiții.

Osiadacz A.J. și Bell D.J. (1995) [120] au prezentat o metodă bazată pe tehnicile descompunere-coordonare care este corespunzătoare pentru calculul rețelelor paralele.

Chang S. (2001) [25] a folosit metoda caracteristicilor și Total Variation Diminishing (TVD) și a comparat aceste două metode. Acesta a contribuit semnificativ la maximalizarea tehnică a utilizării operatorilor de rețele de Gaz în Coreea.

McConnell P. și alții (1992) [99] au dezvoltat o nișă de modele de prognoza a simulării bazate pe SIROGAS integrând complet acest program, în SCADA, la o rețea de conducte de gaz de înaltă presiune.

Ibraheem S.O. și Adewumi M.A. (1996) [71] au dezvoltat o procedură numerică pentru a simula fenomenul mișcării nepermanente în 2-D a debitului de gaz, folosind o metodă specială Runge-Kutta pentru a modela evoluția corectă a caracteristicilor de debit. Astfel, tehnica Total Variation Diminishing (TVD) poate fi folosită cu un grad mare de corectitudine pentru a rezolva vârful mișcării nepermanente.

### **3.2.2.3. Simularea în stațiile de comprimare a gazelor naturale**

Botros K.K și alții (1989,1991) [17][18] și Botros K.K. (1994) [16] au prezentat simularea dinamică pentru o stație de comprimare a gazelor și care se compune din ecuațiile parțiale diferențiale neliniare, descriind debitul în conducte. Cu ecuațiile algebrice neliniare, au descris debitul cvasi-stabil prin diverse supape,

ventile, electrovane și compresoare. Acest model a inclus o descriere matematică a sistemului de control.

Bryant M. (1997) [19] a modelat controlul stației de comprimare, care a avut diverse avantaje, ca de exemplu: capacitatea de a seta unitatea configurată individual, abilitatea de a încerca și a întâlni multiple faze ale mișcării. Modelul a permis ajustarea evolutivă a rugozității conductei.

Stanley R.A. și Bohannan W.R. (1977) [142] au realizat o aplicație de simulare dinamică în proiectarea sistemului de control a compresorului centrifugal. Studiile simulării rezultate, au folosit ca și recomandări la proiecte privitoare la numărul ciclurilor necesare, dimensiunea supapelor de control, de recirculare și reinițializarea setărilor pentru instrumentația sistemului de control.

Turner W.J. și Simonson M.J. (1985,1984) [154] [155] au dezvoltat un program de calculator pentru o stație de compresor ca element component al sistemului SIROGAZ, care este un program pentru rezolvarea rețelelor de conducte pentru starea de regim staționar și tranzitoriu.

Schultz J.M. (1962) [139] a derivat ecuațiile gazului real pentru analizele politropice și a folosit aplicația la proiectarea și testarea compresorului centrifugal.

Odom F.M. (1990) [115] a trecut în revistă teoria de realizare a compresorului centrifugal și a prezentat de asemenea un set de ecuații polinomiale pentru acesta. Folosind diferite valori pentru coeficienții constanți, în aceste ecuații, a reușit să modeleze diferite compresoare.

Carter R.G. (1996) [23] a prezentat un hibrid a metodei de programare neliniară, pentru calcularea eficienței soluțiilor exacte, la o clasă limitată de modele de compresoare și a încercat să localizeze locul unde se poate realiza optimizarea stației.

Letniowski F.W. (1993) [85] a prezentat o vedere de ansamblu a proceselor de proiectare pentru modelul stației de compresoare ca fiind parte a unui model de rețea.

Jenicek T. și Kralik J. (1995) [74] au dezvoltat un algoritm de controlul optimizat a unei stații de compresor.

Botros K.K. (1990) [18] a realizat un studiu numeric aplicabil în timpul controlului funcționării compresoarelor, explicând un punct de vedere termodinamic și o înțelegere a variației presiunii gazului, temperaturii și debitului.

Phillippi G. (2002) [127], Mathews H. (2000) [97] și Murphy H.G. (1989) [111] au prezentat conceptele fundamentale a compresoarelor cu piston, care includ realizarea de diagrame P-V, capacitatea, eficiența volumetrică și puterea.

Hartwich W.(1968) [63] a determinat factorul de rezistență hidraulică a supapelor și trecerea gazului printr-un cilindru de compresor cu piston. Acest factor de rezistență a fost folosit pentru a determina, eficiența izentropică în funcționarea dinamică.

Hartwich W. (1974) [64] a dezvoltat expresiile generale matematice, pentru a calcula pierderea de presiune în diverse configurații de stații de comprimare.

Metcalf J.R. (2000) [104] a cercetat efectul supapelor compresoarelor cu piston pentru a îmbunătăți performanțele, eficiența și puterea lor, alegând cele mai bune tipuri de valve.

Pierson J.L. și Wilcox K.D. (1984) [188] au dezvoltat un program de calculator pentru a analiza multiple faze ale compresorului cu piston.

### 3.2.3. Ecuțiile care stau la baza simulării mișcării gazelor naturale în conducte

Datorită caracteristicilor pe care le au gazele în conducte, atunci când sunt în mișcare, și anume sunt compresibile, neizoterme, și în mișcare permanentă, trebuie găsite cât mai multe relații ce le pot descrie, fără a se suprapune, dar în același timp să se completeze reciproc. Literatura de specialitate scoate în evidență aceste relații însă în majoritatea cazurilor, ele sunt prezentate separat, fără a fi combinate și analizate în detaliu, astfel încât, să se obțină unul din parametri de interes. În cele ce urmează sunt prezentate aceste relații și analiza interacțiunii lor. Ecuțiile sunt analizate ca un tot unitar, și acestea sunt:

- ecuația de continuitate;
- ecuația momentului mecanic;
- ecuația de conservare a energiei;
- ecuația de stare;
- ecuația vitezei undei.

Rezolvând în mod simultan aceste ecuații, se poate obține viteza gazului în conductă, debitul cât și comportarea celorlalți parametri, de-a lungul rețelei de conducte.

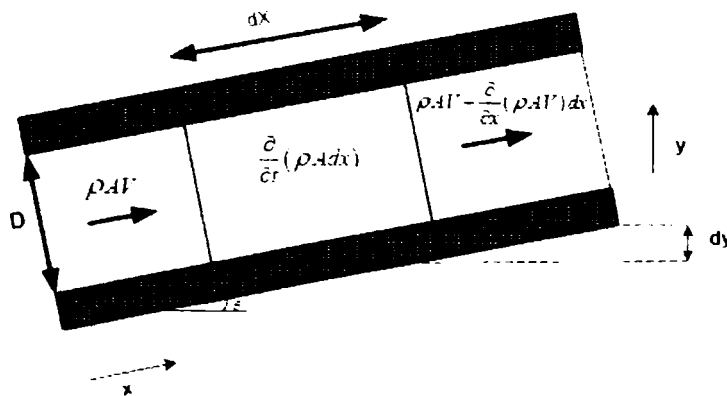
#### 3.2.3.1 Ecuția de continuitate

Conceptul de conservare de masă, ilustrat pentru unitatea de volum denumit în simulare și prezentat în figura 3.2.1. poate fi scris astfel:

$$\rho Av - \rho Av - \frac{\partial}{\partial x}(\rho Av)dx = \frac{\partial}{\partial t}(\rho A dx) \quad (3.2.1)$$

$$\text{sau: } \frac{\partial}{\partial x}(\rho Av)dx + \frac{\partial}{\partial t}(\rho A dx) = 0 \quad (3.2.2)$$

Figura 3.2.1. Unitatea de volum de gaz în ecuația de continuitate





Simplificând, ecuația conservării de masă se reduce la:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v) = 0 \quad (3.2.4)$$

Unde  $\rho$  este densitatea gazului în  $(\text{kg}/\text{m}^3)$  și  $v$  este viteza gazului orientat de-a lungul axului conductei în  $(\text{m}/\text{s})$ . Relația (3.2.4) mai este denumită și forma finală a ecuației de continuitate corespunzătoare mișcării nepermanente a fluidelor compresibile.

### 3.2.3.2 Ecuația momentului mecanic

Ecuația momentului mecanic poate să fie scrisă pentru volumul de control arătat în figura 3.2.1 folosind următoarea totalizare a componentelor de forță:

$$PA - PA - \frac{\partial}{\partial x}(PA)dx - \tau_0 \pi D dx - \rho g A dx \left( \frac{dy}{dx} \right) = (\rho A dx) \left( v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} \right) \quad (3.2.5)$$

Reducând și aplicând artificii de calcul, ecuația momentului mecanic devine:

$$-A \frac{\partial P}{\partial x} - \tau_0 \pi D - \rho g A \left( \frac{dy}{dx} \right) = \rho A \left( v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} \right) \quad (3.2.6)$$

Parametrul  $\tau_0$  este efortul tangențial la peretele conductei și poate să fie obținut cu:

$$\tau_0 = \frac{f \rho v |v|}{8}$$

Variabila  $f$  este factorul de frecare Darcy. Valoarea absolută a lui  $v$  este introdusă pentru a arăta sensul corect pentru vitezele negative. Exista mai multe cercetări, ce au folosit diferite relații pentru a defini coeficientul de frecare, specificând o varietate de relații funcționale pentru  $f$ . Deoarece ca  $\frac{dy}{dx} = \sin \theta$ , ecuația momentului mecanic se poate scrie:

$$-A \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{f \rho v |v|}{8} \pi D - \rho g A \sin \theta = \rho A \left( v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} \right) \quad (3.2.7)$$

notându-se reacția forțelor tangențiale cu:

$$\text{și:} \quad w = \frac{f \rho v |v|}{8} \pi D \quad (3.2.8)$$

$$\text{Rezultă:} \quad \rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial P}{\partial x} = -\frac{w}{A} - \rho g \sin \theta \quad (3.2.9)$$

### 3.2.3.3. Conservarea energiei

Forma de bază a ecuației de conservare a energiei rezultă din prima lege a termodinamicii și este dată de relația pentru unitatea de volum de gaz existent prezentat în figura 3.2.2, este:

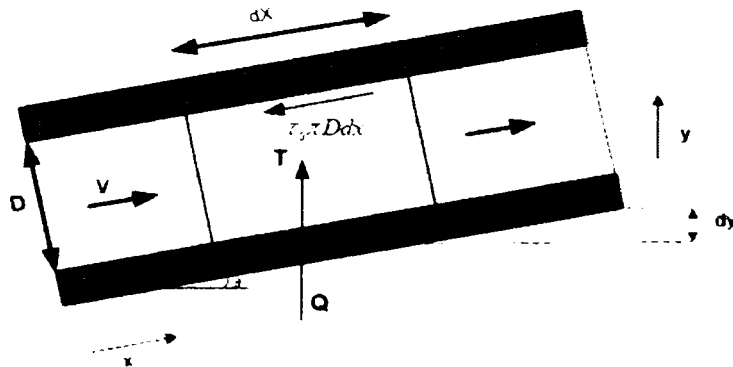
$$Q = q\rho A dx = \frac{\partial}{\partial t} \left[ \rho A dx \left( u + \frac{v^2}{2} + gy \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \rho v A \left( u + \frac{v^2}{2} + \frac{P}{\rho} + gy \right) \right] dx \quad (3.2.10)$$

unde:  $q$  este surplusul de căldură pe unitatea de masă pe unitate de timp;  
 $u$  - este energia internă.

reorganizând termenul al doilea, relația devine:

$$\begin{aligned} q\rho A dx &= \rho A dx \left[ \frac{\partial}{\partial t} \left( u + \frac{v^2}{2} + gy \right) + v \frac{\partial}{\partial x} \left( u + \frac{v^2}{2} + gy \right) \right] + \\ &+ \left[ \left( u + \frac{v^2}{2} + gy \right) \left( \frac{\partial(\rho A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v A)}{\partial x} \right) \right] dx \quad (3.2.11) \\ &+ \left[ \frac{P}{\rho} \frac{\partial(\rho v A)}{\partial x} + (\rho v A) \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{P}{\rho} \right) \right] dx \end{aligned}$$

Figura 3.2.2 . Unitatea de volum de gaz în ecuația de energie



Din ecuația de continuitate:

$$\left( \frac{\partial(\rho A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v A)}{\partial x} \right) = 0$$

împărțind la  $\rho A dx$ , ecuația energetică se rezumă la:

$$q = \frac{D}{Dt} \left( u + \frac{v^2}{2} + gy \right) + \frac{v}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{P}{\rho A} \frac{\partial(vA)}{\partial x} \quad (3.2.12)$$

Folosind ecuația momentului mecanic și înmulțind cu  $v$  se obține:

$$\frac{v}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = -v \frac{Dv}{Dt} - \frac{wv}{\rho A} - vg \sin \theta \quad (3.2.13)$$

Iar din ecuația de continuitate înlocuind:

$$\frac{\partial}{\partial x} (vA) = - \frac{D\rho}{Dt} \frac{A}{\rho} \quad (3.2.14)$$

rezultă:

$$q = \frac{D}{Dt} \left( u + \frac{v^2}{2} + gy \right) - v \frac{Dv}{Dt} - \frac{wv}{\rho A} - vg \sin \theta - \frac{P}{\rho^2} \frac{D\rho}{Dt} \quad (3.2.15)$$

Pe de altă parte, considerând identitatea:

$$\frac{D}{Dt} (gy) = g \left( \frac{\partial y}{\partial t} + v \frac{\partial y}{\partial x} \right) = gv \sin \theta \quad (3.2.16)$$

$$\text{și: } \frac{D}{Dt} \left( \frac{v^2}{2} \right) = v \frac{Dv}{Dt} \quad (3.2.17)$$

$$\text{se obține: } q = \frac{Du}{Dt} - \frac{P}{\rho^2} \frac{D\rho}{Dt} - \frac{wv}{\rho A} \quad (3.2.18)$$

$$\text{dar, } h = u + \frac{P}{\rho} \quad (3.2.19)$$

$$\text{și, } \frac{Dh}{Dt} = \frac{Du}{Dt} + \frac{D}{Dt} \left( \frac{P}{\rho} \right) \quad (3.2.20)$$

În final, ecuația poate să fie extinsă la:

$$\frac{Dh}{Dt} = \frac{Du}{Dt} - \frac{P}{\rho^2} \frac{D\rho}{Dt} + \frac{1}{\rho} \frac{DP}{Dt} \quad (3.2.21)$$

iar ecuația de energie se reduce la:

$$q + \frac{wv}{\rho A} = \frac{Dh}{Dt} - \frac{1}{\rho} \frac{DP}{Dt} \quad (3.2.22)$$

Notând  $\Omega = q\rho A$ , forma finală a conservării ecuației de energie devine:

$$\rho \frac{\partial h}{\partial t} + \rho v \frac{\partial h}{\partial x} - \frac{\partial P}{\partial x} - v \frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\Omega + wv}{A} \quad (3.2.23)$$

unde:

$h$  este entalpia specifică  $\left(\frac{J}{(m.s)}\right)$ ;

$\Omega$  - este debitul de căldură din conductă pe unitatea de lungime a conductei în unitatea de timp  $\left(\frac{J}{(m.s)}\right)$ ;

$A$  - este aria secțiunii conductei  $\left(\frac{\pi D^2}{4}\right) (m^2)$ .

### 3.2.3.4. Ecuația de stare

Starea fizică a gazului, inclusiv evoluția acestuia în lungul conductelor de transport, poate fi caracterizată prin două tipuri de relații:

- de stare fizică;
- de transformare de stare (proces).

O relație de stare fizică  $f(P, \rho, T) = 0$ , exprimă legătura între presiunea absolută  $P$ , densitatea  $\rho$  și temperatura  $T$ , caracteristice stării de echilibru a unității de volum de gaz, într-o secțiune din conducta de transport, și poate fi scrisă:

$$\frac{P}{\rho} = ZRT \quad (3.2.24)$$

unde:

$Z$  este factorul de compresibilitate care este o funcție de  $P$  și  $T$ ;

$R$  - este constanta gazului specific  $\left(\frac{J}{kg}\right)$ .

Sub forma prezentată la 3.2.9 și 3.2.18 relațiile nu sunt potrivite, pentru rezolvare. În consecință, aceste ecuații necesită a fi rescrise în funcție de presiune, viteza și temperatură, ca variabilele dependente, folosind ecuația de stare. Din relația (3.2.24) se obține  $\rho$  în funcție de  $P$ ,  $Z$  și  $T$ :

$$\rho = \frac{P}{ZRT} \quad (3.2.25)$$

sau logaritmând natural rezultă:

$$\ln(\rho) = \ln(P) - \ln(R) - \ln(T) - \ln(Z) \quad (3.2.26)$$

și aplicând diferențialul în funcție de temperatură, rezultă relația:

$$\frac{1}{\rho} \frac{D\rho}{Dt} = \frac{1}{P} \frac{DP}{Dt} - \frac{1}{R} \frac{DR}{Dt} - \frac{1}{T} \frac{DT}{Dt} - \frac{1}{Z} \frac{DZ}{Dt} \quad (3.2.27)$$

Dar termenul  $\frac{1}{R} \frac{DR}{Dt}$  este zero, deci factorul de compresibilitate este o funcție de P și T de forma:

$$dZ = \left( \frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T dP + \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P dT \quad (3.2.28)$$

$$\frac{DZ}{Dt} = \left( \frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \frac{DP}{Dt} + \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \frac{DT}{Dt} \quad (3.2.29)$$

În consecință:

$$\frac{1}{\rho} \frac{D\rho}{Dt} = \left\{ \frac{1}{P} - \frac{1}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right\} \frac{DP}{Dt} - \left\{ \frac{1}{T} + \frac{1}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right\} \frac{DT}{Dt} \quad (3.2.30)$$

Înlocuind aceasta în ecuația (3.2.3) rezultă:

$$\left\{ \frac{1}{P} - \frac{1}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right\} \frac{DP}{Dt} - \left\{ \frac{1}{T} + \frac{1}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right\} \frac{DT}{Dt} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (3.2.31)$$

Pentru a obține o funcție de P, Z și T, Zemansky (1968) [169] a descris identitatea termodinamică pentru entalpie astfel:  
aplicând diferențiala:

$$dh = Cp dT + \left\{ \frac{T}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P + 1 \right\} \frac{dP}{\rho} \quad (3.2.32)$$

și scrisă funcție de timp devine:

$$\frac{Dh}{Dt} = Cp \frac{DT}{Dt} + \left\{ \frac{T}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P + 1 \right\} \frac{1}{\rho} \frac{DP}{Dt} \quad (3.2.33)$$

înlocuind această relație în ecuația (3.2.25):

$$\rho Cp \frac{DT}{Dt} + \left\{ \frac{T}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P \right\} \frac{DP}{Dt} = \frac{\Omega + wv}{A} \quad (3.2.34)$$

și înlocuind  $\frac{DP}{Dt}$  și  $\frac{DT}{Dt}$  în ecuațiile (3.2.31) și (3.2.34) astfel că:

$$\begin{aligned} & \rho C_p \left[ \frac{1}{P} - \frac{1}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right] \frac{DP}{Dt} + \left[ \frac{1}{T} + \frac{1}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right] \frac{T}{P} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P \frac{DP}{Dt} \\ & = -\rho C_p \frac{\partial v}{\partial x} + \left[ \frac{1}{T} + \frac{1}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right] \frac{\Omega + wv}{A} \end{aligned} \quad (3.2.35)$$

Din ecuația de stare, considerând presiunea constantă, se poate scrie:

$$\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P = -\frac{1}{T} \left\{ 1 + \frac{T}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right\} \quad (3.2.36)$$

Substituind aceasta în ecuația (3.2.35) și împărțind cu  $C_p$  rezultă:

$$\begin{aligned} & \frac{\rho}{P} \left\{ \left[ 1 - \frac{P}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right] - \frac{P}{\rho C_p T} \left[ 1 + \frac{T}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right]^2 \right\} \frac{DP}{Dt} + \rho \frac{\partial v}{\partial x} \\ & = \frac{1}{C_p T} \left[ 1 + \frac{T}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right] \frac{\Omega + wv}{A} \end{aligned} \quad (3.2.37)$$

Din ecuațiile (3.2.34) și (3.2.35) se determină o formă a diferențialului  $\frac{DT}{Dt}$ :

$$\begin{aligned} & \rho C_p \left[ \frac{1}{P} - \frac{1}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right] \frac{DP}{Dt} + \left[ \frac{1}{T} + \frac{1}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right] \frac{T}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P \frac{DT}{Dt} \\ & = \frac{T}{P} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P \frac{\partial v}{\partial x} + \left[ \frac{1}{P} - \frac{1}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right] \frac{\Omega + wv}{A} \end{aligned} \quad (3.2.38)$$

Împărțind această expresie cu  $C_p$  și înlocuind pentru  $\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P$  în ecuația de stare, se poate scrie forma finală a ecuației de stare pentru gazul aflat în mișcare în conducta de transport:

$$\begin{aligned} & \frac{\rho}{P} \left\{ \left[ 1 - \frac{P}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right] - \frac{P}{\rho C_p T} \left[ 1 + \frac{T}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right]^2 \right\} + \frac{1}{C_p} \left[ 1 + \frac{T}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right] \frac{\partial v}{\partial x} \\ & = \frac{1}{C_p T} \left[ 1 - \frac{P}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right] \frac{\Omega + wv}{A} \end{aligned} \quad (3.2.39)$$

**3.2.3.5. Viteza undei (Thorley A.R.D 1987) [80]**

Tratând entropia  $s$  ca o funcție de presiune sau densitate:

$$s = s(P, \rho) \quad (3.2.40)$$

derivând: 
$$ds = \left( \frac{\partial s}{\partial P} \right)_\rho dP + \left( \frac{\partial s}{\partial \rho} \right)_P d\rho \quad (3.2.41)$$

Pentru un proces izentropic se poate scrie:

$$\left( \frac{\partial s}{\partial P} \right)_\rho \left( \frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_s + \left( \frac{\partial s}{\partial \rho} \right)_P = 0 \quad (3.2.42)$$

Rezultă: 
$$\left( \frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_s = - \frac{\left( \frac{\partial s}{\partial T} \right)_P \left( \frac{\partial T}{\partial \rho} \right)_P}{\left( \frac{\partial s}{\partial T} \right)_\rho \left( \frac{\partial T}{\partial P} \right)_\rho} \quad (3.2.43)$$

Într-un mod similar, temperatura  $T$  este scrisă ca o funcție de presiune și densitate  $T = T(P, \rho)$ , astfel:

$$dT = \left( \frac{\partial T}{\partial P} \right)_\rho dP + \left( \frac{\partial T}{\partial \rho} \right)_P d\rho \quad (3.2.44)$$

Pentru o temperatură constantă egală cu zero, relația devine:

$$\frac{\left( \frac{\partial T}{\partial \rho} \right)_P}{\left( \frac{\partial T}{\partial P} \right)_\rho} = - \frac{1}{\left( \frac{\partial \rho}{\partial P} \right)_T} \quad (3.2.45)$$

sau: 
$$\left( \frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_s = \left[ \frac{\left( \frac{\partial s}{\partial T} \right)_P}{\left( \frac{\partial s}{\partial T} \right)_\rho} \right] \left[ \frac{1}{\left( \frac{\partial \rho}{\partial P} \right)_T} \right] \quad (3.2.46)$$

Conform Zemansky ( M.W.) (1968) [80]:

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P = \frac{C_p}{T} \quad (3.2.47)$$

și:

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_\rho = \frac{C_v}{T} = \frac{C_p}{T} - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v \quad (3.2.48)$$

rezultă:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_v = -\frac{\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P}{\left(\frac{\partial v}{\partial P}\right)_T} \quad (3.2.49)$$

sau:

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P = \frac{C_p}{T} - \frac{1}{\rho^2} \left[ \frac{\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_P^2}{\left(\frac{\partial \rho}{\partial P}\right)_T} \right] \quad (3.2.50)$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P \left(\frac{\partial \rho}{\partial P}\right)_T = \frac{C_p}{T} \left(\frac{\partial \rho}{\partial P}\right)_T - \frac{1}{\rho^2} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_P^2 \quad (3.2.51)$$

Din ecuația de stare s-a demonstrat că:

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_P = -\frac{\rho}{T} \left[ 1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P \right] \quad (3.2.52)$$

și de asemenea:

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial P}\right)_T = \frac{\rho}{P} \left[ 1 - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P}\right)_T \right] \quad (3.2.53)$$

Înlocuind aceste identități în ecuația (3.3.39) rezultă:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s = \frac{C_p}{T} \left[ \frac{C_p}{T} \left\{ \frac{\rho}{P} \left[ 1 - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P}\right)_T \right] - \frac{1}{C_p T} \left[ 1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P \right]^2 \right\} \right]^{-1} \quad (3.2.54)$$

sau scrisă sub o altă formă:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s = \frac{1}{\left[ \frac{\rho}{P} \left\{ 1 - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P}\right)_T - \frac{P}{\rho C_p T} \left[ 1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P \right]^2 \right\} \right]} \quad (3.2.55)$$



Termenul  $\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s^{\frac{1}{2}}$  este fie definit ca unda curgerii izentropice  $V_w$ . Folosind ecuația de stare  $\frac{P}{\rho} = ZRT$ , unda curgerii izentropice devine:

$$V_w = \sqrt{\frac{ZRT}{\left\{1 - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P}\right)_T - \frac{P}{\rho C_p T} \left[1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P\right]^2\right\}}} \quad (3.2.56)$$

Înlocuind ecuația (3.2.56) în ecuațiile (3.2.37) și (3.2.38) și folosind ecuația momentului mecanic (3.2.9), configurațiile finale vor fi:

$$\left(\frac{\partial P}{\partial t}\right) + v \left(\frac{\partial P}{\partial x}\right) + \rho V_w^2 \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right) = \frac{V_w^2}{C_p T} \left[1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P\right] \frac{\Omega + wv}{A} \quad (3.2.57)$$

$$\left(\frac{\partial v}{\partial t}\right) + v \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right) + \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial P}{\partial x}\right) = -\frac{w}{A\rho} - g \sin \theta \quad (3.2.58)$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial t}\right) + v \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{V_w^2}{C_p} \left[1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_P\right] \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right) = \frac{V_w^2}{C_p P} \left[1 - \frac{P}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial P}\right)_T\right] \frac{\Omega + wv}{A} \quad (3.2.59)$$

Relațiile prezentate mai sus, sunt aplicabile determinării vitezei gazului în fiecare punct din interiorul conductei, considerându-se masa unității de volum egală cu unitatea. Atunci când dorim să extindem problema la întreaga masă de gaz, relațiile se transformă după cum urmează:

$$v = \frac{m}{\rho A} = \frac{mZRT}{PA} \quad (3.2.60)$$

derivând :

$$\begin{aligned} \frac{\partial v}{\partial x} &= \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{mZRT}{PA} \right) = \frac{R}{A} \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{mZT}{P} \right) = \\ &= \frac{R}{AP^2} \left( P \left( ZT \frac{\partial m}{\partial x} + mT \frac{\partial Z}{\partial x} + mZ \frac{\partial T}{\partial x} \right) - mZT \frac{\partial P}{\partial x} \right) \end{aligned} \quad (3.2.61)$$

și:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{R}{AP^2} \left( P \left( ZT \frac{\partial m}{\partial t} + mT \frac{\partial Z}{\partial t} + mZ \frac{\partial T}{\partial t} \right) - mZT \frac{\partial P}{\partial t} \right) \quad (3.2.62)$$

iar:

$$\frac{\partial Z}{\partial x} = \left( \frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \frac{\partial P}{\partial x} + \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \frac{\partial T}{\partial x} \quad (3.2.63)$$

$$\frac{\partial Z}{\partial t} = \left( \frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \frac{\partial P}{\partial t} + \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.2.64)$$

Înlocuind (3.2.65) și (3.2.66) în relațiile (3.2.61) și (3.2.62) rezultă:

$$\frac{\partial v}{\partial x} = \frac{ZRT}{AP^2} \left[ P \frac{\partial m}{\partial x} - m \left( 1 - \frac{P}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right) \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{Pm}{T} \left( 1 + \frac{T}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] \quad (3.2.65)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{ZRT}{AP^2} \left[ P \frac{\partial m}{\partial t} - m \left( 1 - \frac{P}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right) \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{Pm}{T} \left( 1 + \frac{T}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right) \frac{\partial T}{\partial t} \right] \quad (3.2.66)$$

Înlocuind aceste ecuații în relațiile (3.2.57), (3.2.58) și (3.2.59) rezultă:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{mZRT}{PA} \left[ 1 - \frac{V_w^2}{ZRT} \left( 1 - \frac{P}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right) \right] \frac{\partial P}{\partial x} + mV_w^2 \left( \frac{1}{m} \frac{\partial m}{\partial x} + \frac{1}{T} \left( 1 + \frac{T}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right) \\ & = \\ & = \frac{V_w^2}{C_p T} \left\{ 1 + \frac{T}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right\} \left( \frac{\Omega}{A} + \frac{mZRT}{PA^2} w \right) \end{aligned} \quad (3.2.67)$$

$$\begin{aligned} & \frac{ZRT}{AP^2} \left\{ P \left( \frac{\partial m}{\partial t} + \frac{mZRT}{PA} \frac{\partial m}{\partial x} \right) - m \left( 1 - \frac{P}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right) \times \left( \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{mZRT}{PA} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{Pm}{T} \left( 1 + \frac{T}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right) \right. \\ & \times \left. \left( \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{mZRT}{PA} \frac{\partial T}{\partial x} \right) \right\} + \frac{ZRT}{P} \frac{\partial P}{\partial x} = - \frac{wZRT}{PA} - g \sin \theta \end{aligned} \quad (3.2.68)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{V_w^2}{C_p} \left( 1 + \frac{T}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right) \frac{ZRT}{AP^2} \left[ P \frac{\partial m}{\partial x} - m \left( 1 - \frac{P}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_T \right) \frac{\partial P}{\partial x} \right] + \frac{mZRT}{PA} \times \left( 1 + \frac{V_w^2}{C_p T} \left( 1 + \frac{T}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \right) \right)^2 \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{V_w^2}{C_p T} \left\{ 1 - \frac{P}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial P} \right)_T \right\} \left( \frac{\Omega}{A} + \frac{mZRT}{PA^2} w \right) \quad (3.2.69)$$

### 3.2.3.6. Analiza condițiilor inițiale ale ecuațiilor ce stau la baza simulării mișcării gazelor naturale în conducte

Plecând de la relația (3.2.9.) și considerând forma diferențială a acesteia, se poate scrie:

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + g \frac{dy}{dx} + v \frac{\partial v}{\partial x} + 2 \frac{fv^2}{D} = 0 \quad (3.2.70)$$

Valorile inițiale pentru ecuațiile diferențiale parțiale la momentul  $t = 0$ , se consideră, în condițiile regimului tranzitoriu. Soluția stării de regim tranzitoriu poate să fie obținută prin  $\frac{\partial v}{\partial t} = 0$  în ecuația (3.2.70), determinând ca  $P$  și  $v$  să fie numai funcții de  $x$ :

$$\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} + g \frac{dy}{dx} + v \frac{dv}{dx} + 2 \frac{fv^2}{D} = 0 \quad (3.2.71)$$

unde:

$P$  este presiunea (Pa);

$\rho$  - densitatea gazului  $\left( \frac{kg}{m^3} \right)$ ;

$g$  - accelerația datorată gravitației  $\left( \frac{m}{s^2} \right)$ ;

$y$  - înălțimea (m);

$v$  - viteza gazului (m/s);

$f$  - coeficientul de frecare Fanning;

$D$  - diametrul conductei (m).

Coeficientul  $\alpha$  este introdus pentru a arăta variația profilului vitezei în secțiunea transversală a conductei:

$$\frac{dP}{\rho} + g dy + \frac{v dv}{\alpha} + 2 \frac{fv^2}{D} dx = 0 \quad (3.2.72)$$

Există patru termeni care apar în ecuația (3.2.72), termenul diferenței de presiune, termenul de înălțime, termenul energiei cinetice și termenul diferenței de presiune datorate frecării. Pentru gazele reale:  $PV = nZRT$

unde:

$Z$  este factorul de compresibilitate;  
 $\bar{R}$  - constanta gazului universal ( $J.Kgmol^{-1}.K^{-1}$ );  
 $V$  - volumul de gaz ( $m^3$ );  
 $n$  - numărul de moli.

Din care poate fi determinată densitatea:

$$\rho = \frac{PM}{ZRT} = \frac{28.97\gamma_g}{ZRT} P = BP \quad (3.2.73)$$

unde:

$M$  este greutatea moleculară a gazului;  
 $\gamma_g$  - greutatea specifică a gazului.

Dacă  $q_0$  este debitul volumetric în condițiile standard, viteza locală a gazului este dată de:

$$v = q_G Z \left( \frac{T}{T_{SC}} \right) \left( \frac{P_{SC}}{P} \right) \left( \frac{\pi}{4} D^2 \right)^{-1} \quad (3.2.74)$$

unde:

$P_{SC}$  este presiunea de gaz în condițiile standard (Pa);  
 $T_{SC}$  - temperatura gazului la condiția standard (K).

De cele mai multe ori, factorul de compresibilitate  $Z$  nu variază în afara domeniului presiunilor și temperaturilor existente în conducte, ca el să poată să fie considerat constant:

$$dv = -Z \left( \frac{T}{T_{SC}} \right) \left( \frac{P_{SC}}{P} \right) \left( \frac{\pi}{4} D^2 \right)^{-1} dP = -v \frac{dP}{P} \quad (3.2.75)$$

Înlocuind ecuațiile (3.2.73), (3.2.74) și (3.2.75) în ecuația (3.2.72), rezultă:

$$2PdP - \frac{1B_1C_1}{\alpha} \frac{dP}{P} + (Gp^2 + A_1)dx = 0 \quad (3.2.76)$$

unde:

$$A_1 = \frac{4fB_1C_1}{D},$$

$$B_1 = \frac{28.97\gamma_g}{ZRT},$$

$$C_1 = \left( g_G Z \frac{4TP_{SC}}{\pi D^2 T_{SC}} \right)^2,$$

$$G = 2B_1 g \sin \theta.$$

Ecuția (3.2.76) poate să fie scrisă sub forma:

$$\frac{P^2 - (B_1 C_1 / \alpha)}{P^2 (GP^2 + A_1)} dP^2 = -dx \quad (3.2.77)$$

Această ecuație poate să fie integrată în mod analitic, presupunându-se că  $A_1, B_1, \text{și } C_1$  sunt constante:

$$L - \frac{D}{2\alpha f} \ln \frac{P_j}{P_i} = \left( \frac{1}{G} + \frac{D}{4\alpha f} \right) \ln \frac{A_1 + GP_i^2}{A_1 + GP_j^2} \quad (3.2.78)$$

unde:  $L$  - este lungimea conductei (m)

$$\text{cu } G_k = \frac{L - \frac{D}{2\alpha f} \ln \frac{P_j}{P_i}}{\frac{1}{G} + \frac{D}{4\alpha f}} = \frac{G \left[ L - \frac{D}{2\alpha f} \ln \frac{P_j}{P_i} \right]}{1 + \left( \frac{D}{4\alpha f} \right) G} \quad (3.2.79)$$

și  $G' = GL$ , ecuația (3.2.78) poate să fie rearanjată astfel încât să se determine debitul:

$$q_G = \left( \frac{\pi}{8} \right) \left( \frac{T_{SC}}{P_{SC}} \right) \left( \frac{\bar{R}}{28.97} \right)^{0.5} \frac{D^{2.5}}{\sqrt{fZT\gamma_g}} \left( \frac{P_i^2 - e^{G_k} P_j^2}{L} \frac{G'}{e^{G_k} - 1} \right)^{0.5} \quad (3.2.80)$$

Această ecuație este ecuația de debit integrată, publicată în literatura de specialitate [27]. Ea justifică efectele frecării, și schimbării energiei mecanice. Pentru debitul orizontal  $G = 0$  rezultă  $G' = 0$  și  $G_k = 0$ , aceasta determină ca ultimul termen în ecuația (3.2.80) să aibă o soluție singulară. Singularitatea poate fi evitată aplicând regula lui L'Hospital sau înlocuind în mod direct cu  $G = 0$  în ecuația (3.2.77) sau (3.2.78). În oricare din cazuri rezultatul este:

$$q_G = \left( \frac{\pi}{8} \right) \left( \frac{T_{SC}}{P_{SC}} \right) \left( \frac{\bar{R}}{28.97} \right)^{0.5} \frac{D^{2.5}}{\sqrt{fZT\gamma_g L}} (P_i^2 - P_j^2)^{0.5} E_k \quad (3.2.81)$$

este:  $E_k$  - factorul de corecție pentru schimbarea energiei cinetice și este definit de:

$$E_k = \left( 1 - \frac{D}{2\alpha f L} \ln \frac{P_j}{P_i} \right)^{0.5} \quad (3.2.82)$$

Se poate neglija termenul energiei cinetice după cum urmează:

$$2PdP + (GP_{av}^2 + A_1)dx = 0 \quad (3.2.83)$$

Rezultatul ecuației este cunoscut ca ecuația IGT (Institutul de Tehnologie a Gazului) [98]:

$$q_G = \left( \frac{\pi}{8} \right) \left( \frac{T_{SC}}{P_{SC}} \right) \left( \frac{\bar{R}}{28.97} \right)^{0.5} \frac{D^{2.5}}{\sqrt{fZT\gamma_g L}} \left[ (P_i^2 - P_j^2)^{0.5} - \frac{57.69\gamma_g P_{av}^2 g}{\bar{R}ZT} \Delta Z \right]^{0.5} \quad (3.2.84)$$

Pentru conducta orizontală, cu  $G^i = 0$  și  $\Delta Z = 0$ , ambele ecuații (3.2.81) și (3.2.84) se rezumă la:

$$q_G = \left( \frac{\pi}{8} \right) \left( \frac{T_{SC}}{P_{SC}} \right) \left( \frac{\bar{R}}{28.97} \right)^{0.5} \frac{D^{2.5}}{\sqrt{fZT\gamma_g L}} (P_i^2 - P_j^2)^{0.5} \quad (3.2.85)$$

Ecuația generală a coeficientului de frecare pentru conductele netede, este:

$$f = r \text{Re}^{-s} \quad (3.2.86)$$

unde:

$$\text{Re} = b \left( \frac{P_{SC}}{T_{SC}} \right) \frac{\gamma_g q_G}{D\mu_g} \quad (3.2.87)$$

Valorile lui  $r$  și  $s$  sunt prezentate în tabelul 3.2.1 și determinate de Ouyang L. și Aziz K. în 1996 [123]. Constanta  $b = \frac{115.88}{\pi \bar{R}}$  este  $4.4364 \times 10^{-3}$ . Folosind

coeficientul de frecare Fanning pentru conductele netede în ecuația (3.2.85) relația debitului devine:

$$q_G = a_1 E_p \left( \frac{T_{SC}}{P_{SC}} \right)^{a_2} \left[ \frac{(P_i^2 - P_j^2) - \frac{c\gamma_g P_{av}^2 g}{ZT} \Delta Z}{TZL} \right]^{a_3} \left( \frac{1}{\gamma_g} \right)^{a_4} D^{a_5} \quad (3.2.88)$$

Parametrul  $E_p$  reprezintă eficiența conductei, și este un mod de a evalua efectul rugozității conductei. Constanta  $c = 0.000697$ . Dacă termenul de înălțime este neglijat, ecuația de debit se rezumă la:

$$q_G = a_1 E_p \left( \frac{T_{SC}}{P_{SC}} \right)^{a_2} \left[ \frac{(P_i^2 - P_j^2)}{TZL} \right]^{a_3} \left( \frac{1}{\gamma_g} \right)^{a_4} D^{a_5} \quad (3.2.89)$$

Valorile pe care le poate lua  $a_1 \div a_5$  sunt constante și sunt prezentate în tabelul 3.2.2

Tabelul 3.2.1. Constantele r și s (Ouyang L și Aziz K 1996) [123]

Constanta	Panhandle	Mod. Panhandle	IGT
r	0,02118	0,003678	0,04675
s	0,1461	0,03922	0,20

Ecuția (3.2.80) poate să fie folosită într-o varietate de abordări prin simpla înlocuire a factorului de frecare Fanning cu o valoare corespunzătoare. Relația rezultată este:

$$q = a_1 E \left( \frac{T_{SC}}{P_{SC}} \right) \left[ \frac{(P_i^2 - e^{G'} P_j^2)}{TZL} - \frac{G'}{e^{G'} - 1} \right]^{a_2} \left( \frac{1}{\gamma_g} \right)^{a_3} \left( \frac{D^{a_4}}{\mu_g^{a_5}} \right) \quad (3.2.90)$$

Când termenul de înălțime este neglijat, ecuația de debit simplificată pentru conductele orizontale devine:

$$q = a_1 E \left( \frac{T_{SC}}{P_{SC}} \right) \left[ \frac{(P_i^2 - e^{G'} P_j^2)}{TZL} \right]^{a_2} \left( \frac{1}{\gamma_g} \right)^{a_3} \left( \frac{D^{a_4}}{\mu_g^{a_5}} \right) \quad (3.2.91)$$

Valorile pe care le poate lua  $a_1 \div a_5$  sunt constante și sunt furnizate în tabelul 3.2.2.

În această lucrare, au fost folosiți coeficienții, pentru ecuația Pandandle.

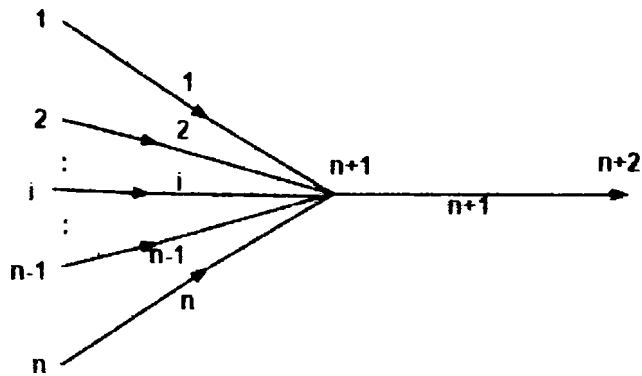
Tabelul 3.2.2. Coeficienții constanți în relația (3.2.91) (Ouyang L și Aziz K, 1996) [123]

Ecuții	$a_1$ (SI unități)	$a_1$ (unități de câmp)	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$
Blasius	17,1541	265,5812	0,5714	0,4286	2,7143	0,1429
Panhandle	40,3120	402,7467	0,5394	0,4606	2,6182	0,0788
Panhandle modificata	108,1291	722,5812	0,5100	0,4900	2,5300	0,1111
IGT	24,6615	307,3000	0,5556	0,4444	2,6667	0,0200
Weymouth	137,1902	433,5065	0,5000	0,5000	2,6667	0,0000

### 3.2.3.7. Convergența și divergența în nodurile conductelor de transport a gazelor naturale.

#### Convergența într-un nod.

Figura 3.2.3. Convergența în nod



În figura 3.2.3. este prezentată convergența conductelor de transport a gazelor naturale într-un nod. Conservarea de masă pentru punctul  $(n + 1)$  este dată de relația:

$$q_G(1) + q_G(2) + \dots + q_G(i) + \dots + q_G(n) = q_G(n+1) \quad (3.2.92)$$

Ținând cont de relația (3.2.89) de temperatura constantă și de factorul de compresibilitate relația (3.2.92) devine:

$$\begin{aligned} & a_1 E_p \left( \frac{T_{SC}}{P_{SC}} \right)^{a_2} \left[ \frac{(P_1^2 - P_{n+1}^2)}{TZL_{(1)}} \right]^{a_3} \left( \frac{1}{\gamma_g} \right)^{a_4} D(1)^{a_5} + \\ & a_1 E_p \left( \frac{T_{SC}}{P_{SC}} \right)^{a_2} \left[ \frac{(P_2^2 - P_{n+1}^2)}{TZL_{(2)}} \right]^{a_3} \left( \frac{1}{\gamma_g} \right)^{a_4} D(2)^{a_5} + \\ & a_1 E_p \left( \frac{T_{SC}}{P_{SC}} \right)^{a_2} \left[ \frac{(P_i^2 - P_{n+1}^2)}{TZL_{(i)}} \right]^{a_3} \left( \frac{1}{\gamma_g} \right)^{a_4} D(i)^{a_5} + \\ & a_1 E_p \left( \frac{T_{SC}}{P_{SC}} \right)^{a_2} \left[ \frac{(P_n^2 - P_{n+1}^2)}{TZL_{(n)}} \right]^{a_3} \left( \frac{1}{\gamma_g} \right)^{a_4} D(n)^{a_5} = \end{aligned}$$



$$a_1 E_p \left( \frac{T_{SC}}{P_{SC}} \right)^{a_2} \left[ \frac{(P_{n+1}^2 - P_{n+1}^2)}{TZL_{(n+1)}} \right]^{a_3} \left( \frac{1}{\gamma_g} \right)^{a_4} D(n+1)^{a_5} \quad (3.2.93)$$

În relația (3.2.93)  $P_{n+1}$  este necunoscut. Odată ce presiunea este cunoscută, debitul pentru fiecare conductă poate apoi să fie determinat. Ecuația (3.2.93) este apoi reorganizată astfel:

$$\begin{aligned} & \left[ \frac{(P_1^2 - P_{n+1}^2)}{L_{(1)}} \right]^{a_3} D(1)^{a_5} + \left[ \frac{(P_2^2 - P_{n+1}^2)}{L_{(2)}} \right]^{a_3} D(2)^{a_5} + \dots + \left[ \frac{(P_i^2 - P_{n+1}^2)}{L_{(i)}} \right]^{a_3} D(i)^{a_5} \\ + \\ & \left[ \frac{(P_n^2 - P_{n+1}^2)}{L_{(n)}} \right]^{a_3} D(n)^{a_5} = \left[ \frac{(P_{n+1}^2 - P_{n+1}^2)}{L_{(n+1)}} \right]^{a_3} D(n+1)^{a_5} \end{aligned} \quad (3.2.93)$$

Din care se poate determina  $P_{n+1}$

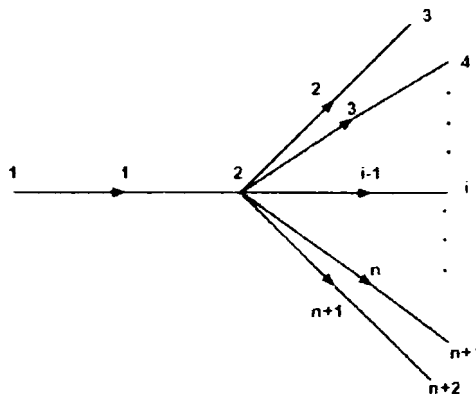
$$P_{n+1} = \left[ P_{n+2}^2 + \left( \sum_{j=1}^n \left( \frac{(P_j^2 - P_{n+1}^2) L_{n+1}}{L_j} \right)^{a_3} \left( \frac{D_j}{D_{n+1}} \right)^{a_5} \right)^{1/a_3} \right]^{0.5} \quad (3.2.94)$$

Utilizând relația (3.2.94) în relația (3.2.89) se poate determina debitul prin fiecare conductă în convergență într-un nod.

### Divergența dintr-un nod

Divergența dintr-un nod este prezentată schematic în figura 3.2.4.

Figura 3.2.4. Divergența dintr-un nod



Conservarea de masă pentru punctul (2) poate fi prezentată sub forma:

$$q_G(1) = q_G(2) + q_G(3) + \dots + q_G(i) + \dots + q_G(n) + q_G(n+1) \quad (3.2.96)$$

Presiunea la punctul 2 ( $P_2$ ) este necunoscută. Odată determinată, se poate calcula debitul pentru fiecare conductă. Similar convergenței relația (3.2.96) devine:

$$\begin{aligned} \left[ \frac{(P_1^2 - P_2^2)}{L_{(1)}} \right]^{a_3} D(1)^{a_5} &= \left[ \frac{(P_2^2 - P_3^2)}{L_{(2)}} \right]^{a_3} D(2)^{a_5} + \left[ \frac{(P_2^2 - P_4^2)}{L_{(3)}} \right]^{a_3} D(3)^{a_5} + \\ &\left[ \frac{(P_2^2 - P_i^2)}{L_{(i-1)}} \right]^{a_3} D(i-1)^{a_5} + \dots + \left[ \frac{(P_2^2 - P_{n+1}^2)}{L_{(n)}} \right]^{a_3} D(n)^{a_5} + \\ &\left[ \frac{(P_2^2 - P_{n+2}^2)}{L_{(n+1)}} \right]^{a_3} D(n+1)^{a_5} \end{aligned} \quad (3.2.97)$$

din care se determină  $P_2$

$$P_2 = \left[ P_1^2 - \left( \sum_{j=3}^{n+2} \left( \frac{(P_2^2 - P_j^2) L_1}{L_{j-1}} \right)^{a_3} \left( \frac{D_{j-1}}{D_1} \right)^{a_5} \right)^{1/a_3} \right]^{0.5} \quad (3.2.98)$$

Apoi cunoscând  $P_2$  se determină cu relația (3.2.89) debitul în fiecare conductă divergentă din nod.

### Conducte de transport paralele

În figura 3.2.5. se prezintă schema conductelor paralele folosite în simularea sistemelor conductelor de gaz. Conservarea masei este:

$$q_G(1) + q_G(2) + \dots + q_G(i) + \dots + q_G(n) = q_G \quad (3.2.99)$$

Variabila  $q_G$  reprezintă debitul între punctele  $i$  și  $j$ . Utilizând relațiile ajutătoare:

$$\begin{aligned} \frac{q_G(1)}{q_G(i)} &= \left( \frac{L(i)}{L(1)} \right)^{a_3} \left( \frac{D(1)}{D(i)} \right)^{a_5} \\ \frac{q_G(2)}{q_G(i)} &= \left( \frac{L(i)}{L(2)} \right)^{a_3} \left( \frac{D(2)}{D(i)} \right)^{a_5} \end{aligned} \quad (3.2.100)$$

$$\frac{q_G(n)}{q_G(i)} = \left( \frac{L(i)}{L(n)} \right)^{a_3} \left( \frac{D(n)}{D(i)} \right)^{a_5}$$

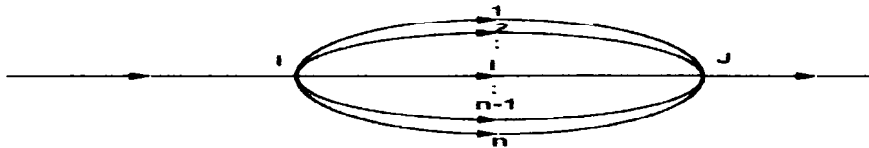
și înlocuind acest set de ecuații în relația (3.2.99) rezultă:

$$q_G = q_G(i) \left( 1 + \left( \frac{L(i)}{L(1)} \right)^{a_3} \left( \frac{D(1)}{D(i)} \right)^{a_5} + \left( \frac{L(i)}{L(2)} \right)^{a_3} \left( \frac{D(2)}{D(i)} \right)^{a_5} + \dots + \left( \frac{L(i)}{L(n)} \right)^{a_3} \left( \frac{D(n)}{D(i)} \right)^{a_5} \right) \quad (3.2.101)$$

din care se deduce:

$$q_G(i) = \frac{q_G}{1 + \frac{L(i)^{a_3}}{D(i)^{a_5}} \left( \sum_{j=1}^n \frac{D(j)^{a_3}}{D(j)^{a_5}} \right) - \frac{D(i)^{a_3}}{D(i)^{a_5}}} \quad (3.2.102)$$

Figura 3.2.5. Conducte paralele

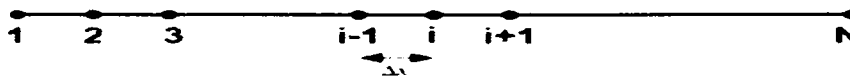


### **Conducte reticulare**

În figura 3.2.6. se arată o împărțire a conductei în  $N - 1$  segmente. Considerând debitul constant în conductă, debitul între nodul 1 și  $i$  este dat de relația:

$$q_G = a_1 E_p \left( \frac{T_{SC}}{P_{SC}} \right)^{a_2} \left[ \frac{(P_1^2 - P_i^2)}{TZ\Delta x(i-1)} \right]^{a_3} \left( \frac{1}{\gamma_g} \right)^{a_4} D^{a_5} \quad (3.2.103)$$

Figura 3.2.6. Conductă reticulară



Se determină apoi  $P_i$ :

$$P_i = \sqrt{P_1^2 - (i-1)^2 C_1} \quad (3.2.104)$$

unde:

$$C_1 = \frac{q_G (TZ\Delta x)^{a_3}}{a_1 E_p \left( \frac{T_{SC}}{P_{SC}} \right)^{a_2} \left[ \frac{1}{\gamma_g} \right]^{a_4} D^{a_5}}$$

## **3.3. SISTEMUL VIRTUAL DE SIMULARE A TRANSPORTULUI DE GAZE NATURALE PRIN CONDUCTE**

### **3.3.1. Modele componente ale sistemului virtual**

#### **3.3.1.1. Sistemul virtual de conducte pentru transport**

Modelele matematice sunt folosite la proiectarea, optimizarea și funcționarea sistemelor de transport a gazelor naturale și au dezvoltări din ce în ce mai complexe. Cercetătorii continuă să dezvolte modelele matematice ce se concentrează pe natura instabilă a acestor sisteme. Multe din problemele de proiectare ce se cunosc, sunt rezolvate folosind modelele ale stării stabile. Câțiva cercetători au studiat problema debitului gazelor naturale compresibile, transportat prin conducte și au dezvoltat un sistem de scheme numerice, ce includ, metodele elementelor finite și metodele implicite și explicite ale diferențialelor finite. Alegerea depinde într-o oarecare măsură de cerințele specifice ale sistemului cercetat.

În prezenta lucrare este folosită, metoda diferențelor finite implicite pentru a rezolva relațiile de continuitate, cea a momentului mecanic, precum și ecuațiile energetice din conductele de transport a gazelor. Această metodologie are următoarele caracteristici:

- 1)** ia în considerare termenul de inerție în relația de conservare a energiei și în relația momentului mecanic;
- 2)** tratează factorul de compresibilitate ca o funcție de temperatură și presiune;
- 3)** consideră coeficientul de frecare ca o funcție de numărul Reynolds.

Metoda oferă avantajul garantării stabilității într-o perioadă de timp a relațiilor ce descriu procesele de curgere a gazelor.

Rezultatele arată că modelarea gazului într-o manieră neizotermă, furnizează relații ale debitului corecte în curgerea nepermanentă rapidă.

Metodologia folosită utilizează, metoda diferențelor finite complete, și este cea mai potrivită pentru simularea curgerii gazelor în conducte, din cauza pasului mare de timp a procesului surprins și a timpului mic de calcul (Thorley și Tiley(1987) [80] Kiuchi T. (1994)) [78]. Algoritmul pentru a rezolva ecuațiile diferențiale finite, neliniare, folosește metoda Newton-Raphson.

Ecuațiile de modelare a simulării curgerii gazelor neizoterme, compresibile, instabile sunt prezentate, rezolvate și explicate în cele ce urmează. Principalele elemente de care se ține cont în prezentare sunt:

- a) - Greutatea specifică ( $\gamma_g$ );
- b) - Raportul căldurilor specifice la temperatura specifică, K;
- c) - Presiunea critică ( $P_c$ );
- d) - Temperatura critică ( $T_c$ );
- e) - Exponentul izentropic ( $\sigma$ );

- f) - Factorul de compresibilitate ( $Z$ );  
 g) - Puterea calorică inferioară ( $H_i$ ).

**a) Greutatea specifică ( $\gamma_g$ )** reprezintă raportul dintre greutatea moleculară a amestecului și greutatea moleculară a aerului. Se poate obține greutatea moleculară a amestecului de gaz natural, adunând greutatea moleculară a fiecărei componente din amestec. Relația prin care se obține greutatea specifică este:

$$\gamma_g = \frac{\sum_{i=1}^n M w_i \times y_i}{28.97} \quad (3.3.1)$$

unde:

$n$  este numărul componentelor;

$M w_i$  - greutatea moleculară a componentului "i";

$y_i$  - fracțiunea moleculară a componentului "i";

**b) Raportul căldurilor specifice. ( $C_p / C_v$ ), (K)** - este obținut prin împărțirea căldurii specifice la presiune constantă ( $C_p$ ), la căldura specifică la volum constant ( $C_v$ ). Raportul căldurilor specifice se notează cu K și se determină cu relația:

$$K = \frac{C_{p\,ams}}{C_{v\,ams}} = \frac{C_{p\,ams}}{C_{ams} - 1,98719} \quad (3.3.2)$$

unde:

$C_{ams}$  este greutatea moleculară a căldurii specifice, a amestecului de gaz la presiune constantă;

$C_{vams}$  - căldura specifică a amestecului de gaz la volum constant;

Capacitatea căldurii moleculare este obținută, adunând fracțiunea moleculară a fiecărui component individual, înmulțit cu capacitatea sa molară la temperatura la care ea există:

$$C_{Pams} = \sum_{i=1}^n C_{Pi} \times y_i \quad (3.3.3)$$

unde:

$$C_{Pi} = A + B T_i \quad (3.3.4)$$

Constantele A și B sunt prezentate în tabelul 3.3.1

**c) Presiunea critică ( $P_c$ ).** Presiunea critică este de fapt presiunea critică medie a amestecului și este obținută însumând presiunea critică a fiecărui component înmulțit cu fracțiunea moleculară a componentului:

$$P_c = \sum_{i=1}^n P_{ci} \times y_i \quad (3.3.5)$$

Presiunea critică  $P_{ci}$  este prezentată în tabelul 3.1.1 pentru fiecare component.

**d) Temperatura critică ( $T_c$ ).** Temperatura critică este temperatura critică medie a amestecului și este obținută adunând temperatura critică a fiecărui component înmulțit cu fracțiunea moleculară a componentului:

$$T_c = \sum_{i=1}^n T_{ci} \times y_i \quad (3.3.6)$$

Tabelul 3.3.1. Constante pentru capacitatea căldurii molare (Ludwig 1983)

Tipul gazului	Formula	Greut. molec.	Pres. critică	Temp. Critică	A	B
Aer		28,97	546,70	238,4	6,737	0,000397
Amoniac	$NH_3$	17,03	1.638,00	730,1	6,219	0,004342
Dioxid de C.	$CO_2$	44,01	1.073,00	547,7	6,075	0,005230
Monoxid de C.	$CO$	28,01	514,40	241,5	6,780	0,000327
Hidrogen	$H_2$	2,016	305,70	72,5	6,662	0,000417
Hidrogen sulfurat	$H_2S$	34,07	1.306,00	672,4	7,197	0,001750
Azot	$N_2$	28,02	492,30	226,9	6,839	0,000213
Oxigen	$O_2$	32,00	730,40	277,9	6,459	0,001020
Dioxid de sulf	$SO_2$	64,06	1.142,00	774,7		
Apa	$H_2O$	18,02	3.200,00	1.165,0	7,521	0,000926
Metan	$CH_4$	16,04	673,10	343,2	4,877	0,006673
Acetilena	$C_2H_2$	26,04	911,20	563,2	6,441	0,007583
Etilena	$C_2H_4$	28,05	748,00	509,5	3,175	0,013500
Etan	$C_2H_6$	30,07	717,20	549,5	3,629	0,016767
Propilena	$C_3H_6$	42,08	661,30	656,6	4,234	0,020600
Propan	$C_3H_8$	44,09	617,40	665,3	3,256	0,026733
1-Butilena	$C_4H_8$	56,11	587,80	752,2	5,375	0,029833

Izobutilena	$C_4H_8$	56,11	580,50	736,7	6,066	0,028400
Butan	$C_4H_{10}$	58,12	530,70	765,3	6,188	0,032867
Izobutan	$C_4H_{10}$	58,11	543,80	732,4	4,145	0,035500
Amilena	$C_5H_{10}$	70,13	593,70	853,9	7,980	0,036333
Izoamilena	$C_5H_{10}$	70,13	498,20	836,6	7,980	0,036333
Pentan	$C_5H_{12}$	72,15	485,20	846,7	7,739	0,040433
Izopentan	$C_5H_{12}$	72,15	483,50	829,7	5,344	0,043933
Neopentan	$C_5H_{12}$	72,15	485,00	822,9	4,827	0,045300
Benzen	$C_6H_6$	78,11	703,90	1.011,0	-0,756	0,038267
Hexan	$C_6H_{14}$	86,17	433,50	914,3	9,427	0,047967
Heptan	$C_7H_{16}$	100,20	405,60	976,8	11,276	0,055400

**e) Exponentul izentropic ( $\sigma$ ).** Exponentul izentropic este obținut cu relația :

$$\sigma = \frac{C_p/C_v - 1}{\left(C_p/C_v\right)} = \frac{K_{av} - 1}{K_{av}} \quad (3.3.7)$$

Exponentul izentropic este evaluat la media temperaturii dintre două noduri (secțiuni), și este dat de relația:

$$K_{av} = K_{50} + \frac{\left(\frac{T(i) + T(j)}{2}\right) - 50}{250} (K_{300} - K_{50}) \quad (3.3.8)$$

Parametrii  $K_{300}$  și  $K_{50}$  sunt raporturile căldurilor specifice la 300°F (148,8°C) și 50°F (10°C).

**f) Factorul de compresibilitate ( $Z$ ).** Pentru calcularea lui  $Z$ , trebuie mai întâi determinate valorile temperaturii reduse  $Tr$ , presiunii reduse  $Pr$  și a densității reduse  $\rho_r$  după cum urmează:

$$Tr = \frac{T}{T_c} \quad (3.3.9)$$

$$Pr = \frac{P}{P_c} \quad (3.3.10)$$

$$\rho r = \frac{0.27 Pr}{Z Tr} \quad (3.3.11)$$

După modificările făcute de către Dranchuck P.M. și alții (1974), [27] relația de calcul a factorului de compresibilitate este:

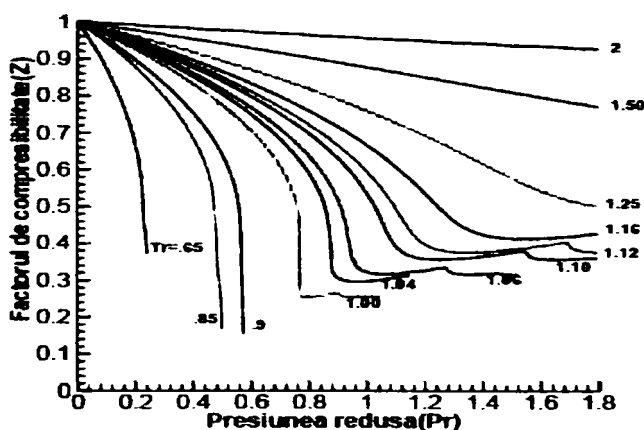
$$Z = 1 + \left( A_1 + \frac{A_2}{Tr} + \frac{A_3}{Tr^3} \right) \rho r + \left( A_4 + \frac{A_5}{Tr} \right) \rho r^2 + \frac{A_6}{Tr^3} \rho r^3 \quad (3.3.12)$$

unde:

$$\begin{aligned} A_1 &= 0,31506 & A_4 &= 0,5353 \\ A_2 &= -1,0467 & A_5 &= -0,6123 \\ A_3 &= -0,5783 & A_6 &= 0,6895 \end{aligned}$$

și a cărei formă grafică este prezentată în graficul 3.3.1.

Graficul 3.3.1. Factorul de compresibilitate



**g) Puterea calorică inferioară ( $H_i$ ).** Puterea calorică inferioară este obținută cu relația:

$$H_i = \sum_{i=1}^n (h_i) \times y_i \quad (3.3.13).$$

și reprezintă suma valorilor cele mai joase a puterilor calorifice ale fiecărei componente ( $\frac{kJ}{kg}$ ).



Debitul neizoterm de gaz în conductă este dependent de timp, de ecuațiile energetice și de ecuația de stare. Rezolvând aceste ecuații, se obține comportamentul parametrilor gazului în conductele de transport.

Issa R.I. și Spalding D.B. (1972) [73], Deen J.K. și Reintsema S.R. (1983) [34], Thorley și Tiley (1987) [80] și Price G.R. și alții (1996) [130] au dezvoltat ecuațiile de bază pentru acest debit instabil, compresibil, unidimensional care include și transferul de căldură. Relațiile și parametrii ce le compun sunt cele prezentate la cap. 3.2. și sunt preluate și în acest capitol:

**Ecuția continuității:**

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v) = 0 \quad (3.3.14)$$

**Ecuția momentului mecanic:**

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial P}{\partial x} = -\frac{w}{A} - \rho g \sin \theta \quad (3.3.15)$$

unde:

$$w = \frac{f \rho v |v|}{8} \pi D$$

**Conservarea energiei:**

$$\rho \frac{\partial h}{\partial t} + \rho v \frac{\partial h}{\partial x} - \frac{\partial P}{\partial t} - v \frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\Omega + wv}{A} \quad (3.3.16)$$

**Ecuția de stare:**

$$\frac{P}{\rho} = ZRT \quad (17) \quad (3.3.17)$$

Entalpia ce descrie activitatea termodinamică a gazului este dată de:

$$dh = Cp dT + \left\{ \frac{T}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p + 1 \right\} \frac{dP}{\rho} \quad (3.3.18)$$

Sistemul rezultat de ecuații este:

$$\left( \frac{\partial P}{\partial t} \right) + v \left( \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \rho V_w^2 \left( \frac{\partial v}{\partial x} \right) = \frac{V_w^2}{CpT} \left[ 1 + \frac{T}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \right] \frac{\Omega + wv}{A} \quad (3.3.19)$$

$$\left(\frac{\partial v}{\partial t}\right) + v\left(\frac{\partial v}{\partial x}\right) + \frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial P}{\partial x}\right) = -\frac{w}{A\rho} - g \sin \theta \quad (20).$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial t}\right) + v\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{V_w^2}{C_p} \left[1 + \frac{T}{Z}\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_p\right] \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right) = \frac{V_w^2}{C_p P} \left[1 - \frac{P}{Z}\left(\frac{\partial Z}{\partial P}\right)_T\right] \frac{\Omega + wv}{A} \quad (3.3.21)$$

Unde  $V_w$  este:

$$V_w = \sqrt{\frac{ZRT}{\left\{1 - \frac{P}{Z}\left(\frac{\partial Z}{\partial P}\right)_T - \frac{P}{\rho C_p T} \left[1 + \frac{T}{Z}\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_p\right]^2\right\}}} \quad (3.3.22)$$

Relația de continuitate, a momentului mecanic și ecuațiile de energie pot apoi fi scrise luând în considerare masa gazului,  $m$ . Utilizând relația de la cap. 3.2.

$$v = \frac{m}{\rho A} = \frac{mZRT}{PA} \quad (3.3.23)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{mZRT}{PA} \left[1 - \frac{V_w^2}{ZRT} \left(1 - \frac{P}{Z}\left(\frac{\partial Z}{\partial P}\right)_T\right)\right] \frac{\partial P}{\partial x} + mV_w^2 \left(\frac{1}{m} \frac{\partial m}{\partial x} + \frac{1}{T} \left(1 + \frac{T}{Z}\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_p\right) \frac{\partial T}{\partial x}\right) = \\ = \frac{V_w^2}{C_p T} \left\{1 + \frac{T}{Z}\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_p\right\} \left(\frac{\Omega}{A} + \frac{mZRT}{PA^2} w\right) \end{aligned} \quad (3.3.24)$$

$$\begin{aligned} \frac{ZRT}{AP^2} \left\{P \left(\frac{\partial m}{\partial t} + \frac{mZRT}{PA} \frac{\partial m}{\partial x}\right) - m \left(1 - \frac{P}{Z}\left(\frac{\partial Z}{\partial P}\right)_T\right) \times \left(\frac{\partial P}{\partial t} + \frac{mZRT}{PA} \frac{\partial P}{\partial x}\right) + \frac{Pm}{T} \left(1 + \frac{T}{Z}\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_p\right) \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{mZRT}{PA} \frac{\partial T}{\partial x}\right)\right\} + \frac{ZRT}{P} \frac{\partial P}{\partial x} = -\frac{wZRT}{PA} - g \sin \theta \end{aligned} \quad (3.3.25)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{V_w^2}{C_p} \left(1 + \frac{T}{Z}\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_p\right) \frac{ZRT}{AP^2} \left[P \frac{\partial m}{\partial x} - m \left(1 - \frac{P}{Z}\left(\frac{\partial Z}{\partial P}\right)_T\right) \frac{\partial P}{\partial x}\right] + \frac{mZRT}{PA} \times \\ \times \left(1 + \frac{V_w^2}{C_p T} \left(1 + \frac{T}{Z}\left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_p\right)\right) \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{V_w^2}{C_p T} \left\{1 - \frac{P}{Z}\left(\frac{\partial Z}{\partial P}\right)_T\right\} \left(\frac{\Omega}{A} + \frac{mZRT}{PA^2} w\right) \end{aligned} \quad (3.3.26)$$

Detaliile complete despre derivarea acestor relații și specificarea valorilor inițiale pentru rezolvarea lor au fost prezentate în subcapitolul 3.2.

Cercetătorii prezentați în subcapitolul 3.2.2 au dezvoltat diverse metode numerice de calcul ca de exemplu metoda caracteristicilor, metoda elementelor finite, metoda explicită a diferențelor finite și metoda implicită a diferențelor finite. Alegerea depinde de sistemul cercetat. În această lucrare este prezentată și utilizată metoda implicită a diferențelor finite (Chapman K.S. și alții, 2003) [28].

Avantajul principal în a folosi metoda implicită și nu metoda explicită este că prima este necondiționat stabilă și nu impune restricții în pașii de timp maximi accesibili. Însă și ea poate să dea rezultate nesatisfăcătoare în curgerea nepermanentă bruscă, sau să dea rezultate nesigure în timpul impunerii unor tipuri de condiții de limita (Thorley, 1987) [80].

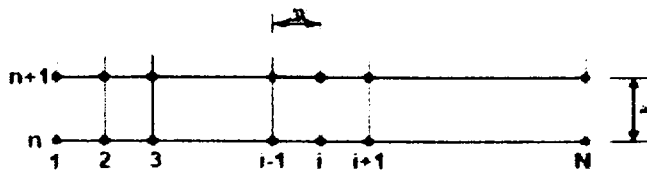
Mohitpour M. și alții [107] și Kiuchi T. (1994) [78] au folosit această metodă explicită pentru a rezolva relația de continuitate și ecuațiile momentului mecanic pentru conductele de gaz. Această metodă este foarte corectă pentru rețelele de gaze naturale combustibile, deoarece problemele lor de obicei implică relativitatea fenomenelor, curgerii nepermanente lente mai puțin importantă decât fenomenele tranzitorii pe termen lung (Kiuchi T, 1994) [78].

Metoda implicită garantează stabilitate pentru un timp îndelungat, dar necesită folosirea metodei Raphson pentru a rezolva sistemul de ecuații simultane neliniare la fiecare treaptă de timp.

În lucrare, metoda complet implicită este utilizată pentru a rezolva relațiile de continuitate, momentului mecanic și ecuațiile energetice și rezultatele sunt comparate cu cele ale lui Kiuchi T. (1994). Metoda complet implicită implică utilizarea ecuațiilor de transformare (3.3.2.4), (3.3.2.5), (3.3.2.6), (3.3.2.7) din ecuațiile parțial diferențiale în ecuații algebrice folosind aproximațiile diferențelor finite pentru derivatele parțiale.

În figura 3.3.1 este redată schema folosită de metoda implicită în această transformare.

Figura 3.3.1. Schema folosită de metoda implicită în transformarea relațiilor



Conducta are N noduri și „n” nivele de timp.

Derivatele parțiale pot fi scrise:

$$\frac{\partial P}{\partial t} = \frac{(P_{i+1}^{n+1} + P_i^{n+1} - P_{i+1}^n - P_i^n)}{2\Delta t} \quad (3.3.27)$$

$$\frac{\partial m}{\partial t} = \frac{(m_{i+1}^{n+1} + m_i^{n+1} - m_{i+1}^n - m_i^n)}{2\Delta t} \quad (3.3.28)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{(T_{i+1}^{n+1} + T_i^{n+1} - T_{i+1}^n - T_i^n)}{2\Delta t} \quad (3.3.29)$$

iar,

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{P_{i+1}^{n+1} - P_i^{n+1}}{\Delta x} \quad (3.3.30)$$

$$\frac{\partial m}{\partial x} = \frac{m_{i+1}^{n+1} - m_i^{n+1}}{\Delta x} \quad (3.3.31)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{T_{i+1}^{n+1} - T_i^{n+1}}{\Delta x} \quad (3.3.32)$$

și:

$$P = \frac{P_{i+1}^{n+1} + P_i^{n+1}}{2} \quad (3.3.33)$$

$$m = \frac{m_{i+1}^{n+1} + m_i^{n+1}}{2} \quad (3.3.34)$$

$$T = \frac{T_{i+1}^{n+1} + T_i^{n+1}}{2} \quad (3.3.35)$$

Făcând substituiri în relațiile de mai sus, rezultă trei sisteme de ecuații pentru fiecare nod, fără a considera nodul N, și  $(3N - 3)$  ecuații pentru conductă. Numărul de valori necunoscute la timpul  $n + 1$ , care constă din presiunea, temperatura și viteza de curgere a masei de gaz în fiecare nod, este  $3N$ . Aceste ecuații sunt complet neliniare și se aplică metoda Newton-Raphson pentru a le rezolva.

Kiuchi T. (1994) [78] a aplicat metoda completă a diferențelor finite implicate la forma izotermă a ecuațiilor de conservare:

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \frac{V_w^2}{A} \frac{\partial m}{\partial x} = 0 \quad (3.3.36)$$

$$\frac{1}{A} \frac{\partial m}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{m^2 V_w^2}{PA^2} \right) + \frac{\partial P}{\partial x} + \left( \frac{f V_w^2}{2DA^2} \right) \frac{m|m|}{P} + \frac{Pg}{V_w^2} \sin \theta \quad (3.3.37)$$

Viteza  $V_w$  a fost considerată egală cu  $\sqrt{ZRT}$ , considerându-se egal cu unitatea numitorul relației (3.3.2.2). Primul și al doilea termen în ecuația

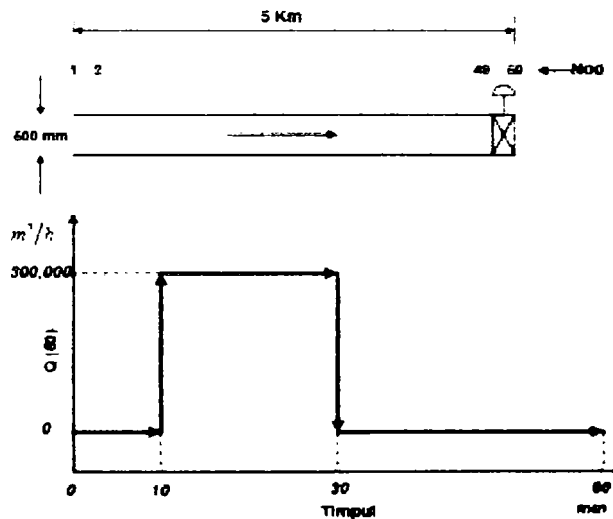
momentului mecanic (3.3.37) reprezintă inerția. Kiuchi, a presupus o viteză de curgere mică în comparație cu viteza undei, neglijând al doilea termen. Pentru a compara modelul descris cu rezultatele prezentate de către Kiuchi T. (1994) [78], au fost făcute următoarele:

- 1) al doilea termen de inerție a fost temporar considerat egal cu zero;
- 2) debitul a fost tratat ca unul izoterm, coeficientul de frecare presupunându-se constant și egal cu 0.008.

Comparația se face pe același sistem descris de către Kiuchi T. (1994) [78]. Acest sistem este modelat ca o conductă simplă, dreaptă, având lungimea  $L = 5$  km, un diametru interior  $D_i = 500$  mm, în care curge un gaz cu greutatea specifică egală cu 18,0, la o presiune de 5 Mpa conform figurii 3.3.3. Electrovana din aval se deschide și timp de 10 minute, debitul de ieșire crește de la zero la 300,000 ( $m^3/h$ ), timp în care presiunea la intrare este menținută la 5 MPa. După menținerea acestei condiții timp de 20 de minute, electrovana din aval se închide. Calculele sunt efectuate în nodurile de rețea (5, 10, 20, 30, 40, 50). Nodurile de rețea reprezintă secțiuni virtuale în lungul conductei.

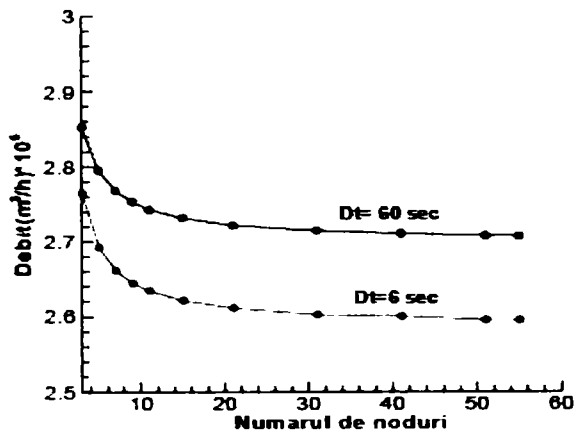
Se consideră pentru modelare lungimea totală a conductei împărțită în 50 de noduri.

Figura 3.3.2. Reprezentarea modelului studiat

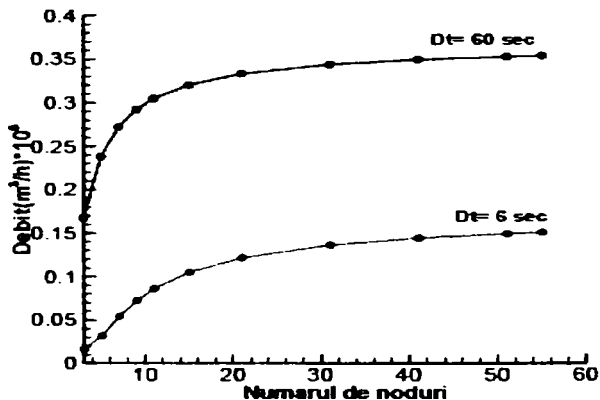


În graficele 3.3.2 și 3.3.3 este prezentată variația debitului în conductă în dreptul nodurilor propuse, la momentul  $t = 11$  min, - care reprezintă momentul imediat următor, după ce debitul a ajuns la 300.000  $m^3/h$ , și la momentul  $T = 31$  min, când electrovana din aval se închide. Pașii de timp considerați sunt  $\Delta t = 0,1$  min și  $\Delta t = 1,0$  min .

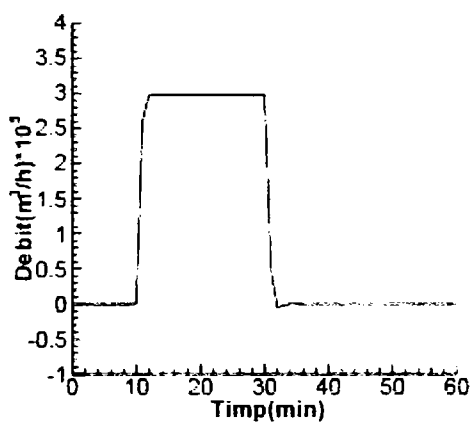
Graficul 3.3.2. Variația debitului în lungul axei centrale a conductei, în minutul 11, în condiții izoterme



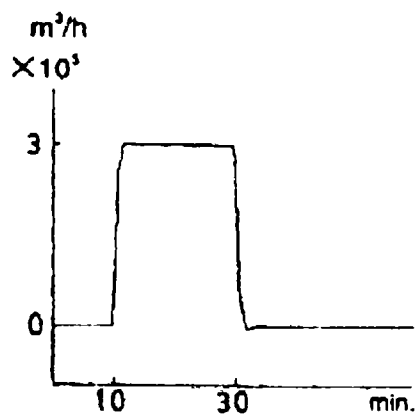
Graficul 3.3.3 Variația debitului în lungul axei centrale a conductei, în minutul 31, în condiții izoterme



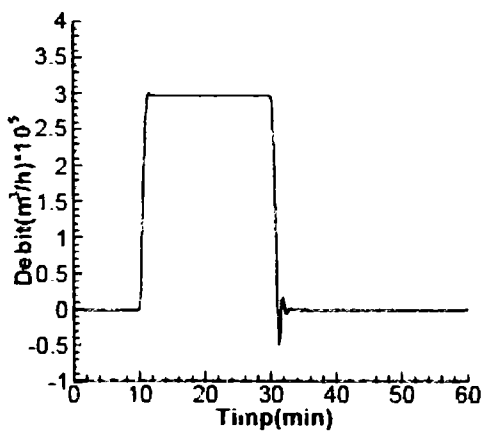
Kiuchi a comparat metoda sa cu metodele Crank-Nicolson, metoda caracteristicilor, metoda Lax-Wendroff, metoda lui Guy. Metoda Crank-Nicolson a dat o soluție instabilă, în cazul unui pas mare de timp. Metoda caracteristicilor și Lax-Wendroff folosesc metoda explicită și a dat o soluție corectă, când conducta a fost împărțită în părți suficient de mici pentru ambele stări tranzitorii, cel rapid și cel lent. Însă, ambele metode necesită timp de calcul semnificativ. Kiuchi T. (1994) [78] a arătat că metoda Guy, care folosește metoda implicită, are stabilitate bună pentru un pas mic de timp, de aici rezultând oscilații mai mici. În graficele 3.3.6; 3.3.7 și 3.3.8 sunt prezentate comparațiile variațiilor debitelor la pași de timp  $\Delta t = 1,0 \text{ min}$ ,  $\Delta t = 0,1 \text{ min}$  și  $\Delta t = 0,01 \text{ min}$ , utilizând relațiile modelului virtual, prezentat în lucrare la subcapitolul 3.2 cu cele determinate de Kiuchi, aplicând relațiile (3.3.36) și (3.3.37) în nodul 1 (intrarea în conductă). Graficele arată că rezultatele celor două metode, cea prezentă în lucrare și cea a lui Kiuchi sunt foarte apropiate la aceeași pași de timp și în nodul de intrare.

Graficul 3.3.4. Comparația lucrării prezente (a) cu modelul Kiuchi (b) pentru  $\Delta t = 1,0$  minute

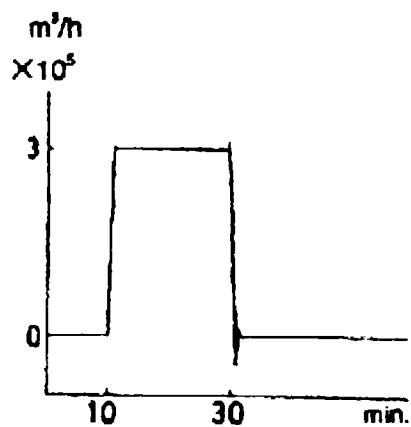
(a)



(b)

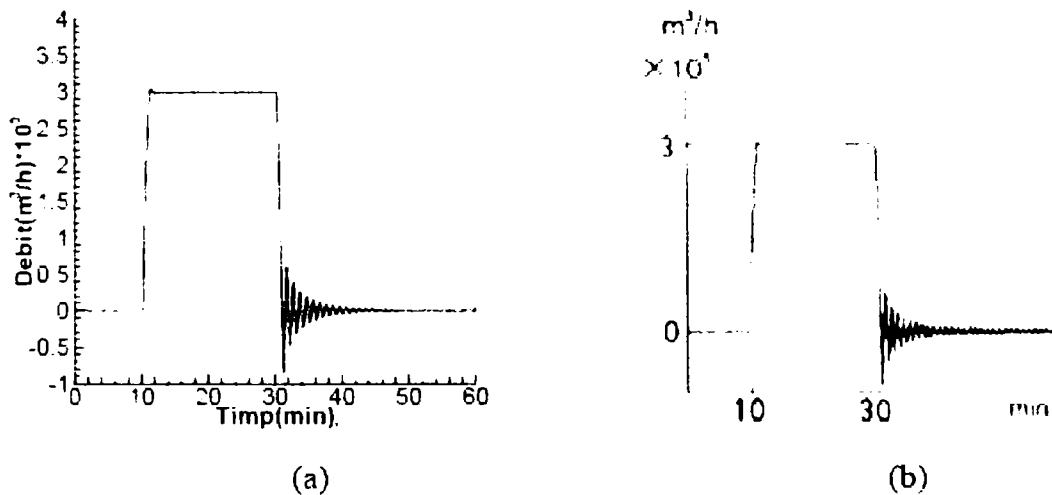
Graficul 3.3.5. Comparație între modelul virtual (a) și modelul Kiuchi (b) pentru  $\Delta t = 0,1$  minute

(a)



(b)

Graficul 3.3.6. Comparație între modelul virtual (a) și modelul Kiuchi (b) pentru  $\Delta t = 0,01$  minute



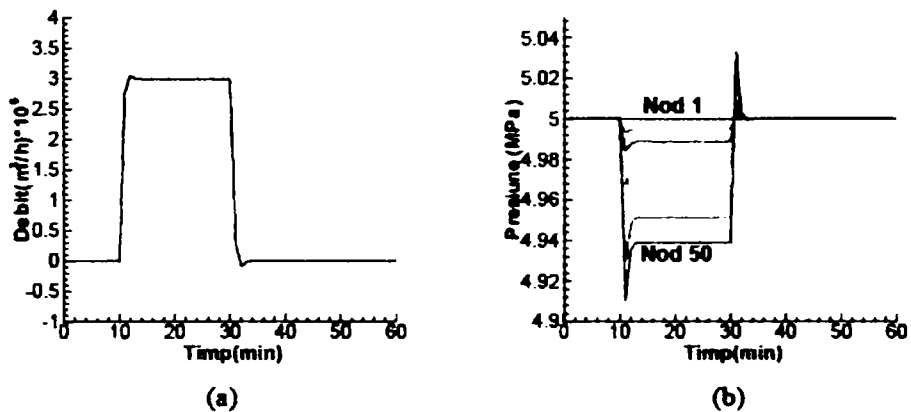
Pe măsură ce pașii de timp descresc, oscilația debitului la această condiție crește. Această oscilație este temporară datorită conservării masei.

Studiul lui Kiuchi a neglijat al doilea termen (termenul de inerție) din ecuație (3.3.37) și a presupus un coeficient de frecare uniform și constant. Însă relațiile prezentate la cap. 3.2 iau în considerare și efectul termenului de inerție precum și variația coeficientului de frecare. În graficele 3.3.7, 3.3.8, 3.3.9 și 3.3.10 se prezintă efectul pasului de timp asupra debitului, în nodul 1 și efectul schimbărilor de presiune la toate nodurile, de la 1 la 50. Pașii de timp luați în considerare sunt  $\Delta t = 1 \text{ min}$ ,  $\Delta t = 0,1 \text{ min}$ ,  $\Delta t = 1 \text{ sec}$  și  $\Delta t = 0,01 \text{ min}$ , în condițiile luării în considerare și a fenomenului de inerție.

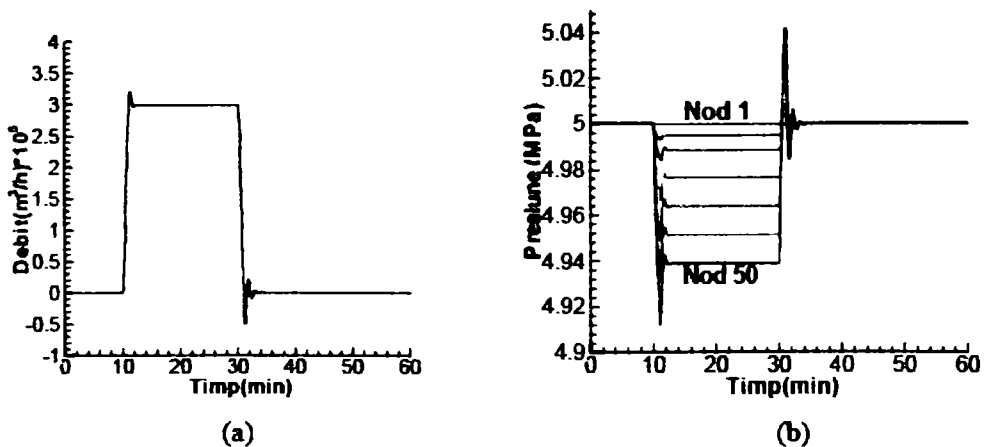
În timpul deschiderii și închiderii electrovanei, toate proprietățile gazului tind să se schimbe datorită schimbării condițiilor. Sistemul necesită un timp limitat pentru a se adapta el însuși la noua condiție, ca să ajungă la starea de regim staționar. Pentru un pas mare de timp, efectul mic a unor parametrii, ca de exemplu termenul de inerție, poate să nu fie perceptibil în intimitatea debitului înainte ca el să ajungă, la condiția de stare de regim staționar. În acest caz, efectul termenului de inerție pur și simplu dispăre, între pașii de timp, (3.3.9). În concluzie, **existența sau absența termenului de inerție în ecuațiile momentului mecanic nu vor afecta rezultatele**. Pe de altă parte, pentru pași mici de timp, efectul acestui parametru este perceptibil și de fapt joacă un rol important în fluctuații, în amplitudine și în amortizare, înainte de atingerea stării de regim staționar, așa cum este arătat în graficele 3.3.11 și 3.3.12.



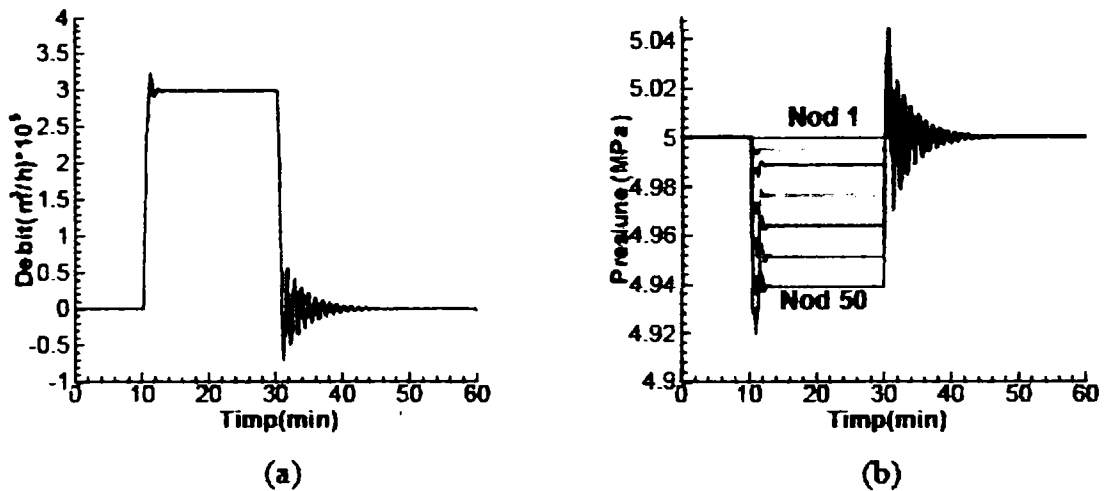
Graficul 3.3.7. Variația debitului și a presiunii, în modelul virtual izoterm, cu  $\Delta t = 1,0$  minute



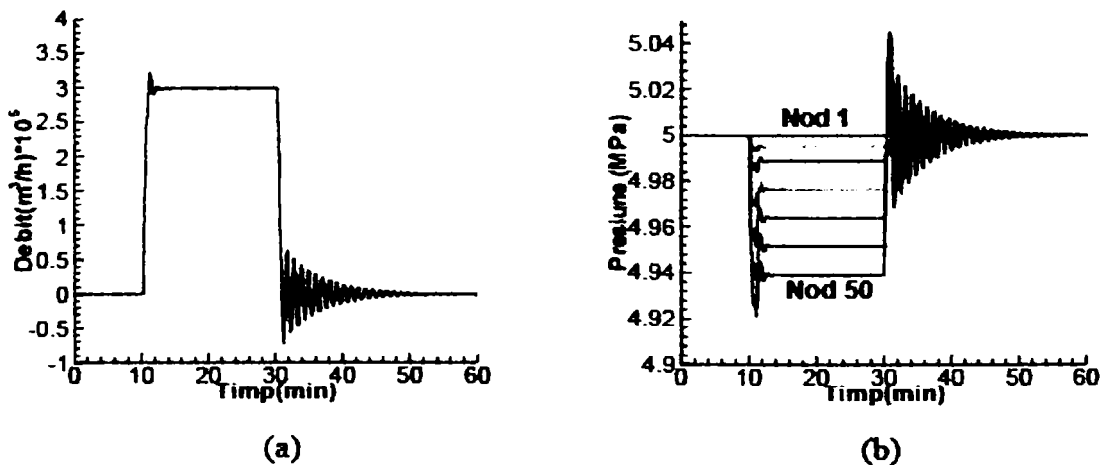
Graficul 3.3.8. Variația debitului și a presiunii în modelul virtual izoterm cu  $\Delta t = 0,10$  minute



Graficul 3.3.9. Variația debitului și a presiunii în modelul virtual izoterm cu  $\Delta t = 1,0$  secunde



Graficul 3.3.10. Variația debitului și a presiunii în modelul virtual izoterm cu  $\Delta t = 0,01$  minute



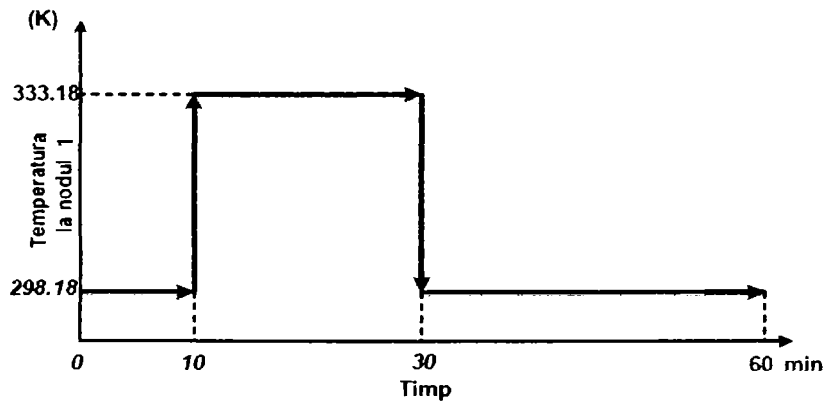
Ecuția energetică (3.3.26), împreună cu cea a momentului mecanic și cu relațiile de continuitate, sunt folosite pentru a explica variația temperaturii de-a lungul conductei. Ecuțiile descrise sunt rezolvate folosind metoda implicită, descrisă de relațiile (3.3.27) ÷ (3.3.35) și figura 3.3.2.

Efectele condițiilor neizoterme pentru debit, sunt ilustrate în graficele 3.3.14 ÷ 3.3.19. În graficele din 3.3.14, 3.1.16 și 3.1.18 se arată efectul pasului de timp pentru debit în nodul 1. În graficul din 3.3.13 sunt prezentate temperaturile limită de 298,18 K (25°C), în nodul 1, la timpuri diferite și 333,18°K (60°C), pentru

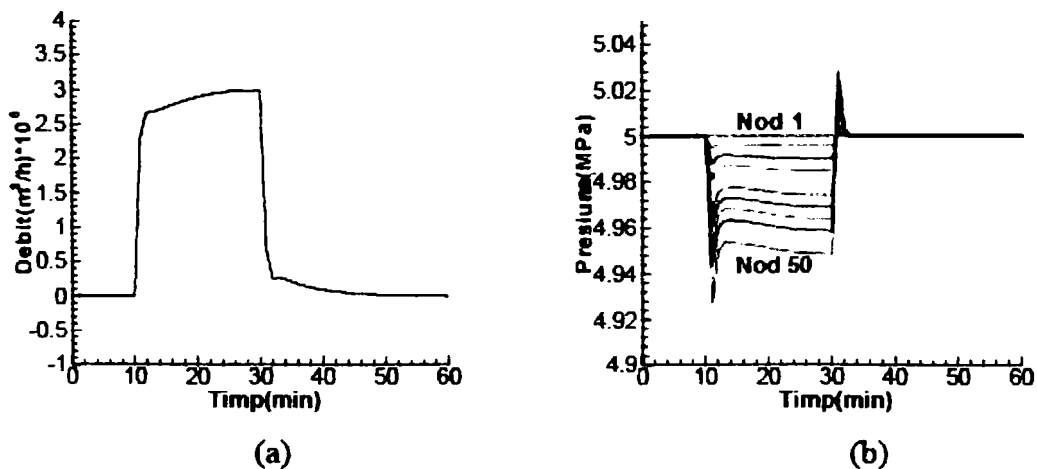
debitul la intrare în conductă, în momentul deschiderii electrovalvei. Coeficientul de transfer termic între conductă și mediul ambiant în care se află conducta, a fost considerat egal cu  $200 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ , în nodul 1 la momente diferite. Se observă că debitul este semnificativ afectat de variațiile de temperatura până când debitul atinge starea stabilă. În timp ce viteza de curgere a debitului, în cazul izoterm, sare brusc la condiția de stare stabilă, viteza debitului în cazul neizoterm crește gradat până când starea stabilă este atinsă. Aceasta se întâmplă datorită variațiilor de densitate, datorate temperaturii. Închizând și deschizând electrovana, presiunea, debitul și temperatura se schimbă. Densitatea se schimbă lent datorită transferurilor de la o parte de debit la alte părți ale sale.

Aceasta conduce la o schimbare semnificativă a densității. În consecință, atunci când se analizează curgerea unui debit de gaz în conductă, trebuie să se ia în considerare și efectul temperaturii, deoarece variația ei (a mediului de pozare a conductei) nu variază numai la trecerea de la un anotimp la altul și de la trecerea de la zi la noapte și invers.

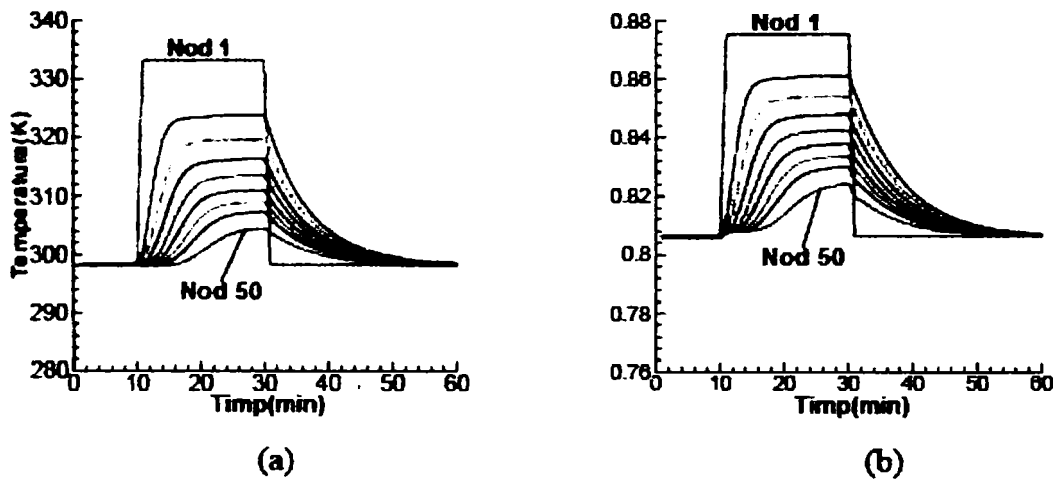
Graficul 3.3.11. Condițiile limită de temperatura în nodul 1.



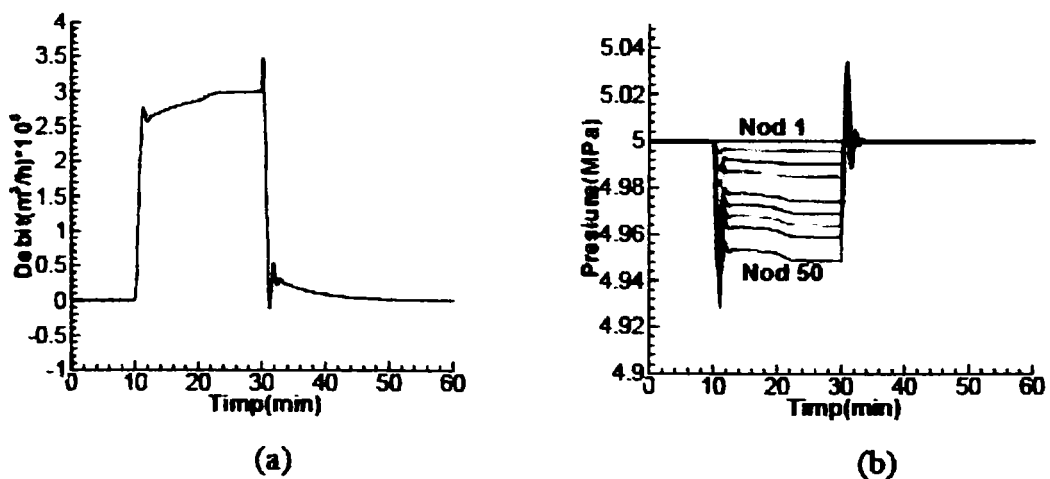
Graficul 3.3.12. Variația debitului (a) și a presiunii (b) în modelul virtual neizoterm, cu  $\Delta t = 1,0$  minute.

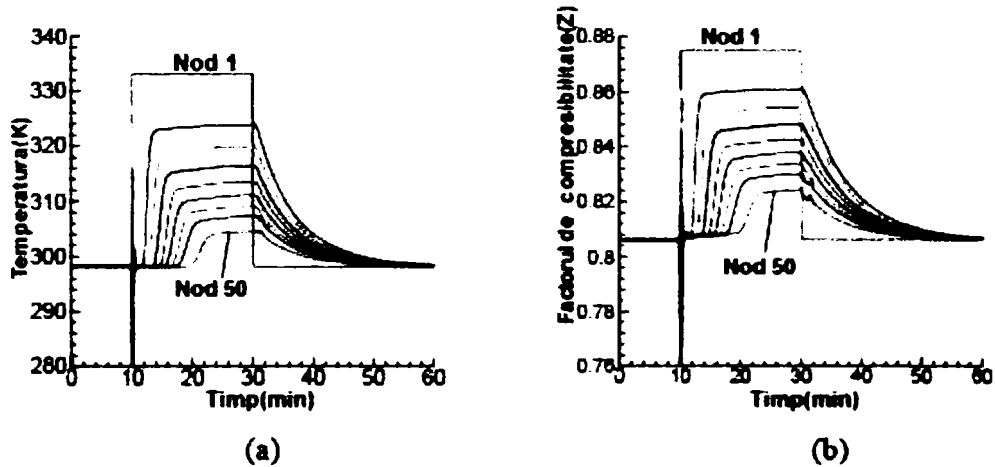
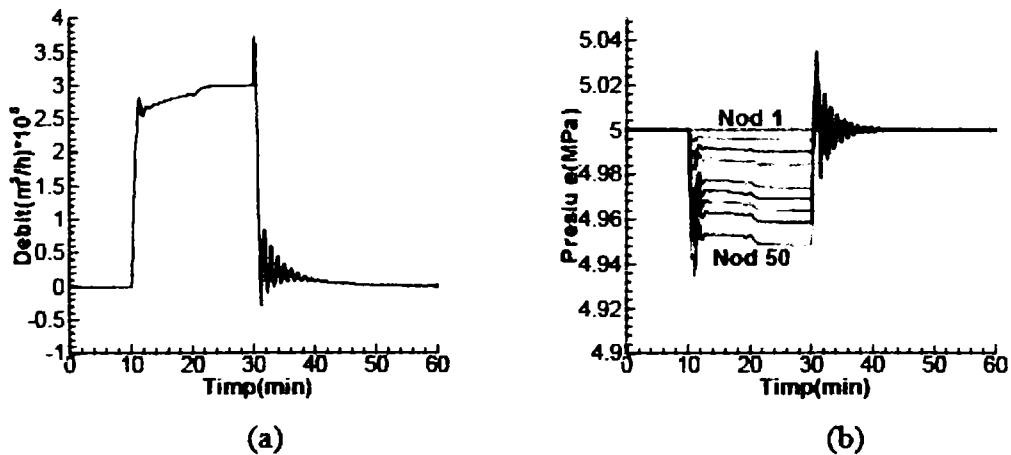


Graficul 3.3.13. Variația temperaturii (a) și a factorului de compresibilitate (b) în modelul virtual neizoterm cu  $\Delta t = 1,0$  minute



Graficul 3.3.14. Variația debitului (a) și a presiunii în modelul virtual (b) neizoterm cu  $\Delta t = 0,1$  minute



Graficul 3.3.15. Variația temperaturii (a) și a factorului de compresibilitate (b) în modelul virtual neizoterm cu  $\Delta t = 0,1$  minuteGraficul 3.3.16. Variația debitului (a) și a presiunii în modelul virtual (b) neizoterm cu  $\Delta t = 1,0$  secunde

Similar, când electrovana este închisă, presiunii îi trebuie un timp mai îndelungat, să ajungă la valoarea finală, pentru lungimile mai mari ale conductei. În consecință, conductele cu lungimi mai mari nu iau contact cu schimbările de presiune neașteptate. Viteza debitului se comportă similar. Odată cu creșterea lungimii conductei, la deschiderea electrovanilor crește și diferența de presiune necesitând un timp mai mare, pentru a se ajunge în starea de regim staționar. Atunci când electrovana se închide, tot în cazul conductei mai lungi, presiunii îi trebuie o durată de timp mai mare să ajungă la o valoare finală. De aici tragem concluzia că în situația conductelor de transport de lungimi mari de ordinul sutelor de km, nu pot să apară schimbări de presiune bruște sau neașteptate. Analiza este similară și în cazul debitului.

### 3.3.1.2. Sistemul virtual al armăturilor de închidere (blocare), reglare – măsurare control

Toate sistemele de transport al gazelor naturale, cât și cele de distribuție sunt dotate cu armături de închidere-blocare, reglaj și control. În sistemul virtual privind simularea transportului gazelor, fiecare dintre aceste armături, indiferent de locul fizic unde acestea se găsesc în sistem, pot fi considerate noduri (secțiuni) de analiză, acestea putând fi modelate ca și condiții de limită pentru sistem.

#### Modelul nodului robinet de blocare

În figura 3.1.25 se ilustrează schematic robinetul de blocare, care este folosit pentru simulare. Când robinetul este deschis, conservarea de masă, energia și momentul mecanic se reduc la:  $m_1 = m_2$ ,  $P_1 = P_2$ ,  $T_1 = T_2$ . Când robinetul este închis conservarea masei, energia și momentul mecanic nu sunt aplicabile, pentru că între robinetul de intrare în sistem și cel de ieșire din el, practic nu există nici o conexiune din punct de vedere al transportului de gaze. Viteza de curgere a debitului masic, prin robinetul de ieșire din sistem în timpul când robinetul de blocare este închis este zero, dar, el se mărește la intrarea în robinet, până când condiția de stare stabilă este atinsă. Ecuația  $m_2 = 0$  este folosită pentru a modela închiderea robinetului.

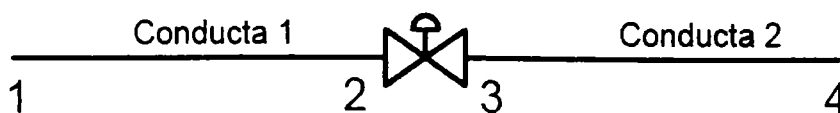
În figura 3.3.4 este prezentat schematic un robinet de blocare poziționat între două conducte lungi. Conductele au un diametru nominal  $D_n = 500\text{mm}$  și o lungime  $L = 50\text{ km}$ , și fiecare din acestea se partiționează în 50 de noduri (secțiuni) de calcul. Condițiile la limită sunt:

- presiunea de intrare în conducta 1 (punctul 1): 6 MPa;
- temperatura de intrare în conducta 1 (punctul 1): 333.33 K;
- presiunea la ieșirea din conducta 2 (punctul 4): 4MPa;

Figura 3.3.4. Schema robinetului de blocare



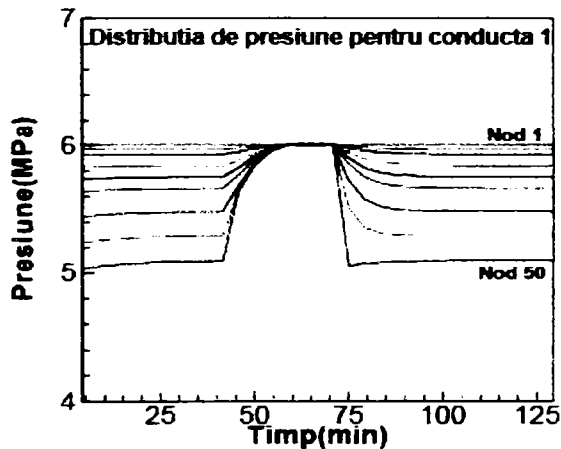
Figura 3.3.5. Reprezentarea schematică a robinetului de blocare ce interconectează două conducte lungi



Robinetul de blocare este deschis pentru 41 de minute și 40 de secunde, după care se închide brusc și rămâne pe această poziție, pentru următoarele 33 minute și 20 secunde, după care robinetul se deschide și rămâne deschis până ce

simularea este oprită. În graficul 3.3.17 se prezintă repartiția presiunilor pentru plaja de noduri de la 1÷50 pentru conducta 1. Presiunea în fiecare nod ajunge să constituie o condiție de stare stabilă, în timpul în care robinetul este deschis, în prima fază. Gradientul de presiune între nodurile 1 și 50 apare datorită pierderilor prin frecare în conducte. La momentul de timp  $t = 41$  minute și 40 secunde, când robinetul se închide, presiunea în fiecare nod de calcul crește, având tendința să ajungă la valoarea presiunii de intrare. Când robinetul se redeschide, la  $t = 75$  de minute, presiunea în toate nodurile de calcul tinde iarăși la condițiile stare stabilă. Aceleași caracteristici se întâmplă și în conducta din aval.

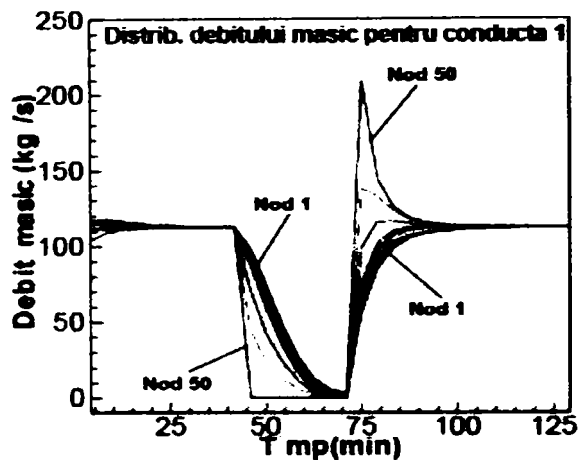
Graficul 3.3.17. Variația presiunii în modelul virtual la intrarea în conducta din amonte



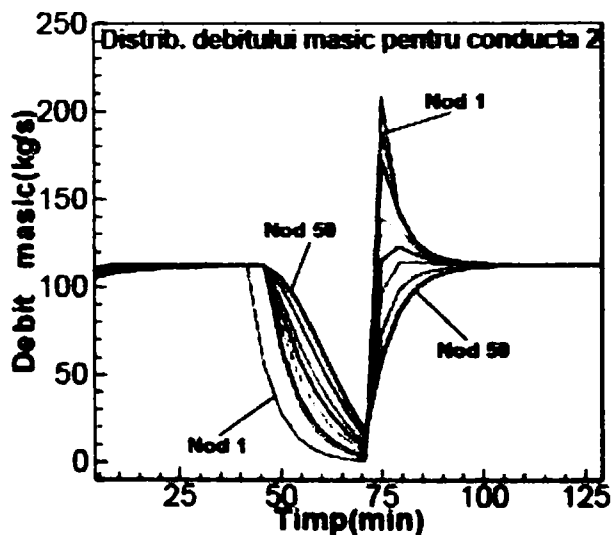
Graficul 3.3.19 ilustrează caracteristica asemănătoare, pentru curentul în aval de conductă (Conducta 2).

În graficul 3.3.18 este prezentată variația debitului masic, timp de 125 minute, în fiecare nod de calcul, în lungul conductei din amonte, față de robinetul de blocare. Înaintea închiderii robinetului de blocare, debitul masic în toate nodurile se apropie asimptotic de starea staționară, în jurul valorii 112,6 kg/s. În momentul de timp  $t = 41$  min și 40 sec, când robinetul de blocare se închide, debitul în nodul de calcul 50, scade la zero. Deoarece gazul este compresibil, și debitul în celelalte noduri, mai mult sau mai puțin, tinde asimptotic la valoarea zero, este ca și cum, unda comprimă cantitatea de gaz din conductă. Se observă că la momentul de timp  $t = 75$  min, când robinetul de blocare se redeschide, debitul în fiecare nod de calcul se apropie asimptotic de o stare de regim stabil, în jurul valorii 112,6 kg/s. Situația este aproape similară în conducta din aval și este prezentată în graficul 3.3.19.

Graficul 3.3.18. Variația debitului masic, în modelul virtual la intrarea în conducta din amonte



Graficul 3.3.19. Variația debitului masic, în modelul virtual la intrarea în conducta din aval



### Modelul nodului de reglare - măsurare

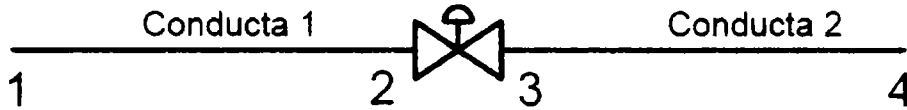
Regulatorul de presiune influențează sistemul virtual de simulare, deoarece determină o presiune prescrisă la intrare. Regulatorul este modelat într-un mod asemănător robinetului de blocare, astfel ecuațiile de conservare se reduc la:  $m_1 = m_2$ ,  $P_1 \neq P_2$ , și  $T_1 = T_2$ . În figura 3.1.30 se ilustrează schematic un regulator care este poziționat între două conducte având diametrul fiecare  $D_n = 500$  mm și o lungime de  $L = 5$  km. Fiecare conductă este împărțită în 20 noduri de calcul. Condițiile limită sunt:

- Presiunea de intrare în conducta 1 (punctul 1): 6 MPa;

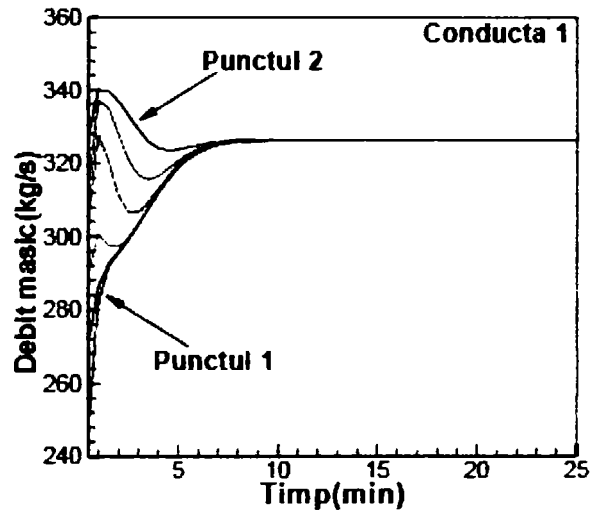


- Temperatura de intrare în conducta 1 (punctul 1): 333,33 K;
- Presiunea de ieșire din regulator (punctul 3): 4,5 MPa;
- Presiunea de ieșire din conducta 2 (punctul 4): 3,5 MPa.

Figura 3.3.6. Reprezentarea schematică a regulatorului montat între două conducte lungi

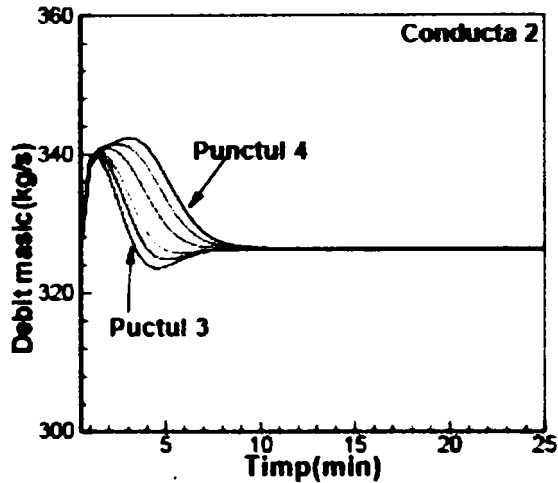


Graficul 3.3.20. Variația debitului masic, în modelul virtual în conducta din amonte



În graficul 3.1.20, este prezentat modul în care reacționează debitul masic în diferite noduri de calcul. Se observă că acesta are o fluctuație aproape trecătoare până în momentul  $t=10$  min, când acesta, în toate nodurile de calcul atinge o stare stabilă, în jurul valorii de 326,36 kg/s. Situația este similară și în conducta din aval, când starea stabilă este atinsă tot după 10 min, (graficul 3.1.21). În graficele 3.1.22. și 3.1.23. este prezentată variația presiunii la intrarea și ieșirea din conducte. Se observă că variația presiunii în fiecare nod este diferită, în momente diferite, datorită atât compresibilității gazului cât și pierderilor de presiune datorate frecării de pereții interiori ai conductelor, din amonte și aval față de regulator, și se apropie foarte mult în toată perioada de timp, de o stare stabilă.

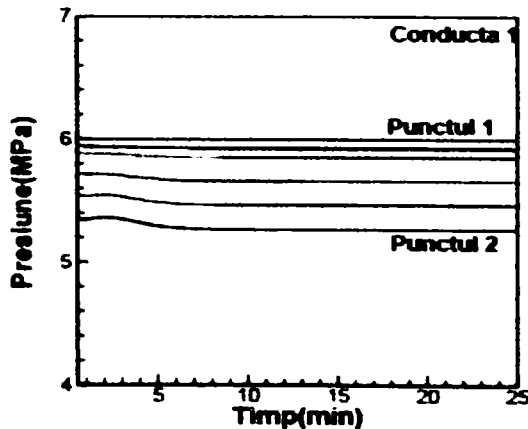
Graficul 3.3.21. Variația debitului în modelul virtual, în conducta din aval



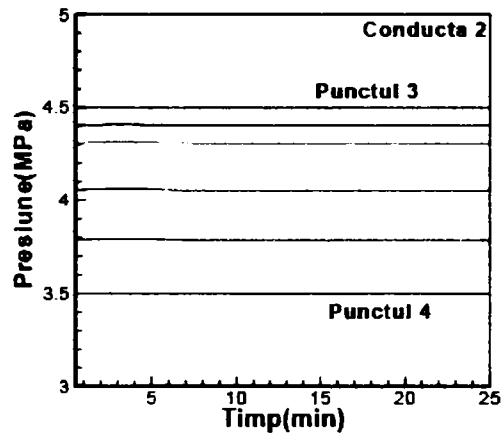
La sfârșitul simulării virtuale, presiunea la punctul 1, devine 5.27 MPa, în conducta din amonte. Același comportament se întâmplă la conducta din aval, cu precizarea că presiunea la intrare și la ieșire este fixată. În consecință, nu este nici o variație tranzitorie a presiunii în alte noduri, așa cum se arată în graficul 3.3.23. În graficele 3.3.24. și 3.3.25. sunt prezentate variațiile temperaturilor în conducta din amonte și aval față de regulator.

Din cauza transferului de căldură dintre conductă și mediu în care este pozată, temperatura în fiecare nod de calcul este diferită. După 10 minute, temperatura la punctul 2 devine 321 K și 312 K în punctul 4.

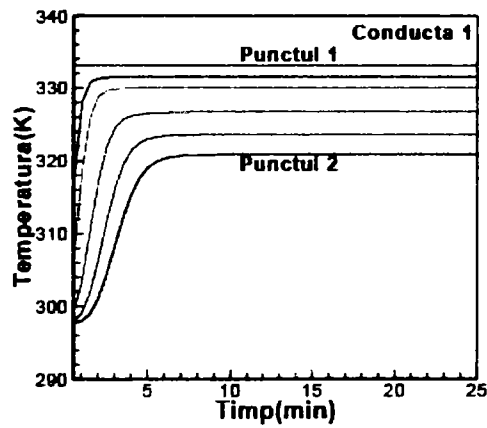
Graficul 3.3.22. Variația presiunii în modelul virtual în conducta din amonte



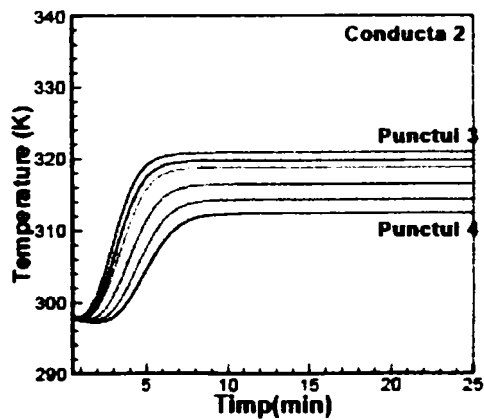
Graficul 3.3.23. Variația presiunii în modelul virtual în conducta din amonte



Graficul 3.3.24. Variația temperaturii în modelul virtual, în conducta din amonte



Graficul 3.3.25. Variația temperaturii în modelul virtual, în conducta din aval



### 3.3.2. Prezentarea algoritmului de optimizare

Analizele și instrumentele de simulare prezentate anterior, reprezintă puncte fundamentale de plecare în a formula metode noi, pentru executarea optimizării și definirii elementelor de siguranță pentru conducte. Aceasta permite, ca sistemul virtual să funcționeze nu numai ca un instrument de analiză, ci și ca un instrument de sistematizare operațională și de construcție. Practica a scos în evidență trei necesități fundamentale:

1. dezvoltarea metodelor de funcționare a unui sistem de transport a gazelor naturale optim, prin selectarea de echipament corespunzător;
2. dezvoltarea metodelor pentru a optimiza amplasarea și construirea stațiilor de comprimare;
3. dezvoltarea metodelor pentru a optimiza siguranța sistemului în caz de avarie.

În toate optimizările prezentate mai sus, scopul este de a maximaliza debitul de gaz în timp ce pierderile de orice natură, să se încadreze între anumite limite. În mod alternativ, pierderile pot fi minimalizate, sub rezerva respectării limitelor valorii debitului. În mod evident, aceasta este o optimizare forțată și poate fi rezolvată ca atare. Oricum, practica în domeniu transformă această optimizare în a maximaliza presiunea în conductă. Însă la mai multe societăți de transport a gazelor, optimizarea, fost mutată la optimizarea operațională, cu accentuarea pe reducerile de preț pe seama minimalizării consumului de combustibil. Softurile în domeniu, în mod curent, nu au capacitatea pentru a optimiza complet și automat parametrii operaționali, ele furnizează numai niște calcule sumare ca și ajutor pentru luarea unei decizii umane. Cu alte cuvinte, generația curentă de softuri, permite unui operator uman să simuleze debitul conductei în rețea, în afara modelului de echipament descris. Orice decizie, în ceea ce privește optimizarea funcționării echipamentului, se face de către un operator uman, și se bazează pe simularea simplificată a câtorva scenarii. Sistemul virtual de simulare a mișcării gazelor în conducte, introduce o metodologie prin care softul, are la bază un echipament modelat detaliat, optimizarea se realizează pe o rezolvare matematică cât mai riguroasă, generând în mod automat soluții optime, fără nici o implicare a utilizatorului.

Cele prezentate la cap.3.1. și 3.2 furnizează capacitatea de a simula comportamentul sistemului sub o varietate de condiții. În general, două tipuri de probleme de optimizare sunt căutate la sistemele de transport a gazelor: optimizarea construirii lor și optimizarea funcționării lor. În optimizarea construirii, scopul este găsirea un optim între conducte și echipamente. În optimizarea de funcționare, rețeaua de conducte și configurația stațiilor de comprimare este dată, iar scopul este de a funcționa tot ansamblul într-un mod optim. În lucrare este luată în considerare doar optimizarea de funcționare. Funcționarea optimă a rețelei implică întâlnirea tuturor fenomenelor și condițiilor ce au loc în rețea, în timpul minimalizării unei funcții obiective. Parametrii de funcționare, a căror valori pot fi adaptate, pentru a obține acest punct optim de funcționare, fac referire la "variabilele de construire" în problema de optimizare.

Pentru a optimiza funcționarea rețelei, problema este formulată sub forma unei probleme de programare neliniară standard (NLP) ce presupune, găsirea

valorilor variabilelor de construire a rețelelor  $[b_1, b_2, \dots, b_r]$ , prin minimalizarea funcției obiectiv  $f(b)$  în condițiile:  $h_j(b) = 0, j = 1, \dots, m$ , și  $g_j(b) \leq 0, j = m+1, \dots, n$ .

Formularea problemei optimizării funcționării, în programarea neliniară standard NLP, trebuie să fie făcută cu grijă, pentru a garanta că, formularea NLP captează toate aspectele relevante ale problemei de rețea chiar și cele asociate.

**Formularea problemei de optimizare.** Formularea problemei de optimizare este făcută în trei faze. Mai întâi, variabilele de construire a sistemului, a căror valori urmează să fie determinate de către procesele de optimizare, care sunt definite. În faza următoare se alcătuieste funcția obiectiv, a cărei valoare trebuie minimalizată. În faza a treia se enunță și impun, constrângerile necesare, pentru a garanta că soluția optimă găsită este cea adevărată. În definirea variabilelor de construire, este important în a alege numai acele variabile a căror valori pot fi direct controlate în timpul funcționării rețelei reale, altfel soluția nu poate să fie pusă în aplicare. În același timp, setul de variabile de construire trebuie să fie destul de mare, pentru a furniza cantități de informații cât mai multe și a surprinde o gamă cât mai mare de procese.

Pentru a defini în mod optim funcționarea rețelei pot fi folosite mai multe tipuri de funcții obiective:

- minimalizarea consumului de combustibil;
- minimalizarea emisiilor;
- minimalizarea presiunii maxime;
- minimalizarea temperaturii gazelor la intrarea în sistem.

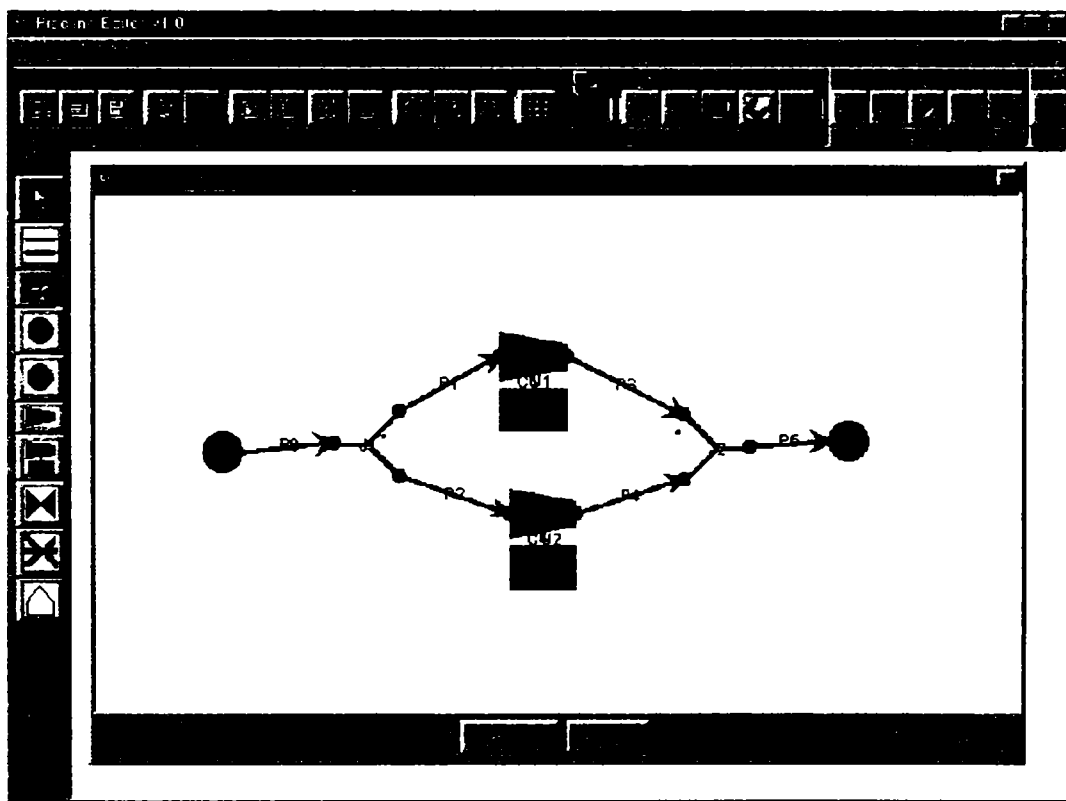
Restricțiile în programarea neliniară standard NLP, joacă un rol critic, prin ele se face asigurarea că punctul optim de exploatare găsit, este util în condiții indezirabile. De exemplu, faptul că fiecare compresor în sistem poate să funcționeze numai în domeniul vitezei pentru care compresorul a fost proiectat și că se poate ține seama de aceasta. O altă restricție o reprezintă viteza gazului ce trebuie să fie între anumite limite. Limitele vitezelor în și la ieșirea din stația de comprimare și cerințele ritmului de curgere, sunt direct introduse ca restricții în NLP. Alte cerințe, ca de exemplu aspirația și presiunea de descărcare din fiecare stație de comprimare, sunt controlate de către NLP prin fixarea valorile lor în simulare. Aceasta reduce șansele suprarestricționării problemei și îmbunătățește eficiența de calcul.

### 3.3.3. Elemente privind softul și calculatorul [172]

Întregul sistem virtual de simulare a mișcării gazelor prin conducte - VPST [virtual Pipeline System Testbod] reprezintă de fapt o colecție de module de soft, prin care se modelează activitatea stațiilor de comprimare și a conductelor. Arhitectura softului, sprijină simulările întregului sistem de conducte trebuie să interacționeze și să se regăsească în proiectarea, construirea și funcționarea totală a sistemului de transport a gazelor naturale și a interconectărilor lui. Vizualizând toată conducta ca un grafic direcționat aciclic, adică gazul curge doar într-o direcție, sistemul virtual VPST este compus din noduri, ca de exemplu, stațiile de comprimare, integral sau parțial și diverse secțiuni sau puncte din lungul conductelor, și interconectările dintre aceste noduri. În faza de proiectare, utilizatorul trebuie să fie capabil să utilizeze în mod grafic interconectările, în construirea sistemului, și să fie capabil să configureze modelele, ce rulează între noduri. În exploatare, datele de intrare și de ieșire, sunt furnizate prin bazele de date directe și utilizatorul ar trebui să vizualizeze performanțele sistemului atât analitic cât și grafic.

Programul de editare a sistemului de conducte este o caracteristică grafică a interfeței de utilizator (GUI), care este proiectată pentru a furniza proiectanților, o vedere grafică a conductelor și informațiile de simulare. Programul de editare a sistemului de conducte, poate fi folosit pentru al construi din punct de vedere grafic, în paralel cu elemente și parametri ce atestă simularea și funcționarea. Programul de editare al sistemului de conducte, este dezvoltat folosind pachetele JGraph și Swing. Editorul este un mod facil de a utiliza aplicația, care poate fi pornită de la oricare computer, folosind un browser de internet. Odată ce a pornit, programul de editare al sistemului de conducte, se va conecta la Optimizor și la Simulatoarele Paralele și Secvențiale. Aplicația necesită Java Web Start 1.2 pentru executare. Programul de editare al conductelor de transport al gazelor, este o interfață de utilizator grafică la simularea conductei virtuale testate. Editorul furnizează toate componentele necesare, pentru a desena un sistem complet de conducte și servește drept o interfață între utilizator și Simulatoarele Secvențiale și Paralele. Interfața care conține una dintre ferestre, cu două bare de instrumente și o bară de meniu este ilustrată în figura 3.3.7.

Figura 3.3.7. Vizualizarea interfeței grafice de utilizator










Bara de instrumente verticală are un buton pentru fiecare element al sistemului de conducte. Componentele pot să fie inserate prin glisare sau dublu clic pe aceste butoane. Bara de instrumente orizontală conține toate butoanele pentru editare și mărire. Bara de instrumente verticală conține, de asemenea, butoanele de comandă pentru simularea paralelă și secvențială. Bara de meniu oferă aceeași funcționalitate ca și cele două bare de instrumente, în plus, funcția de salvare/deschidere. Interfața poate oferi și posibilitatea de a folosi tastatura ca o cale de scurtătură și alte elemente ale unei conducte reale ce pot fi ilustrate grafic cu Programul de editare de conductă. În tabelul 3.3.2 este prezentată lista componentelor sistemului de conducte și simbolul aferent. Utilizatorul poate desena un component dând clic pe icoana componentului din bara de instrumente sau glisând componentul în desenarea blocnotesului. Compresorul și componentele unității de comprimare pot să fie conectate numai la conducte, dar fiecare pot accepta câteva alte conexiuni. În mod similar, un conector poate fi conectat numai la conducte și poate accepta atât de multe conducte, câte conexiuni sunt. Utilizatorul poate șterge orice component din sistemul de conducte cu:

- 1) - dând clic pe component și selectând opțiunea mutare;
- 2) - dând clic pe icoana de mutare în bara de instrumente;
- 3) - folosind tasta de ștergere.

Pentru a edita caracteristicile oricărui component dinăuntru sistemului de conductă, utilizatorul ar trebui sa folosească meniul clic dreapta. Caracteristicile valabile pentru editare depinde de componentul selectat.

Tabelul 3.3.2. Componentele programului de editare pentru conducte

Component	Descriere	Comentariu
	Unitate de comprimare	alcatuit din un compresor si un adaptor
	Conector	Reprezinta h <sup>1</sup> cai de combinare si de ramificare a jonctiunii
	Conducta	
	Supapa	Conecteaza 2 conducte si poate fi ori deschisa ori inchisa
	Compresor	
	Punct de primire	
	Punct de livrare	

Utilizatorul poate muta orice componentă a sistemului de conductă în interiorul spațiului de desenare folosind o mișcare de glisare. Acțiunile pot să fie nedeterminate (sau refăcute) pe oricare componentă a sistemului de conductă, dând clic pe o iconă în bara de instrumente. Dacă nici o acțiune nu este disponibilă, butonul va fi în starea - dezactivat.

Pentru a copia, tăia sau lipi componentele sistemului de conducte, programul de editare include butoanele în bara de instrumente sau, utilizatorul poate să folosească scurtăturile din tastatură. Bara de instrumente include și butoane pentru a micșora sau mări o suprafață a sistemului de conducte.

În programul de editare de conductă, utilizatorul poate să lanseze optimizorul sau simulatorul. Bara de instrumente include un buton pentru a lansa



simulatorul și un alt buton pentru optimizare. Odată ce butonul de simulator este activat, utilizatorul este îndrumat pentru a lansa Simulatorul Secvențial sau Paralel. Utilizatorul trebuie să aibă, abilitatea de a selecta o mulțime de alte funcționalități, pentru a facilita vizualizarea rezultatelor de simulare. Cele trei pachete principale din arhitectura sistemului sunt: JGraph, Programul de editare de conducte și Optimizorul.

JGraph este o bibliotecă de sursă deschisă Swing-style Java pentru vizualizare de grafice. Implementarea JGraph se bazează pe codul sursă a clasei JTree, deși nu este o extensie de JTree, mai degrabă o modificare a codului sursă.

Majoritatea claselor programului de editare pentru conducte, sunt dezvoltate în ordine ierarhică și aflate într-o anumită relație, astfel încât, să ofere o logică în desenarea și prezentarea caracteristicilor sistemului de conducte pentru transport. În figura 3.3.8. este prezentată diagrama ierarhizării claselor programului de editare pentru conducte.

În cele ce urmează se face o descriere a claselor programului:

- **Clasa Editor:-** este o extensie de JPanel și este clasa principală reprezentând panoul principal al aplicației. El include panoul de grafic (JGraph) și bara de instrumente;

- **Clasa MyGraph:** - este o extensie a JGraph, această clasă furnizează un model grafic și conține toate modulele necesare pentru a crea și a insera componentele în grafic;

- **Clasa MyMarquee Transfer Handler:** - această clasă extinde Marquee Transfer Handler. Ea creează dialogurile locale și furnizează funcțiile mouse-lui pentru a reprezenta conductele;

- **Clasa My Model:-** aceasta extensie de model Grpah definește criteriul după care se acceptă conexiunile conductelor și elementele componente;

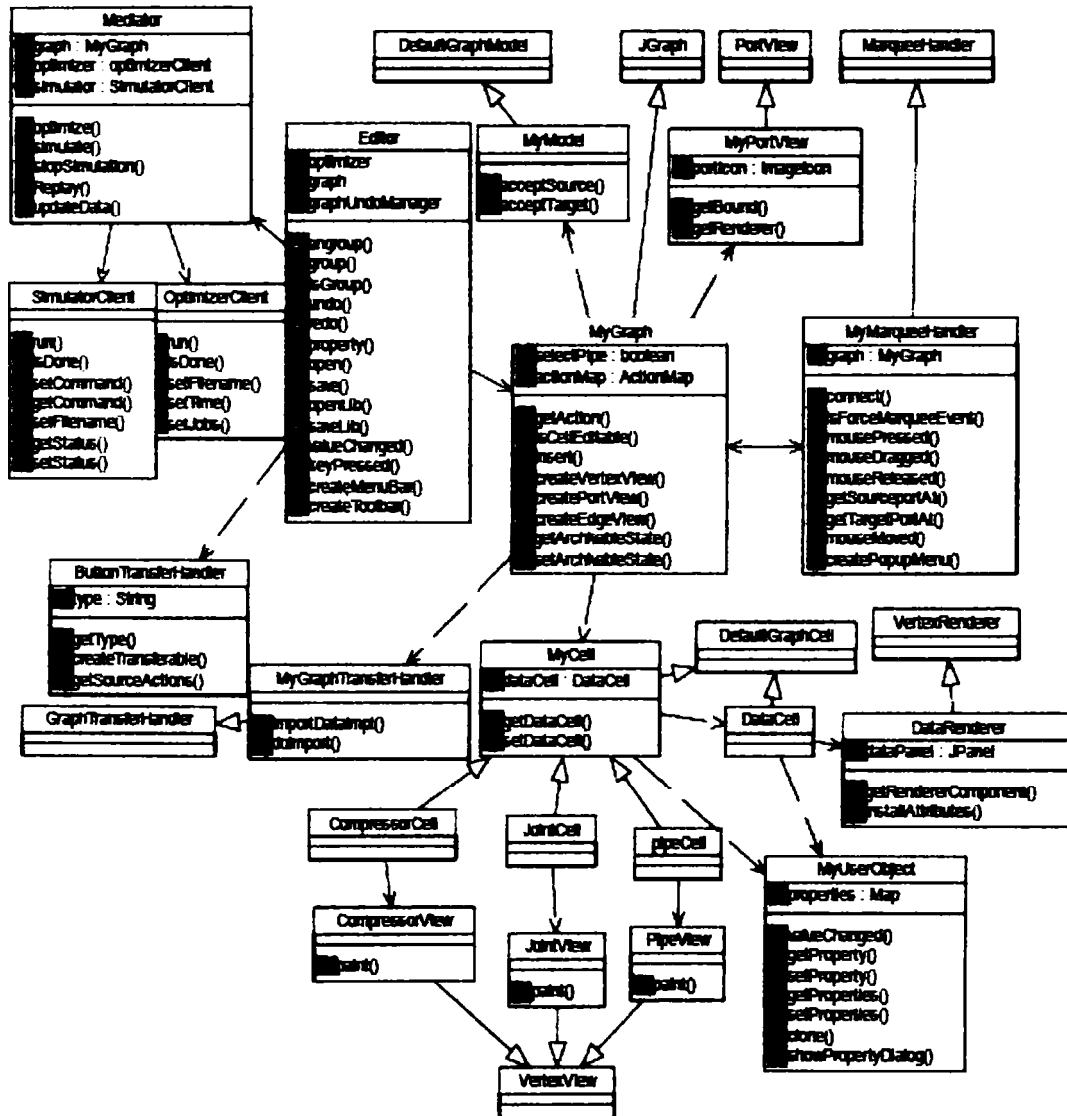
- **Clasa My Port View:-** această clasă extinde Port View și definește porturile,

- **Clasa My Graph Transfer Hnadler:** - această extensie de Graph Transfer Handler ajută la deplasările grafice;

- **Clasa Button Transfer Handler:** - este o extensie a Transfer Handler, folosită pentru funcționalitățile butoanelor din bara de instrumente;

- **Clasa Data Cell:** - este o extindere a lui Default Graph Cell, și definește o celulă pentru a afișa informația de la simulare. Aceasta celulă este un JPanel.

Figura 3.3.8. Diagrama de clase a programului de editare pentru conducte



• **Clasa Data Renderer:** - este o extensie de Vertex Renderer, ea este folosită pentru a transforma Data Cell în JPanel care conține informația pentru a fi afișată.

• **Clasa My Cell:** - această clasă extinde Default Graph Cell și este aplicată pentru toate celulele ce reprezintă elementele componente ale conductelor. Fiecare obiect My Cell are o corespondență în Data Cell;

• **Clasa Compressor Cell:** - este o extensie de My Cell, acesta reprezintă celula compresor. Fiecare celulă componentă are Data Cell și My User Object ce conține informația despre celulă. Aici se găsesc și subrutine asemănătoare pentru celelalte elemente componente: conducte, conectori, electrovane, etc.;

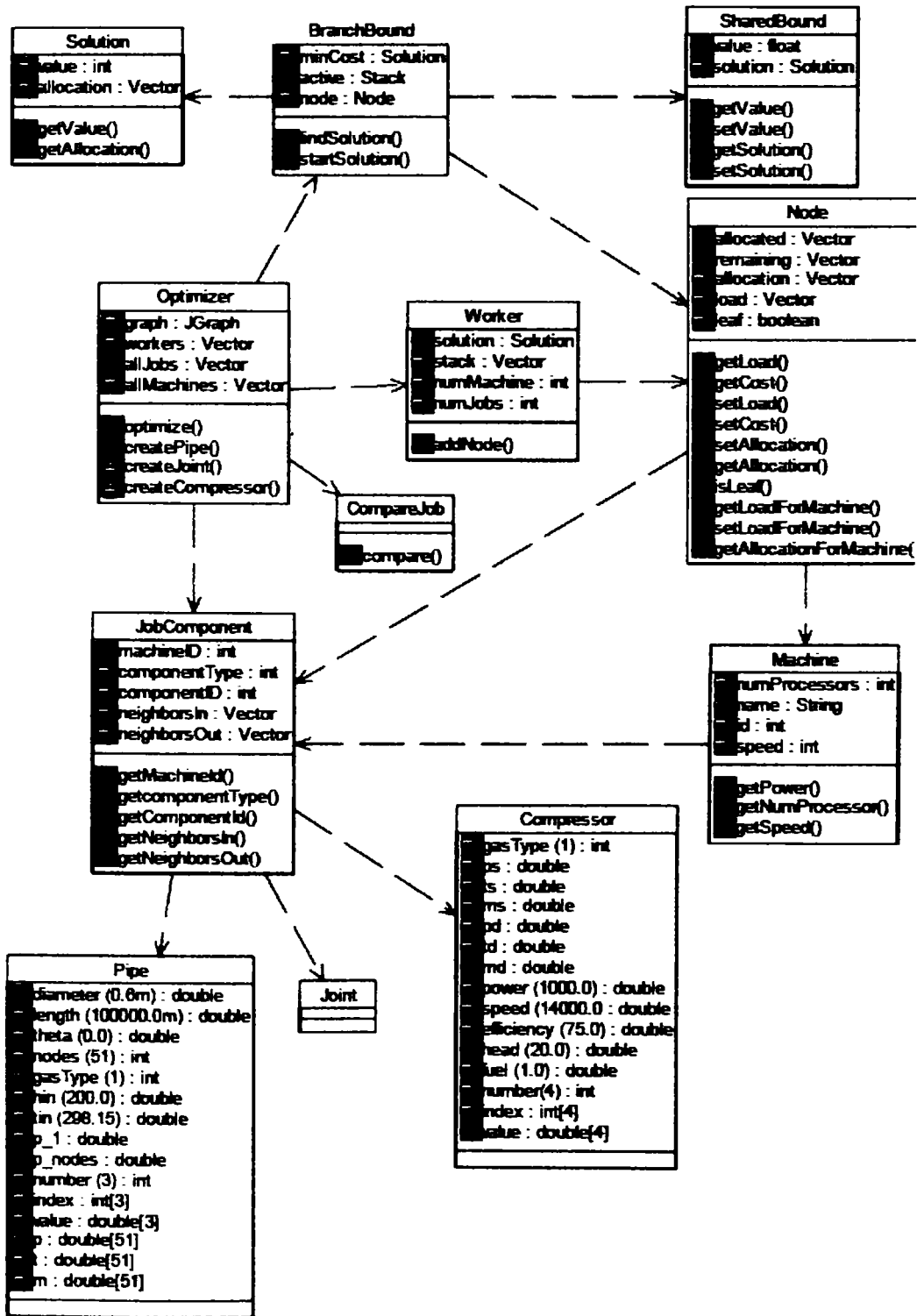
• **Clasa Compressor View:** - această clasă extinde Vertex View și definește tipul compresorului. În mod similar, există subrutine pentru fiecare element component al sistemului de conducte;

- **Clasa My User Object:** - este o extensie a Object și poziționează proprietățile obiectului asociat (component) într-o bancă de simboluri pentru o viitoare referire și afișează informațiile pentru fiecare componentă;
- **Clasa Optimizer:** - această clasă creează obiectele JobComponent ale fiecărui element component preluate din grafic. Fiecare celulă componentă are o corespondență Job Component și o legătură la subrutina Branch Bound prin care pornește optimizarea.

În figura 3.3.9. sunt prezentate clasele optimizorului și relațiile dintre acestea. Funcțiunile claselor sunt:

- **Clasa Branch Bound:-** această clasă ține într-o conexiune permanentă clasele și algoritmul precum și informații despre soluția găsită;
- **Clasa Solution:** - această clasă furnizează soluțiile algoritmului astfel încât acesta să se deruleze în mod compact în întregimea sa;
- **Clasa Node:** - este o clasă ce reprezintă matricea ce face repartițiile parțiale sau totale în sistem;
- **Clasa Machine:-** este o clasă ce stochează toate informațiile sistemului mașină.;
- **Clasa Job Component:** - este o clasă abstractă în care sunt incluse toate celelalte clase ce fac referiri la elementele componente ale sistemului de conducte;
- **Clasa Pipe extend Job Component:** - această clasă deține toate proprietățile și valorile inițiale ale conductei. Și pentru fiecare element component (compresor, conector, etc.) există o clasă similară.

Figura 3.3.9. Diagrama ierarhizării claselor Optimizorului



Clasele optimizatorului sunt:

- **Clasa Worker:** - este o extensie de File, și include toate obiectele la care face apel utilizatorul sistemului pentru a avea acces la structura arborescentă a directoarelor și fișierelor;

- **Clasa Shared Bound:** - această clasă stochează limita minimă găsită până acum de către Worker și face repartițiile corespunzătoare în sistem;

- **Clasa Compare Job:** - această clasă este folosită pentru a specifica cum ar trebui să se facă compararea soluțiilor găsite.

Comunicarea între programul de editare de conducte și Simulatorul Paralel sau Secvențial se realizează prin legături de conexiune. Când programul de editare pentru conducte, simulează presiunea și distribuția debitului, într-un sistem de conducte real, ce implică niște calcule incomode, simularea trebuie făcută pe calculatoare puternice pentru a reuși să se fructifice constrângerile ce sunt funcție de timp.

Simularea paralelă are următoarele funcțiuni:

- **Simulare:** - aceasta va porni simularea alegând unul din butoane pentru simularea paralelă și secvențială;

- **Stop:** - această comandă va opri simularea;

- **Pauza:** - prin această comandă se face o pauză în simulare. Pauza de simulare poate fi rezumată mai târziu sau oprită în întregime. Comenzile salt înainte, salt înapoi, pas înainte, pas înapoi pot fi apelate numai în pauza redării de stare;

- **Rezumarea:** - există un buton pentru ambele comenzi, de pauză și de reluare;

- **Reluarea:** - această comandă este folosită pentru a relua simularea de la început. Ea poate fi lansată dând clic pe butonul de reluare. Comenzile, pas înainte, salt înainte, salt înapoi pot fi lansate numai în timpul rulării;

- **Pasul înainte:** - această comandă va trece peste un pas de timp înainte, în timpul rulării;

- **Pasul înapoi:** - această comandă va trece peste un pas de timp înapoi, în timpul rulării;

- **Saltul înainte:** - această comandă este folosită pentru a trece peste mai mult decât un pas de timp înainte, în timpul rulării;

- **Saltul înapoi:** - aceasta este similară cu comanda de salt înainte cu excepția că direcția saltului este înapoi;

- **Viteza:** - această comandă poate fi folosită pentru a crea variațiile vitezei de rulare. Viteza poate fi crescută sau scăzută prin poziționarea cursorului de viteză.

Comunicarea cu simulatorul secvențial, se face prin intermediul dosarelor în format ASCII. Atunci când proiectează pe un grafic GUI, ce modelează o rețea de conducte, utilizatorul selectează simularea cu simulatorul secvențial. Această comandă va porni procesul în trei pași. Mai întâi, GUI va obține fișierele de date de intrare și ieșire, care sunt elementele componente ale sistemului de conducte. Acest fișier conține proprietățile componentelor graficului de intrare, într-un format standard predefinit. Acest fișier va fi introdus în simulatorul secvențial, care îl va prelucra și va trimite rezultatele la un fișier de date de ieșire, într-un format standard predefinit. Informațiile constante necesare pentru simularea secvențială pot să fie introduse prin graficul constantelor de meniu în bara de meniu. Toate funcționalitățile disponibile cu simulatorul paralel sunt valabile și în cazul simulatorului secvențial. Același set de butoane poate fi folosit pentru ambele simulatoare, cel secvențial și cel paralel, însă numai unul dintre cele două tipuri de simulare poate fi executat la un moment dat.

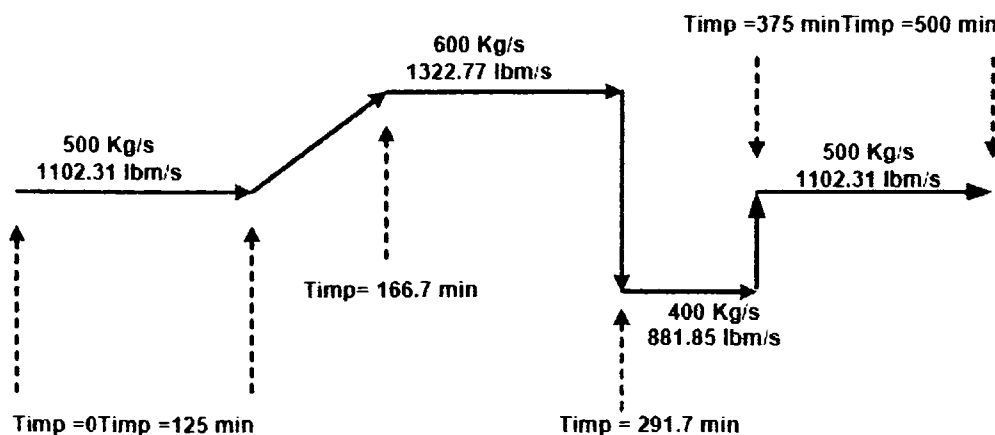
### 3.3.4. Aplicație

Se consideră o stație de compresoare amplasată între două conducte având diametrele  $D_n = 1000$  mm și o lungime  $L = 100$  km, fiecare. În interiorul stației de compresoare, conductele de conexiune între compresoare au diametrele  $D_n = 500$  mm, și lungimi  $L = 100$  m. Se consideră un număr de 50 de noduri de secționare a conductelor din exteriorul stației de comprimare, și 5 noduri de secționare a conductelor din interiorul stației, conform tabel 3.3.2. Variabilele de timp, la condiția la limită, sunt aplicate la capătul conductei de intrare în stația de compresoare în nodul 1. În acest punct, debitul masic este  $500$  kg/s ( $1.102,31$  lbm/s) și rămâne constant pentru 125 minute. După aceea, treptat, debitul crește la  $600$  kg/s ( $1.322,77$ ) până la momentul de timp egal  $166,7$  minute după care rămâne constant pentru alte 125 minute, apoi descrește brusc la  $400$  kg/s ( $881,85$  lbm/s). Debitul masic rămâne constant pentru următoarele  $41,7$  minute, apoi la minutul  $375$ , el crește brusc la valoarea inițială de  $500$  kg/s ( $1.102,31$  lbm/s) după care rămâne constant până la sfârșitul simulării la momentul de timp  $t = 500$  minute. În figura 3.3.10 este prezentată variația debitului masic la momentele de timp specificate.

Tabelul 3.3.3. Caracteristicile conductei

Conducta	Diametrul	Lungime	Nr. de noduri
Conducta de intrare în stația de compresoare	1000mm	100km	50
Conducta de ieșire din stația de compresoare	1000mm	100km	50
Conducta de intrare în fiecare compresor	500mm	100m	5
Conducta de ieșire din fiecare compresor	500mm	100m	5

Figura 3.3.10. Variația debitului masic la momentele de timp stabilite



Această simulare a folosit diferite tipuri de compresoare. Pentru a demonstra diferența dintre parametrii gazelor cât și între caracteristicile de exploatare, în simulare, se folosesc două tipuri de compresoare, cele centrifugale având caracteristicile prezentate în tabelul 3.3.4., și cele cu piston având caracteristicile prezentate în tabelul 3.3.5.

Tabelul 3.3.4. Caracteristicile compresorului centrifugal

	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$	$b_5$	$b_6$
Diagrama coef. de compr.	$0,3542 \times 10^{-4}$	$0,1013 \times 10^{-2}$	$0,4768 \times 10^{-2}$	17,269	916,64	3350,8

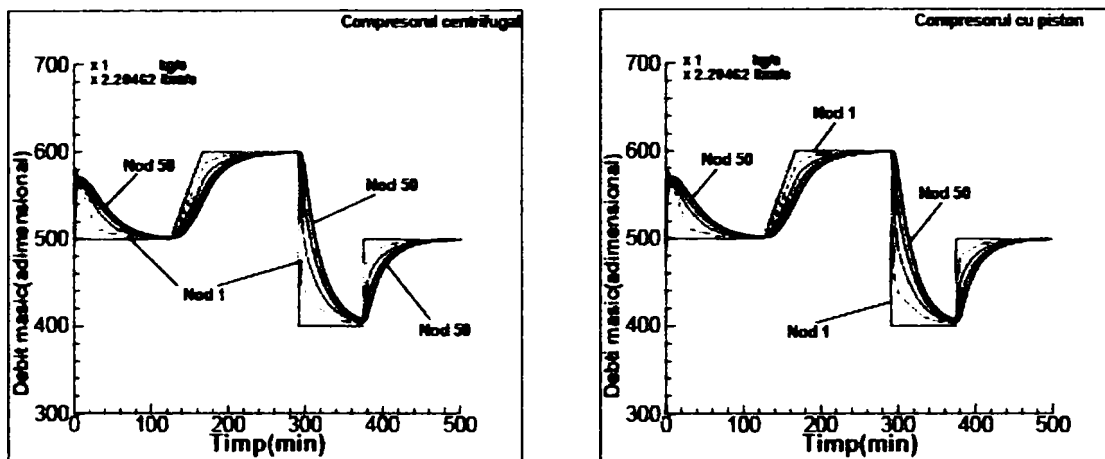
Tabelul 3.3.5. Caracteristicile compresorului cu piston

Viteza	Cursa/alezaj	Asp/ref. Pierd. de pres	Ax	Spațiu	Cilindri
300rpm	355,6/ 317,5mm	5%/5%	76,2mm	0,1-1,6	8

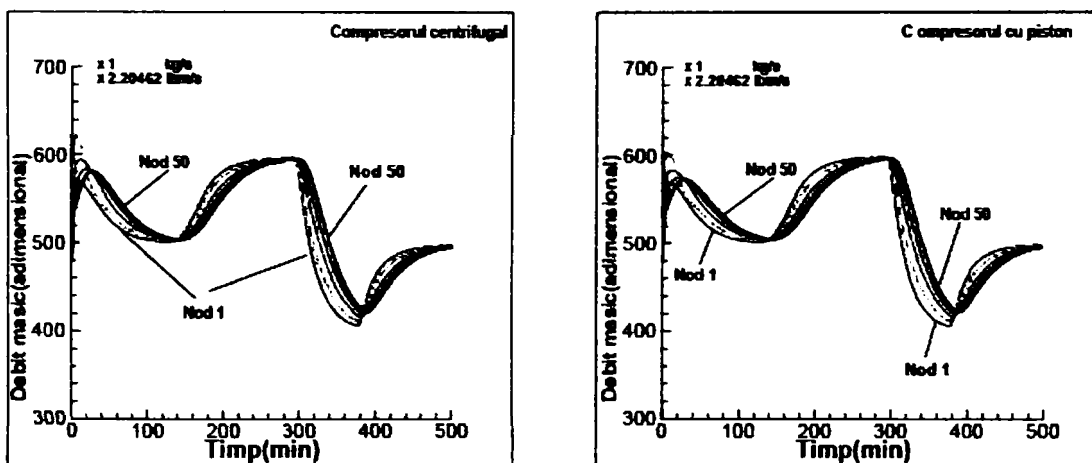
Stația de compresoare are în componență nouă compresoare identice, toate funcționând la condiția inițială de 500 kg/s. Schema de control pornește și oprește compresoarele pentru a echilibra condițiile de cerere, acestea funcționând în limitele lor specifice.

Rezultatele simulării virtuale pentru aplicația prezentată mai sus, sunt reprezentate pentru cele două tipuri de compresoare, în graficele: 3.3.26. ÷ 3.3.38. În graficul 3.3.26. este prezentată variația debitului masic în conducta de intrare în stația de compresoare. Când debitul masic în capătul conductei de intrare în stație, este constant și egal cu 500 kg/s (91102.31 lbm/s), în nodurile conductei acesta crește brusc, apoi, scade gradual până la aceeași valoare la momentul  $T = 125$  min, după care are un ascendent până la valoarea de 600 kg/s, se menține pe palier până la momentul  $T = 291,7$  min, când, scade brusc la 400kg/s, se menține pe palier după care crește la valoarea inițială. Dacă în nodul 1 avem imaginea unor variații liniare (în urma calcului analitic se rămâne cu această imagine) în celelalte noduri (secțiuni) sistemul virtual scoate în evidență alte tipuri de variații de ordinul 2 sau 3. În graficul 3.3.27. este prezentată variația debitului masic pentru cele două tipuri de compresoare în nodurile conductei de ieșire din stația de compresoare.

Graficul 3.3.26. Debitul masic în conducta de intrare, pentru cele două tipuri de compresoare



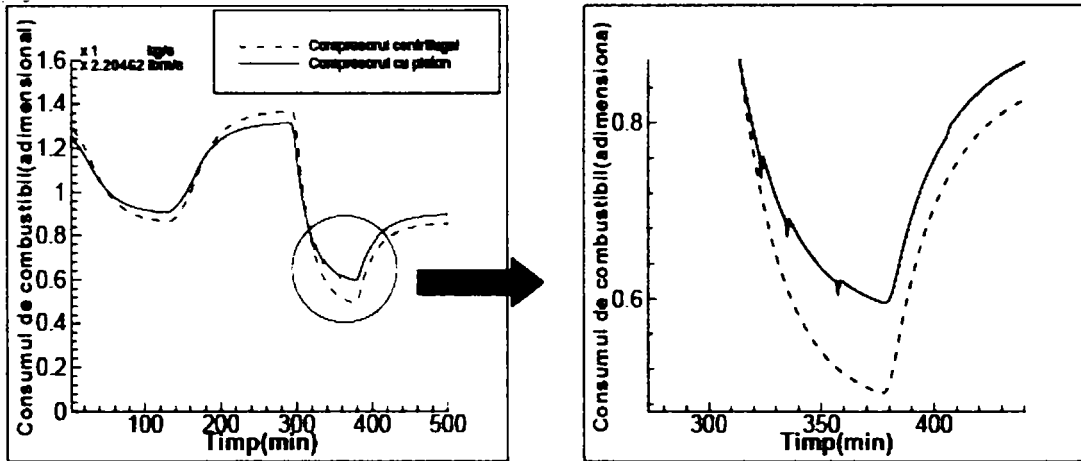
Graficul 3.3.27. Debitul masic în conducta de ieșire, pentru cele două tipuri de compresoare



În graficul 3.3.28. este prezentat consumul de combustibil a stației de compresoare pentru cele două tipuri de compresoare. Simularea scoate în evidență consumul propriu de combustibil al compresoarelor în jurul a 0.2% din debitul masic total ce intră în stația de compresoare. La compresoarele cu pistoane, datorită aprinderi și stingeri masei de gaz din camera de compresie apar întreruperi ale curbelor.

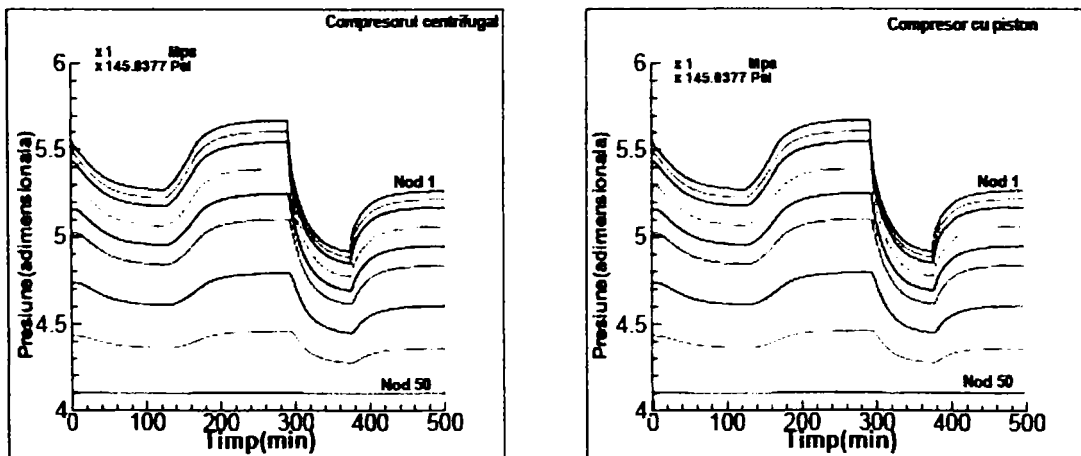


Graficul 3.3.28. Consumul de combustibil pentru cele două tipuri de compresoare

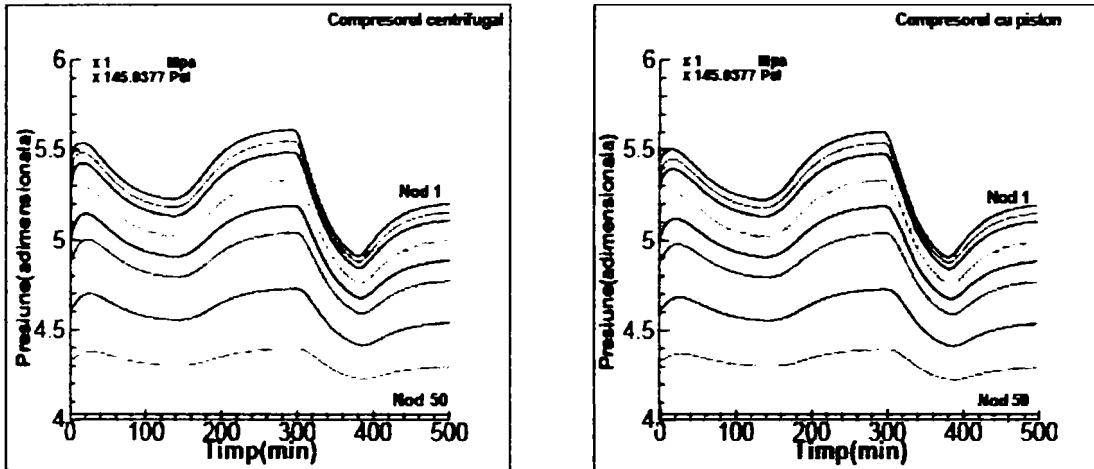


În graficele 3.3.29. și 3.3.30. este ilustrată variația presiunii în conducta de intrare în stația de compresoare și cea de ieșire. Se observă că aceasta are valori diferite în diverse momente ale procesului, în nodurile (secțiunile) conductelor, și asta datorită compresibilității sale este diferită, în diferite momente de timp. Distribuția presiunii este la fel pentru fiecare tip de compresor și nu este influențată de schimbarea numărului de compresoare aflate în funcțiune. În consecință, alegerea tipului de compresoare și numărul de compresoare nu are efecte diferite în conducta de intrare și de ieșire din stația de compresoare. Și asta datorită faptului, că în simulare, debitul masic în conducta de intrare în nodul 1 este controlat cu precizie.

Graficul 3.3.29. Variația presiunii în conducta de intrare pentru cele două tipuri de compresoare



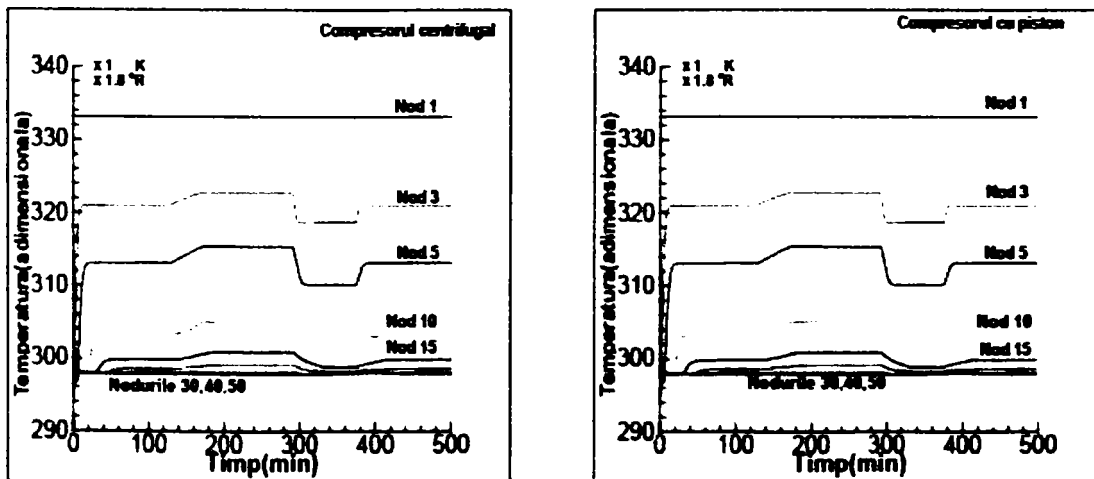
Graficul 3.3.30. Variația presiunii în conducta de ieșire pentru cele două tipuri de compresoare



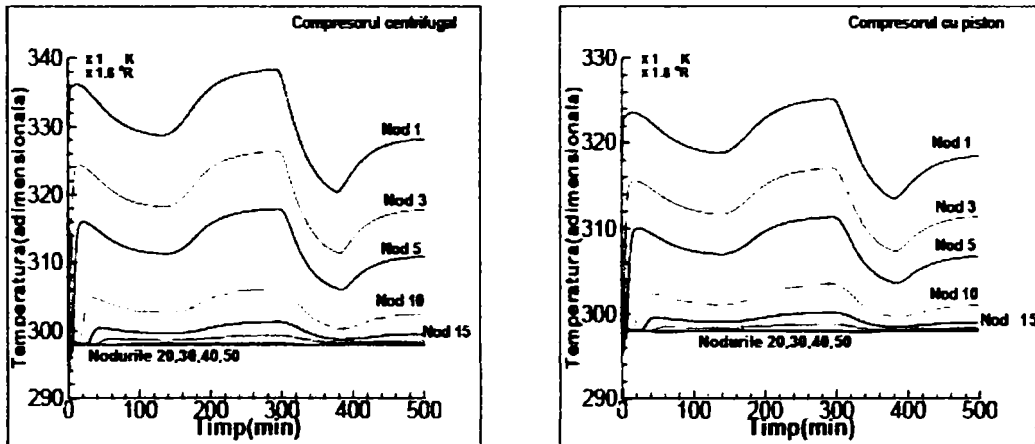
Același tip de informație poate fi vizualizat în graficul 3.3.31. și în 3.3.32 pentru variația temperaturii în conductele de intrare și ieșire în stația de compresoare. Iar variația factorului de compresibilitate pentru aceleași conducte este prezentată în graficele 3.3.33 și 3.3.34.

În graficul 3.3.35. este prezentată variația puterii celor două tipuri de compresoare în timpul procesului simulat. Se observă că variațiile sunt similare în pași de timp stabiliți ca și condiții.

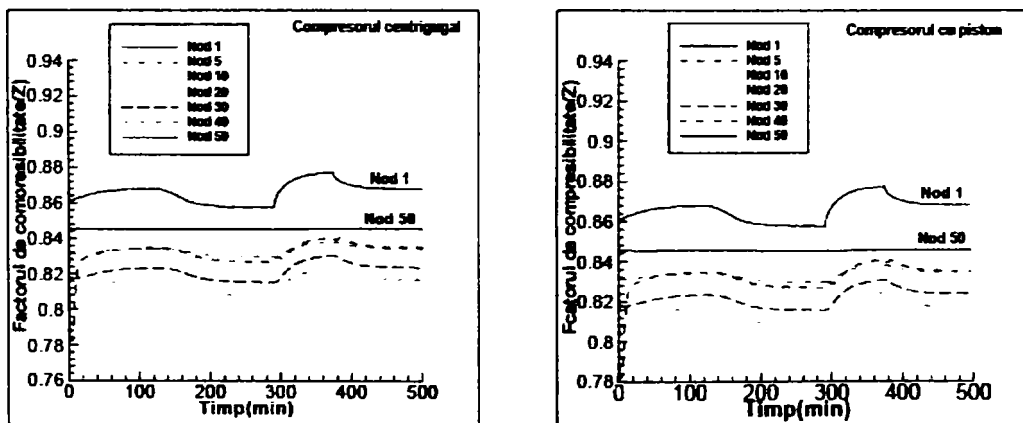
Graficul 3.3.31. Variația temperaturii în conducta de intrare, pentru cele două tipuri de compresoare



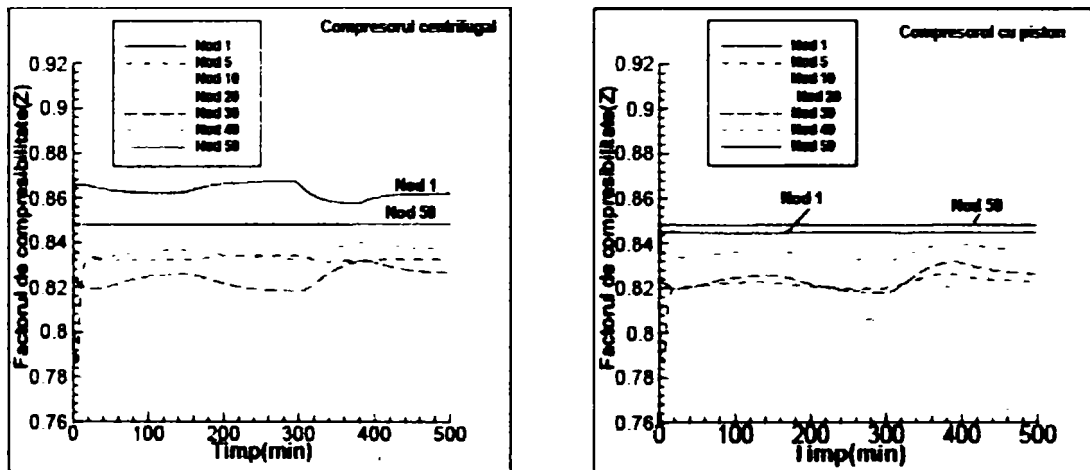
Graficul 3.3.32. Variația temperaturii în conducta de ieșire, pentru cele două tipuri de compresoare



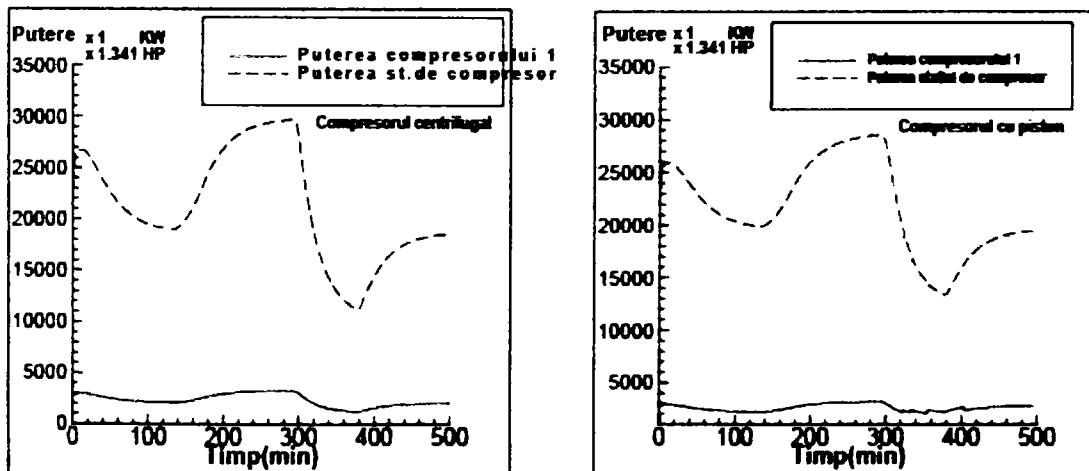
Graficul 3.3.33. Variația factorului de compresibilitate în conducta de intrare, pentru cele două tipuri de compresoare



Graficul 3.3.34. Variația factorului de compresibilitate în conducta de ieșire, pentru cele două tipuri de compresoare



Graficul 3.3.35. Variația puterii în timp, pentru cele două tipuri de compresoare



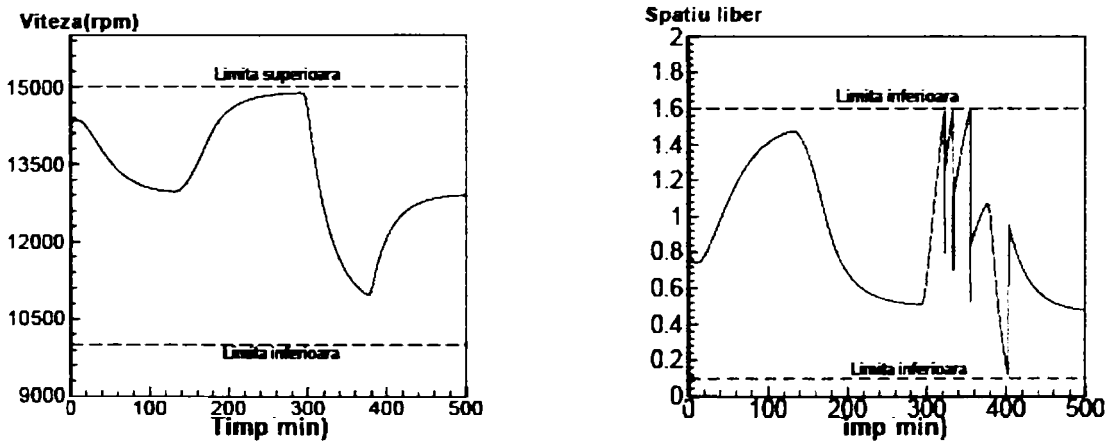
În momentul  $t = 125$  min, debitul masic în nodul 1, începe să crească în mod gradat la  $600 \text{ kg/s}$  ( $1,322.77 \text{ lbm/s}$ ). Comparând compresoarele cu piston, cu compresoarele centrifugale se observă că, deși curbele sunt asemănătoare în cazul debitului masic și a presiunii, ele se bazează pe caracteristici diferite, deoarece fiecare compresor are o limită de control diferită. De exemplu, limita de control pentru compresorul centrifugal o reprezintă viteza, iar pentru compresorul cu piston spațiul liber al camerei de comprimare. Când schema de control necesită creșterea debitului masic, viteza compresorului centrifugal crește în mod gradat și limitarea spațiului liber la compresoarele cu piston descrește, conform graficului 3.3.36. Se observă că la compresorul centrifugal, viteza nu ajunge la limita inferioară sau superioară, ceea ce este un lucru bun.

După 292 minute, cerința de debit scade brusc de la  $600 \text{ kg/s}$  la  $400 \text{ kg/s}$  ( $881,85 \text{ lbm/s}$ ). Compresoarele centrifugale descresc în viteza, iar spațiul liber al

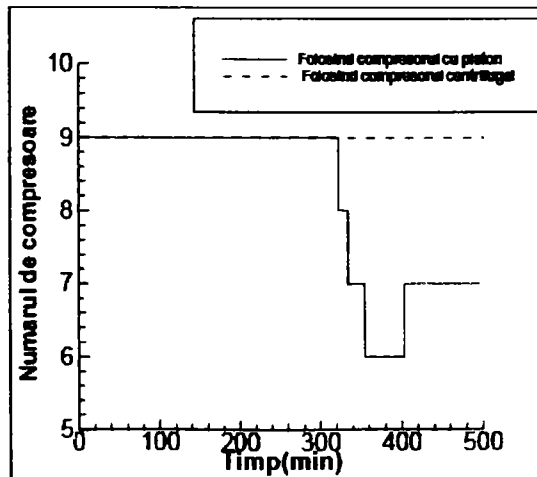
camerelor compresoarelor cu piston, crește. Din cauza limitării de spațiu, în compresoarele cu piston, ele nu sunt capabile să se adapteze la descreșterea bruscă a debitului masic prin limitarea unei singure camere. În schimb, trei compresoare în această stație sunt închise așa cum este arătat în graficul 3.3.37.

În graficul 3.3.38. este prezentată variația eficienței izentropice în raport cu timpul și diagrama de compresor pentru compresorul centrifugal. Variația în acest grafic depinde de schimbarea debitului și viteza compresorului.

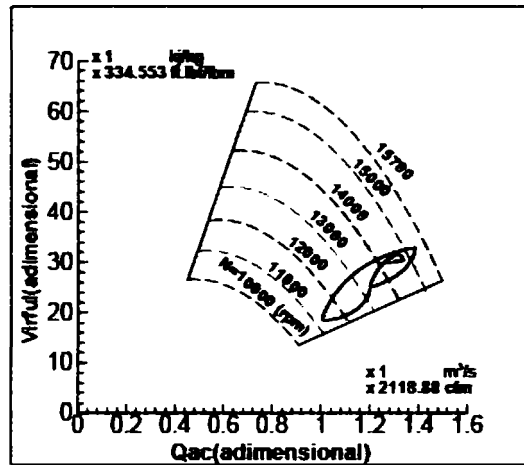
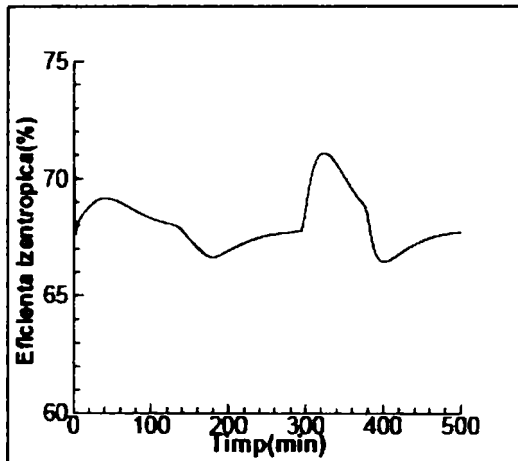
Graficul 3.3.36. Variația vitezei compresorului centrifugal și variația spațiului liber în camera compresorului cu piston



Graficul 3.3.37. Intrarea în funcțiune a numărului de compresoare la timpi stabiliți



Graficul 3.3.38. Graficul eficienței izentropice și diagrama compresorului centrifugal



### **3.4. Alegerea compresoarelor prin programare dinamică-element esențial al optimizării transportului de gaze naturale**

Conductele de transport de gaz sunt sisteme complexe, întinse ca lungime ajungând chiar la mai multe mii de kilometri. În practici și în uzanța internațională această conductă destinată transportului poartă denumirea de gazoduct. Un gazoduct este alcătuit de un anumit număr de stații de comprimare (SC) destinate furnizării energiei pentru creșterea presiunii necesare curgerii gazului și mai multe lungimi de conductă de secțiuni diferite. Echipamentul principal al SC este constituit dintr-un anumit număr de compresoare asamblate în paralel sau în serie. O parte din debitul transportat, este utilizat pentru consumul propriu al gazoductului. Autoconsumul este, în principal, destinat asigurării nevoilor de gaz combustibil pentru compresoare de către turboalternatoare. Studiile de specialitate pentru o conductă de transport de gaz, de importanță medie care dispune de minimum cinci SC, scot în evidență faptul, că autoconsumul reprezintă între 5 până la 10 % din debitul tranzitat. Importanța acestor cifre sugerează că reducerea costurilor de transport depind în mare parte, de minimizarea cheltuielilor de exploatare asociat unei mai bune conduceri a costurilor de întreținere.

#### **3.4.1. Modele clasice de optimizare [118]**

Scopul oricărui model de optimizare, al unei conducte de transport a gazelor naturale, este de a stabili profilul presiunii și al temperaturii de-a lungul conductelor, astfel încât configurația conductă de transport (CT) și SC să poată să fie pusă în funcțiune (sau în stand-by), și să atingă parametri corespunzători valorilor extreme. De fapt, din cauza naturii compresibile a gazului natural, problema optimizării regimurilor de exploatare a unui gazoduct, oricare ar fi situațiile limite impuse, revine în esență la o problemă nonliniară în variabile mixte. Rezolvarea acestor tipuri de probleme nu se poate face decât dacă se apelează la tehnici de programare dinamică (PD). Avantajele principale ale PD constau în faptul că se garantează un optim global și că nonliniaritatea poate fi ușor tratată. Inconvenientele PD constau în aceea că, aplicarea sa este practic limitată la rețelele cu structuri simple (lineare sau ramificate) și calculul se mărește într-un mod exponențial cu dimensiunea problemei. Lucrarea mai utilizează și tehnici de evaluare a gradientului de temperatură și presiune, prin utilizarea metodei de gradient generalizat redus (GGR). Avantajele metodei GGR constau în aceea că, dimensiunea (lungimea și diametrul conductei) nu mai constituie un obstacol și poate fi aplicată în întregime gazoductelor. Deoarece metoda GGR se bazează pe o cercetare a gradientului, nu există nici o garanție că poate fi găsit un optim global, însă în particular, luând în considerare variabile de decizie discret, pot fi găsite minime locale.

Deși în subcapitolul anterior s-a arătat ce presupune simularea stațiilor de comprimare în vederea găsirii optimului de funcționare, obiectivul în acest subcapitol este de a propune o modalitate, de a minimiza cheltuielile de exploatare a rețelei de transport a gazului în cazul unei curgeri în regim staționar. Cheltuielile de gestiune, includ autoconsumul de gaz și penalitățile de oprire a demarajului compresoarelor. Problema poate fi deci abordată în următoarele moduri:

- pentru un debit dat, la intrarea în sistem, în anumite condiții de presiune și temperatură;
- considerând un debit de utilizare în proces;
- impunând o presiune prescrisă la ieșirea din sistem;

Pentru fiecare stație  $i$ , se determină numărul optim al compresoarelor  $n_i$  și valoarea presiunii de refulare  $P_{i+1}$ , ținând seama de constrângerile de presiune și de temperaturi de-a lungul sistemului de conducte, astfel încât orice altă constrângere fizică și de funcționare, să determine un cost total, de exploatare, exprimat în cantitatea de gaz pentru autoconsum, minimă.

Se prezintă în această lucrare modele de simulare a stațiilor și tronsoanelor de conducte.

### 3.4.2. Modele pentru simularea stațiilor și tronsoanelor de conducte

#### 3.4.2.1. Model pentru un tronson de conductă

Pentru modelul asociat unui tronson de conductă, s-a dezvoltat o procedură de calcul în care se dă presiunea  $P_i$  și temperatura  $T_i$  la intrarea în tronson și se calculează valorile corespunzătoare  $P_{i+1}$  și  $T_{i+1}$  la ieșirea din acesta.

**Profilul temperaturii.** Valoarea temperaturii gazului, într-un punct oarecare al tronsonului conductei, este dată de o funcție exponențială care ține cont de temperatura solului în care este pozată conducta, coeficientul de transfer de căldură, debitul de gaz și caracteristicile fizice, (cum ar fi densitatea și căldura specifică) ca și temperatura gazului la intrare. Temperatura medie  $T_m$  în fiecare tronson al conductei este calculată integrând funcția descrisă mai jos de-a lungul tronsonului.

$$T_{i+1} = T_{sol} + (T_i - T_{sol})e^{-ax} - D_j \left( \frac{P_i - P_o}{x} \right) \left( \frac{1 - e^{-ax}}{a} \right) \quad (3.4.1)$$

unde:

- $T_{sol}$  este temperatura solului;
- $x$ , - lungimea tronsonului;
- $D_j$  - diametrul tronsonului  $j$ ;
- $a$  - coeficientul Joule Thompson .

**Profilul presiunii.** În calculul pierderi presiunii prin tronsonul de conductă se utilizează relația lui Colebrook, determinându-se coeficientul de frecare  $\lambda$ . Se presupune că presiunea la ieșire  $P_{i+1}$ :

$$P_{i+1} = f(P_i, \lambda, Z_m, \Delta P, Q_{cond}) \quad (3.4.2)$$

unde:

- $\lambda$  este coeficientul de frecare al gazului de peretele conductei;
- $Z_m$  - factorul de compresibilitate;
- $\Delta P$  - pierderea de presiune;
- $Q_{cond}$  - debitul în tronsonul de conductă.

Pentru calculul temperaturii și presiunii la ieșirea din tronsonul de conductă s-a dezvoltat o procedură „TRONSON” având următoarele date de intrare: numărul tronsonului; presiunea inițială; temperatura inițială; indicatorul de fezabilitate egal



cu zero dacă toate constrângerile sunt satisfăcute, 1 sau 2 dacă constrângerile pot fi satisfăcute doar cu cele mai mari valori ale presiunii și ale temperaturii inițiale.

### 3.4.2.2. Modelul stației

Modelul stației este de fapt, o procedură de calcul, în care se pleacă de la presiunea de aspirație  $P_i$  și presiunea de refulare  $P_{i+1}$  a stației SC  $i$ , debitul conductei  $Q_{cond}$ , valoarea temperaturii gazului la aspirația  $T_i$ , temperatura aerului  $T_{aer}$  (temperatura mediului în care se află stația), numărul compresoarelor  $n_i$  și se determină:

- creșterea temperaturii gazului  $\Delta T$ ;
- valoarea consumului și toți parametri interni care definesc comportamentul stației.

#### Consumul de gaz al stației.

Pentru calcularea acestuia trebuie să se determine:

- a) - raportul de compresie:

$$\varepsilon = \frac{P_{i+1} + \Delta P_{i+1}}{P_i - \Delta P_i} \quad (3.4.3)$$

unde:

$\Delta P_i$  este pierderea presiunii la aspirația stației de comprimare;  
 $\Delta P_{i+1}$  - pierderea presiunii la refularea stației de comprimare.

- b) - înălțimea adiabatică:

$$H_{ad} = \beta \underline{z} \underline{t} (\varepsilon^\gamma - 1) \quad (3.4.4)$$

unde:

$\beta$  și  $\gamma$  sunt constante;

$\underline{z}$  - factor de compresibilitate la condițiile de aspirație a stației.

- c) - debitul unui compresor:

$$Q_c = \frac{Q_{st} P_{st} \underline{t} \underline{Z}}{n \underline{p} \underline{t}_{st} \underline{Z}_{st}} \quad (3.4.5)$$

unde:

$Q_{st}$  este debitul prin stație;

$P_{st}$  - presiunea în condițiile standard;

$t_{st}$  - temperatura în condițiile standard;

$Z_{st}$  - factorul de compresibilitate în condițiile standard.

- d) - randamentul adiabatic  $\eta_{ad}$  și viteza de rotație  $N_{rot}$  sunt determinate plecând de la curbele caracteristice ale compresorului,

- e) - puterea absorbită de compresoare:

$$W_{ab} = f(H_{ad}, Q_{cond}, \eta_{ad}, n_i) \quad (3.4.6)$$

- f) - puterea reală de compresie:

$$W_{real} = \frac{W_{ab}}{\eta} \quad (3.4.7)$$

$$\eta = \eta_{ad} \eta_{mec} \quad (3.4.8)$$

unde:

$\eta_{mec}$  reprezintă randamentul mecanic

g) - consumul G, este redat prin relația următoare:

$$G = G_{nom} \left[ 0,75 \frac{W_{ab}}{W_{nom}} + 0,25 \frac{P_{atm}}{1.033} \sqrt{\frac{T_{aer}}{273}} \right] \quad (3.4.9)$$

unde:

- $P_{atm}$  este presiunea atmosferică la temperatura mediului ambiant;
- $T_{aer}$  - temperatura aerului ambiant;
- $G_{nom}$  - consumul nominal;
- $W_{nom}$  - puterea nominală de compresie,

$$G_{nom} = \frac{3600W_{nom}}{\eta_{TAG} HI} \quad (3.4.10)$$

unde:

$\eta_{TAG}$  reprezintă randamentul turbinei de gaz;  
 $HI$  - puterea calorifică inferioară a gazului.

### **Temperatura gazului la refularea compresorului.**

Aceasta din urmă este determinată cu ajutorul expresiei următoare:

$$t_i = \underline{t}_i (\epsilon^Y) \quad (3.4.11)$$

Este posibil, ca în stații, să se răcească gazul în diverse echipamente, care demarează pe măsură ce temperatura de refulare a compresorului depășește o valoare dată fixată  $T_{lim}$ . În acest sens s-a conceput modelul de echipare al stației denumit: STAȚIA determinat prin numărul stației, presiunea de aspirație, temperatura de aspirație, numărul compresorului, presiunea de refulare, indicatorul de fezabilitate, costul, temperatura de refulare.

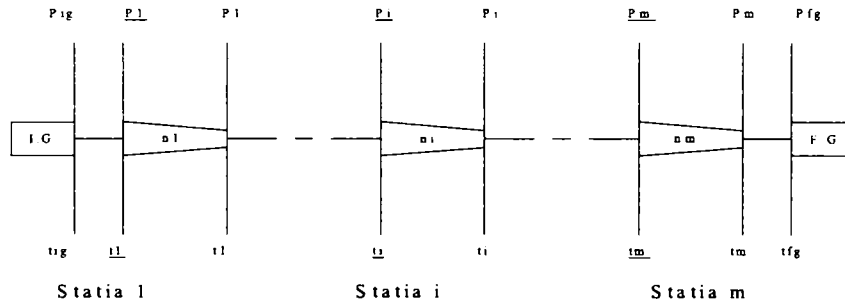
Indicatorul de fezabilitate este zero dacă toate constrângerile sunt satisfăcute, 1, 2 sau 3 dacă constrângerile sunt satisfăcute doar cu valorile cele mai mari ale presiunii de refulare, al numărului compresorului și al presiunii de aspirație.

### 3.4.3. Algoritm de optimizare

#### 3.4.3.1. Minimizarea consumului de gaz combustibil

În figura 3.4.1. este prezentat schematic, la modul general, sistemul compus din tronsoane de conducte și stații de compresoare.

Figura 3.4.1. Schema sistemului model



Sistemul descris schematic, poate fi reprezentat matematic cu ajutorul formulării programării nonliniare cu variabile mixte în modul următor:

$$\text{Minim} = \sum_{i=1}^m c_i(n_i, p_i, \underline{p}_i, \underline{t}_i) \quad (3.4.12)$$

În condițiile:

$$f_{i+1}(p_i, t_i) = 0, \quad i=1, \dots, m, \quad (3.4.13)$$

$$f_i(n_i, p_i, \underline{p}_i, \underline{t}_i) = 0, \quad i=1, \dots, m, \quad (3.4.14)$$

$$n_i \in \mu_i, \quad i=1, \dots, m, \quad (3.4.15)$$

$$p_i \in \pi_i, \quad i=1, \dots, m, \quad (3.4.16)$$

$$\underline{p} = g_i(p_{i-1}, t_{i-1}) \in \Pi_i, \quad i=1, \dots, m, \quad (3.4.17)$$

$$\underline{t}_i = h_i(p_{i-1}, t_{i-1}) \in \mathbb{I}_i, \quad i=1, \dots, m, \quad (3.4.18)$$

$$t_i = r_i(n_i, p_i, \underline{p}_i, \underline{t}_i) \in \tau_i, \quad i=1, \dots, m, \quad (3.4.19)$$

unde:

IG și FG reprezintă punctul inițial de intrare în conducta și punctul final de ieșire din acesta;

m - numărul stației de compresie;

$p_{td}$  și  $t_{td}$  - presiunea respectiv temperatura la terminalul de plecare;

$p_{ta}$  și  $t_{ta}$  - presiunea respectiv temperatura la terminalul sosire;

$n_i$  - numărul de compresoare în funcționare în stația i;

$t_i$  - temperatura de refulare a stației i;

$\underline{p}_i$  - presiunea de aspirație a stației i;

$\underline{t}_i$  - temperatura de aspirație a stației i;

$c_i$  - costul consumului în gaz combustibil al stației i;

$f_{i+1}(p_i, t_i) = 0$ , dacă condițiile de funcționare a tronsonului (i, i+1) care corespunde lui (p\_i, t\_i) sunt fezabile;

$f_i (n_i, p_i, p_i, t_i) = 0$ , dacă condițiile de funcționare a stației  $i$ , corespunzătoare cu  $(n_i, p_i, p_i, t_i)$ , sunt fezabile;  
 $\mu_i, \pi_i, \Pi_i, \tau_i$ , și  $\underline{\tau}_i$  sunt grupuri ale numărului compresorului, al presiunilor de aspirație și de refulare și al temperaturilor de aspirație și de refulare a stației  $i$ .

Problema definită poate fi rezolvată cu ajutorul programării dinamice:

$$c_{i+1} (p, t) = \min [c_i (p', t') + c (n, p, p', t')], \quad (3.4.20)$$

$$\begin{aligned} n &\in \mu_i \\ p &\in \pi_i \\ (p', t') &\in A_i (n, p, p', t) \\ \text{pentru } i &= 1, \dots, m, p \in \Pi_{i+1}, t \in \tau_{i+1} \end{aligned}$$

unde:

$c_{i+1} (p, t)$  reprezintă costul global al consumului stațiilor  $1, i$  și corespunzător condițiilor de aspirație  $(p, t)$  ale stației  $i+1$ ;  
 $A_i (n, p, p', t)$  este ansamblul tuturor temperaturilor și presiunii la aspirație a stației  $i$ , plecând de unde se pot atinge condițiile de aspirație  $(p, t)$  ale stației  $i+1$ , dacă în stația  $i$ ,  $n$  compresoare sunt în funcțiune și  $p$  este presiunea de refulare.

Valoarea soluției optime  $c_o$  a problemei este dată prin:

$$c_o = \min [c_{m+1} (p, t)] \quad (3.4.21)$$

$$\begin{aligned} p &\in \Pi_{m+1} \\ t &\in \tau_{m+1} \end{aligned}$$

Controalele sunt executate prin procedurile următoare:

$$\text{STAJIE} = f (i, p', t', n, p, f, c, t)$$

și

$$\text{TRONSON} = f (i+1, p, t, f, p, t)$$

Performanța de execuție a tehnicii programării dinamice, poate fi ameliorată integrând aici "criterii de dominanță" și "la cea mai joasă limită".

**Criterii de dominanță.** La o stație dată  $i$ , starea gazului la refulare  $(p_a, t_a)$  o "domină" pe cea de aspirație  $(p_b, t_b)$  dacă :

$$\begin{aligned} c_i (p_a, t_a) &< c_i (p_b, t_b), \\ p_a &> \lambda p_b, \\ t_a &< t_b \\ \lambda &= \text{constant} > 1. \end{aligned} \quad (3.4.22)$$

Un asemenea criteriu de dominanță se aplica pentru stările de aspirație. Datorită criteriilor de dominanță prezentate mai sus, numărul stărilor de aspirație și de refulare a unei stații date poate fi redus eliminând toate stările dominate.

**Limita cea mai de jos.** Pentru fiecare stație  $i$ , este posibil să calculăm limita "cea mai joasă" reprezentând elementele costului minim de funcționare.

Dacă valoarea  $c$ , a unei soluții fezabile este cunoscută, toate stările de refulare  $(p, t)$  ale stației  $i$  având:

$$c_i (p, t) + \sum_{j=i+1}^m L_j \geq c \quad (3.4.22)$$

pot fi eliminate, pentru că aceste stări nu pot să ducă la o soluție finală mai bună decât  $c$ .

### 3.4.3.2. Model de alegere automată a compresoarelor

Stațiile de comprimare a unui gazoduct principal, dispun în majoritatea cazurilor de  $n_i$  compresoare principale și un compresor în rezervă.

Soluțiile obținute prin modelul de optimizare prezentat mai sus, definesc numărul compresoarelor la intrarea în funcțiune fără a le identifica.

Criteriul de alegere, utilizat în lucrare, constă în stabilirea de compresoarelor la care probabilitatea de defecțiune în intervalul perioadei de funcționare planificată  $T$ , este cea mai mică posibil. Probabilitatea de defecțiune a unui compresor este dată prin funcția sa de fiabilitate:

$$P_j(t_k) = e^{-\lambda_j(t_0 + t_k)} \quad (3.4.23)$$

unde:

$\lambda_j$  este coeficient de defectare a compresorului  $j$ ;

$t_0$  - cumula inițial al duratei de funcționare;

$t_k$  - timp de funcționare.

Alegerea compresoarelor pentru punerea în funcționare este redusă în această situație la un model de optimizare în variabile binare a cărui funcție obiectivă se exprimă:

$$\text{Min} \left\{ \sum_{j=1}^{N+1} a_j e^{-\lambda_j(t_{j_0} + T)} \right\}, \quad (3.4.24)$$

Sub constrângerea

$$\sum_{j=1}^{N+1} a_j = n_i \quad (3.4.25)$$

unde:

$T$  este durata planificată de funcționare;

$a_j$  - variabile binare;

$n_i$  - numărul de compresoare a stației  $i$ , care reprezintă soluția problemei.

Acest model poate fi reluat pentru toate stațiile unei conducte de transport al gazului.

### 3.4.4. Aplicație

Limbajul Matlab 6.5 a fost utilizat pentru realizarea procedurilor de simulare TRONSON și STAȚIE, cât și pentru rezolvarea algoritmului de optimizare. În tabelul 3.4.1 sunt date presiunea de aspirație și variabilele de decizie, care sunt presiunea de refulare și numărul compresoarelor puse în funcțiune în cinci stații, determinate pentru trei debite diferite.  $Q_1$  reprezintă debitul nominal,  $Q_2$  reprezintă 90% din debitul nominal, iar  $Q_3$  reprezintă 70% din debitul nominal. Se observă că pentru debitele  $Q_1$  și  $Q_2$  rezultatele de calcul ale presiunii de refulare sunt în concordanță cu principiul lui Batey (1961). Acest principiu spune că toate SC trebuie să refuleze la presiunea cea mai ridicată posibil (în cazul de față 71,5 bar) cu excepția ultimei

stații care trebuie să dezvolte o sarcină suficientă pentru că presiunea de refulare să fie egală cu presiunea minim admisibilă în aval la consumatori.

Dimpotrivă pentru debitul Q3 care reprezintă 70% din debitul nominal și pentru alte debite, acest principiu nu mai poate fi respectat. Profilul de presiune de-a lungul gazoductului ca și stațiile de comprimare au fost reprezentate în figurile 3.4.1 și 3.4.2, pentru debitele de funcționare Q1 și Q3.

După determinarea numărului de compresoare din fiecare stație, deoarece aceasta dispune de N+1 compresoare, se pune problema de a găsi varianta care da probabilitatea de defecțiune cea mai mică. Rezultatele obținute sunt date în tabelul 2 pentru ipotezele următoare:

- durata planificată de funcționare T = 96 de ore;
- numărul de compresoare principale ( N = 3);
- debit de funcționare Q3

Tabelul 3.4.1.

	Stația 1			Stația 2			Stația 3		
	Q <sub>1</sub>	Q <sub>2</sub>	Q <sub>3</sub>	Q <sub>1</sub>	Q <sub>2</sub>	Q <sub>3</sub>	Q <sub>1</sub>	Q <sub>2</sub>	Q <sub>3</sub>
Pasp	52,0	59,6	62,4	53,0	59,9	52,1	51,6	59,6	62,7
Pref	71,5	71,5	62,4	71,5	71,5	71,5	71,5	70,1	62,7
Nr. copr	03	03	00	03	03	02	03	03	00

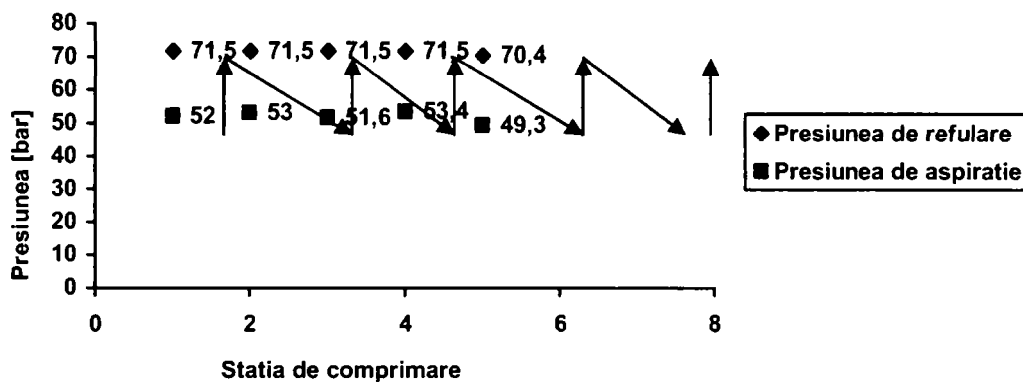
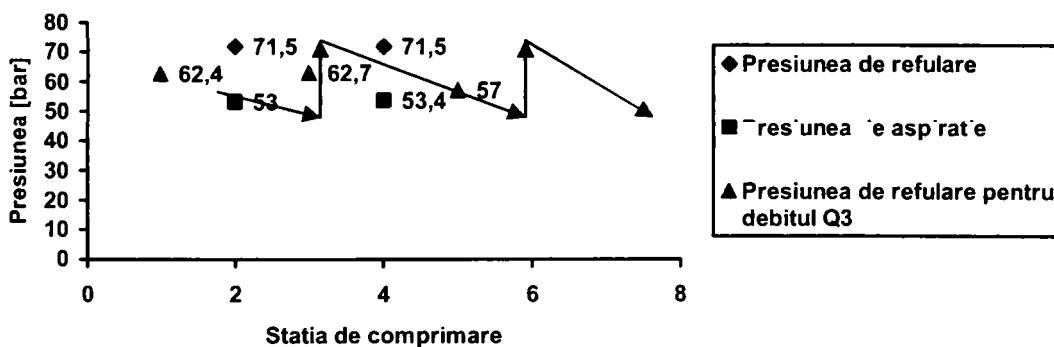
Tabelul 3.4.1. (continuare)

Stația 4			Stația 5		
Q <sub>1</sub>	Q <sub>2</sub>	Q <sub>3</sub>	Q <sub>1</sub>	Q <sub>2</sub>	Q <sub>3</sub>
53,4	58.2	52.4	49.3	55.4	57.
71,5	68.3	66.3	70.4	61.3	57.
3	3	2	3	2	0

Tabelul 3.4.2.

	$\lambda_j$ (l/H)	$t_{0j}$ (H)	$a_j$
T.C 1	$1,19 \cdot 10^{-3}$	280	1
T.C 2	$0,9 \cdot 10^{-3}$	750	0
T.C 3	$1,02 \cdot 10^{-3}$	650	0
T.C 4	$0,8 \cdot 10^{-3}$	695	1

Graficul 3.4.1. Valorile presiunii pentru debitul nominal

Graficul 3.4.2. Valorile presiunii pentru debitul  $Q_3$ 

Utilizarea modelului prezentat permite următoarele:

- se micșorează cheltuielile de exploatare ;
- se poate face alegerea automată a compresoarelor la punerea în funcțiune;
- se poate face o apreciere a comportamentului real al gazoductului, mai ales privind efectele parametrilor bazați pe performanța sistemului;
- se pot controla valorile măsurate și simulate rezultând posibilitatea să se identifice condițiile unei anomalii a sistemului.

## 3.5. Capacitatea de transport a conductelor de gaze naturale combustibile

### 3.5.1. Generalități

Capacitatea de transport a unei conducte dintr-un sistem de transport, reprezintă cantitatea de gaze naturale combustibile transmisă consumatorilor, zilnic sau orar, la parametrii corespunzători, utilizând randamentul maxim al stațiilor de compresoare ce deservesc sistemul și în limitele admisibile ale parametrilor ce definesc mediul în care se află ei.

Legat de această noțiune tehnică, în practica curentă se utilizează variante de exprimare cum ar fi:

- "capacitate de transport sistem";
- "capacitate de transport magistrale ( gaz conducte)";
- "capacitate de transport a sistemului de distribuție";
- "creșterea capacității de transport";
- "capacitate estimativă de transport";
- "capacitate maximă de transport";
- "capacitate proiectată de transport";
- "capacitate reală de transport".

Fiecare din aceste variante de exprimare se raportează la noțiunea generală și au rezultat în urma necesității rezolvării unor probleme ale sistemului ce în timp s-au generalizat.

### 3.5.2. Particularități ale variantelor de exprimare

În cele ce urmează se definesc numai câteva din variantele de exprimare și abordare a capacității de transport a unei conducte.

#### 3.5.2.1 .Capacitatea maximă de transport proiectată

Capacitatea maximă de transportat pentru o conductă magistrală în starea normală fizică ( $T_N = 273,15K$ ,  $P_N=1,01325$  bari) este dată de relația:

$$Q_{pzi} = 24 \cdot 4,083 \sqrt{\frac{D^5}{L} \cdot \frac{P_1^2 - P_2^2}{\lambda \cdot \delta \cdot z_n \cdot T_m}} \quad (3.5.1)$$

unde:

- $Q_{pzi}$  este debitul transportat la consumator ( $m_N^3/zi$ );
- D - diametrul conductei;
- $P_1$  - presiunea absolută în punctul inițial al conductei (bara);
- $P_2$  - presiunea absolută în punctual final al conductei (bara);
- L - lungimea totală a conductei (km);
- $\lambda$  - factorul de frecare al gazelor;
- $\delta$  - densitatea relativă a gazelor;
- $z_N$  - factorul de neidealitate al gazelor reale față de gazele ideale pentru condiții normale;



$T_m$  - temperatura medie a gazelor în conductă (K).

Dacă în relația (1) se consideră  $D$  și  $L$  ca fiind constante se obține relația:

$$Q = K\sqrt{P_1^2} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2\right] \quad (3.5.2)$$

și considerând că în punctul final presiunea  $P_2 \rightarrow 0$ , se obține capacitatea maximă de transport a unei conducte în condițiile date, capacitate ce depinde numai de presiunea inițială:

$$Q_{\max} = K\sqrt{P_1^2} \quad (3.5.3)$$

Făcând raportul între relațiile (2) și (3) se obține:

$$\frac{Q}{Q_{\max}} = \sqrt{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2} \quad (3.5.4)$$

Rezolvând relația (4) se constata că cel mai bun raport de utilizare al conductei se obține atunci când  $Q$  reprezintă 90% din  $Q_{\max}$ , situație determinate de o presiune inițială  $P_1 = 2,3P_2$ .

### 3.5.2.2. Capacitatea estimativă de transport în magistrale

Este definită ca fiind posibilitatea maximă pe care poate să o ofere zilnic o conductă magistrală de transport în ceea ce privește asigurarea cu gaze naturale a consumatorilor existenți și a celor posibili din viitor, fără să fie necesară înlocuirea acestora.

Capacitatea estimativă de transport este determinate în starea normală fizică, adică la temperatura normală fizică,  $t_N = 0^\circ$  ( $T_N = 273,15K$ ), și la presiunea normală fizică  $P_n = 1,01325$  bari, și este dată de relația:

$$Q_{EM} = \frac{Q_P \cdot 10^3}{365 \cdot K_{eu}} \quad (3.5.5)$$

unde:

$Q_{EM}$  este capacitatea estimativă de transport a magistralei ( mil  $m^3_N/zi$ );

$Q_{Pan}$  - debitul anual de calcul în faza de proiectare (mil  $m^3_N/an$ );

$K_{eu}$  - coeficientul estimativ de utilizare a capacității de transport a conductei.

Acest coeficient este dat de relația:

$$K_{eu} = K_{ac} \cdot K_t \cdot K_{ef} \quad (3.5.6)$$

unde:

$K_{ac}$  este coeficientul de asigurare al necesarului la consumatori, atunci când cererea este maximă.

În general acest coeficient are valoarea  $K_{ac} = 0,95$ , și arată faptul că atunci când cererea este maximă la consumatori, conducta sau sistemul trebuie să aibă posibilitatea de a-și mări capacitatea cu 5%;

$K_t$  - coeficientul care ține cont de limitele extreme ale parametrilor ce definesc mediul în care conducta (pământ, apă, aer, gheața) cu referire în general la temperatură, și care influențează întregul sistem. Literatura de specialitate dă  $K_t = 0,98$ ;

$K_f$  - coeficientul estimativ de fiabilitate al sistemului compus din stații de compresoare, magistrale de transport, stații de tratare. Acest sistem trebuie să asigure toate cerințele de calitate în exploatare pe toată durata de viață a lor. Acest coeficient se adoptă în funcție de dimensiunea sistemului, vârsta sa, gradul de uzură, etc. și poate să aibă valori cuprinse între  $0,94 \div 0,99$ .

### 3.5.2.3. Capacitatea de transport a sistemului de distribuție

Aceasta este data de relația:

$$Q_{ED} = \frac{Q_{max}}{K_{eu}} \quad (3.5.7)$$

unde:

$Q_{ED}$  este capacitatea de transport a conductelor din sistemul de distribuție în starea normală fizică ( $T_N = 273,15K$ ,  $P_N = 1,01325$  bari) (mil  $m^3$ /zi);

$Q_{max}$  - cantitatea maximă transportată de conductele din sistemul de distribuție, atunci când cererea la consumatori este maximă (mil  $m^3$ /zi);

$K'_{eu}$  - coeficientul estimativ de utilizare a capacității de transport

$$K_{eu} = K_{ac} \cdot K_{ef} \quad (3.5.8)$$

unde  $K_{ac}$  și  $K_{ef}$  au semnificațiile de la pct.3.5.2.2 și valorile  $K_{ac} = 0,95$  și  $K_{ef} = 0,99$ .

### 3.5.2.4. Creșterea capacității de transport

Capacitatea de transport a unei magistrale de gaze naturale poate fi crescută prin următoarele metode:

- a) - înlocuirea conductei magistrale cu alta având diametre mai mari decât cea existentă;
- b) - înlocuirea stației de compresoare cu una mai performantă;
- c) - dublarea magistralei existente prin montarea unei conducte paralele;
- d) - montarea unor stații de compresoare suplimentare pe traseul magistralei.

Până în prezent în general, s-au utilizat metodele c) și d) pentru creșterea capacității de transport.

Pentru determinarea diametrului conductei însoțitoare de mărire a capacității de transport se procedează astfel:

- se stabilește în procente creșterea capacității;

- se determină debitul corespunzător pentru conducta însoțitoare;
- se determină diametrul pentru conducta însoțitoare;

Pentru determinarea caracteristicilor stației de compresoare suplimentare se rezolvă următoarele:

- se stabilește punctul de amplasare al stației;
- se determină presiunea gazelor în punctul de montare al stației pentru noul debit considerat la distanța  $L'$  față de punctul inițial;
- se determină presiunea pe care trebuie să o refuleze stația nouă de comprimare, pentru a satisface aceeași presiune în punctul final;
- se determină rația de comprimare a stației;
- se calculează numărul treptelor de comprimare și rația pe fiecare treaptă de comprimare și rația pe fiecare treaptă de comprimare;
- se calculează puterea necesară unei trepte de comprimare;
- se determină puterea totală a stației de comprimare;
- se determină numărul de compresoare active din stație;
- se determină numărul de compresoare de rezervă din stație.

### 3.5.3. Algoritm și program de calcul al capacității de transport a unei magistrale

#### 3.5.3.1. Algoritm de calcul

În general atunci când se cere să se calculeze capacitatea de transport a unei conducte se cunosc următoarele:

- presiunea gazelor naturale în punctul inițial al conductei;
- presiunea gazelor naturale în punctul final al conductei;
- lungimea conductei între punctul inițial și final;
- diametrul interior al conductei de transport;
- temperatura gazelor naturale în punctul inițial al conductei;
- temperatura mediului prin care trece conducta (pământ, apă, aer);
- coeficientul global de transfer termic al gazului;
- căldura specifică a gazelor;
- rugozitatea interioară a conductei.

În cele ce urmează este prezentat un algoritm de calcul plecând de la datele cunoscute mai sus:

- a) se determină presiunile absolute în punctul inițial și cel final al conductei

$$P_1 = P_1 + 1,01325 \quad (3.5.9)$$

$$P_2 = P_2 + 1,01325$$

b) se calculează temperatura medie a gazelor naturale în conducta de transport cu relația:

$$T_m = T_{sol} + \frac{T_g - T_{sol}}{a \cdot L \cdot 1000} [1 - e^{-a \cdot L \cdot 1000}] \quad (3.5.10)$$

unde:

$T_{sol}$  este temperatura solului ( $^{\circ}K$ );

$a$  - constantă dată de relația:

$$a = K \frac{\Pi D}{Q \rho c p} \quad (3.5.11)$$

K - coeficientul de transfer termic al gazului ( $K = 0,0036 \text{ Kcal/kg K}$ );  
 $T_g$  - temperatura gazului în punctul inițial al conductei (K);  
 L - lungimea conductei (km);  
 Q - debitul inițial ( $\text{m}^3/\text{h}$ ).

c) se determină presiunea medie a gazelor naturale în conducta de transport cu relația:

$$P_m = \frac{2}{3} \left[ (P_1 + P_2) - \frac{P_1 P_2}{P_1 + P_2} \right] \quad (3.5.12)$$

d) se calculează coeficientul de abatere al gazelor naturale din conducta de transport față de gazele ideale (Z).

Parametrii critici ai gazelor naturale pentru densitatea relativă  $\rho = 0,554$ , au valorile  $P_{cr} = 47 \text{ bara}$  și  $T_{cr} = 200 \text{ K}$  determinați din tabele (vezi literatura de specialitate) și cu ajutorul lor se determină presiunea redusă și temperatura redusă:

$$P_r = \frac{P_m}{P_{cr}} \quad (3.5.13)$$

$$T_r = \frac{T_m}{T_{cr}} \quad (3.5.14)$$

cu ajutorul cărora se determină Z

e) se calculează coeficientul de rezistență hidraulică în următoarele etape:  
 - se determină numărul Reynolds:

$$R_e = 2482 \frac{Q}{D} \quad (3.5.15)$$

- se calculează raportul:  $\frac{K}{D}$

- pentru cei doi parametri se alege regimul de curgere și relația aferentă de calcul a coeficientului de rezistență hidraulică (coeficientul de frecare a gazului de peretele conductei)  $\lambda$

- inițial  $\lambda$  se calculează cu relația lui Weymoath:

$$\lambda = \frac{0,04364}{D^{1/3}} \quad (3.5.16)$$

- se determină  $\lambda_1$  cu relația:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_1}} = 2 \log \left( \frac{R_e \sqrt{\lambda}}{2,51} + 3,71 \frac{D}{K} \right) \quad (3.5.17)$$

f) se determină capacitatea de transport a conductei cu relația:

$$Q = 4,083 \sqrt{\frac{D^5}{L} \cdot \frac{P_1^2 - P_2^2}{\lambda_1 \rho \cdot Z_n T_m}} \quad (3.5.18)$$

Schema logică de calcul este prezentată în figura 3.5.2. În baza ei s-a conceput un program de calcul ce rezolvă rapid calcularea capacităților de transport a conductelor în bune condiții ținând cont de parametrii de intrare. În banca de date a programului se regăsesc toate tipodimensiunile de țevă din care se pot realiza conductele de transport gaze naturale conform: SR 6898-1/1995 - Țevi de oțel sudate elicoidal; SREN 10208-1/1999 - Țevi de conductă cu capete netede pentru industria petrolieră; STAS 404/1-87 Țevi de oțel, fără sudură, laminate la cald.

Programul este realizat în limbajul de programare C# iar rezultatele calculului sunt afișate într-o interfață grafică ce utilizează un dataGridView.

### 3.5.3.2. Program de calcul

**Cerințe sistem:** (Microsoft .Net Framework 2.0);

**Sistem de operare:** Windows 98/2000/ME/XP;

**Procesor:** minim Pentium 950 Mhz sau echivalent;

**Memorie:** minim 256 MB RAM;

**Spațiu HDD:** minim 10 MB;

**CD-Rom drive.**

#### Instalare:

- Se deschide CD-ul cu programul Calcul Debite Conducte de Gaz, folosind Windows Explorer, Windows Comander sau un alt program gen explorer.

- Se lansează în execuție programul Setup.exe. În cazul în care pe calculatorul gazdă nu este instalat Microsoft .NET Framework, se va instala automat; în caz contrar aplicația Setup.exe va sări peste această etapă.

- Se alege calea de instalare, aplicația Setup.exe alege implicit o locație, dacă doriți o altă locație o puteți selecta dând click pe butonul Browse... și alegând apoi locația convenabilă.

- După ce locația a fost aleasă se dă click pe butonul Next; confirmați continuarea instalării dând din nou click pe butonul Next.

- După apariția mesajului "Installation Complete" (confirmarea faptului că instalarea s-a efectuat cu succes) se dă click pe butonul Close.

- În timpul instalării aplicația Setup.exe creează un shortcut pe desktop "*Debite Gaze Naturale*" și unul în Start/All Program/Debite Conducte Gaz/"*Calcul Debite Gaze Naturale*"

#### Descrierea programului:

Acest program calculează capacitatea unei conducte de transport gaze naturale (după diferite formule uzuale) în condițiile în care se cunosc:

- presiunea gazelor naturale în punctul inițial al conductei;
- presiunea gazelor naturale în punctul final al conductei;
- lungimea conductei între punctul inițial și punctul final;
- diametrul interior al conductei de transport gaze naturale;
- temperatura gazului în punctul inițial al conductei;
- temperatura medie a solului în care se pozează conducta;
- coeficientul global de transfer termic al gazului;
- căldura specifică a gazelor;
- presiunea atmosferică;
- rugozitatea interioară a conductelor;

- gazul natural este asimilat metanului.

### Instrucțiuni de utilizare:

Pentru lansarea în execuție a programului CALCUL DEBITE CONDUCTE DE GAZ aveți două opțiuni: shortcutul de pe desktop "*Debite Gaze Naturale*" și shortcutul din Start/All Program/Debite Conducte Gaz/"*Calcul Debite Gaze Naturale*".

Utilizatorul va selecta:

- Presiunea gazelor naturale în Punctul Inițial (plaja de selecție este între 0 bara și 100 bara);
- Presiunea gazelor naturale în Punctul Final (plaja de selecție este între 0,5 bara și 99 bara);
- Lungimea Conductei (0,5 Km – 10.000 Km);
- Debitul Inițial (opțional) ( $1 \text{ m}^3/\text{h}$  –  $1.000.000 \text{ m}^3/\text{h}$ );
- Diametrul exterior (mm) și Grosimea peretelui conductei (mm), conform cu STAS SR 6898-1 (pentru conducte din Otel);
- Temperatura Gazului în punctul Inițial ( $10^\circ\text{C}$  –  $40^\circ\text{C}$ );
- Temperatura medie a Solului ( $7^\circ\text{C}$  –  $15^\circ\text{C}$ );

După selectarea datelor se va da click pe butonul Calculează - din toolbar, sau pe meniul Calculează, pentru a se efectua calculele. Datele de intrare împreună cu rezultatele calculelor sunt afișate în tabelul aferent.

Implicit programul afișează rezultatele obținute cu formula generală. Dacă se dorește vizualizarea rezultatelor obținute cu alte formule se va selecta din meniul Formule, formula dorită.

Pentru vizualizarea graficului obținut se va da click pe butonul Grafic din toolbar; pentru a reveni la tabelul cu rezultate se va da click din nou pe butonul Grafic.

Programul pune la dispoziția utilizatorului posibilitatea de a exporta datele în Excel, dând click pe butonul Export Excel - din toolbar sau selectând meniul Export.

Meniul Tools pune la dispoziția utilizatorului posibilitatea de a selecta pasul de incrementare a presiunii inițiale a gazului (0,01 bara – 10 bara), implicit pasul de incrementare este de 0,5 bara. Opțiunile export în Excel și vizualizare grafic sunt accesibile doar după ce sunt realizate calculele.

Pentru construcția corectă a graficului sunt necesare cel puțin două rezultate distincte. Dacă în grafic nu sunt afișate date reveniți în modul de culegere date și apoi selectați o diferență mai mare între presiunea inițială minimă și cea maximă.

Programul prezintă o interfață modernă, prietenoasă, ușor de utilizat. Toate datele necesare calculelor se pot selecta, foarte ușor, din controalele puse la dispoziție în acest scop. Rezultatele calculelor sunt afișate într-un tabel familiar, asemănător tabelelor din Excel și într-un grafic, a cărei construcție este obținută dinamic. Schema logică a programului este prezentată în figura 3.5 2, iar în figura 3.5.3 este prezentată interfața utilizator.

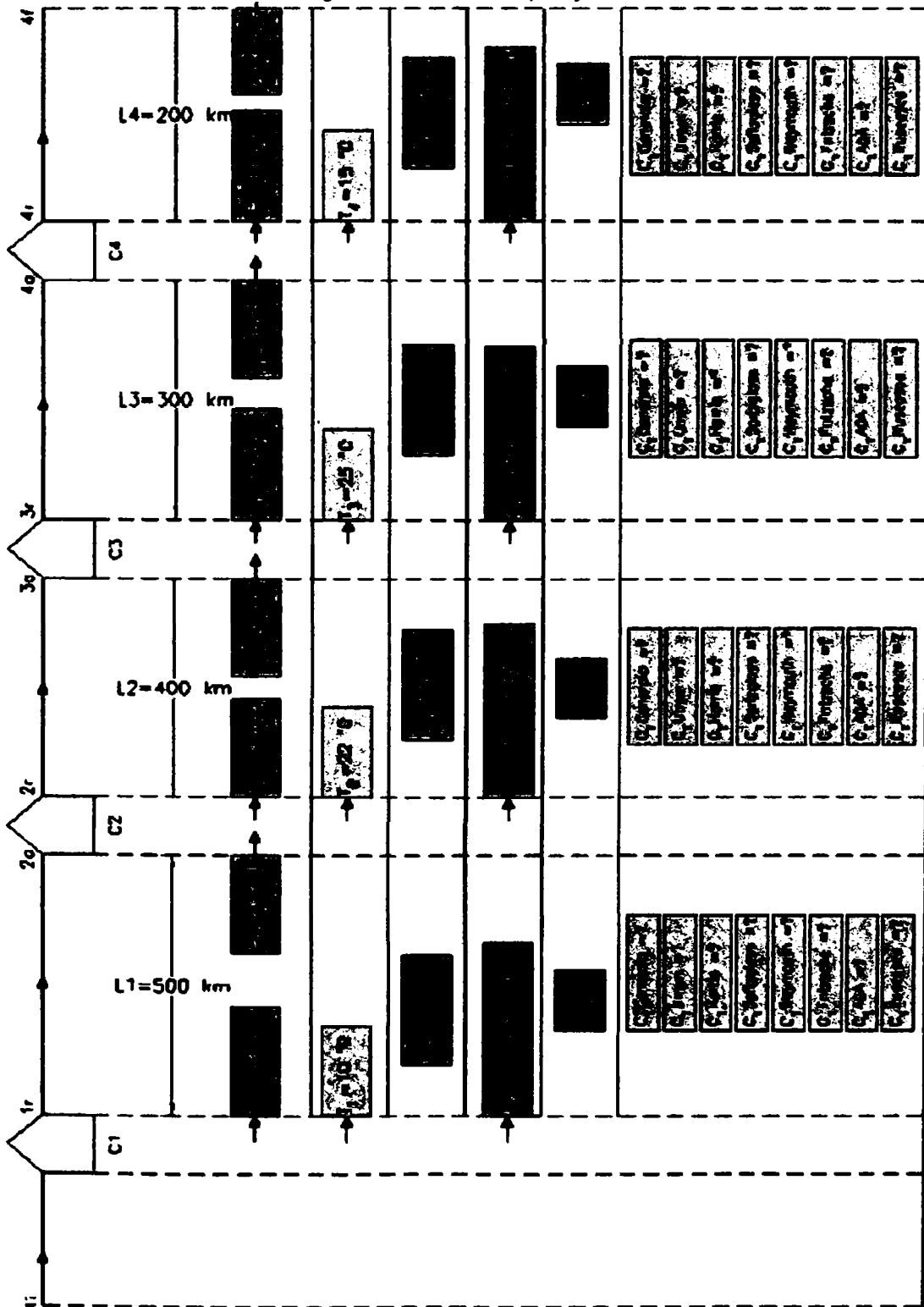
### 3.5.4. Aplicații ale programului de calcul

Programul de calcul conceput, conform schemei logice din figura 3.5.2, poate avea întrebuințări multiple atât în proiectarea sistemelor mari de transport a gazelor naturale, cât și în cercetare în cadrul căreia se poate face o analiză corectă a utilizării unei anumite relații de calcul privind capacitatea de transport, mai ales în cadrul anumitor condiții limită. În cadrul strict al lucrării, la acest subcapitol, scopul este în a analiza diferențele rezultatelor diverselor relații de calcul a capacității de transport a gazelor, aplicate în aceleași condiții limită. Programul utilizează următoarele relații de calcul: Formula Generală, Formula lui Unwin, Formula lui Harris, Formula lui Spitzglass, Formula lui Weymouth, Formula lui Fritzsche, Formula AGA, Formula Rusească.

Problema studiată cuprinde o conductă de transport având o lungime totală  $L = 1400$  Km, împărțită în patru tronsoane de patru stații de comprimare,  $L_1 = 500$  Km,  $L_2 = 400$  Km,  $L_3 = 300$  Km,  $L_4 = 200$  Km. Datele condițiilor limită, la intrare și la ieșire sunt cele prezentate în figura 3.5.1.

Calculul s-a efectuat pe fiecare tronson și sunt prezentate în tabelele 3.5.1, 3.5.2, 3.5.3, 3.5.4, și transcrierea lor sub o formă grafică în graficele 3.5.1, 3.5.2, 3.5.3, 3.5.4. Se face observația că structura formulei rusești, în aceleași condiții, determină plaja valorilor maxime a capacității de transport la diferențe mari față de celelalte formule, iar Spitzglass pe cea a valorilor minime, dar nu foarte departe de plaja celorlalte.

Figura 3.5.1 Schema aplicației





Tabelul 3.5.1.

Nr Crt	Pres. Inițială	Pres. Finală	Temp. Gaz	Temp. Sol	Lungim. Conducta	Debitul Inițial	Diam. Interior	Capacit. Transp.
1	86,01325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	524126
2	86,51325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	528819
3	87,01325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	533497
4	87,51325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	538161
5	88,01325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	542812
6	88,51325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	547449
7	89,01325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	552073
8	89,51325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	556685
9	90,01325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	561284
10	90,51325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	565871
11	91,01325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	570446
12	91,51325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	575010
13	92,01325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	579562
14	92,51325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	584104
15	93,01325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	588634
16	93,51325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	593155
17	94,01325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	597665
18	94,51325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	602165
19	95,01325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	606655
20	95,51325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	611136
21	96,01325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	615607
22	96,51325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	620070
23	97,01325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	624523
24	97,51325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	628967
25	98,01325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	633403
26	98,51325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	637831
27	99,01325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	642250
28	99,51325	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	646662
29	100,0132	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	651065
30	100,5132	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	655461
31	101,0132	51,01325	283,15	288,15	500	580001	741,4	659849

Tabelul 3.5.1. (continuare)

<b>Nr Crt</b>	<b>Formula Unwin</b>	<b>Formula Harris</b>	<b>Formula Spitzglass</b>	<b>Formula Weymouth</b>	<b>Formula Fritzsche</b>	<b>Formula AGA</b>	<b>Formula Rusească</b>
1	326929	427948	295042	430598	467797	521456	650597
2	329857	431780	297684	434454	472305	526125	656422
3	332775	435600	300317	438297	476803	530779	662229
4	335684	439408	302943	442129	481289	535420	668018
5	338585	443205	305561	445950	485766	540046	673791
6	341477	446991	308171	449759	490233	544660	679547
7	344362	450767	310774	453558	494690	549261	685287
8	347238	454532	313370	457347	499137	553848	691011
9	350107	458287	315959	461125	503576	558424	696720
10	352968	462033	318541	464894	508005	562988	702414
11	355822	465768	321117	468652	512426	567540	708093
12	358668	469494	323686	472402	516838	572080	713758
13	361508	473212	326248	476142	521243	576609	719409
14	364341	476920	328805	479873	525639	581128	725046
15	367167	480619	331355	483595	530027	585635	730670
16	369987	484310	333900	487309	534408	590133	736281
17	372800	487992	336439	491014	538782	594620	741880
18	375607	491667	338972	494711	543148	599097	747466
19	378408	495333	341500	498400	547507	603564	753040
20	381203	498992	344022	502082	551860	608022	758602
21	383992	502643	346539	505755	556206	612471	764152
22	386775	506286	349051	509421	560545	616911	769691
23	389553	509922	351558	513080	564878	621341	775219
24	392325	513551	354060	516731	569205	625763	780736
25	395092	517173	356557	520375	573525	630176	786242
26	397854	520788	359049	524013	577840	634581	791738
27	400611	524396	361537	527644	582149	638978	797224
28	403362	527998	364020	531268	586453	643367	802699
29	406109	531594	366499	534885	590751	647748	808165
30	408851	535183	368973	538497	595043	652121	813622
31	411588	538766	371443	542102	599331	656487	819069

Tabelul 3.5.2.

<b>Nr Crt</b>	<b>Pres. Inițială</b>	<b>Pres. Finală</b>	<b>Temp. Gaz</b>	<b>Temp. Sol</b>	<b>Lungim. Conducta</b>	<b>Debitul Inițial</b>	<b>Diam. Interior</b>	<b>Capacit. Transp.</b>
1	61,01325	31,01325	295,15	283,15	400	530001	696,8	383255
2	61,51325	31,01325	295,15	283,15	400	530001	696,8	387484
3	62,01325	31,01325	295,15	283,15	400	530001	696,8	391701
4	62,51325	31,01325	295,15	283,15	400	530001	696,8	395907
5	63,01325	31,01325	295,15	283,15	400	530001	696,8	400102
6	63,51325	31,01325	295,15	283,15	400	530001	696,8	404286
7	64,01325	31,01325	295,15	283,15	400	530001	696,8	408460
8	64,51325	31,01325	295,15	283,15	400	530001	696,8	412624
9	65,01325	31,01325	295,15	283,15	400	530001	696,8	416779
10	65,51325	31,01325	295,15	283,15	400	530001	696,8	420924
11	66,01325	31,01325	295,15	283,15	400	530001	696,8	425060
12	66,51325	31,01325	295,15	283,15	400	530001	696,8	429187
13	67,01325	31,01325	295,15	283,15	400	530001	696,8	433305
14	67,51325	31,01325	295,15	283,15	400	530001	696,8	437415
15	68,01325	31,01325	295,15	283,15	400	530001	696,8	441517
16	68,51325	31,01325	295,15	283,15	400	530001	696,8	445611
17	69,01325	31,01325	295,15	283,15	400	530001	696,8	449697
18	69,51325	31,01325	295,15	283,15	400	530001	696,8	453776
19	70,01325	31,01325	295,15	283,15	400	530001	696,8	457847
20	70,51325	31,01325	295,15	283,15	400	530001	696,8	461912
21	71,01325	31,01325	295,15	283,15	400	530001	696,8	465969

Tabelul 3.5.2. (continuare)

<b>Nr Crt</b>	<b>Formula Unwin</b>	<b>Formula Harris</b>	<b>Formula Spitzglass</b>	<b>Formula Weymouth</b>	<b>Formula Fritzsche</b>	<b>Formula AGA</b>	<b>Formula Rusească</b>
1	237061	307886	216755	309600	331651	377992	470852
2	239677	311283	219146	313016	335590	382163	476047
3	242285	314671	221532	316423	339522	386323	481228
4	244887	318050	223910	319821	343447	390471	486396
5	247482	321420	226283	323210	347364	394608	491549
6	250070	324781	228649	326590	351274	398735	496690
7	252652	328135	231010	329962	355178	402852	501818
8	255227	331480	233365	333326	359076	406959	506934
9	257797	334817	235715	336681	362967	411056	512038
10	260361	338147	238059	340030	366853	415144	517130
11	262919	341469	240398	343371	370733	419223	522211
12	265472	344785	242732	346705	374607	423293	527281
13	268019	348093	245061	350032	378476	427355	532341
14	270561	351395	247386	353352	382340	431409	537390
15	273099	354690	249705	356665	386200	435454	542430
16	275631	357979	252021	359972	390054	439492	547460
17	278158	361262	254332	363273	393904	443522	552480
18	280681	364538	256639	366568	397750	447545	557491
19	283200	367809	258941	369857	401591	451561	562493
20	285714	371074	261240	373141	405428	455569	567486
21	288223	374334	263535	376418	409262	459571	572471

Tabelul 3.5.3

<b>Nr Crt</b>	<b>Pres. Inițială</b>	<b>Pres. Finală</b>	<b>Temp. Gaz</b>	<b>Temp. Solului</b>	<b>Lungim. Conducta</b>	<b>Debitul Inițial</b>	<b>Diam. Interior</b>	<b>Capacit. Transport</b>
1	21,01325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	279438
2	21,51325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	288565
3	22,01325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	297617
4	22,51325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	306601
5	23,01325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	315522
6	23,51325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	324386
7	24,01325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	333197
8	24,51325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	341959
9	25,01325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	350676
10	25,51325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	359351
11	26,01325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	367987
12	26,51325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	376587
13	27,01325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	385153
14	27,51325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	393688
15	28,01325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	402193
16	28,51325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	410671
17	29,01325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	419122
18	29,51325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	427549
19	30,01325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	435953
20	30,51325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	444335
21	31,01325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	452696
22	31,51325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	461039
23	32,01325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	469362
24	32,51325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	477668
25	33,01325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	485958
26	33,51325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	494232
27	34,01325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	502491
28	34,51325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	510736
29	35,01325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	518967
30	35,51325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	527186
31	36,01325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	535392
32	36,51325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	543586
33	37,01325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	551769

34	37,51325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	559942
35	38,01325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	568104
36	38,51325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	576256
37	39,01325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	584399
38	39,51325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	592533
39	40,01325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	600658
40	40,51325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	608775
41	41,01325	11,01325	283,15	285,15	300	510001	899,8	616884

Tabelul 3.5.3 (continuare)

Nr Crt	Formula Unwin	Formula Harris	Formula Spitzglass	Formula Weymouth	Formula Frtzsche	Formula AGA	Formula Rucască
1	177852	238727	153508	240671	241701	276564	368026
2	183661	246525	158522	248532	250206	285598	380046
3	189423	254258	163495	256329	258661	294557	391968
4	195141	261933	168430	264066	267072	303448	403800
5	200819	269555	173331	271749	275443	312277	415549
6	206460	277127	178200	279383	283777	321050	427223
7	212068	284654	183040	286972	292079	329770	438827
8	217645	292140	187854	294518	300352	338442	450367
9	223193	299587	192642	302026	308598	347069	461847
10	228714	306998	197408	309498	316820	355655	473273
11	234211	314376	202152	316936	325021	364203	484647
12	239684	321723	206877	324343	333201	372714	495973
13	245136	329042	211582	331721	341363	381192	507255
14	250568	336333	216271	339071	349510	389639	518496
15	255982	343599	220943	346397	357641	398057	529697
16	261377	350841	225600	353698	365758	406447	540862
17	266756	358061	230243	360977	373864	414812	551993
18	272120	365261	234872	368235	381958	423152	563091
19	277468	372440	239489	375473	390043	431470	574159
20	282803	379601	244094	382692	398118	439765	585199
21	288125	386745	248687	389894	406185	448041	596211
22	293435	393871	253270	397078	414244	456297	607198
23	298732	400982	257842	404247	422297	464535	618160

24	304019	408078	262405	411401	430344	472756	629100
25	309295	415160	266959	418541	438385	480961	640017
26	314561	422229	271505	425667	446421	489150	650914
27	319818	429285	276042	432780	454454	497324	661792
28	325065	436329	280571	439881	462482	505484	672650
29	330304	443361	285093	446971	470507	513630	683491
30	335535	450382	289607	454049	478529	521764	694315
31	340758	457392	294115	461117	486548	529886	705123
32	345973	464393	298617	468174	494566	537996	715915
33	351182	471384	303112	475222	502581	546095	726692
34	356383	478366	307602	482261	510595	554183	737455
35	361578	485339	312086	489291	518608	562262	748205
36	366767	492303	316564	496312	526620	570330	758942
37	371949	499260	321037	503325	534632	578389	769666
38	377126	506209	325506	510330	542643	586439	780379
39	382298	513150	329969	517328	550653	594481	791080
40	387464	520084	334428	524319	558664	602514	801770
41	392625	527012	338883	531303	566675	610540	812449

Tabelul 3.5.4

Nr. Crt	Pres. Inițială	Pres. Finală	Temp. Gaz	Temp. Sol	Lungim. Conducta	Debitul Inițial	Diam. Interior	Capacit. Transport
1	13,01325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	236785
2	13,26325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	252451
3	13,51325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	267474
4	13,76325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	281955
5	14,01325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	295974
6	14,26325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	309595
7	14,51325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	322867
8	14,76325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	335831
9	15,01325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	348523
10	15,26325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	360971
11	15,51325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	373198
12	15,76325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	385227
13	16,01325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	397076
14	16,26325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	408759
15	16,51325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	420291
16	16,76325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	431684

17	17,01325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	442949
18	17,26325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	454095
19	17,51325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	465130
20	17,76325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	476063
21	18,01325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	486900
22	18,26325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	497648
23	18,51325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	508312
24	18,76325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	518897
25	19,01325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	529408
26	19,26325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	539850
27	19,51325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	550226
28	19,76325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	560541
29	20,01325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	570796
30	20,26325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	580996
31	20,51325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	591144
32	20,76325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	601241
33	21,01325	11,01325	288,15	288,15	200	500000	1144,2	611291

Tabelul 3.5.4 (continuare)

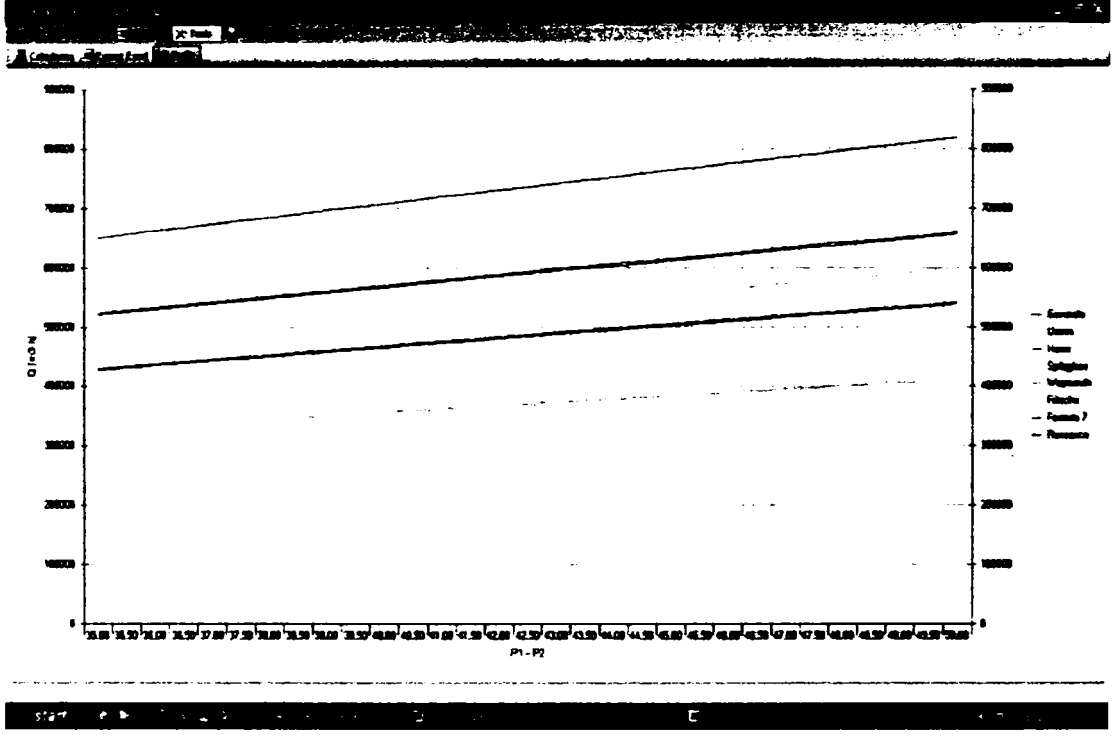
Nr Crt	Formula Unwin	Formula Harris	Formula Spitzglass	Formula Weymouth	Formula Fritzsche	Formula AGA	Formula Ruscască
1	154614	214348	125299	216613	206792	235580	332289
2	164844	228530	133590	230945	221551	251167	354274
3	174654	242129	141539	244687	235768	266113	375356
4	184109	255238	149202	257935	249530	280521	395678
5	193264	267929	156621	270760	262905	294469	415352
6	202157	280258	163828	283220	275946	308020	434466
7	210824	292272	170851	295361	288695	321224	453091
8	219289	304009	177712	307221	301187	334123	471284
9	227577	315498	184428	318832	313452	346750	489095
10	235705	326766	191015	330219	325514	359134	506563
11	243689	337835	197485	341405	337394	371300	523723
12	251544	348724	203851	352409	349109	383268	540604
13	259280	359450	210120	363248	360676	395056	557231
14	266909	370026	216303	373936	372108	406680	573627
15	274439	380465	222405	384486	383416	418153	589810
16	281879	390779	228434	394908	394610	429488	605798
17	289234	400976	234395	405213	405701	440696	621606
18	296512	411066	240293	415410	416696	451785	637248
19	303718	421055	246133	425505	427602	462764	652734
20	310857	430952	251918	435506	438426	473641	668077



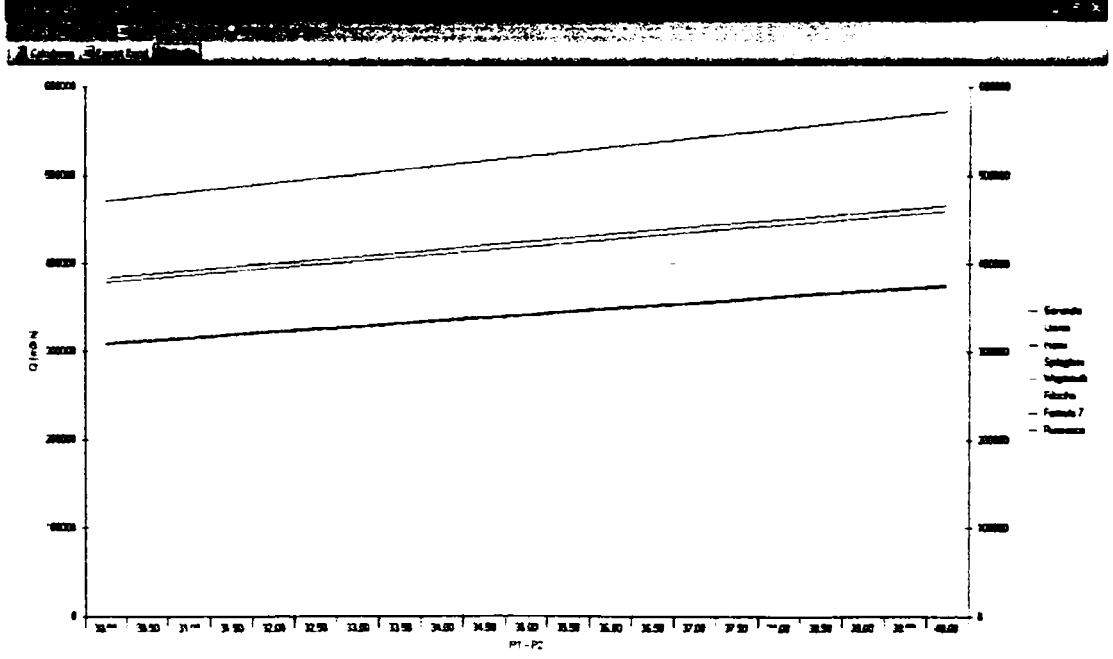
## 3.5. - Capacitatea de transport a conductelor de gaze naturale combustibile 161

21	317933	440762	257653	445420	449174	484423	683285
22	324951	450492	263340	455252	459852	495116	698367
23	331915	460145	268983	465008	470463	505726	713333
24	338826	469727	274584	474691	481013	516258	728187
25	345690	479243	280147	484307	491506	526715	742938
26	352508	488695	285672	493860	501944	537104	757592
27	359284	498088	291163	503352	512333	547428	772153
28	366019	507425	296621	512787	522674	557689	786627
29	372715	516709	302048	522169	532971	567893	801019
30	379376	525942	307446	531500	543226	578041	815334
31	386002	535128	312815	540783	553441	588137	829574
32	392595	544269	318159	550021	563620	598183	843744
33	399158	553367	323477	559215	573763	608182	857848

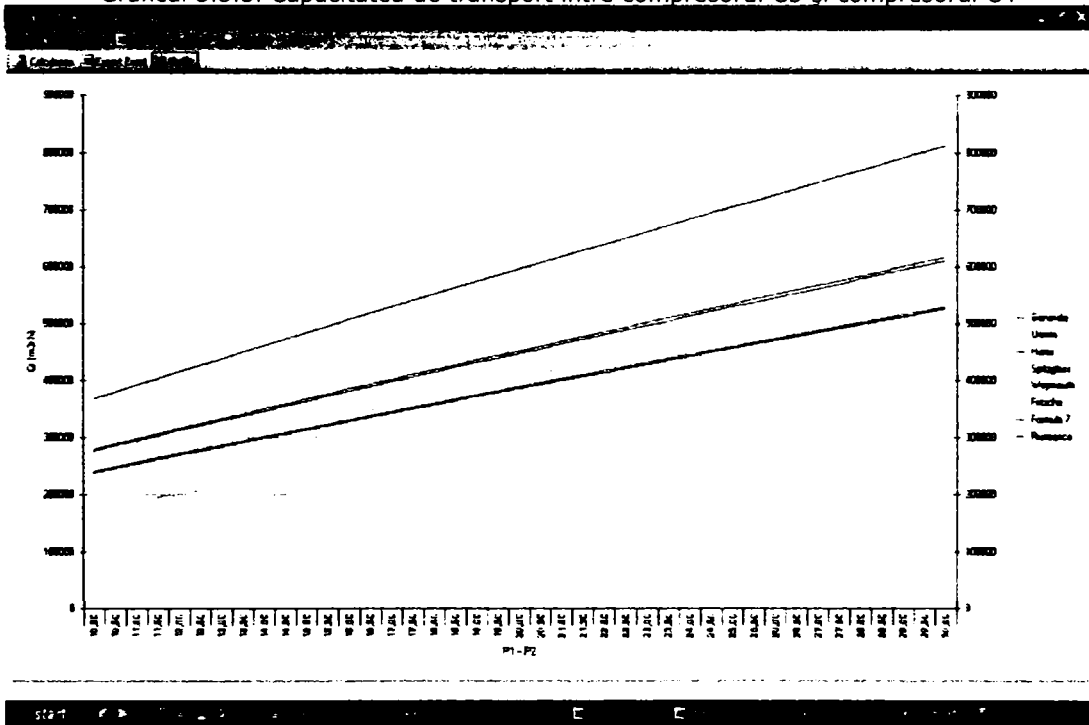
Graficul 3.5.1. Capacitatea de transport între compresorul C1 și compresorul C2



Graficul 3.5.2. Capacitatea de transport între compresorul C2 și compresorul C3



Graficul 3.5.3. Capacitatea de transport între compresorul C3 și compresorul C4



Graficul 3.5.4 Capacitatea de transport între compresorul C4 și punctul final

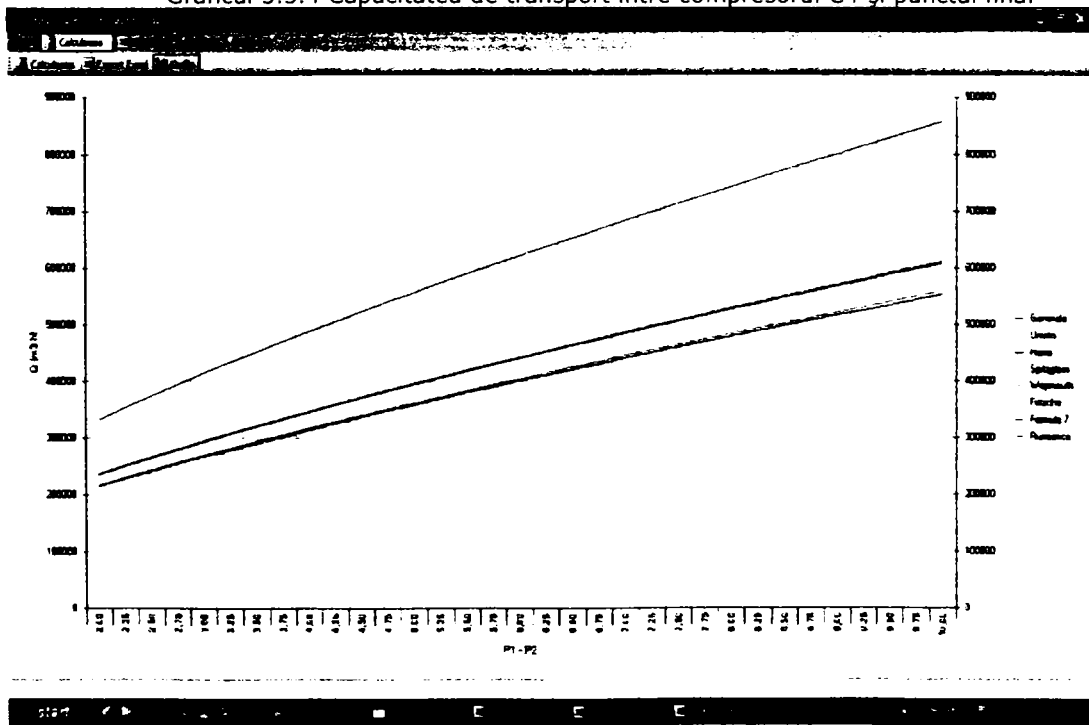


Figura 3.5.2 Schema logică a programului CALCUL DEBITE CONDUCTE DE GAZ

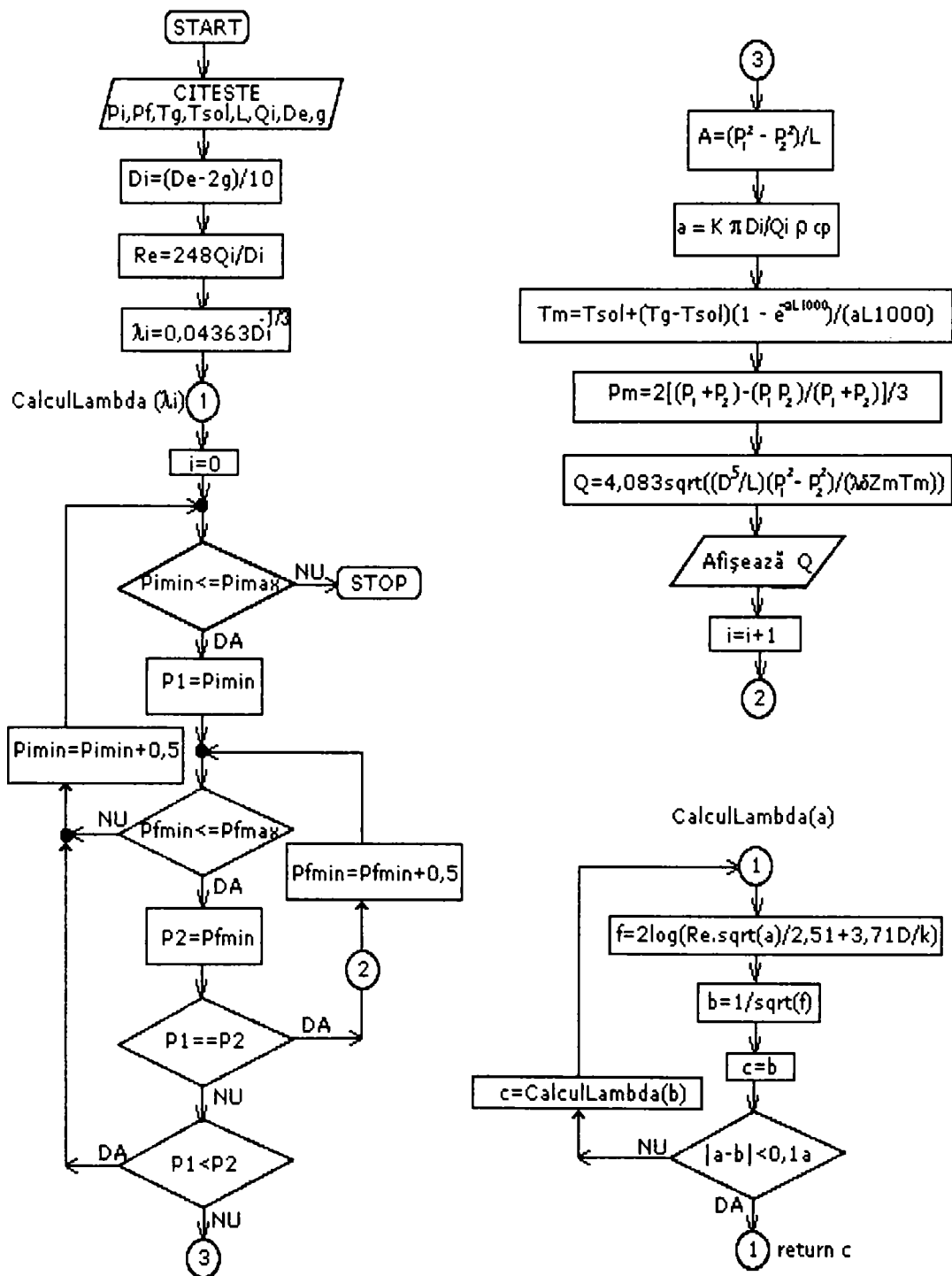


Figura 3.5.3 Interfața utilizator a programului CALCUL DEBITE CONDUCTE DE GAZ

Capacitate Conducță Gaz

Calculul

Presiunea gazelor naturale în Punctul Inițial (0-100 bar)

Minim: 1.0 bar = 2.01325 bara

Maxim: 10.0 bar = 11.01325 bara

Presiunea gazelor naturale în Punctul Final (0,5-99 bar)

5.0 bar = 7.01325 bara

Conducță

Lungimea: 500.0 Km

Diametrul exterior: 159 mm

Grosimea peretelui: 5.6 mm

Debitul inițial: 3.500 m<sup>3</sup>/h

Temperatura gazului în Punctul Inițial (10-40 C)

12 C = 285.15 K

Temperatura medie a Soluții (7-15 C)

9 C = 282.15 K

Constante

K = 0.0036 Kcal/hm<sup>2</sup>K

cp = 0.5271 Kcal/KgK

k = 0.1 mm

Nr. Crt.	Presiunea Inițială [bara]	Presiunea Finală [bara]	Temperatura Gazului [K]	Temperatura Soluții [K]	Lungimea conductei [Km]	Debitul inițial [m <sup>3</sup> /h]	Diametrul Interior [mm]	Capacitatea de transport [m <sup>3</sup> /h]
1	7.21325	7.01325	285.15	282.15	500	3800	147.8	177
2	7.61325	7.01325	285.15	282.15	500	3800	147.8	312
3	8.01325	7.01325	285.15	282.15	500	3800	147.8	408
4	8.41325	7.01325	285.15	282.15	500	3800	147.8	489
5	8.81325	7.01325	285.15	282.15	500	3800	147.8	561
6	9.21325	7.01325	285.15	282.15	500	3800	147.8	628
7	9.61325	7.01325	285.15	282.15	500	3800	147.8	691
8	10.01325	7.01325	285.15	282.15	500	3800	147.8	752
9	10.41325	7.01325	285.15	282.15	500	3800	147.8	809
10	10.81325	7.01325	285.15	282.15	500	3800	147.8	866

# Capitolul 4. INGINERIA SISTEMULUI DE DISTRIBUȚIA GAZELOR NATURALE

## 4.1. Aspecte teoretice ale sistemelor de distribuție a gazelor naturale

În domeniul distribuției gazelor naturale se întâlnesc patru tipuri de probleme:

- a) calculul debitului -  $Q$ , cunoscând: presiunea inițială (amonte) -  $p_1$ ; presiunea finală (aval) -  $p_2$ ; densitatea inițială -  $\rho_1$ ; parametrii de stare și caracteristicile conductei de distribuție;
- b) calculul presiunii finale (sau într-o anumită secțiune) -  $p_2$ , cunoscând: presiunea inițială (amonte) -  $p_1$ ; densitatea inițială -  $\rho_1$ ; parametrii de stare și caracteristicile conductei de distribuție;
- c) calculul diametrului interior -  $D_i$ ;
- d) verificarea vitezelor de curgere a gazelor prin conductele de distribuție.

Ipotezele simplificatoare admise în cazul curgerii gazelor naturale în conductele de distribuție sunt:

- mișcarea se află în regim permanent, situație ce implică neglijarea unor termeni din ecuația energetică;
- curgerea are loc fără vârtejuri;
- mișcarea are loc în domeniul subsonic;
- mișcările gazelor în conductele de distribuție pot fi paralele și/sau neparalele;
- curgerea este izotermă;
- se neglijează frecările interne ale gazului;
- se ia în considerare numai frecarea de pereții interiori ai conductei;
- se consideră că în distribuția la presiune medie și redusă gazele sunt compresibile iar în distribuția la presiune joasă sunt incompresibile;
- se neglijează în cele mai multe cazuri influența forțelor masice de greutate;
- conductele de distribuție sunt considerate hidraulic netede.

Datorită caracteristicilor funcționale a aparatelor de utilizare a gazelor naturale, a aparatelor de reglaj – măsură - control și a siguranței în exploatare și întreținere, treptele de presiune folosite în sistemul de distribuție sunt:

- presiune medie: - 6 ÷ 2 bari, pentru conductele din oțel;  
- 4 ÷ 2 bari, pentru conductele din polietilenă;
- presiune redusă: - 2 ÷ 0,05 bari
- presiune joasă: - sub 0,05 bari.

#### 4.1.1. Ecuațiile care stau la baza mișcării gazelor naturale în conductele de distribuție

Față de sistemul de transport al gazelor naturale combustibile unde sunt utilizate un număr de cinci ecuații (vezi capitolul 3.2.3), în distribuția gazelor naturale sunt utilizate, datorită ipotezelor simplificatoare expuse mai sus, următoarele trei ecuații:

- ecuația de continuitate;
- ecuația de stare;
- ecuația de conservare a energiei.

##### 4.1.1.1. Ecuația de continuitate

În cazul curgerii prin conductele de distribuție, făcând apel la figura 3.2.1 în baza căreia a fost expusă ecuația de continuitate în cazul conductelor de transport și ținând cont de ipotezele simplificatoare, ecuația de continuitate exprimă de fapt tot o ipoteză simplificatoare și anume că debitul masic este constant în oricare din secțiunile din figura 3.2.1.

Scrisă sub forma analitică această ipoteză devine:

$$\rho A v = \text{constant} \quad (4.1.1)$$

unde:

- $\rho$  este densitatea gazului ( $\text{kg/m}^3$ );
- $A$  - aria secțiunii transversale a conductei de distribuție ( $\text{m}^2$ )  
având diametrul  $D$  (m);
- $v$  - viteza medie a gazului în conducta de distribuție (m/s).

##### 4.1.1.2. Ecuația de stare

Stările de referință ce definesc parametrii de stare ai gazelor naturale pot fi [54]:

- starea normală fizică, notată cu indice  $N$ , definită de:
  - temperatura normală fizică  $t_N = 0^\circ\text{C}$  sau  $T_N = 273,15\text{K}$ ;
  - presiunea normală fizică  $p_N = 1,01325$  bari.
- starea normală tehnică notată cu indice  $n$ , definită de:
  - temperatura normală tehnică  $t_n = 20^\circ\text{C}$  sau  $T_n = 293,15\text{K}$ ;
  - presiunea normală tehnică  $p_n = 0,980665$  bari.
- starea de referință standard, notată cu indice  $s$ , definită de:
  - temperatura standard  $t_s = 15^\circ\text{C}$  sau  $T_s = 288,15\text{K}$ ;
  - presiunea standard  $p_s = p_N = 1,01325$  bari.

În cazul curgerii gazelor naturale în conductele de distribuție față de curgerea în conductele de transport în care pentru a descrie starea sunt considerate

două tipuri de relații (vezi capitolul 3.2.3.4) se utilizează numai ecuația de stare fizică:

$$F(P, S, T) = 0 \quad (4.1.2)$$

sau

$$P = \rho RT \quad (4.1.3)$$

unde

P este presiunea gazului (bar);  
 $\rho$  - densitatea gazului ( $\text{Kg}/\text{m}^3$ );  
 T - temperatura absolută a gazului (K);  
 R - constanta gazelor ( $\text{J}/\text{KgK}$ ).

Considerând o stare oarecare dată de relația (4.1.3) și aceeași relație pentru starea de referință R:

$$P_R = \rho_R R T_R \quad (4.1.4)$$

și împărțindu-le membru cu membru rezultă:

$$\rho = \rho_R \frac{T_R}{T} \frac{P}{P_R} \quad (4.1.5)$$

#### 4.1.1.3. Ecuația de conservare a energiei

Dacă se consideră în lungul unei conducte circulare de distribuție a gazelor naturale, două secțiuni  $A_1$  și  $A_2$ , neglijând variația energiei termice și aplicând Teorema lui Bernoulli în ipotezele simplificatoare, rezultă:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + h_1 g = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + h_2 g \quad (4.1.6)$$

Relația (4.1.6) se poate aplica în curgerea gazelor în conductele de distribuție numai atunci când variațiile de presiune sunt mici, iar densitatea rămâne constantă.

Însă în aceste conducte (presiune medie și redusă) gazele se destind pe măsura reducerii presiunii, generând modificarea densității situație ce poate fi transcrisă analitic astfel:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gh \neq \text{constant} \quad (4.1.7)$$

Astfel apare o energie pierdută prin frecare E ca fiind egală cu:

$$E = \frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gh \quad (4.1.8)$$

Diferențiind fiecare membru rezultă:



$$dE = \frac{dp}{\rho} + \frac{2v dv}{2} + gdh \quad (4.1.9)$$

sau

$$dp + \rho v dv + \rho g dh = \rho dE \quad (4.1.10)$$

în care conform ipotezelor simplificatoare termenii  $\rho v dv$  și  $\rho g dh$  se neglijează.

Relația (4.1.10) reprezintă ecuația lui Bernoulli sub forma diferențială, fiind valabilă în cazul curgerii izoterme și adiabatică.

Conform lui Gabriel Gheorghe [54], experimentele au scos în evidență că pierderea de presiune în conductele de gaze este proporțională cu lungimea conductei și cu o funcție de viteză medie a gazului -  $v$ , densitate -  $\rho$ , vâscozitatea dinamică -  $\eta$  și diametrul conductei -  $D$ .

Situația de mai sus scrisă analitic este:

$$\rho dE = F(\rho, v, D, \eta) dL \quad (4.1.11)$$

sau

$$\frac{\rho dE}{dL} = F(\rho, v, D, \eta) \quad (4.1.12)$$

unde:

$\rho$  este densitatea gazului;

$v$  - viteza gazului pe lungimea  $dL$  de conductă;

$D$  - diametrul conductei;

$\eta$  - vâscozitatea dinamică a gazului.

Pentru descrierea funcției  $F$ , Gabriel Gheorghe [54], apelează la teoria similitudinii, dezvoltând în serie relația:

$$F = \sum A \rho^x \eta^y D^z v^t \quad (4.1.13)$$

sau apelând la unitatea de măsură:

$$L^{-2} M T^{-2} = (M L^{-3})^x (L^{-1} M T^{-1})^y L^z (L T^{-1})^t \quad (4.1.14)$$

Din relația (4.1.14) rezultă:

$$\begin{aligned} x &= 1 - y \\ z &= -1 - y \\ t &= 2 - y \end{aligned} \quad (4.1.15)$$

Înlocuind relația (4.1.15) în relația (4.1.13) rezultă:

$$F = \frac{\rho v}{D} \sum A \left( \frac{\eta}{v D \rho} \right) \quad (4.1.16)$$

Dar  $\frac{\eta}{v D \rho}$  exprimă inversul numărului Reynolds și ținând cont că, coeficientul de frecare

$$\lambda = f(\text{Re}) \quad (4.1.17)$$

relația (4.1.16) devine:

$$F = \frac{\rho v^2}{2} \cdot \frac{1}{D} \cdot \lambda \quad (4.1.18)$$

Deoarece variația presiunii pe unitatea de lungime este o mărime negativă, ținând cont de relațiile (4.1.10), (4.1.12) și (4.1.18) rezultă:

$$\rho \frac{dE}{dL} = -\rho \frac{v^2}{2} \cdot \frac{1}{D} \cdot \lambda \quad (4.1.19)$$

$$Q = \rho \cdot v \cdot A = \text{constant} \quad (4.1.20)$$

Raportat la o stare de referință R, se poate scrie:

$$\rho \cdot v \cdot A = \rho_R \cdot v_R \cdot A \quad (4.1.21)$$

rezultă:

$$v = \frac{\rho_R}{\rho} \cdot v_R \quad (4.1.22)$$

Aplicând ecuația de stare, rezultă:

$$\begin{cases} P_R V_R = RT_R \\ PV = RT \end{cases} \quad (4.1.23)$$

$$\begin{cases} P_R = \frac{RT_R}{V_R} \\ P = \frac{RT}{V} \end{cases} \quad (4.1.24)$$

$$\begin{cases} P_R = \rho_R RT_R \\ P = \rho RT \end{cases} \quad (4.1.25)$$

Se face raportul  $\frac{\rho_R}{\rho}$ , rezultând:

$$\frac{\rho_R}{\rho} = \frac{P_R T}{P T_R} \quad (4.1.26)$$

sau

$$\rho = \rho_R \cdot \frac{P T_R}{P_R T} \quad (4.1.27)$$

Înlocuind relația (4.1.27) în relația (4.1.22), viteza devine:

$$v = \frac{P_R T}{P T_R} v_R \quad (4.1.28)$$

Se ridică la pătrat relația (4.1.28):

$$v^2 = \frac{P_R^2 T^2}{\rho^2 T_R^2} \cdot v_R^2 \quad (4.1.29)$$

Se face produsul relației (4.1.27) cu relația (4.1.29), rezultând:

$$\rho v^2 = \rho_R \cdot \frac{P_R T}{P T_R} \cdot v_R^2 \quad (4.1.30)$$

Relația (4.1.19) se mai poate scrie:

$$dp = \rho dE = -\rho \frac{v^2}{2} \cdot \frac{1}{D} \cdot \lambda \cdot dL \quad (4.1.31)$$

Se înlocuiește relația (4.1.30) în relația (4.1.31) și se obține:

$$dp = -\frac{1}{2D} \cdot \lambda \cdot \rho_R \cdot \frac{P_R T}{P T_R} \cdot v_R^2 \cdot dL \quad (4.1.32)$$

Se notează  $dL = dx$  și se organizează relația (4.1.32), devenind:

$$2pdp = -\frac{\lambda}{D} \cdot \frac{\rho_R P_R T}{T_R} \cdot v_R^2 \cdot dx \quad (4.1.33)$$

Prin integrare (4.1.33) devine:

$$2 \int_1^2 p dp = -\frac{\lambda}{D} \cdot \frac{\rho_R P_R T}{T_R} \cdot v_R^2 \cdot \int_0^L dx \quad (4.1.34)$$

sau:

$$P_1^2 - P_2^2 = \frac{\lambda}{D} \cdot \frac{\rho_R P_R T}{T_R} \cdot v_R^2 \cdot L \quad (4.1.35)$$

Rezultă:

$$v_R^2 = (P_1^2 - P_2^2) \cdot \frac{DT_R}{\lambda \rho_R P_R TL} \quad (4.1.36)$$

sau:

$$v_R = \sqrt{\frac{(P_1^2 - P_2^2) DT_R}{\lambda \rho_R P_R TL}} \quad (4.1.37)$$

Debitul volumic în starea de referință R devine:

$$Q = v_R \cdot A = v_R \cdot \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{(P_1^2 - P_2^2) DT_R}{\lambda \rho_R P_R TL}} \quad (4.1.38)$$

dar:

$$\rho = \frac{\rho_R}{\rho_{aer}} \Rightarrow \rho_R = \rho \cdot \rho_{aer} \quad (4.1.39)$$

Debitul într-o stare oarecare devine:

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{T_R}{P_R \rho_{aer}}} \cdot \sqrt{\frac{(P_1^2 - P_2^2) D^5}{\lambda \rho T L}} \quad (4.1.40)$$

sau:

$$Q = 4,2 \cdot \sqrt{\frac{(P_1^2 - P_2^2) D^5}{\lambda \rho T L}} \quad (4.1.41)$$

unde:

$P_1$  este presiunea absolută la începutul tronsonului în bar abs.;

$P_2$  - presiunea absolută la sfârșitul tronsonului în bar abs.;

$T$  - temperatura gazelor în oK;

$L$  - lungimea tronsonului în Km;

$\rho$  - densitatea relativă a gazelor față de cea a aerului = 0,554;

$\lambda$  - coeficientul de rezistență hidraulică liniară ce este dat de

relația:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left( \frac{2,51}{\text{Re} \lambda} + \frac{k}{3,71 D} \right) \quad (4.1.42)$$

unde:

$k$  este coeficientul de rugozitate absolută:

- pentru conducte din oțel:  $k = 0,05$ ;

- pentru conducte din polietilenă:  $k = 0,007$ ;

$\text{Re}$  - numărul Reynolds

$$\text{Re} = \frac{wD}{\nu_{cin}} \quad \text{sau} \quad \text{Re} = 2230 \frac{Q_{cs}}{D} \quad (4.1.43)$$

$\nu_{cin}$  - coeficientul de vâscozitate cinematică a conductelor.

Pentru conductele de joasă presiune se adoptă tot relația în varianta în care se consideră că presiunea medie este egală cu presiunea standard de referință:

$$\begin{aligned} Q &= \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{T_R}{P_R \rho_{aer}}} \sqrt{\frac{(p_1^2 - p_2^2) D^5}{TDL\rho}} = \\ &= \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{T_R}{P_R \rho_{aer}}} \sqrt{\frac{(p_1 + p_2)(p_1 - p_2) 2D^5}{2TDL\rho}} = \\ &= \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{T_R}{P_R \rho_{aer}}} \sqrt{\frac{2(p_1 + p_2)}{2}} \sqrt{\frac{(p_1 - p_2) D^5}{TDL\rho}} = \end{aligned}$$

$$= \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{T_R}{P_R \rho_{aer}}} \sqrt{2p_m} \sqrt{\frac{\Delta p D^5}{TDL\rho}} = 6,1 \sqrt{\frac{\Delta p D^5}{TDL\rho}} \quad (4.1.44)$$

Relațiile prezentate sunt formele generale utilizate în calculul conductelor de gaze. Din aceste relații pot deriva și altele. În cazul presiunilor joase sub 0,05 bar, se pot considera viteza și densitatea ca invariabile, caz în care gazele pot fi considerate incompresibile.

#### 4.1.2. Variația presiunii în lungul unui tronson de conductă

Variația presiunii de-a lungul unei conducte se calculează din premiza că debitul este același în fiecare secțiune

- în secțiunea  $A_1$

$$Q = 4,2 \sqrt{\frac{(P_1^2 - P_x^2) D^5}{T_x \delta \lambda}} \quad (4.1.45)$$

- în secțiunea  $A_2$

$$Q = 4,2 \sqrt{\frac{(P_x^2 - P_2^2) D^5}{T \delta \lambda (L - x)}} \quad (4.1.46)$$

Egalând relația (4.1.45) cu relația (4.1.46) rezultă:

$$\frac{(P_1^2 - P_x^2) D^5}{T_x \delta \lambda} = \frac{(P_x^2 - P_2^2) D^5}{T \delta \lambda (L - x)} \Rightarrow \frac{P_1^2 - P_x^2}{x} = \frac{P_x^2 - P_2^2}{L - x}$$

$$\Rightarrow (L - x) \cdot (P_1^2) - (L - x) P_x^2 = x P_x^2 - x P_2^2 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow L P_1^2 - x P_1^2 - L P_x^2 + x P_x^2 = x P_x^2 - x P_2^2$$

$$L P_1^2 - x P_1^2 + x P_2^2 = L P_x^2 \Rightarrow P_x = \sqrt{P_1^2 + (P_1^2 - P_2^2) \frac{x}{L}} \quad (4.1.47)$$

Dacă se dorește să se afle presiunea medie între 2 secțiuni se aplică:

$$p_m = \frac{\int_0^L p x dx}{l} = \frac{1}{L} \cdot \int_0^L \sqrt{P_1^2 + (P_1^2 - P_2^2) \frac{x}{L}} dx = \frac{2}{3} \left( P_1 + \frac{P_2^2}{P_1 + P_2} \right) \quad (4.1.48)$$

Dacă se consideră o transformare izotermă:

$$P_N Q_N = P_m \cdot Q_m \quad (4.1.49)$$

$$\text{dar } Q_m = V_m \cdot A = V_m \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

$$\begin{aligned} P_N \cdot Q_N &= P_m \cdot V_m \frac{\pi D^2}{4} \Rightarrow V_m = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{P_N Q_N}{P_m \cdot D^2} = \\ &= \frac{4}{\pi} \cdot \frac{P_N Q_N}{\frac{2}{3} \left( P_1 + \frac{P_2^2}{P_1 + P_2} \right) \cdot D^2} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{3}{2} \cdot P_N \cdot \frac{Q_N}{D^2 \left( P_1 + \frac{P_2^2}{P_1 + P_2} \right)} = \\ &= 5,376 \cdot Q_N \cdot \frac{1}{D^2 \left( P_1 + \frac{P_2^2}{P_1 + P_2} \right)} \end{aligned} \quad (4.1.50)$$

#### 4.1.3. Capacitatea limită (teoretică) a unei conducte

Dacă în relațiile anterioare se consideră  $D$  și  $L$  constante se obține o relație de forma:

$$Q = K \sqrt{P_1^2} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^2 \right] \quad (4.1.51)$$

din care se consideră că  $P_2 \rightarrow 0$ , rezultă că între două secțiuni de calcul, capacitatea unei conducte depinde mai mult de presiunea inițială  $P_1$ .

În aceleași ipoteze scriind că:

$$Q_{\max} = K \sqrt{P_1^2}, \quad P_1 = \text{constant}, \quad (4.1.52)$$

în care  $Q_{\max}$  reprezintă capacitatea maximă (limită) a unei conducte în condițiile date, și împărțind relația (4.1.51) la expresia (4.1.52) se obține raportul:

$$\frac{Q}{Q_{\max}} = \sqrt{1 - \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^2}, \quad (4.1.53)$$

Conform Gheorghe Gabriel [54] dintre toate aceste perechi  $P_1$  și  $P_2$  se vor alege acelea care dau un randament mai bun al capacități conductei, adică raportul  $Q/Q_{\max}$  care tinde către maxim, la cel mai mic dintre rapoartele  $P_1/P_2$ .

Cel mai bun raport de utilizare al conductei se obține pentru  $Q/Q_{\max} = 0,9$ , raport obținut cu  $P_1/P_2 \approx 2,3$ . Orice creștere a lui  $Q$  dincolo de  $0,9 Q_{\max}$  se face cu randament defavorabil, cu creșteri mari de  $P_1/P_2$  adică cu niveluri mari de  $P_1$  care nu sunt justificate prin sporul de  $Q$  obținut.

#### 4.1.4. Conductă echivalentă

Două conducte de diametre și lungimi diferite sunt considerate echivalente dacă, în aceleași condiții de  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $T$ ,  $\delta$ ,  $\lambda$ , pot transporta același debit de gaz [54].

Se consideră două conducte, prima având diametrul  $D$  și lungimea  $L$ , a doua cu diametrul  $D_{ech}$  și lungimea  $L_{ech}$ , echivalente. Dacă  $D > D_{ech}$ ,  $L_{ech}$  va fi apreciabil mai mică decât  $L$ ,  $L_{ech} \ll L$  și invers.

Se poate scrie că:

$$Q = K \frac{D^{2,5}}{\sqrt{L}} : Q = K \frac{D_{ech}^{2,5}}{\sqrt{L_{ech}}} \quad (4.1.54)$$

Din relația (4.1.54) se obține:

$$\frac{D^{2,5}}{\sqrt{L}} = \frac{D_{ech}^{2,5}}{\sqrt{L_{ech}}} \text{ sau } \frac{D^5}{L} = \frac{D_{ech}^5}{L_{ech}}; \quad (4.1.55)$$

$$L_{ech} = L \left( \frac{D_h}{D} \right)^5; \quad (4.1.56)$$

$$D_{ech} = D \left( \frac{L_{ech}}{L} \right)^{\frac{1}{5}} = D \left( \frac{L_{ech}}{L} \right)^{0,2}$$

## 4.2. Dimensionarea conductelor

Pentru rezolvarea celor patru tipuri de probleme întâlnite în domeniul distribuției gazelor naturale trebuie cunoscută configurația rețelei de distribuție prezent și viitor. În general sistemul de distribuție are următoarele configurații:

- ramificate;
- inelare;
- mixte.

Rezolvarea problemelor pentru cele trei tipuri de configurație de poate face analitic utilizând relații de calcul și nomograme de calcul sau utilizând programe de calcul dedicate. În oricare din situații, trebuie cunoscut un algoritm de desfășurare a calculului specific fiecărei trepte de presiune.

### 4.2.1. Algoritm de calcul al rețelelor ramificate

Rețelele ramificate se caracterizează prin asocierea unui graf format din  $m$  tronsoane și  $m + 1$  noduri, în care există intrări, ieșiri și un drum de parcurs. În cele ce urmează se prezintă algoritmi ce trebuie parcursi în rezolvarea problemelor enunțate.

Rețele ramificate de distribuție a gazelor naturale la presiune medie și redusă:

- se identifică configurația prezentă a sistemului și se presupune configurația ei viitoare și se numerează nodurile, tronsoanele și punctele de consum;
- se stabilește lungimea de calcul rezultată prin adunarea lungimi fizice cu lungimile datorate rezistențelor hidraulice:

$$L_c = L_f + L_e \quad (4.2.1)$$

unde:

$L_c$  este lungimea de calcul a conductei de distribuție (m);

$L_f$  - lungimea fizică a conductei de distribuție (m);

$L_e$  - suma lungimilor echivalente datorate rezistențelor hidraulice (m).

- se determină debitele de distribuție însumând debitele normale ale aparatelor de utilizare, ținând cont de factorii de simultaneitate;
- se determină debitele pe tronsoane însumând debitele de distribuție cu cele de tranzit;
- se stabilește valoarea minimă a presiunii - în punctul de alimentare și valoarea maximă a presiunii la consumatorul aflat în punctul cel mai îndepărtat față de alimentare, majorată cu 10% și se calculează diferența de presiune  $\Delta P_{\max}$  ;
- se calculează căderea unitară de presiune prin relația:

$$\Delta P_u = \frac{\Delta P_{\max}}{L_c} \quad (4.2.2)$$

- se calculează căderea de presiune pe fiecare tronson începând cu cel mai apropiat de punctul de intrare cu relația:

$$\Delta P_1 = \Delta P_u \cdot L_{c1} \quad (4.2.3)$$

unde:



$\Delta P_1$  este căderea de presiune pe primul tronson cel mai apropiat de punctul de intrare (bara);

$\Delta P_u$  - căderea de presiune unitară pe toată lungimea de calcul (bara/m, bara/Km);

$L_{c1}$  - lungimea primului tronson de conductă (m, Km);

- se determină presiunea în punctul final al primului tronson cu relația:

$$P_2' = P_1 - \Delta P_1 \quad (4.2.4)$$

- se determină un nou  $\Delta P_{\max 1}$  ca reprezentând diferența între valoarea

$P_2'$  calculată la sfârșitul primului tronson și consumatorul cel mai îndepărtat majorat cu 10%;

- se calculează o nouă cădere unitară de presiune cu relația:

$$\Delta P_{u1} = \frac{\Delta P_{\max 1}}{L_{c1}} \quad (4.2.5)$$

- calculele se repetă pentru toate tronsoanele într-un mod succesiv până la consumatorul cel mai îndepărtat, determinând astfel presiunile în fiecare nod și căderile de presiune pe fiecare tronson;

- cunoscând căderile de presiune pe fiecare tronson, lungimile acestora și debitele de intrare și distribuție, din nomogramele de calcul specifice materialului din care este realizată conducta (oțel/polietilenă) se determină diametrele inițiale de transport;

- se stabilește regimul inițial de curgere prin calcularea valorii numărului Re cu relația:

$$R_e = 2230 \frac{Q_i}{D_i} \quad (4.2.6)$$

unde:

$Q_i$  este debitul inițial ( $m^3/h, m^3/h$ );

$D_i$  - diametrul inițial dedus din nomograme de calcul (mm).

- în funcție de regimul de curgere, se adoptă una din relații pentru calcularea coeficientului de frecare hidraulică  $\lambda$

- pentru regimul turbulent, conducte netede se aplică relația lui Blasius:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (4.2.7)$$

- pentru regimul turbulent, conducte mixte se determină cu relația lui Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg \left( \frac{Re \sqrt{\lambda}}{2,51} + \frac{3,71D}{k} \right) \quad (4.2.8)$$

- pentru regimul turbulent, conducte rugoase se determină cu relația lui Nikuradze:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,71 + 2 \lg \left[ \frac{1}{2 \left( \frac{k}{D} \right)} \right] \quad (4.2.9)$$

Obs: Conform ipotezelor simplificatoare pot fi utilizate numai relațiile lui Blasius și ale lui Colebrook-White.

- se calculează pe fiecare tronson iterativ  $\lambda$  până când diferența între acesta și cel presupus inițial  $\lambda_i$  este mai mică de 10%;
- se calculează diametrele tronsoanelor  $D_{ij}$ , utilizând relația:

$$D_{ij} = 0,565 \sqrt{\frac{Q_i^2 T L_{ci} \delta \lambda_i}{P_i^2 - P_j^2}} \quad (4.2.10)$$

unde:

$D_{ij}$  este diametrul interior al fiecărui tronson;

$Q_i$  – debitul de calcul la starea de referință standard

( $m^3/h$ );

$P_i$  – presiunea absolută la începutul tronsonului (bara);

$P_j$  – presiunea absolută calculată la sfârșitul tronsonului

(bara);

$T$  – temperatura medie a gazelor (K);

$L_{ci}$  – lungimea tronsonului  $i$  (Km);

$\delta$  – densitatea relativă a gazelor raportată la cea a aerului;

$\lambda_i$  – coeficientul de rezistență hidraulică calculat.

- în funcție de diametrul interior calculat se alege diametrul standardizat cel mai apropiat în „sus” sau în „jos”;
- verificarea limitelor vitezei gazului în fiecare tronson, calculând viteza cu relația:

$$v_{ij} = \frac{4Q_i \cdot P_s \cdot T_i \cdot z}{3600\pi D_{ISTAS}^2 \cdot P_j \cdot T_s \cdot z_s} \quad (4.2.11)$$

unde:

$Q_i$  este debitul aferent tronsonului  $ij$  ( $m^3/h$ );

$D_{ISTAS}$  – diametrul standardizat ales (m);

$P_s$  – presiunea gazelor în condiții standard (bara);

$T_s$  – temperatura gazelor în condiții standard (K);

$P_j$  – presiunea absolută a gazului în punctul final al tronsonului  $ij$  (bara);

$T_i$  – temperatura gazelor în tronsonul  $ij$  (K);

$z$  – factorul de compresibilitate a gazului;

$z_s$  – factorul de compresibilitate a gazului în condiții standard.

Viteza calculată pe fiecare tronson trebuie să fie mai mică de 20 m/s pentru conductele supraterane și mai mică de 40 m/s pentru conductele

subterane. Dacă este mai mare se reverifyă calculele și apoi se alege un nou diametru standardizat în „sus”, verificându-se din nou limitele vitezei;

- în unele situații se impune și calcularea grosimii peretelui conductelor cu relația:

$$g = \frac{P_{r \max} \cdot D_{eSTAS}}{20 \rho \sigma_a} \quad (4.2.12)$$

unde:

$P_{r \max}$  este presiunea de regim a conductei (bara);  
 $D_{eSTAS}$  – diametrul exterior standardizat ales (mm);  
 $\rho$  – coeficientul de calitate al sudurii;  
 $\sigma_a$  – rezistența admisibilă a oțelului din care este  
 confecționată conducta (Kgf/mm<sup>2</sup>)

- în cazul rețelelor ramificate de distribuție a gazelor naturale la presiune joasă se parcurge același algoritm prezentat mai sus, însă pentru calcularea diametrelor tronsoanelor  $D$ , se va utiliza relația:

$$D_i = 0,495 \sqrt{\frac{Q_i^2 T L_{ci} \delta \lambda_i}{\Delta P_{ij}}} \quad (4.2.13)$$

termenii având semnificațiile de mai sus.

#### 4.2.2. Algoritm de calcul al rețelelor inelare

De la înființarea distribuțiilor de gaze naturale combustibile, în România, până în prezent, analizând actele normative ce au ghidat realizarea acestora cât și literatura de specialitate, se constată lipsa într-o mare măsură a criteriilor ce stau la baza dimensionării rețelelor inelare și a metodelor de rezolvare a dimensionării, deși în localitățile mari acest sistem de distribuție s-a dezvoltat continuu. Realizarea inelară a rețelelor de distribuție gaze naturale necesară funcțional, a fost posibilă și datorită institutelor de proiectare ce au aplicat metode proprii, în mare parte bazate pe similitudinea cu metodele din zona rețelelor de apă, a transportului energiei electrice și a experienței proprii. Însă de multe ori procesul de realizare și dezvoltare al rețelelor de distribuție inelară a scăpat de sub control, prin calcul, proiectantului datorită fie prin imixtiunea administrațiilor locale prin nepromovarea investițiilor în anumite zone sub diverse motive (necorelarea cu dezvoltarea altor utilități în aceeași zonă, amenajare urbanistică, etc.) fie prin impunerea „închiderilor de inele” de către serviciile tehnice ale distribuțiilor locale și, de aici îndepărtarea de-a lungul timpului de optimul investițional și funcțional al acestora.

Sunt cunoscute în literatura de specialitate mai multe metode de calcul, care în general poartă numele celor ce le-au realizat, cum sunt: Combet, Hardy-Cross, Renouard, Pernelle Ionin, Kalinoi, Hoffman-Zaharov, Smirnov, etc.

Unele metode au un caracter complet matematizat, altele se bazează pe analiză și experiență, iar a treia categorie se bazează numai pe calcule tehnico-economice.

Fiecare din aceste metode se adresează unei anumite problematici din complexul numit distribuție de gaze naturale; unele rezolvă proiectarea și prognoza

altele rezolvă probleme legate de exploatare, iar altele problemele legate de siguranță și avarie.

În general metodele proprii sau preluate în România se bazează pe transformarea rețelelor inelare în rețele ramificate pe bază de calcul sau pe experiență.

Inginerul Gabriel Gheorghe [54] a scos în evidență că rezultatele de dimensionare prin transformarea rețelelor inelare în rețele ramificate au dat rezultate mai bune atunci când s-au bazat pe experiență și nu pe calcule exacte matematice.

S-a ajuns la această transformare a rețelelor inelare în rețele ramificate prin secțiuni fictive pentru a evita calculele foarte complexe ale unor sisteme de ecuații neliniare (nedeterminate).

În general această metodă se bazează pe asocierea unei rețele inelare unui graf.

Un graf este o aplicație multivocă a unei mulțimi pe ea însăși [129] și este definit ca un sistem format dintr-o mulțime de elemente  $x_i$ , numite vârfurile sau nodurile grafului și o mulțime  $U$  de perechi de ordonate  $(x_i, x_j)$ , numite arcele grafului sau tronsoane. Între elementele de mulțime  $x_i$  se poate stabili o corespondență ce poate să devină lege pentru mulțime.

Asociind unei rețele complexe inelare un graf și lucrând după legitățile grafului se încearcă transformarea, într-o oarecare măsură, a problemelor din rețeaua inelară într-una ramificată sau virtual ramificată.

Atunci când din inele se suprimă tronsoane care le închid, iar debitele de tranzit plecate din nodul inițial  $x_0$  nu suportă modificări esențiale până în nodul  $x_n$ , spunem că rețeaua inelară a fost transformată într-una ramificată. Atunci când debitul (afert) tronsoanelor suprimate îl adăugăm pe traseul debitelor de tranzit, spunem că rețeaua inelară am transformat-o într-una virtual ramificată. Aceste transformări se realizează prin conceptul de „drum în graf”. Drumul într-un graf reprezintă succesiunea de arce (tronsoane) în care extremitatea finală a unuia coincide cu extremitatea inițială a următorului, lungimea drumului corespunde cu lungimea cumulată a arcelor (tronsoanelor) care intră în componența sa. Într-un graf se pot deosebi:

- a) drumuri de lungime minimă;
- b) drumuri de lungime maximă;
- c) drumuri hamiltoniene.

În general conceptul drumului de lungime minimă este utilizat în optimizări legate de exploatare și siguranță a sistemului de distribuție a gazelor naturale.

Conceptul drumului de lungime maximă este utilizat în probleme de dimensionare hidraulică și în special la determinarea pierderilor liniare de presiune. Însă ambele concepte sunt legate de optimizare și ele se rezolvă prin algoritmi lui Ford sau algoritmi lui Bellman - Kalaba care au la bază principiul conform căruia „un drum de lungime maximă (minimă) este compus din drumuri parțiale cu valoare maximă (minimă)”.

După transformarea rețelelor inelare în rețele ramificate utilizând teoria graf-urilor, acestea se calculează conform metodelor grafice sau analitice cunoscute.

Literatura de specialitate rusă atrage atenția asupra următoarelor aspecte legate de această transformare pentru calcul a rețelelor inelare în ramificate, aspecte legate de diferența dintre cele două tipuri de rețele:

- a) rețele de tip inelar au un contur închis și în general o alimentare dublă sau multiplă pentru fiecare nod, situație ce poate crea fenomene diferite ale repartiției debitului total atât pentru satisfacerea unor consumuri

uniform distribuite în sistem cât și pentru asigurarea unor consumuri concentrate;

- b) o altă deosebire de care trebuie ținut cont este faptul că în situația rețelelor ramificate debitele de tranzit de gaz se distribuie uniform, iar în cazul rețelelor inelare acestea pot avea o distribuție variată funcție de sensul de curgere și de „starea” funcțională a rețelei;
- c) în cazul extinderii rețelelor inelare, dacă apar tronsoane noi sau se schimbă diametrele tronsoanelor existente, trebuie verificate (datorită modificărilor posibil să apară) debitele la consumatorii aflați pe tronsoane izolate precum și determinarea (în limitele tehnice posibile) a presiunilor în punctele de alimentare ale rețelei;
- d) la rețelele inelare de presiune medie apar elemente suplimentare de care trebuie ținut cont față de rețelele de presiune redusă și anume, primele trebuie să asigure siguranța alimentării sistemului precum și menținerea unei capacități de rezervă cumulativă în sistem, situație ce nu se ia în calcul la rețelele de presiune redusă;
- e) în cazul rețelelor inelare trebuie să se țină cont de amplasarea stațiilor de predare și, de aici trebuie stabilite două condiții:
  - fluxurile de gaz trebuie îndreptate către centrul de greutate al consumatorilor din sistem;
  - drumurile parcurse de fluxurile de gaz trebuie să contribuie la formarea de contururi închise dar ale căror tronsoane să poată asigura transportul de încărcări asemănătoare. Această situație este întâlnită mai ales la rețelele inelare de presiune medie unde între diametrele tronsoanelor succesive nu trebuie să fie o diferență mai mare de o clasă (15÷20%). Această situație nu poate mări cheltuielile cu mai mult de 5÷10% față de situația în care din calcule ar rezulta diferențe mai mari între diametrele tronsoanelor, de la alimentare până la capăt;
- f) o altă deosebire de care trebuie ținut seama în calculul de dimensionare este:
  - în cazul rețelelor ramificate de capăt, necunoscutele pentru fiecare tronson sunt diametrele  $d_i$  ale tronsoanelor și căderile de presiune  $\Delta P_i$ , deci fiecare tronson introduce 2 necunoscute;
  - în cazul rețelelor inelare, datorită variației fluxurilor distribuite de gaz, fiecare tronson introduce 3 necunoscute:  $d_i$ ,  $\Delta P_i$  și  $Q_i$ .

Având în vedere cele de mai sus, rezultă că ar fi bine ca rețelele inelare să se calculeze ca atare și nu reducându-le la rețele ramificate.

Literatura de specialitate propune două tipuri de dimensionări ce se aplică în funcție de scopul urmărit:

- calculul tehnico-hidraulic al rețelelor inelare de gaz;
- calcul tehnico-economic al rețelelor inelare de gaz.

Primul tip de calcul derivă din similitudinea ce poate fi realizată între fenomene din curgerea fluidelor (hidraulică) și cele din transmiterea energiei electrice. În speță se pleacă de la aplicarea Legilor lui Kirchoff pentru energia electrică, și anume:

- 1) suma intensităților curenților care intră într-un nod de rețea este nulă

$$\sum_{i=1}^n I_i = 0 \quad (4.2.14)$$

- 2) pentru un inel suma tensiunilor (diferența de potențial) electromotoare este egală cu suma produselor dintre intensitatea curentului electric și rezistența electrică a rezistențelor de pe inelul respectiv.

$$\sum_{i=1}^n I_i R_i = \sum_{i=1, j=1}^n (V_i - V_j) \quad (4.2.15)$$

Asimilând:

- intensitatea curentului electric cu debitul de gaze;
- diferența de potențial între două noduri de rețea electrică cu diferența de presiune între două noduri de rețea;
- rezistența electrică cu rezistența hidraulică,

se pot scrie următoarele ecuații pentru rețelele inelare de gaze naturale:

- 1) suma debitelor ce se întâlnesc într-un nod este nulă (ecuația de continuitate)

$$\sum_{i=1}^n (\pm Q_{ij}) \pm Q_i = 0 \quad j \neq 1 \quad (4.2.16)$$

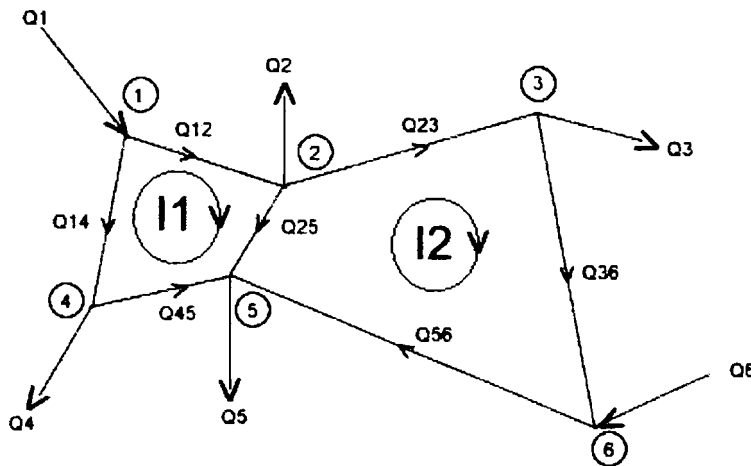
unde debitele care intră în noduri se consideră pozitive iar cele care ies din noduri se consideră negative.

- 2) căderea de presiune aferentă unui inel (divergenta) din rețea este egală cu suma produselor dintre pătratul debitului și rezistența hidraulică pentru fiecare tronson al inelului considerat.

$$H_k = \sum_{i=1, j=1}^k (P_i - P_j) = \sum_{i=1, j=1}^k (\pm R_{ij} Q_{ij}^2) \quad (4.2.17)$$

Considerând rețeaua inelară din figura 4.2.1., algoritmul de rezolvare este următorul:

Figura 4.2.1 Schema rețelei inelare de distribuție a gazelor naturale



- se numerotează nodurile rețelei (începând cu tronsonul în care intră debitul cel mai mare);
- se stabilește natura materialelor sistemului;
- se stabilește sensul fluxului de gaz pe fiecare tronson al inelelor și se adoptă un sens pozitiv ( pentru toate inelele);
- se stabilește debitul inițial pe fiecare tronson;
- se determină diametrele tronsoanelor ținând cont de viteza limită admisă în rețele în conformitate cu literatura de specialitate sau cu normele tehnice (Ex. Conform NT- DPE – 01/2004 și NT-DE-01/2004, acestea sunt: 20 m/s pentru conducte supraterane; și 40 m/s pentru conducte subterane) utilizând relația:

$$D_{pi} = \sqrt{\frac{4Q_{CSij}}{3600\pi VP_i}} \quad (m) \quad (4.2.18)$$

unde

$Q_{CSij}$  este debitul în condiții standard pe tronsonul  $ij$ , determinat din transformarea izotermă:

$$P_{CSi} Q_{CSij} = P_i Q_{ij} \Rightarrow Q_{ij} = \frac{P_{CSi}}{P_i} Q_{CSij} = \frac{Q_{CSij}}{P_i}$$

- cu diametrele prealabile  $D_{pi}$  determinate se calculează cu numărul Reynolds ( $Re$ )

$$Re = 2230 \frac{Q_{CSij}}{D_{pi}} \quad (4.2.19)$$

- din nomograme de calcul se determină coeficientul prealabil de frecare hidraulică inițial  $\lambda_{pi}$  corespunzător valorii lui  $Re$  și a raportului  $K/D_{pi}$  ( $K$  caracterizând rugozitatea conductei);
- se înlocuiește în relația lui Colebrook – White coeficientul de frecare hidraulică inițial  $\lambda_{pi}$  și se determină  $\lambda_i$  (proces iterativ până când  $\lambda_i = \lambda_{pi} \pm 3\%$ )

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_i}} = 2 \lg \left( \frac{Re \sqrt{\lambda_{pi}}}{2,51} + \frac{3,71 D_{pi}}{K} \right) \quad (4.2.20)$$

- se determină rezistența hidraulică a tronsoanelor:
  - a) pentru rețele inelare presiune înaltă, medie, redusă

$$R = \frac{5,6 \cdot 10^{-4} \cdot L_i \lambda_i T_i \delta_i Z_i}{D_{pi}^5} \quad (4.2.21)$$

b) pentru rețele de presiune joasă

$$R = \frac{2L_i \lambda_i T_i \delta_i Z_i}{D^5_{pi}} \quad (4.2.22)$$

unde:

$L_i$  este lungimea tronsoanelor (Km);

$T_i$  - temperatura gazului din tronsonul  $i$  în  $^{\circ}\text{K}$  (de obicei se ia cea în condiții normale sau standard);

$Z_i$  - factorul de compresibilitate (se ia din nomograme sau se determină pe cale analitică);

$\delta_i$  - densitatea relativă a gazelor față de cea a aerului.

- se face calculul pierderii de sarcină pentru fiecare inel cu relația (4.2.17);
- pentru fiecare inel se calculează debitul de corecție ca fiind diferența între debitul propus inițial și debitul real cu relația.

$$\Delta Q_x = -\frac{H_c}{2 \sum_k R_{ij} |Q_{ij}|} = -\frac{\sum_k (\pm R_{ij} Q_{ij}^2)}{2 \sum_k R_{ij} |Q_{ij}|} \quad (4.2.23)$$

- dacă diferența între debitul inițial și cel real este diferită de zero, debitele se vor determina iterativ;
- se calculează debitele tronsoanelor corespunzătoare iterației I, luându-se semnul corecției (cu +sau - în funcție de semnul ales în inel):

$$Q_{ij}^I = Q_{ij}^{(o)} \pm \Delta Q_k^{(I)} \quad (4.2.24)$$

- se calculează pierderea de sarcină pe inelul  $k$  corespunzător iterației I și se continuă iterațiile până când pierderea de presiune pe inelul  $k$  este mai mică decât valoarea admisă (ex. 0,05 bar), situație în care debitul  $Q_{ij}^I$  devine debit inițial pentru iterația a II-a și așa mai departe;
- se calculează lungimea cea mai mare pe care o parcurge fluxul de gaze prin însumarea lungimii tronsoanelor interconectate și transformarea acestuia în lungime echivalentă care ține cont de pierderile locale:

$$L_c = (1,1 \div 1,2) L_f \quad (4.2.25)$$

unde:

$L_c$  este lungimea de calcul, (km);

$L_f$  - lungimea fizică, (km).

- se calculează căderea de presiune unitară prealabilă:

$$\Delta p' = \frac{\Delta P_{\max}}{L_c}, \left[ \frac{\text{bara}}{\text{km}} \right] \quad (4.2.26)$$

- se calculează presiunea absolută aparentă  $P'_2$  la intrarea în nodul 2 prin scăderea din presiunea absolută la ieșirea din nodul 1 a pierderii de presiune aferente tronsonului, cu relația:



$$P_2' = P_1 - L_{C1} \Delta P' \quad [\text{bara}] \quad (4.2.27)$$

- cu valorile  $P_1$ ,  $P_2'$ ,  $L_{C1}$  și debitul  $Q_{11}$  din nomogramele de calcul pentru oțel sau polietilenă se determină diametrul conductei sau analitic folosind relațiile:
  - a) pentru presiune medie, redusă:

$$D_i = 0,56 \sqrt[5]{\frac{Q_1^2 T L_{C1} \delta \lambda_1}{P_1^2 - P_2'^2}} \quad (4.2.28)$$

- b) pentru presiune joasă:

$$D_i = 0,49 \sqrt[5]{\frac{Q_1^2 T L_{C1} \delta \lambda_1}{P_1 - P_2'}} \quad (4.2.29)$$

Pentru valoarea obținută se alege un diametru standardizat  $D_{ISTAS}$ .

- se recalculează căderea de presiune unitară pentru restul tronsoanelor între punctul 2 și  $n$ ;
- se continuă pașii de mai sus pentru fiecare tronson;
- se face verificarea vitezelor pe fiecare tronson utilizând relația:

$$V_i = \frac{4Q_{CSi}}{\pi D_{ISTAS}^2 P_i} \quad (\text{m/s}) \quad (4.2.30)$$

aceasta trebuind să fie mai mică decât cea admisibilă (presupusă inițial); dacă este mai mare se mărește diametrul cu o clasă.

Calculul manual poate fi realizat doar pentru rețele inelare simple, pentru rețele complexe, este de preferat a se utiliza calculatorul cu soft-uri adecvate algoritmului de mai sus.

#### 4.2.2.1. Program de calcul și aplicație

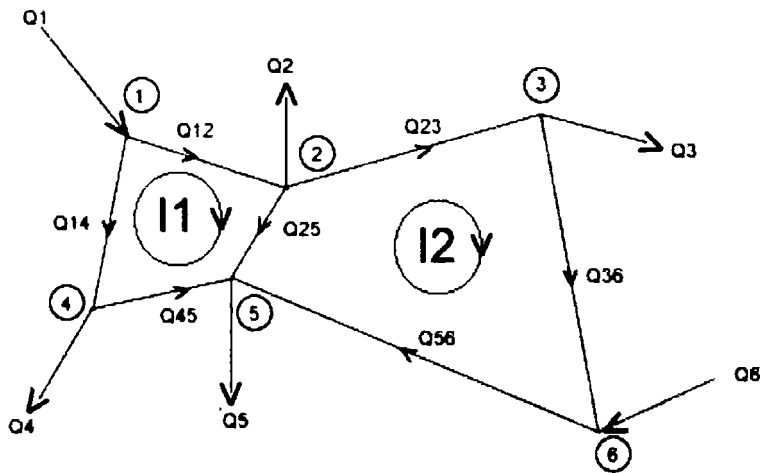
##### Problema

Să se proiecteze o rețea inelară pentru distribuția gazelor naturale, pozată subteran, funcționând în regim de presiune medie pe baza debitelor indicate în figura 4.2.2. și a lungimilor indicate în tabelul 4.2.1:

Tabelul 4.2.1

Tronson	$L_i$ (Km)
1 - 2	1
2 - 3	1
1 - 4	0,7
4 - 5	3
2 - 5	0,6
5 - 6	2
3 - 6	0,5

Figura 4.2.2. Schema rețelelor de distribuție a gazelor naturale folosită în aplicație



Se cunosc:

$$Q_1 = 16500 \text{ m}_s^3/\text{h}; Q_2 = 9000 \text{ m}_s^3/\text{h}; Q_3 = 1000 \text{ m}_s^3/\text{h}; Q_4 = 5000 \text{ m}_s^3/\text{h}; Q_5 = 7000 \text{ m}_s^3/\text{h}$$

$$P_1 = P_6 = 6 \text{ bar}; P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = 2 \text{ bar};$$

Se cere:

Dimensionarea rețelei de distribuție

### Rezolvare

Debitul de intrare aferent punctului 6 trebuie să aibă o valoare care să asigure un surplus de debit egal cu 50% din debitul cel mai mare al traseelor interconectate.

Astfel debitul în punctul 6 trebuie să fie de minim  $11000 \text{ m}_s^3/\text{h}$ .

Debitele aferente fiecărui tronson, ținând seama de principiul anterior, sunt:  
 $Q_{12} = 11000 \text{ m}_s^3/\text{h}; Q_{23} = 1000 \text{ m}_s^3/\text{h}; Q_{14} = 7000 \text{ m}_s^3/\text{h}; Q_{45} = 3000 \text{ m}_s^3/\text{h}; Q_{25} = 4000 \text{ m}_s^3/\text{h}; Q_{56} = 7000 \text{ m}_s^3/\text{h}; Q_{36} = 5000 \text{ m}_s^3/\text{h};$

Utilizând programul de calcul propriu, prezentat în diagrama de clase din figura 4.2.6. și realizat pe baza algoritmului descris la subcapitolul 4.2.2. și a schemei din figura 4.2.2., rezultatele calculelor sunt prezentate în tabelul 4.2.2., pentru o rețea realizată din țevă de oțel.

Instrucțiunile de utilizare a programului nu fac obiectul prezentei lucrări. Interfața grafică pentru inele, noduri, tronsoane și diagrama de clase a programului sunt prezentate în figurile 4.2.3 – 4.2.6.

Figura 4.2.3 Interfața grafică – inele

Dimensionare rețea înelare

File View Export Excel

Date inițiale

Noduri: 4 Inele: 1 Tronsoane: 4 Debit: Potentia: Accesa

Noduri Inele Tronsoane Rezultate

Inel

Codul: I1 Sensul:  Pozitiv  Negativ

Noduri: 1 2 5 4

Accepta

Cod Inel	Nod 1	Nod 2	Nod 3	Nod 4	Nod 5	Sensul
I1	1	2	5	4		+
I2	2	3	6	5		+

Figura 4.2.4 Interfața grafică – noduri

Dimensionare rețea înelare

File View Export Excel

Date inițiale

Noduri: 4 Inele: 1 Tronsoane: 4 Debit: Potentia: Accesa

Noduri Inele Tronsoane Rezultate

Nod

Nodul: 1 Presiunea: 6 [bar] Debit inițial: 16500 [m3/h]

Accepta

Nodul	Presiunea bara	Debitul m3/h
-------	----------------	--------------

Figura 4.2.5 Interfața grafică – tronsoane

The screenshot shows a software window titled "Tronsoane" with a menu bar (File, View, Export Excel) and a toolbar. Below the toolbar, there are input fields for "Tronson" (Codul 1-2, Inel 11, Lungimea fizică 1,00 [Km], Debitul initial 1 [m3/h]) and "Noduri" (Nodul initial 1, Nodul final 2, Lungimea echivalentă 0,20 [Km]). There are radio buttons for "Sensul" (Positiv, Negativ) and an "Accepta" button.

Codul	Inel	Nod Start	Nod End	Lungimea fizică Km	Lungimea echivalentă Km	Lungimea calcul Km	Debitul initial m3/h	Sensul
1-2	11	1	2	1	0,2	1,2	11000	+
1-4	11	1	4	0,7	0,14	0,84	7000	-
4-5	11	4	5	3	0,6	3,6	3000	-
2-5	11	2	5	0,7	0,12	0,82	4000	+
5-2	12	5	2	0,7	0,12	0,82	4000	-
6-5	12	6	5	2	0,4	2,4	7000	+
3-6	12	3	6	0,5	0,1	0,6	5000	+
2-3	12	2	3	1	0,2	1,2	1000	+

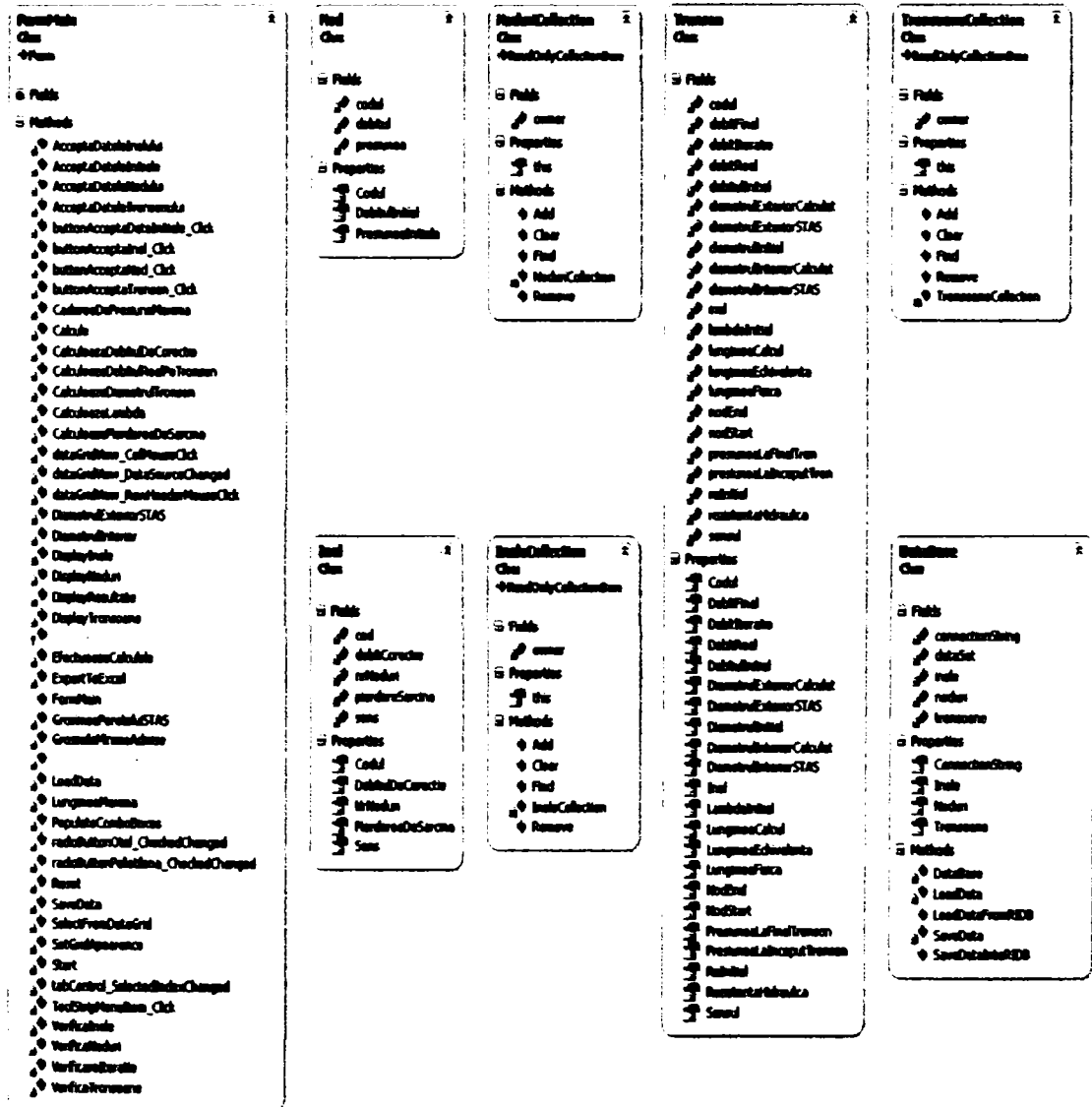
Tabelul 4.2.2. Rezultatele dimensionării rețelei inelare de distribuție a gazelor naturale

Cod Trons.	Inel	Lung. fizică Km	Lung. echiv. Km	Lung. calcul Km	Debitul inițial m3/h	Sens	Diam inițial mm	Re inițial	Lambda inițial
1 -- 2	I 1	1	0,2	1,2	11000	+	117,8	2081020	0,0101
1 -- 4	I 1	0,7	0,14	0,84	7000	-	94	1660080	0,0105
4 -- 5	I 1	3	0,6	3,6	3000	-	94	711462	0,0119
2 -- 5	I 1	0,7	0,12	0,82	4000	+	108,5	821526	0,0116
5 -- 2	I 2	0,7	0,12	0,82	4000	-	108,5	821526	0,0116
6 -- 5	I 2	2	0,4	2,4	7000	+	94	1660080	0,0105
3 -- 6	I 2	0,5	0,1	0,6	5000	+	121,3	918494	0,0114
2 -- 3	I 2	1	0,2	1,2	1000	+	54,2	410763	0,0131

Tabelul 4.2.2. Rezultatele dimensionării rețelei inelare de distribuție a gazelor naturale  
(continuare)

Cod Tronson	Rezistența hidraulică	Debitul final	Diametrul exterior calculat	Diametrul exterior STAS	Diametrul interior STAS	Presiunea la început de tronson	Presiunea la finalul tronsonului
1 -- 2	$4,6 \times 10^{-8}$	12435	199,7	250	240	7	6,16
1 -- 4	$1,05 \times 10^{-7}$	4500	166,1	150	140	7	5,41
4 -- 5	$5,1 \times 10^{-6}$	1740	130,2	200	190	3,58	2,49
2 -- 5	$5,5 \times 10^{-7}$	4000	158,9	200	190	4,23	2,42
5 -- 2	$5,5 \times 10^{-7}$	4000	158,9	200	190	4,23	2,42
6 -- 5	$3,01 \times 10^{-8}$	6900	182,6	200	190	7	5,32
3 -- 6	$2,2 \times 10^{-8}$	3550	121,1	150	190	3,64	2,58
2 -- 3	$2,9 \times 10^{-8}$	898	76,4	100	92	3,26	2,16

Figura 4.2.6 Diagrama de clase a programului de calcul de dimensionare a rețelelor inelare de distribuție a gazelor naturale



### 4.3. Elemente de optimizare utilizate în sistemele de distribuție a gazelor naturale.

#### 4.3.1. Concepte generale

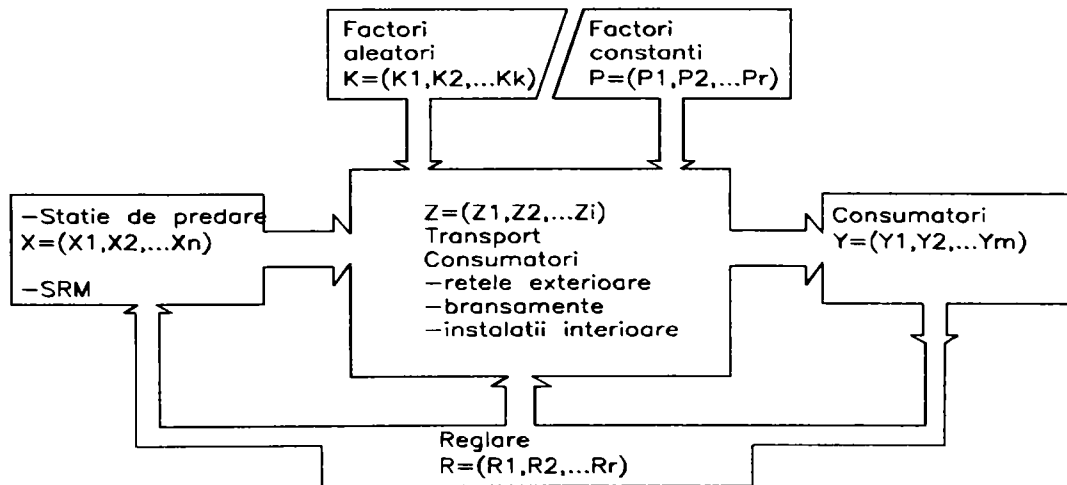
Problema optimizării matematice a sistemelor de distribuție a gazelor naturale, presupune un algoritm complicat, începând cu recunoașterea și clasificarea funcțiilor și tipologiei sistemului și până la aplicarea în practică a rezultatelor calculului matematice.

Noțiunea de "optim" nu poate fi echivalentă drept "cel mai bun", "cel mi ieftin", "cel mai..." ci mai degrabă drept "cel mai convenabil după anumite criterii în anumite condiții de restricție".

De aici concluzia că optimul nu reprezintă, în mod obligatoriu un maxim absolut, ci un extrem parțial, determinat în condiții și pentru obiective date.

Problema optimizării poate fi tratată ca o entitate aparte sau integrală într-o abordare sistemică. Abordarea sistemică reflectă mai bine cadrul și condițiile optimizării integrând intrările, ieșirile și feed-back-ul. (figura 4.3.1)

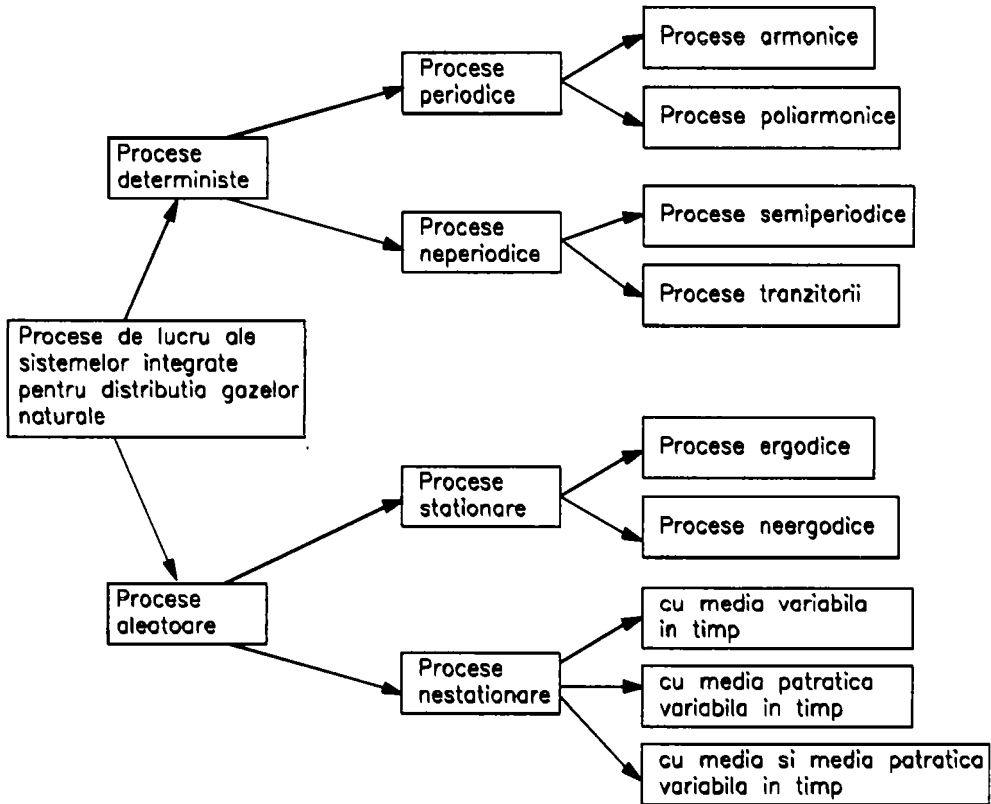
Figura 4.3.1. Sisteme de gaze naturale combustibile abordate sistemic



În cazul sistemelor mari și complexe, cum este și cazul sistemelor de distribuție a gazelor naturale, activitatea de optimizare vizează proiectarea, conducerea și exploatarea sistemului.

Procesele de lucru ale sistemelor integrate pentru distribuția gazelor naturale ar putea fi clasificate conform următoarelor scheme:

Figura 4.3.2 Schema clasificare procese



Clasificarea în schemă este realizată după gradul de determinare al evoluției sistemelor astfel:

- proceele deterministe pot fi definite ca fiind procese la care desfășurarea în timp poate fi exprimată abstractizat printr-un model matematic;
- proceele aleatoare sunt procese la care repetarea reproducerii în condiții identice, conduce la evoluții și rezultate diferite;
- proceele armonice sunt procese care pot fi exprimate ca funcție de timp printr-o relație de tipul:

$$x_{(t)} = X_{\sin}(2\pi f_0 t + \theta) \quad (4.3.1)$$

unde :

X este amplitudinea oscilațiilor;  
 $f_0$  - frecvența oscilațiilor;  
 $\theta$  - defazajul.

Deoarece  $f_0 = ct$ , spectrul unor astfel de procese este liniar adică

$$x = f(f_0) \quad (4.3.2)$$



- procese poliarmonice sunt procese compuse din mai multe procese armonice conform relației:

$$\chi(t) = \sum_{i=1}^{\infty} X \sin(2\pi f_n t + \theta_n) \quad (4.3.3)$$

unde:  $f_n/f_m \in \mathbb{Q}$

Dacă procesele poliarmonice sunt compuse din procese de amplitudine variabilă,  $X_n$ , atunci relația de definiție generalizată este:

$$\chi(t) = \sum_{i=1}^{\infty} X_n \sin(2\pi f_n t + \theta_n) \quad (4.3.4)$$

unde:  $f_n/f_m \in \mathbb{Q}$

- procese parțial armonice sunt procese care se pot forma din mai multe procese ciclice, pentru care raportul frecvențelor nu formează obligatoriu numere raționale:

$$\chi(t) = \sum_{i=1}^{\infty} X_n \sin(2\pi f_n t + \theta_n) \quad (4.3.5)$$

unde:  $f_n/f_m \notin \mathbb{Q}$

- procese tranzitorii sunt procese de lucru neciclice care pot fi prezentate în funcție de timp prin relații matematice, deci care nu pot fi prezentate cu ajutorul spectrului discret. Acest tip de procese caracterizează, cu precădere, perioadele de introducere și scoatere din lucru ale sistemelor tehnologice, studiul lor fiind necesar pentru stabilirea suprasolicitărilor și reglajelor speciale.
- procese staționare sunt procese care, analizate cu ajutorul teoriei proceselor aleatoare, pot fi exprimate în orice moment prin înscrierea valorilor din mulțimea funcțiilor măsurabile. Explicarea proceselor aleatoare (staționare și nestaționare) se face printr-o funcție de timp  $X(t)$  care exprimă valorile procesului, funcție numită „funcție măsurabilă definită pe câmpul de evenimente studiat”. O funcție măsurabilă pe durata de timp  $T$  se numește realizare.

- valoarea medie  $\mu_x(t)$  stabilită prin însumarea valorii instantanee corespunzătoare timpului  $t_1$  din fiecare funcție măsurabilă  $x_k(t_1)$ , unde  $k = 1 - N$ :

$$\mu_x(t_1) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N x_k(t_1) \quad (4.3.6)$$

- funcția de corelație  $R_x$ , definită prin însumarea pe ansamblul funcțiilor măsurabile  $x(t)$ , a produsului dintre valorile instantanee ale acestora, corespunzătoare timpului  $t_1$  și  $(t_1 + \tau)$ .

$$R_x(t_1, t_1 + \tau) = \sum_{k=1}^N x_k(t_1) x_k(t_1 + \tau) \quad (4.3.7)$$

- procese aleatoare ergodice sunt procese staționare care au și proprietatea că valoarea medie  $\mu_x(t)$  și valoarea turajiei de corelație  $R_x(t, t + \tau)$  sunt aceleași pentru toate funcțiile măsurabile  $x(t)$ . Rezultă că procesele ergodice pot fi exprimate prin înscrierea în timp a valorilor unei singure funcții măsurabile.

- procese staționare interne sunt procese la care valoarea medie  $\mu_x(t)$  și funcția de corelație  $R_x(t, t + \tau)$  diferă în măsură neînsemnată, când se modifică  $t_1$ , procesul numindu-se intern în înțeles general, iar dacă cerința este îndeplinită și pentru momentele inițiale și decalate, staționarea este internă în înțelesul îngust al cuvântului.
- procese aleatoare nestaționare sunt procese care nu posedă proprietățile proceselor staționare, neputând fi analizate prin înscrierea valorilor din funcțiile măsurabile ci prin metode statistice

### 4.3.2. Criterii și soluții de optimizare a sistemelor

#### 4.3.2.1. Conținutul optimizării

Metodele de optimizare conțin activități sau ansambluri de activități și măsuri tehnice, puse în slujba folosirii cu maximă eficiență a resurselor.

O accepțiune generală a conceptului de optimizare presupune parcurgerea următoarelor etape generice:

- a) formularea programului de optimizare – care presupune enunțul temei, stabilirea indicilor cantitativi urmăriți, a criteriilor în baza cărora se face optimizarea și a condițiilor în care lucrează sistemul de distribuție a gazelor naturale;
- b) formularea restricțiilor programului, date de nivelul consumurilor, a unor coeficienți de exploatare, nivelul altor parametri, legături funcționale de restricție între diferite elemente ale sistemului, etc.;
- c) elaborarea modelului de studiu – model funcțional, model fizic, model matematic, model analogic;
- d) determinarea pe model a parametrilor optimi necesari la proiectarea sau funcționarea rațională a acestora;
- e) stabilirea măsurilor tehnice și organizatorice de aplicare în practică a parametrilor optimi determinați anterior, verificarea modelului optimal, efectuarea eventualelor corecții.

Principalele criterii considerate la optimizarea sistemelor de distribuție a gazelor naturale combustibile sunt:

- capacitatea maximă de transport;
- consum unitar de energie minim;
- putere minimă a surselor energetice;
- reducerea cantității de materiale utilizate în sistem;
- scăderea necesarului de forță de muncă pentru toate fazele de proiectare, execuție, exploatare, întreținere;
- minimizarea pierderilor de orice tip;
- satisfacerea maximă a consumatorilor;
- fiabilitate maximă a instalațiilor și echipamentelor care alcătuiesc sistemul;
- maximizarea duratei de folosință;
- minimizarea cheltuielilor fixe și variabile;
- siguranță în funcționare.

De regulă, acțiunea acestor criterii poate fi considerată parțială (când se consideră un criteriu doar pentru o anumită parte sau funcție a sistemului de distribuție a gazelor), unitară (când se consideră un criteriu, în integralitatea sa) și cumulată (când se consideră acțiunea mai multor criterii, considerarea făcându-se echilibrat sau ponderat).

Metodele de optimizare matematică folosite în practica actuală și care ar putea fi utilizate în sistemele de distribuție a gazelor naturale sunt clasificate în trei mari grupe:

- a) metode de optimizare în prezența modelului, care operează optimizări prin găsirea unor soluții matematice pe modelele elaborate pentru sisteme care sunt supuse optimizării;
- b) metode de optimizare în absența modelului, care conduc la soluția optimă prin prelucrări matematice directe pe sistem (metodele de programare liniară, simplex, multilaterală);
- c) metode de optimizare flexibilă care oferă soluții adaptive, cele mai cunoscute fiind optimizările fuzzy.

#### 4.3.2.2. Modelarea, etapă în procesul optimizării

Modelarea este o tehnică de cercetare a fenomenelor și proceselor bazate pe folosirea modelelor.

Obiectivul principal al modelării sistemelor de distribuție a gazelor naturale îl constituie stabilirea unor soluții optime prin :

- aplicarea unor procedee de optimizare, în sensul direct al cuvântului;
- folosirea metodelor euristice, care permit obținerea unor soluții satisfăcătoare, bune sau foarte bune, fără a exista certitudinea optimului sau posibilitatea estimării față de optim;
- folosirea unor metode aproximative pe care există posibilitatea obținerii prin iterații succesive a unei soluții apropiate de optim.

Funcție de metoda de investigare folosită, modelarea poate fi:

- a) modelarea analogică, bazată pe similitudini între sistemul de distribuție a gazelor naturale și altele cunoscute, rețele de apă, energie electrică, etc., în ce privește proprietățile, particularitățile, raporturile între componentele și parametrii acestora;
- b) modelarea matematică, metodă de investigație prin care dependențele dintre diferitele laturi ale fenomenului sau procesului studiat sunt prezentate sub forma unor relații matematice

Referindu-ne numai la punctul b) acestea sunt scheme abstracte și simplificate, alcătuite cu ajutorul simbolurilor și semnelor matematice, sau care exprimă procesul de lucru al distribuției gazelor printr-un sistem de conducte.

Modelul matematic pentru studiul sistemic al unui sistem de distribuție a gazelor naturale poate fi alcătuit ca o relație matematică între cinci mulțimi (vectori) ale parametrilor sistemului studiat:

1) parametri de intrare

$$X = (X_1, X_2, \dots, X_n) \quad (4.3.8)$$

unde variabilele,

$$X_1, X_2, \dots, X_n,$$

sunt:

$P_x$  - presiunea gazului la ieșirea din stația de predare;

$Q_x$  - debitul gazului la ieșirea din stația de predare;

$T_{gx}$  - temperatura gazului la ieșirea din stația de predare;

$H_{ix}$  - puterea calorică interioară la ieșirea din stația de predare.

## 2) parametri de ieșire

$$Y = (Y_1, Y_2, \dots, Y_m) \quad (4.3.9)$$

unde variabilele,

$$Y_1, Y_2, \dots, Y_m,$$

sunt:

$P_y$  - presiunea gazului la consumator (presiunea de lucru);

$Q_y$  - debitul gazului la consumator

$T_{gy}$  - temperatura gazului la consumator;

$H_{iy}$  - puterea calorifică interioară;

## 3) parametri interiori - care caracterizează desfășurarea de lucru în interiorul sistemului

$$Z = (Z_1, Z_2, \dots, Z_l) \quad (4.3.10)$$

unde variabilele,

$$Z_1, Z_2, \dots, Z_l,$$

sunt:

$N_2$  - numărul și tipul consumatorilor;

$L_2$  - lungimea traseelor (sau aria de acoperire);

$C_2$  - capacitatea de transport (debite de calcul);

$F_2$  - funcționalitatea sistemului, adică:

- adaptabilitate
- viteza de răspundere la cerință
- dotarea
- gradul de pregătire al personalului, de întreținere și exploatare
- gradul de civilizație al utilizatorului și personal exploatare
- up grade (înnoire și readucere la zi a sistemelor)

$I_2$  - intervalul de presiune funcțional;

$M_2$  - natura materialului conductelor;

## 4) parametri care caracterizează acțiunea unor factori aleatori sau acțiunea globală a unor factori greu de identificat

$$K = (K_1, K_2, \dots, K_k) \quad (4.3.11)$$

unde variabilele,

$$K_1, K_2, \dots, K_k,$$

sunt:

$T_k$  - temperatura mediului;

$A_k$  - acțiunea mediului (coroziune, sarcini permanente și accidentale, accidente);

$F_k$  - ponderea factorilor politici și de conducere, economici, adaptări, obișnuință;

$D_k$  - dezvoltarea altor sisteme ce necesită gaze naturale (modificarea cerinței de gaze naturale);

$O_k$  - acțiunea omului, intervenții, reparații

5) parametri care caracterizează acțiunea unor factori considerați constanți asupra sistemului ( pe intervale de timp semnificative )

$$P = (P_1, P_2, \dots, P_r) \quad (4.3.12)$$

Unde variabilele,  
 $P_1, P_2, \dots, P_r,$

sunt:

$D_p$  - durata normală de funcționare

$T_p$  - trepte de presiune

$C_p$  - calitatea gazelor

$O_p$  - concentrația odorizantului

6) parametri care caracterizează acțiunea factorilor de reglaj a sistemului

$$R = (R_1, R_2, \dots, R_r) \quad (4.3.13)$$

Unde variabilele,  
 $R_1, R_2, \dots, R_r,$

sunt:

$R_1$  - factori decizionali, de conducere, economici

$R_2$  - factori de comandă software

$R_3$  - factori de manevrabilitate a elementelor de închidere și reglaj

Găsirea funcției  $F$ ,

$$F = f(X, Y, Z, K, P, R) \quad (4.3.14)$$

și analiza ei, ar oferi noi perspective în conceperea, proiectarea, realizarea, exploatarea și întreținerea sistemelor de distribuție a gazelor naturale și totul în avantajul satisfacerii cerinței la un nivel ce ține pasul cu gradul de civilizație și trendul de evoluție a societății.

### 4.3.3. Metode de optimizare în prezența modelului

Sunt metode de optimizare la care sunt cunoscute funcțiile obiectiv, ca funcții determinate prin metodele de modelare cunoscute.

Următoarele metode pot fi utilizate în zona sistemelor de distribuție a gazelor naturale.

#### 4.3.3.1. Metoda de optimizare prin derivarea funcției obiectiv

Metoda pornește de la raționamentul că un punct de optim este un punct de extrem (minim sau maxim), implicit un punct singular.

Deci se consideră funcția obiectiv, continuă și derivabilă pentru întreg domeniul de definiție, cu derivate parțiale continue și derivabile.

$$F = F(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (4.3.15)$$

Existența unui extrem implică pentru o primă condiție necesară, dar nu și suficientă, existența unei soluții unic determinate pentru sistemul de  $n$  ecuații cu  $n$  necunoscute:

$$\begin{cases} \frac{\partial F}{\partial x_1} = 0 \\ \frac{\partial F}{\partial x_2} = 0 \\ \dots \\ \frac{\partial F}{\partial x_n} = 0 \end{cases}, \text{ cu necunoscutele } (x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (4.3.16)$$

Dacă și derivata a doua se anulează în punctul  $M (x_{10}, x_{20}, \dots, x_{n0})$  care este soluția sistemului - și își schimbă semnul la stânga respectiv la dreapta acestui punct, abia atunci punctul  $M$  este un extrem, maxim sau minim, după cum funcția este convexă sau concavă, de fapt un punct de optim. Dacă doar una dintre condițiile anterioare nu este satisfăcută, funcția mare nu are un punct de optim pe domeniul de definiție analizat, determinat prin metoda derivării funcției obiectiv.

Și în cadrul unui sistem de conducte ce transportă gaze naturale combustibile poate fi identificată o funcție obiectiv.

În general, în practica de zi cu zi, într-o rețea de transport gaze naturale interesează căderea de presiune pe o anumită lungime a ei. Dacă considerăm că această cădere de presiune este direct proporțională cu energia pierdută prin frecare, se pot scrie următoarele:

$$dp = \rho dE = F(\rho, w, D, \eta) dL \quad (4.3.17)$$

sau

$$F = \frac{d_p}{dL} = \frac{\rho dE}{dL} = F(\rho, w, D, \eta) \quad (4.3.18)$$

în care:

- $\rho$  este densitatea gazului;
- $w$  - viteza gazului;
- $\eta$  - vâscozitatea dinamică a gazului;
- $D$  - diametrul conductei.

În consecință se poate scrie un sistem de patru ecuații cu patru necunoscute:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial F}{\partial \rho} = 0 \\ \frac{\partial F}{\partial W} = 0 \\ \frac{\partial F}{\partial D} = 0 \\ \frac{\partial F}{\partial \eta} = 0 \end{array} \right. \quad (4.3.19)$$

Sistemul ar putea să aibă o soluție dată de  $\rho_o, w_o, D_o, \eta_o$ , în care derivata a doua se anulează și care ar constitui optimul pentru sistemul respectiv de transport al gazelor naturale.

#### 4.3.3.2. Metoda de optimizare cu ajutorul multiplicatorului Lagrange

Considerându-se aceeași funcție obiectiv (4.3.15) definită la punctul A

$$F = F(x_1, x_2, \dots, x_n)$$

îi vom impune anumite restricții date de următoarele funcții de restricții:

$$\left\{ \begin{array}{l} R_1 = R_1(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \\ R_2 = R_2(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \\ \dots\dots\dots \\ R_m = R_m(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \end{array} \right. \quad (4.3.20)$$

Funcțiile de restricție pot exista și sub forma unor inegalități care pot fi aduse la forma (4.3.20) prin adăugarea sau scăderea unor constante în ambii termeni.

Metoda multiplicatorului Lagrange, presupune determinarea unui punct de optim definit de cele  $n$  coordonate  $M = M(x_{10}, x_{20}, \dots, x_{n0})$ , dintr-un sistem cu  $m + n$  necunoscute, alcătuit din  $m$  funcții de restricții (4.2.20) și următorul sistem creat cu derivatele parțiale în raport cu cele  $n$  variabile ( $x_1, x_2, \dots, x_n$ ) ale funcțiilor de restricție, folosind multiplicatorii Lagrange ( $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_m$ ).

$$\begin{cases} \frac{\partial F}{\partial x_1} + \lambda_1 \frac{\partial R_1}{\partial x_1} + \lambda_2 \frac{\partial R_2}{\partial x_1} + \dots + \lambda_m \frac{\partial R_m}{\partial x_1} = 0 \\ \frac{\partial F}{\partial x_2} + \lambda_1 \frac{\partial R_1}{\partial x_2} + \lambda_2 \frac{\partial R_2}{\partial x_2} + \dots + \lambda_m \frac{\partial R_m}{\partial x_2} = 0 \\ \dots \\ \frac{\partial F}{\partial x_n} + \lambda_1 \frac{\partial R_1}{\partial x_n} + \lambda_2 \frac{\partial R_2}{\partial x_n} + \dots + \lambda_m \frac{\partial R_m}{\partial x_n} = 0 \end{cases} \quad (4.3.21)$$

Rezolvarea sistemului de ecuații (4.3.20) + (4.3.21) determină pe lângă soluțiile punctului de optim  $M$  și valorile multiplicatorului Lagrange ( $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_m$ ).

O condiție care se impune funcțiilor de restricție este ca ele să fie convexe. Cu cât sunt mai multe funcții de restricție, cu atât apar în plus variabile suplimentare.

Pentru că metoda este aplicabilă la optimizarea parametrilor oricărui sistem se poate aplica și sistemelor de gaze naturale combustibile, îndeosebi la optimizarea dimensiunilor conductelor astfel încât cantitatea de material folosită pentru ele să fie minimă.

Fie o conductă principală  $L_0$ , dintr-o rețea distribuție p.r din care sunt racordate  $K$  brașamente având lungimile  $L_1, L_2, \dots, L_k$ , ce alimentează consumatorii  $M_1, M_2, \dots, M_k$ .

Se pune problema determinării diametrelor  $D_1, D_2, \dots, D_k$ , pentru care cantitatea de material folosită este minimă în condițiile păstrării pierderilor de presiune dinainte stabilite  $\Delta P$ .

Funcția scop este dată de relația:

$$S = \Pi (L_0 D_0 + L_1 D_1 + \dots + L_k D_k) \quad (4.3.22)$$

Toate restricțiile  $k$  sunt date de condiția ca pierderile de presiune în instalație  $\Delta p$ , să fie menținute la nivelul impus inițial:

$$R_m = C \left( \frac{L_0 Q_0^2}{D_0^5} + \frac{L_m Q_m^2}{D_m^5} \right) - \Delta p = 0, \quad m = \overline{1, k} \quad (4.3.23)$$

Prin derivare se obține:

$$\begin{aligned} \frac{\partial R_1}{\partial D} &= \frac{-5CL_0 Q_0^2}{D_0^6}, \quad \frac{\partial R_1}{\partial D_1} = \frac{-5CL_1 Q_1^2}{D_1^6} \\ &\dots \\ &\dots \\ \frac{\partial R_k}{\partial D_0} &= \frac{-5CL_0 Q_0^2}{D_0^6}, \quad \frac{\partial R_k}{\partial D_k} = \frac{-5CL_k Q_k^2}{D_k^6} \end{aligned} \quad (4.3.24)$$



Cu ajutorul multiplicatorului Lagrange se definesc cele k ecuații:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Pi L_0 = \frac{5CL_0Q_0^2}{D_0^6} (\lambda_1 + \lambda_2 + \dots + \lambda_k) \\ \Pi L_1 = \frac{5CL_1Q_1^2}{D_1^6} \lambda_1 \\ \dots\dots\dots \\ \Pi L_k = \frac{5CL_kQ_k^2}{D_k^6} \end{array} \right. \quad (4.3.25)$$

Considerându-se și restricțiile, se obține un sistem cu un număr de ecuații egal cu numărul necunoscutele  $\lambda_m$ , ( $m=1, k$ ) ale căror valori se obțin din ecuațiile 2, ..., k.

Introducându-se în ecuația primă din sistem rezultă:

$$D_0^6 = Q_0^2 \left( \frac{D_1^6}{Q_1^2} + \frac{D_2^6}{Q_2^2} + \dots + \frac{D_k^6}{Q_k^2} \right) \quad (4.3.26)$$

Valorile termenilor corespunzători diametrelor  $D_1^6, D_2^6, \dots, D_k^6$  se scot din cele k restricții, considerând fiecare ecuație:

$$C \left( \frac{L_0Q_0^2}{D_0^5} + \frac{L_1Q_1^2}{D_1^5} \right) - \Delta P = 0 \quad (4.3.27)$$

Se notează:

$$Dp_1 = \frac{Dp}{C} - \frac{L_0Q_0^2}{D_0^5} \quad (4.3.28)$$

De unde se obține:

$$\left\{ \begin{array}{l} D_1^5 = \frac{L_1Q_1^2}{\Delta p_1} \Rightarrow D_1^6 = \left( \frac{L_1Q_1^2}{\Delta p_1} \right)^{\frac{6}{5}} \\ \dots\dots\dots \\ D_k^5 = \frac{L_kQ_k^2}{\Delta p_1} \Rightarrow D_k^6 = \left( \frac{L_kQ_k^2}{\Delta p_1} \right)^{\frac{6}{5}} \end{array} \right. \quad (4.3.29)$$

Prin înlocuirea valorilor diametrelor în relația (2.3.26) și prelucrare rezultă:

$$D_0^6 = Q_0^2 \left[ \frac{1}{Q_1^2} \left( \frac{L_1 Q_1^2}{\Delta p_1} \right)^{\frac{6}{5}} + \frac{1}{Q_2^2} \left( \frac{L_2 Q_2^2}{\Delta p_1} \right)^{\frac{6}{5}} + \dots + \frac{1}{Q_k^2} \left( \frac{L_k Q_k^2}{\Delta p_1} \right)^{\frac{6}{5}} \right] \quad (4.3.30)$$

De unde se obține:

$$(\Delta p_1)^{\frac{6}{5}} = \frac{Q_0^2 \left[ \frac{1}{Q_1^2} (L_1 Q_1^2)^{\frac{6}{5}} + \frac{1}{Q_2^2} (L_2 Q_2^2)^{\frac{6}{5}} + \dots + \frac{1}{Q_k^2} (L_k Q_k^2)^{\frac{6}{5}} \right]}{D_0^6} \quad (4.3.31)$$

Înlocuind (4.3.31) în relația (4.3.29) se obține

$$D_m^6 = \frac{D_0^6 (L_m Q_m^2)^{\frac{6}{5}}}{Q_0^2 \left[ \frac{1}{Q_1^2} (L_1 Q_1^2)^{\frac{6}{5}} + \frac{1}{Q_2^2} (L_2 Q_2^2)^{\frac{6}{5}} + \dots + \frac{1}{Q_k^2} (L_k Q_k^2)^{\frac{6}{5}} \right]} \quad (4.3.32)$$

Respectiv pentru  $D_m$ :

$$D_m = D_0 \sqrt[6]{\frac{(L_m Q_m^2)^{\frac{6}{5}}}{Q_0^2 \left[ \frac{1}{Q_1^2} (L_1 Q_1^2)^{\frac{6}{5}} + \frac{1}{Q_2^2} (L_2 Q_2^2)^{\frac{6}{5}} + \dots + \frac{1}{Q_k^2} (L_k Q_k^2)^{\frac{6}{5}} \right]}} \quad m = \overline{1, k} \quad (4.3.33)$$

Relația (4.3.33) permite calculul valorilor optime pentru diametrele bransamentelor, racordate la o conductă principală din rețeaua de distribuție presiune redusă astfel încât să se utilizeze un consum minim de material (țevă), cu păstrarea nemodificată a pierderilor de presiune în raport cu valorile dinainte stabilite.

#### 4.3.3.3. Metoda de optimizare cu ajutorul funcțiilor de penalizare

Metoda constă în utilizarea unor funcții ajutătoare numite și funcții de penalizare.

În acest sens se consideră un program alcătuit din sistemul următor:

$$\begin{cases} F = F(x_i), i = \overline{1, n} & - \text{funcția - obiectiv} \\ R_j(x_i) \geq 0, j = \overline{1, m} & - \text{funcția - de - restricții} \\ P_p(x_i) = 0, p = \overline{1, m} & - \text{funcțiile - de - penalizare} \end{cases} \quad (4.3.34)$$

Se poate găsi întotdeauna o, funcție ajutătoare al cărei maxim sau minim, converge cu optimul programului (4.3.3), iar atunci când există și restricții de tip funcții diferențiale, există și valori ale funcției ajutătoare pentru care extremul acesteia converge către extremul funcției obiectiv în prezența restricțiilor.

Funcțiile ajutătoare pot fi:

- funcții de penalizare interioară, care asigură găsirea optimului în interiorul domeniului de definiție admis pentru restricții
- funcții de penalizare exterioare care asigură găsirea optimului în afara domeniului de definiție admis prin restricții
- funcții de penalizare interioare - exterioare

În consecință optimul poate fi găsit prin această metodă dacă se parcurg următoarele:

- se identifică funcția ajutătoare
- se studiază derivatele funcției ajutătoare într-un punct ales arbitrar
- trecerea de la punctul de probă către extremul funcției prin diferite valori, pentru găsirea optimului

Se consideră în cazul sistemelor de gaze naturale funcția obiectiv (4.3.18) iar în interiorul sistemului o rețea de repartitie cu relațiile de restricție (4.3.23) pentru care trebuie găsită în plus o relație de penalizare.

Este cunoscut din literatura de specialitate [54] o metodă de calcul a rețelelor ramificate și buclate sub numele de D. Paul Reouard.

Această metodă constă în fixarea pe baza experienței a unor diametre orientate, pentru diferite tronsoane, după care se realizează echilibrările rețelei, comparându-se după fiecare echilibrare costurile soluțiilor obținute.

Autorul introduce termenul de utilitate marginală - U care reprezintă raportul dintre reducerea (creșterea) căderii de presiune totale, care rezultă din mărirea (micșorarea) diametrului tronsonului considerat și creșterea (micșorarea) costului rețelei care rezultă din modificările tronsonului:

$$U = \frac{d(\Delta p)}{dk} \quad (4.3.35)$$

Propun ca această relație să reprezinte funcția de penalizare P.

Deci rezolvarea sistemului alcătuit din funcția obiectiv, funcțiile de restricție și cea de penalizare:

$$\left\{ \begin{array}{l} F = \frac{dp}{dL} = F(\rho, w, D, \eta) \\ \Pi L_0 = \frac{5CL_0 Q_0^2}{D_0^6} (\lambda_1 + \lambda_2 + \dots + \lambda_k) \\ \Pi L_1 = \frac{5CL_1 Q_1^2}{D_1^6} \lambda_1 \\ \dots \\ \Pi L_k = \frac{5CL_k Q_k^2}{D_k^6} \lambda_k \\ P = \frac{d(\Delta p)}{dk} \end{array} \right. \quad (4.3.36)$$

poate conduce la optimizarea unui întreg program sau sistem. Realizarea optimizării prin folosirea metodelor matematice bazate pe existența unor modele, cunoaște o dezvoltare puternică în zilele noastre datorită existenței unor metode și tehnici eficiente și rapide în ce privește modelarea. Lucrarea scoate în evidență aspectele principale legate de locul și rolul modelării în ansamblul procesului de optimizare matematică dar și insuficiența optimizare a proceselor din cadrul unui sistem de gaze naturale combustibile.

#### 4.3.3.4. Program de calcul optimizat al rețelelor de distribuție

Mai jos este prezentat codul sursă al programului propriu de calcul de dimensionare optimizată a conductelor:

```
public partial class MainForm : Form
{
    // Lungimea Conductei Principale
    private double lungimeaInitiala;
    // Diametrul Interior al Conductei Principale
    private double diametrulInitial;
    // Debitul Conductei Principale
    private double debitulInitial;
    // Lungimea Conductei Consumator
    private double[] lungime;
    // Diametrul Calculat pentru Conducta Consumator
    private double[] diametrul;
    // Diametrul Real al Conductei Consumator
    private string[] diametrulReal;
    // Debitul Conductei Consumator
    private double[] debitul;
    // Numarul Consumatorilor
    private int numarConsumatori = 1;
    // Numarul tronsonului
    private int tr = 0;
```

```

private double[] produs;
private double suma;
private double sumaDebitelor;
private double sumaLungimilor;

public MainForm()
{
    InitializeComponent();

    this.ResetControls();

    this.textBoxLungimeaConducteiPrincipale.Focus();
}

// Verifica daca au fost introduse corect datele pentru conducta principala, si
// initializeaza variabilele pentru conducta principala
private bool VerificaCitesteDateConductaPrincipala()
{
    if (this.textBoxLungimeaConducteiPrincipale.Text == string.Empty)
    {
        MessageBox.Show("Introduceti Lungimea Conductei Principale!",
            "Atentie!", MessageBoxButtons.OK, MessageBoxIcon.Exclamation);
        this.textBoxLungimeaConducteiPrincipale.Focus();
        return false;
    }
    try
    {
        {
            this.lungimeaInitiala =
            Convert.ToDouble(this.textBoxLungimeaConducteiPrincipale.Text);
        }
        catch
        {
            MessageBox.Show("Introduceti o valoare numerica pentru\n Lungimea
            Conductei Principale!", "Atentie!", MessageBoxButtons.OK,
            MessageBoxIcon.Exclamation);
            this.textBoxLungimeaConducteiPrincipale.Focus();
            return false;
        }

        if (this.textBoxDebitulConducteiPrincipale.Text == string.Empty)
        {
            MessageBox.Show("Introduceti Debitul Conductei Principale!", "Atentie!",
            MessageBoxButtons.OK, MessageBoxIcon.Exclamation);
            this.textBoxDebitulConducteiPrincipale.Focus();
            return false;
        }
        try
        {
            {
                this.debitulInitial =
                Convert.ToDouble(this.textBoxDebitulConducteiPrincipale.Text);
            }
        }
    }
}

```

```

        catch
        {
            MessageBox.Show("Introduceti o valoare numerica pentru\n    Debitul
Conductei Principale!", "Atentie!", MessageBoxButtons.OK,
MessageBoxIcon.Exclamation);
            this.textBoxDebitulConducteiPrincipale.Focus();
            return false;
        }

        if (this.textBoxDiametrulConducteiPrincipale.Text == string.Empty)
        {
            MessageBox.Show("Introduceti Diametrul Conductei Principale!",
"Atentie!", MessageBoxButtons.OK, MessageBoxIcon.Exclamation);
            this.textBoxDiametrulConducteiPrincipale.Focus();
            return false;
        }
        try
        {
            this.diametrulInitial =
Convert.ToDouble(this.textBoxDiametrulConducteiPrincipale.Text);
        }
        catch
        {
            MessageBox.Show("Introduceti o valoare numerica pentru\n    Diametrul
Conductei Principale!", "Atentie!", MessageBoxButtons.OK,
MessageBoxIcon.Exclamation);
            this.textBoxDiametrulConducteiPrincipale.Focus();
            return false;
        }
        return true;
    }

    // Verifica daca au fost introduse corect datele pentru    consumatorul i,
si initializeaza variabilele pentru consumatorul i
    private bool VerificaCitesteDateConsumator()
    {
        if (this.textBoxLungimeaConducteiConsumator.Text == string.Empty)
        {
            MessageBox.Show("Introduceti Lungimea Conductei Consumator " +
Convert.ToString(tr + 1) + " !", "Atentie!", MessageBoxButtons.OK,
MessageBoxIcon.Exclamation);
            this.textBoxLungimeaConducteiConsumator.Focus();
            return false;
        }
        try
        {
            this.lungime[tr] =
Convert.ToDouble(this.textBoxLungimeaConducteiConsumator.Text);
            if (this.lungime[tr] > this.lungimeaInitiala)
            {

```

```

        MessageBox.Show("    Lungimea Conductei pentru Consumatorul " +
Convert.ToString(tr + 1) + "\n este mai mare decat Lungimea Conductei
Principale!", "Atentie!", MessageBoxButtons.OK, MessageBoxIcon.Exclamation);
        this.textBoxLungimeaConducteiConsumator.Focus();
        return false;
    }
    // suma lungimilor

}
catch
{
    MessageBox.Show("Introduceti o valoare numerica pentru\n    Lungimea
Conductei Consumator " + tr+1 + " !", "Atentie!", MessageBoxButtons.OK,
MessageBoxIcon.Exclamation);
    this.textBoxLungimeaConducteiConsumator.Focus();
    return false;
}

if (this.textBoxDebitulConducteiConsumator.Text == string.Empty)
{
    MessageBox.Show("Introduceti Debitul Conductei Consumator " +
Convert.ToString(tr + 1) + " !", "Atentie!", MessageBoxButtons.OK,
MessageBoxIcon.Exclamation);
    this.textBoxDebitulConducteiConsumator.Focus();
    return false;
}
try
{
    this.debitul[tr] =
Convert.ToDouble(this.textBoxDebitulConducteiConsumator.Text);
    this.sumaDebitelor += this.debitul[tr];

    if (sumaDebitelor > debitulInitial)
    {
        MessageBox.Show("Suma debitelor introduse este mai mare    decat
Debitul Initial!", "Atentie!", MessageBoxButtons.OK, MessageBoxIcon.Exclamation);
        this.textBoxDebitulConducteiConsumator.Focus();
        sumaDebitelor = sumaDebitelor - debitul[tr];
        return false;
    }
}
catch
{
    MessageBox.Show("Introduceti o valoare numerica pentru\n
Debitul Conductei Consumator " + Convert.ToString(tr + 1) + " !",
"Atentie!", MessageBoxButtons.OK, MessageBoxIcon.Exclamation);
    this.textBoxDebitulConducteiConsumator.Focus();
    return false;
}

return true;

```

```

    }

    // Executa calculele si afiseaza rezultatele
    private void Calcule()
    {
        for (int i = 0; i < numarConsumatori; i++)
        {
            produs[i] = (Math.Pow((lungime[i] * Math.Pow(debitul[i], 2 )),
1.2))/(Math.Pow(debitul[i], 2));
        }

        for (int i = 0; i < numarConsumatori; i++)
        {
            suma = suma + produs[i];
        }

        for (int i = 0; i < numarConsumatori; i++)
        {
            diametrul[i] = diametrulInitial * Math.Pow( (Math.Pow((lungime[i] *
Math.Pow(debitul[i], 2)), 1.2)) / (Math.Pow(debitulInitial, 2) * suma), 0.1666);
        }

        for (int i = 0; i < numarConsumatori; i++)
        {
            // Conform STAS
            if (diametrul[i] <= 27)
                diametrulReal[i] = " 1 inch";

            else if (diametrul[i] > 27.1 && diametrul[i] <= 35.75)
                diametrulReal[i] = "1 1/4 inch";

            else if (diametrul[i] > 35.76 && diametrul[i] <= 41.25)
                diametrulReal[i] = "1 1/2 inch";

            else if (diametrul[i] > 41.25 && diametrul[i] <= 52.5)
                diametrulReal[i] = " 2 inch";

            else if (diametrul[i] > 52.51 && diametrul[i] <= 68)
                diametrulReal[i] = "2 1/2 inch";

            else if (diametrul[i] > 68.01 && diametrul[i] <= 80.5)
                diametrulReal[i] = " 3 inch";

        }

        this.dataGridView.Rows.Clear();

        for (int i = 0; i < numarConsumatori; i++)
        {
            this.dataGridView.Rows.Add(1);
            this.dataGridView.Rows[i].Cells[0].Value = (i + 1).ToString();
        }
    }

```



```

        this.dataGridView.Rows[i].Cells[1].Value = (i + 1).ToString();
        this.dataGridView.Rows[i].Cells[2].Value = lungime[i].ToString();
        this.dataGridView.Rows[i].Cells[3].Value = debitul[i].ToString();
        this.dataGridView.Rows[i].Cells[4].Value = diametrul[i];
        this.dataGridView.Rows[i].Cells[5].Value = diametrulReal[i];
    }

    this.toolStripButtonExport.Enabled = true;
}

private void ResetControls()
{
    this.textBoxLungimeaConducteiPrincipale.Text = string.Empty;
    this.textBoxDebitulConducteiPrincipale.Text = string.Empty;
    this.textBoxDiametrulConducteiPrincipale.Text = string.Empty;
    this.numericUpDownNrConsumatori.Value = 1;
    this.textBoxLungimeaConducteiConsumator.Text = string.Empty;
    this.textBoxDebitulConducteiConsumator.Text = string.Empty;

    this.dataGridView.Rows.Clear();

    this.groupBoxConductaPrincipala.Enabled = true;
    this.groupBoxConsumatori.Enabled = true;
    this.buttonNext.Enabled = true;

    this.numericUpDownNrConsumatori.Value = 2;
    this.numericUpDownNrConsumatori.Value = 1;

    this.textBoxLungimeaConducteiPrincipale.Focus();

    this.toolStripButtonExport.Enabled = false;

    this.tr = 0;
    this.sumaDebitelor = 0;
}

private void AcceptaDateleConsumatorului()
{
    if (VerificaCitesteDateConductaPrincipala() && tr < this.numarConsumatori)
    {
        if (!this.VerificaCitesteDateConsumator())
            return;
        else
        {
            this.groupBoxConductaPrincipala.Enabled = false;
            int nr = this.tr + 2;
            if (nr >= this.numarConsumatori)
                nr = this.numarConsumatori;
            this.groupBoxConsumatori.Text = "Consumator " + nr.ToString() + "/"
+ this.numarConsumatori;

```

```
        this.textBoxLungimeaConducteiConsumator.Focus();

        this.dataGridView.Rows.Add();

        this.dataGridView.Rows[tr].Cells[0].Value = (tr + 1).ToString();
        this.dataGridView.Rows[tr].Cells[1].Value = (tr + 1).ToString();
        this.dataGridView.Rows[tr].Cells[2].Value = lungime[tr].ToString();
        this.dataGridView.Rows[tr].Cells[3].Value = debitul[tr].ToString();

        this.textBoxLungimeaConducteiConsumator.Text = "";
        this.textBoxDebitulConducteiConsumator.Text = "";
        this.textBoxLungimeaConducteiConsumator.Focus();

        tr++;
    }
}

if (tr == numarConsumatori)
{
    this.groupBoxConsumatori.Enabled = false;
    this.Calcule();
    return;
}

}

private void numericUpDownNrConsumatori_ValueChanged(object sender,
EventArgs
    e)
{
    numarConsumatori =
Convert.ToInt32(this.numericUpDownNrConsumatori.Value);
    this.lungime = new double[numarConsumatori];
    this.debitul = new double[numarConsumatori];
    this.produs = new double[numarConsumatori];
    this.diametrul = new double[numarConsumatori];
    this.diametrulReal = new string[numarConsumatori];
}

private void buttonNext_Click(object sender, EventArgs e)
{
    AcceptaDateleConsumatorului();
}

private void ToolStripMenuItem_Click(object sender, EventArgs e)
{
    if (sender == this.deschiseToolStripMenuItem)
        this.OpenFile();
    else if (sender == this.salveazaToolStripMenuItem)
        this.SaveFile();
}
```

```

else if (sender == this.iesireToolStripMenuItem)
    this.Close();

else if (sender == this.reseteazaToolStripMenuItem)
    this.ResetControls();
}

private void toolStripButton_Click(object sender, EventArgs e)
{
    if (sender == this.toolStripButtonsReset)
        this.ResetControls();
    else if (sender == this.toolStripButtonsExport)
        this.ExportToExcel();
}

private void MainForm_Resize(object sender, EventArgs e)
{
    for (int i = 1; i < this.dataGridView.Columns.Count; i++)
        this.dataGridView.Columns[i].Width = (this.DisplayRectangle.Width +
30) / 6;
}
}

```

#### 4.3.3.5. Aplicație determinare diametre, ramificații, rețele și brașamente

##### Problema

Pe o rețea de distribuție de gaze naturale combustibile având lungimea  $L = 450$  m, și diametrul interior  $D_i = 108$  mm, având capacitatea de transport de gaze naturale  $Q = 100$  Nm<sup>3</sup>/h, se intenționează să se racordeze un număr de 8 consumatori, aflați față de rețea la distanțele:  $L_1 = 25$  m;  $L_2 = 40$  m;  $L_3 = 12$  m;  $L_4 = 64$  m;  $L_5 = 15$  m;  $L_6 = 32$  m;  $L_7 = 26$  m;  $L_8 = 62$  m, având fiecare necesarul de debit:  $Q_1 = 3,5$  Nm<sup>3</sup>/h;  $Q_2 = 4,2$  Nm<sup>3</sup>/h;  $Q_3 = 6$  Nm<sup>3</sup>/h;  $Q_4 = 8$  Nm<sup>3</sup>/h;  $Q_5 = 1,5$  Nm<sup>3</sup>/h;  $Q_6 = 5,4$  Nm<sup>3</sup>/h;  $Q_7 = 9,3$  Nm<sup>3</sup>/h;  $Q_8 = 7,5$  Nm<sup>3</sup>/h. Se cere să se dimensioneze diametrele brașamentelor utilizând **metoda de optimizare cu ajutorul multiplicatorului Lagrange**, prezentată în subcapitolul 4.3.3.2. Rezultatele de dimensionare sunt prezentate în figura 4.3.3.

Figura 4.3.3 Interfața programului de calcul Diametre Conducte Gaze Naturale

**Diametre Conducte Gaze Naturale**

Reseteaza Export Excel

Unitate: m³/h      Consumator: 1

Debit:  [m³/h]      Lungimea:  [m]

Tip:  [m³/h]      Debit:  [Nm³/h]

Tip:  [m³/h]      Debit:  [Nm³/h]

Nr.Crt	Consumator	Lungimea Conductei [m]	Debitul [Nm³/h]	Diametrul Calculat [mm]	Diametrul Real [in]
1	1	25	3,5	22,2050496956335	1 inch
2	2	40	4,2	26,2373063275616	1 inch
3	3	12	6	23,7859951915516	1 inch
4	4	64	8	37,2922353939924	1 1/2 inch
5	5	15	1,5	14,287883602525	1 inch
6	6	32	5,4	27,7450377902163	1 1/4 inch
7	7	26	9,3	33,0792085385173	1 1/4 inch
8	8	62	7,5	36,1122757690901	1 1/2 inch

## 4.4. Model matematic pentru alegerea traseului optim al conductelor de distribuție

### 4.4.1. Tipuri de modele și limitele lor de utilizare

Cunoașterea științifică contemporană apelează din ce în ce mai mult în cercetare la înlocuirea sistemului original cu o imagine convențională numită model. Acest model, prin proprietățile sale, legăturile interne și externe, parametri structurali și funcționali, parametri de reglaj, trebuie să oglindească aceleași caracteristici ca cele ale sistemului original. Deoarece în practica curentă nu se poate găsi un model care să corespundă în totalitate cu originalul, acesta se alege în final în funcție de scopul urmărit. Pentru rețelele de distribuție a gazelor naturale combustibile pot fi identificate mai multe scopuri, această situație impune alegerea unor modele care pot fi diferite în cele trei etape: proiectare, execuție, exploatare.

Datorită similitudinii între caracteristicile esențiale ale modelului și originalului, în scopul cercetării oricare din ele poate fi folosit ca model și original. În general se ajunge la modele atunci când originalul încă nu există sau are o asemenea întindere și complexitate care poate scăpa observației sau este prea costisitoare pentru cercetare.

Modelele pot fi:

A.) În funcție de reflectarea imaginii originalului:

- a) omomorfe – modele care reflectă la minim imaginea originalului fără a ieși în afara scopului modelării;
- b) izomorfe – modele care reflectă în totalitate caracteristicile originalului și în special cele care sunt legate de scop. În modelarea izomorfă fiecare element sau parametru din structura sau funcționalitatea originalului are corespondent direct în model și invers.

B.) În funcție de finalizare:

- a) materiale – modelele care se realizează concret, din diverse tipuri de materiale;
- b) conceptuale – modelele organizate din informații, algoritmi, concepte. Cele mai întâlnite din această categorie sunt cele matematice sub formă analitică, grafică sau numerică.

În cazul distribuției gazelor naturale combustibile, se pot identifica două tipuri de modele:

- a) necesare a se realiza în faza de proiectare – sunt modele care au un caracter sintetic și normativ având ca și scop minimizarea cheltuielilor în una din cele patru etape:
  - proiectare;
  - execuție;
  - exploatare și întreținere;
  - ansamblul realizării și utilizării.

În etapa de proiectare scopul este să se aleagă un traseu optim, la o încărcare optimă cu debite de gaze naturale, corespunzătoare necesarului consumatorilor.

În etapa de execuție scopul este să se minimizeze cheltuielile prin optimizarea diametrelor și lungimii tronșoanelor rețelei, a transportului de materiale și a montajului.

În etapa de exploatare se urmărește reducerea cheltuielilor sub orice formă dar în condițiile satisfacerii cerinței consumatorilor și a siguranței și securității întregului sistem de distribuție.

Cazul completat, al realizării și utilizării în ansamblu a sistemului de distribuție gaze naturale ia în studiu parametrii specifici ale tuturor etapelor analizându-i în vederea optimizării (funcție de parametrii stabiliți ca esențiali).

- b) modele destinate telegestiunii, comandării și programării funcționării sistemelor de distribuție a gazelor naturale, abaterile de la regimurile de exploatare optime, evaluarea și luarea unor decizii, prin compararea diferiților parametri în vederea optimizării/perfecționării.

#### **4.4.2. Model matematic pentru alegerea traseului optim în funcție de consumul de material**

În etapa de proiectare a rețelelor de distribuție a gazelor naturale, alegerea traseului optim și configurațiile sale se consideră în următoarele condiții:

- a) rețeaua trebuie să conecteze toți consumatorii;
- b) costurile de execuție să fie minime;
- c) rețeaua să funcționeze fără întreruperi în condiții normale de siguranță și în limita numărului de avarii prin care sunt satisfăcuți la minim consumatorii.

În practica proiectării, alegerea traseului rețelelor se realizează în condițiile de mai sus pe baza experienței proiectantului și ținându-se cont de realitățile pe care le oferă configurația infrastructurii localității. O alimentare cu gaz sigură a consumatorilor se realizează în principal prin inelarea rețelei, după care se compară câteva variante posibile.

În prezent, tehnica de calcul, vine cu elemente noi și anume introducerea de modele matematice, identificarea de variante posibile și viteza de alege traseul optim cu parametri funcționali optimi. În acest sens în literatura de specialitate s-au propus modalități de abordare și metode de rezolvare a problemelor legate de configurația rețelelor de transport și distribuție a gazelor. Aceste probleme pe care le ridică configurația rețelelor pot fi organizate în trei tipuri:

- d) probleme legate de evaluarea costurilor ce rezultă din nelivrarea de gaz în diverse zone ale localității;
- e) probleme legate de satisfacerea cerințelor consumatorilor importanți (industrii, CT - uri, etc.);
- f) probleme legate de livrarea de gaz în condiții de siguranță și securitate.

Indiferent de condițiile impuse (a, b, c) și problemele ce pot să apară (d, e, f), optimizarea matematică trebuie să plece de la găsirea unei funcții (model) matematice care să descrie procesul.

Un exemplu de determinare a funcției este acela prin care plecăm de la minimizarea cheltuielilor de investiție, exploatare și întreținere.

Fie funcția generală  $Z$  care reprezintă aceste cheltuieli:

$$Z = e \cdot i + k \quad (4.4.1)$$

unde:

- e este coeficient de eficiență al investiției;
- i - valoarea investiției inclusiv a obiectelor asociate;
- k - cheltuieli aferente exploataării și întreținerii rețelelor de distribuție.

Într-o primă fază trebuie găsită forma pe care o poate avea investiția i. Pentru aceasta se va apela la următoarele funcții ajutătoare:

1) Se consideră  $i_s(d_i)$  - funcția care descrie costurile specifice fiecărui tronson de diametru -  $d_i$  - de forma [2]:

$$i_s(d_i) = \begin{cases} a + b d_i^m & d_i > 0 \\ 0 & d_i = 0 \end{cases} \quad (4.4.2)$$

unde:

- a este coeficient care caracterizează valoarea investițiilor ce nu depind direct de diametrul conductelor  $d_i$ ;
- b - coeficient care arată valoarea investițiilor care depind direct de diametrul  $d_i$  al conductelor
- m - coeficient care ține seama de tipul de material din care este conducta  $d_i$  și grosimea peretelui  $g_i$ . (pentru conducte de oțel  $m = 1 \div 1,7$ )

2) Se consideră  $I(l_i, d_i)$  - funcția care descrie valoarea investiției pentru realizarea unei rețele de distribuție gaze naturale combustibile având lungimea  $l = \sum l_i$  și n diametre  $d_i$ , de forma:

$$I(l_i, d_i) = \sum_{i=1}^n i_s(d_i) \cdot l_i \quad (4.4.3)$$

Introducând relația (4.4.2), relația (4.4.3) devine:

$$I(l_i, d_i) = \sum_{i=1}^n i_s(a + b d_i^m) l_i \quad (4.4.4)$$

Ținând cont de faptul că în cele trei regimuri de presiune (medie, redusă și joasă) între diametrele  $d_i$ , debitele  $Q_i$  și căderile de presiune  $\Delta P_i$  există o relație de forma:

$$d_i = \frac{c \cdot Q_i^{\alpha\beta} \cdot l_i^\alpha}{\Delta P_i^\alpha} \quad (4.4.5)$$

în care:

c este coeficient constant pentru același tip de gaz și rugozitate a tevilor;

$\alpha, \beta$  - coeficienți care reflectă regimul de curgere.

relația (4.4.4) devine:

$$I(l_i, \frac{c \cdot Q_i^{\alpha\beta} \cdot l_i^\alpha}{\Delta P_i^\alpha}) = \sum_{i=1}^n (a \cdot l_i + b \cdot c \cdot Q_i^{\alpha\beta} \cdot l_i^{1+\alpha} \cdot \Delta P_i^{-\alpha}) \quad (4.4.6)$$

Minimul investiției  $I_{\min}$  în execuția rețelelor de gaze se va determina prin găsirea minimului funcției (4.4.6) având în vedere următoarele condiții:

- suma debitelor în fiecare nod  $j$  să fie nulă:  
(suma debitelor care intră = suma debitelor care ies)

$$\sum_{nodj} Q_j = 0 \quad (4.4.7)$$

- suma algebrică a căderilor de presiune pe inelele rețelei să fie nulă:

$$\sum_{inel} \Delta P_i = 0 \quad (4.4.8)$$

- căderea de presiune  $\Delta P_{iadm}$  - admisă trebuie să fie constantă în rețea;
- rețeaua să asigure la fiecare consumator un debit minim de utilizare indiferent de tipul și numărul avariilor ce pot apărea în rețea.

#### Determinarea coeficienților a și b

În general rețeaua de distribuție a gazelor naturale combustibile în zona urbană are diametre cuprinse între 50 ÷ 450 mm, și în cazuri excepționale acestea ajung până la 600 mm. Aceste conducte se montează subteran, sunt izolate anticorrosiv, îmbinate cap la cap prin sudură oxiacetilenică întărită, după caz cu eclise, echipată cu robinete de secționare și prevăzute cu răsuflători.

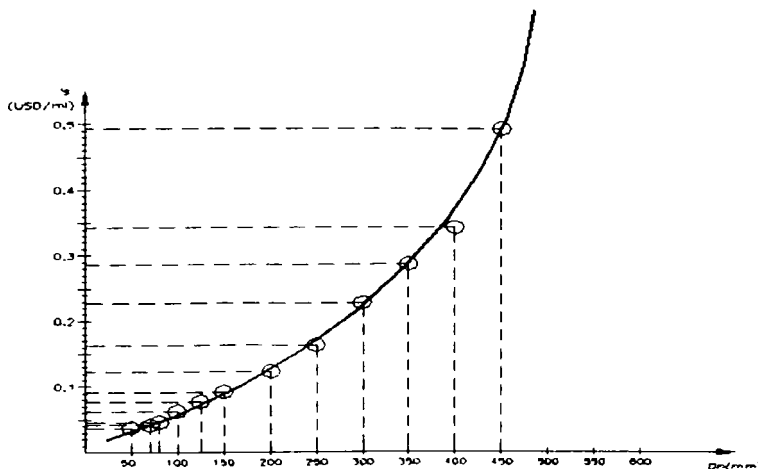
În tabelul 4.4.1 sunt date valorile (an de referință 1995) la 1 m de conductă cu diametrul de la 50 ÷ 450 mm [6].

Tabelul 4.4.1

Dn (mm)	50	70	80	100	125	150	200	250	300	350	400	450
$i_s$ USD/ml	0,0371	0,041	0,046	0,062	0,077	0,092	0,123	0,163	0,227	0,286	0,342	0,493

Pentru determinarea coeficienților a și b este necesar să se regăsească o funcție care să descrie relația care există între costurile pe metru liniar și plaja de diametre.

Graficul 4.4.1 Dependența între costul unitar (USD/ml) și diametru (mm)





Dacă corespondența dintre cele două mărimi se pune într-un grafic și considerând că pe ordonată se pun costurile

$$i'_s(d_i) = b \cdot d_i^2 \quad (4.4.9)$$

unde:

$$b = (0,4 \div 1), \text{ în cazul de față } b = 0,25$$

Valoarea lui a se determină pentru fiecare caz particular. Analizând mai multe cazuri s-a constatat că a este dat de relația:

$$a = (0,4 \div 0,64) \cdot i'_s(d_i) = (0,4 \div 0,64) \cdot b \cdot d_i^2 \quad (4.4.10)$$

În cea mai mare parte dintre cazuri:

$$a = 0,6 \cdot b \cdot d_i^2 \quad (4.4.11)$$

Înlocuind valorile astfel obținute ale lui a și b în relația (4.4.4) aceasta devine:

$$I(l_i, d_i) = \sum_{i=1}^n i'_s(a + b d_i^m) l_i = \sum_{i=1}^n (0,6 \cdot 0,25 \cdot d_i^2 + 0,25 \cdot d_i^2) \cdot l_i = \sum_{i=1}^n 0,4 \cdot d_i^2 l_i \quad (4.4.12)$$

Se poate observa că valoarea investiției la rețelele de gaze scade cu scăderea pătratului diametrelor și cu scăderea lungimii.

Însă minimul trebuie căutat în intervalele în care sunt satisfăcute condițiile impuse la relația (4.4.6).

## 4.5. Sisteme de telecontrol și telemanevrare în rețelele de distribuție a gazelor naturale

Pentru a exploata la maximum posibilitățile pe care ar putea să le ofere instalațiile de captare și tratare, conductele de transport, stațiile de predare de diferite categorii, precum și toate sistemele de alimentare, în țările avansate tehnologic s-au introdus instalații și aparatură auxiliară, folosind calculatorul pentru optimizarea consumurilor. Desigur, toate aceste țări au avantajul că pe lângă posibilitățile financiare coroborate cu cele ale științei și cercetării au recurs și la politici instituționale realizând descentralizarea și deconcentrarea administrativă și patrimonială în teritoriu a sistemelor de distribuție a gazelor naturale, obligând administrațiile locale la o bună și corectă administrare a resurselor.

În cele ce urmează se propune un sistem suplimentar de instalații și aparatură care integrat instalațiilor de gaze naturale existente, la nivel local sau zonal, poate rezolva într-o oarecare măsură problema dispecerizării și o optimizare flexibilă în exploatare.

### 4.5.1. Sisteme de telecontrol și telemanevrare

În terminologia tehnică mondială se cunoaște un sistem SCADA (Supervisory Control and Data Acquisition) pe care am putea să-l numim " Sistem Centralizat de Urmărire și Control ".

Introducerea acestui sistem și în țara noastră la nivelul sistemelor de distribuție prezintă următoarele avantaje:

a) - se poate face un control continuu, pe traseul stație de predare - transport - alimentare - consumator, pe suprafața unui întreg oraș, de la un punct central de control;

b) - informarea corectă și rapidă a situației existente, la un moment dat, pe traseul mai sus menționat;

c) - depistarea imediată a situațiilor, zonelor considerate periculoase și/sau dificile și izolarea lor;

d) - înregistrarea continuă a condițiilor de funcționare a rețelelor, într-o formă organizată, cu posibilitatea consultării datelor anterioare și compararea lor cu situația prezentă;

e) - manevrarea accesoriilor de închidere, reglare din întreg sistemul de alimentare cu gaze, numai din punctul central de control;

f) - îmbunătățirea modului de satisfacere a cererii consumatorilor și prin valorificarea informațiilor despre cantitatea și rezervele de gaze;

g) - posibilitatea prelucrării statistice a parametrilor funcționării rețelei (sistemului).

Sistemul de telecontrol și telemanevrare mai poate fi/este aplicat și în alimentarea cu combustibili lichizi, producerea și alimentarea cu energie electrică, în înmagazinarea și alimentarea cu apă, în rețele de căi ferate, telecomunicații, urmărirea sistemelor de siguranță, microclimat, incendiu și iluminat la clădirile mari.

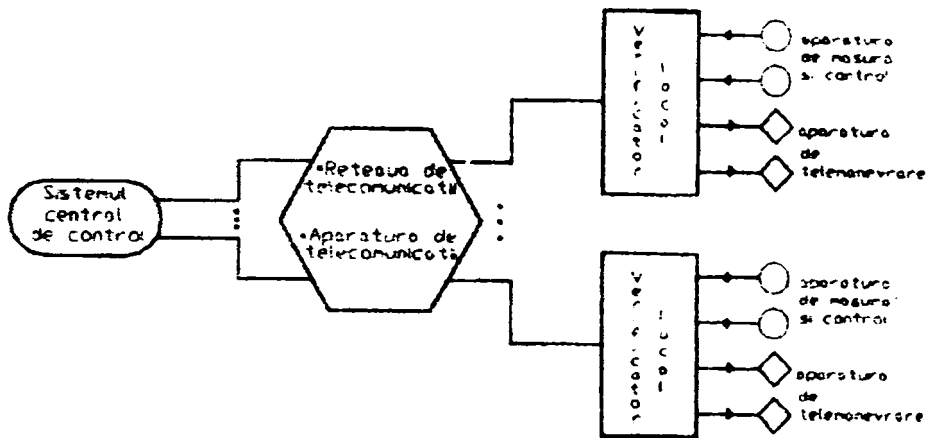
Structura funcțională a unui sistem de telecontrol și telemanevrare cuprinde:

a) - punctul central de control - alcătuit din calculatoare și aparatură auxiliară precum și utilizatori;

b) - rețeaua de telecomunicații - cuprinde aparatura de telecomunicații și mijlocul de transmisie al informațiilor (cabluri telefonice, vizuale, fibre etc.);

c) - aparatura de preluare a datelor (la distanță) în stațiile de măsură și reglare (de exemplu) care cuprinde aparatura de măsură și control, aparatura de izolare, electromotoare, electrovane cu sistem de telemanevrare etc. (vezi figura 4.5.1.)

Figura 4.5.1. Structura funcțională a sistemului

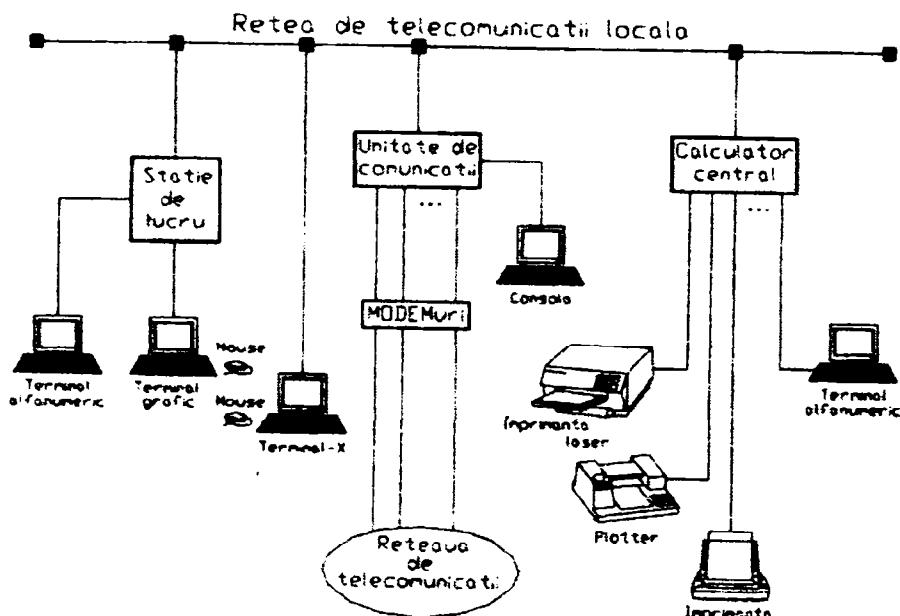


#### 4.5.2. Dotarea de bază a sistemului de măsură și control

În general toate sistemele de măsură și control care se folosesc pentru sistemele de gaze naturale combustibile conform schemei din figura 4.5.2. sunt alcătuite din:

- a) - calculator central:
  - stație de lucru cu interfață grafică;
  - terminale alfa-numerice;
  - terminale grafice (X - Terminals);
  - imprimante matriciale, cu jet de cerneală sau laser;
  - plotter.
- b) - calculator de comunicații
  - acest calculator este dotat cu n linii de comunicație în serie pentru legătura cu aparatura de telecomunicații (MODEM, Multiplexer);
- c) - rețeaua locală
  - prin intermediul acesteia se realizează comunicarea rapidă a calculatorului central cu calculatorul de comunicații și de asemenea se asigură alimentarea în funcționare continuă protejând calculatoarele și programele la căderile de tensiune;
- d) - sistemul funcțional și de sprijin al calculatoarelor cu software în timp real sau parțial (programabil), cu bază de date și instrumente de sprijin a bazei de date (hardware).

Figura 4.5.2. Structura sistemului central



În sistemele moderne, informațiile care sunt culese de către verificatorii locali sunt primite în sistemul central de control în imagini grafice. Utilizarea imaginilor grafice complicate nu permit reschitărea conținutului ecranului grafic de fiecare dată când se primesc noi măsurători din mai multe puncte, primirea noilor măsurători se poate face la diferite perioade de timp (din  $n$  în  $n$  secunde).

Un simbol grafic poate să cuprindă unul sau mai multe spații dinamice interdependente prin coeficienții care stabilesc: valoarea, forma, mărimea, culoarea, poziția etc.

Coeficienții iau valori în funcție de informațiile primite de la verificatorii locali, iar când se schimbă un coeficient care este legat la un câmp dinamic se informează numai simbolul grafic analog, restul imaginii rămâne neschimbat în ecranul grafic.

Crearea imaginilor grafice cuprinse în câmpurile dinamice cu folosirea paralelă a ferestrelor este tot ce poate fi mai bun astăzi ca sistem de ilustrare grafică a informațiilor în timp util.

### 4.5.3. Rețeaua de telecomunicații

Rețeaua de telecomunicații în conlucrare cu aparatura telefonică transmite informații de la verificatorii locali.

Caracteristicile tehnice de bază ale rețelei de telecomunicații sunt caracterizate prin:

- structura funcțională;
- siguranță;
- viteza de transmitere a informației (bits/s);

- puterea de extindere prin legarea la noi puncte de măsurare - control - execuție.

Rețeaua de distribuție poate să fie cu cablu sau fără cablu. Cea cu cablu se folosește cel mai mult ca mod de comunicație între sistemul central de control și punctele cu verificatori locali.

Ca și soluții pentru rețeaua de telecomunicații prin cablu aceasta poate fi:

a) rețea proprie:

- linii telefonice obținute;
- linii speciale (fibră optică, conductori etc);

b) prin închiriere (concesionare) de la deținători prin:

- o linie telefonică aleasă;
- o rețea telefonică specială.

Rețeaua de telecomunicații fără cablu se folosește în cazuri mai rare:

- când distanțele între sistemul central de control și punctele cu verificatori locali sunt mari și nu există rețea prin cablu;

- în cazul în care rețeaua prin cablu nu prezintă siguranță;

- ca mod secundar de telecomunicație împreună cu rețeaua de telecomunicații prin cablu, în sistemele de siguranță ridicată de funcționare continuă;

- când nu sunt zone de ecranare/perturbare.

Aparatura folosită în cadrul sistemului de telecomunicații de la punctele cu verificatori locali până la sistemul central de control cuprinde:

- MODEM;
- Multiplexer;
- LSU (Line Sharing Units);
- DSU (Digital Sharing Unit);
- DOV (Data Over Voice).

Figura 4.5.3. Structura rețelei de telecomunicații pentru legarea point to point

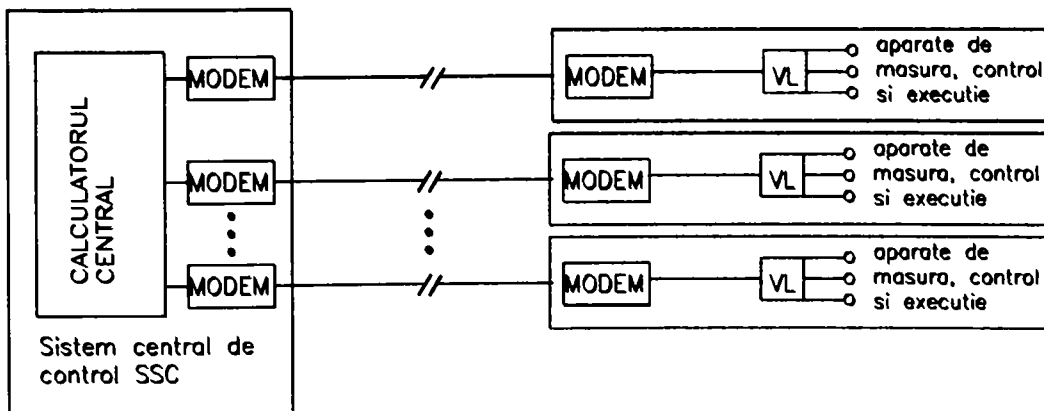
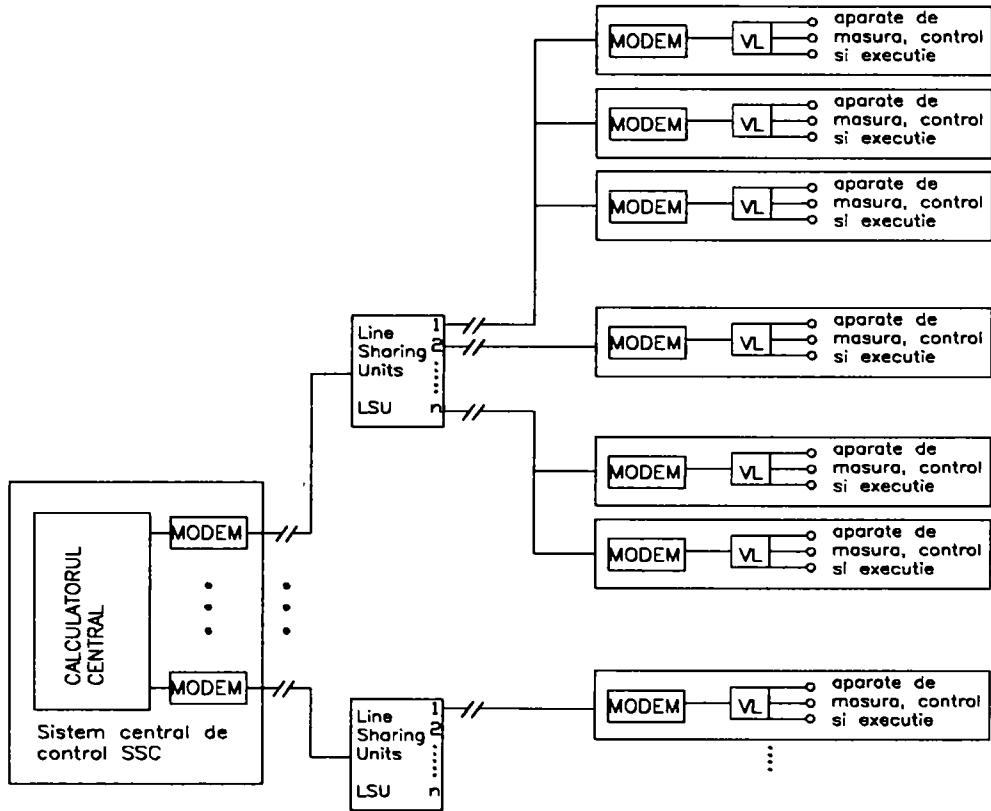


Figura 4.5.4. Structura rețelei de telecomunicații pentru legarea multidrop



#### 4.5.4. Principii în funcționarea unui sistem telecontrolat-telemanevrat

Sistemul central de control trebuie să realizeze în mod continuu următoarele:

- culegerea de date alfa-numerice ale verificatorilor locali, de la cele mai apropiate până la cele mai îndepărtate puncte ale sistemului;
- prelucrarea măsurătorilor;
- depistarea anomaliilor în funcționare;
- realizarea semnalelor de alarmă;
- înregistrarea automată și sistematică a măsurătorilor în nod organizat în baza de date;
- prezentarea măsurătorilor de la verificatori locali într-o formă ușor de înțeles utilizatorului;
- tipărirea automată a stărilor de funcționare a sistemului zilnic, săptămânal, lunar, etc.;
- realizarea manevrelor electrovanelor de la punctul central de control în condiții de siguranță.

#### 4.5.5. Verificatorii locali

Verificatorii locali pot fi instalați în stațiile de predare, în stațiile de măsură și control (SRM) precum și pe anume tronsoane de conducte unde se găsesc organe de închidere, protecție etc., în scopul de a prelua informații de la aparatura existentă.

Acești verificatori transformă informațiile preluate astfel încât acestea să poată fi prelucrate de calculator, dar să și poată fi transmise prin rețeaua de telecomunicații la sistemul central de control.

Denumirea internațională pentru verificatori locali este de Remote Terminal Units -RTU.

La sistemele simple, SCADA, există posibilitatea de a folosi în locul verificatorilor local un controler (PLC - Programmable Logic Controller).

Verificatorii locali au următoarele funcțiuni:

- culeg automat valorile măsurătorilor de la toate aparatele de măsură;
- transmit informațiile sistemului central de control;
- primesc comenzile de telemanevrare de la sistemul central de control și le execută;
- execută programe de auto diagnosticare;
- informează sistemul central de control despre accidente sau situații de alarmă;
- prelucrează informațiile măsurătorilor înainte de transmiterea lor;
- înmagazinează măsurătorile în cazul întreruperii legăturii cu sistemul central;
- pot tipări măsurătorile pe o imprimantă locală;
- controlează punctualitatea comenzilor de telemanevrare de la sistemul central;

#### 4.5.6. Organele de telemanevrare

În general acestea sunt reprezentate de electrovane și vanele cu funcționare pneumatică și instalațiile auxiliare lor.

Electrovanele sunt dotate cu electromotoare trifazice 380 V și putere  $P = 0,1 - 1$  KW, reductoare și relee interioare electronice care ajută la depistarea poziției vanei pe sistemul închis/deschis, realizarea corectă a succesiunii celor trei faze, precum și controlul supraîncălzirii.

Vanele cu funcționare pneumatică dispun ca și dotare auxiliară de rezervoarele cu aer sub presiune, sisteme hidraulice de închidere/deschidere sistemul electric care permite funcționarea vanei prin semnal electric de putere scăzută, compresoare de aer.

Vanele cu funcționare pneumatică sunt folosite mai ales acolo unde este necesar controlul în caz de întrerupere a energiei electrice de alimentare.

Pentru aceste tipuri de vane verificatorii locali sunt dotați cu sistem UPS care asigură alimentarea pe o funcționare continuă.

Organele de telemanevrare posibile la o electrovană pot fi:

- închidere/deschidere încetă;
- închidere/deschidere rapidă,
- închidere parțială;
- verificarea pregătirii de funcționare a vanei.

Atât aparatele de măsură și control, electrovanele, cât și verificatorii locali trebuie, ca prin construcție cât și conectare, să asigure o siguranță la eventualele explozii ce ar putea apărea din cauza contactului cu scurgeri de gaz. În acest sens pe plan internațional este folosită metoda prevederii. Prin această metodă se garantează că energia electrică și /sau termică care se distribuie într-un aparat sau se înmagazinează este foarte mică pentru a provoca o explozie în amestecul gaz - aer care vine în contact cu aparatul.

#### **4.5.7. Extensibilitatea sistemului de telecontrol – telemanevrare**

Un sistem SCADA bine proiectat trebuie să asigure extensibilitatea lui la toate nivelurile, astfel:

- mărirea numărului de puncte de control în sistemul existent cât și în cel extins;
- creșterea numărului de aparate de măsură până la cele mai îndepărtate puncte;
- realizarea etapizării a extinderii;

De asemenea, sistemul SCADA, prin posibilitățile de inteligență distribuită pe care le are, oferă posibilitatea ca inspecția generală, conducerea și controlul lucrărilor de extindere să se facă de la sistemul central de control.

Luând în calcul posibilitățile majore pe care le poate oferi un astfel de sistem, introducerea lui la nivelul Distribuțiilor de Gaze Naturale (DGN) de la nivelul orașelor (localităților) ar fi bine atât pentru cerințele proprii cât și în relația cu consumatorii.

Desigur, realizarea lui presupune eforturi financiare suplimentare pentru dotare și pregătirea specialiștilor, dar raportându-se la gospodăria globală în decursul unei perioade mai mari de timp sistemul nu poate să aibă decât economii, fapt confirmat de toate țările avansate care-l aplică.

Gradul de siguranță sporit poate constitui punctul de pornire în aplicarea telecomenzii în sistemele de alimentare cu gaze naturale combustibile.

#### **4.5.8. Arhitectura sistemului**

În cele ce urmează, se descrie arhitectura sistemului SCADA ca interfață între proces și instalații. Sistemele SCADA au făcut un substanțial progres o dată cu trecerea anilor, din punct de vedere al funcționalității, scalabilității și performanței devenind cele mai complexe sisteme de control.

Sistemele SCADA sunt folosite și în procesele industriale cum ar fi producerea oțelului, producerea de energie convențională și nucleară și distribuția acestuia, chimie, în instalații experimentale, ca de exemplu fuziunea nucleară. Dimensiunea unei astfel de instalație începe de la câteva mii până la câteva zeci de mii de canale de intrări-ieșiri (I/O). Sistemele SCADA în mod obișnuit rulează sub DOS, VMS și UNIX însă în ultimul timp și sub NT, Windows XP, și Linux.

Fiecare sistem de tip SCADA are două straturi de bază, - stratul utilizator - ce prezintă informații utilizatorului și - stratul server de informație - ce controlează majoritatea activităților procesului de control a informației. Serverele de informație comunică cu dispozitive în teren prin conducătorii de proces sau verificatorii locali. Verificatori locali - PLC-uri sunt conectați la serverele de date ori direct sau prin



rețele patentate (Siemens H1) sau non-patentate (Profibus). Cele două straturi sunt legate și comunică între ele prin Ethernet Lan.

Sistemul lucrează în timpul real a bazei de date (RTDB), localizat în unul sau mai multe servere. Serverele obțin datele necesare și apoi în urma calculării, arhivării și reglării datelor apelează selectiv aparatele de comandă, comunicând un set de parametrii, caracteristic cu aceia la care ei sunt conectați. O parte din servere pot fi dedicate și unor probleme particulare, unui istoric anume sau atenționare și alarmare.

Comunicarea server-utilizator sau server-server se realizează pe baza unui protocol de tip TCP/IP ce furnizează un anumit parametru sau mai mulți utilizatorului.

Serverele de informație aleg controlerii dintr-o anumită zonă a sistemului sau de la un consumator definit într-un mod selectiv. Modul selectiv poate să fie diferit pentru diferiți parametrii. Controlerii transferă parametrii ceruți la serverele de informație. În timpul de marcare a parametrilor de proces în controleri se conectează și serverul de informație. O singură informație de la server poate să ajute mai multe protocoale de comunicații în general până la numărul maxim de conexiuni de la interfețe.

În prezent se lucrează la dezvoltarea unor programe care vor facilita utilizatorului o accesare cât mai directă a sistemului atât în intimitatea sa cât și la periferia sa.

În prezent sistemul are o bază de date de conexitate deschisă ODBC, ce reprezintă o interfață la informațiile din jurnalele din arhivă, dar nu și la baza de date de configurație. Pentru baza de date de configurație are o facilitare de import/export ASCII, o bibliotecă de API în sprijinul lui C, C++ și Visual Basic pentru a accesa informațiile în RTDB, jurnalele și arhiva. Biblioteca API de cele mai multe ori nu oferă acces la produsele interne ca de exemplu sistemele de alarmă, raportări, tendințe, etc.

Majoritatea calculatoarelor PC după standardele Microsoft ajută întregul sistem cu funcția denumită Schimb Dinamic de Date DDE, ce permite a vizualiza datele dinamic tabel de calcul într-unul din programele EXCEL, Dynamic, Link, Library DDL și Object Linking and Embedding OLE.

Informațiile sunt stocate într-o bază de date RTDB. Din punct de vedere logic acestea sunt centralizate, dar din punct de vedere fizic sau al distribuției lor fiecare producător prezintă o variantă proprie. Din motive de performanță, RTDB sunt stocate în memoria serverelor într-un mod specific fiecărui producător și printr-un program ce a devenit comun tuturor și anume Sistemul Relațional și de Management al Bazelor de Date RDBMS, se accesează mai repede sau mai lent informațiile direct sau printr-o interfața ODBC.

Scalabilitatea reprezintă posibilitatea de a extinde sistemul de control de bază SCADA, adăugând mai multe procese variabile, mai multe servere specializate (pentru efectuarea alarmei) sau mai mulți utilizatori. Fiecare server are propria lui bază de date de configurare și RTDB și este responsabil pentru manipularea unui sub-set a proceselor variabile (achiziție, manipulare alarmare, arhivare).

#### 4.5.9. Funcționalitatea sistemului

Utilizatorii sunt alocați la grupuri, care au definite privilegiile de acces la parametrii proceselor în sistem.

Interfața vizuala a utilizatorului conține combinații ale diagramelor sinaptice și textul. Elementele de lucru ale utilizatorului pot fi "glisate sau extrase" din biblioteca de date, fiecare având și o diagramă sinaptică. Majoritatea produselor SCADA care au fost verificate în practică, au descompus procesele în parametrii. De asemenea SCADA are și o bibliotecă de simboluri standard grafice.

Toate produsele de tip SCADA prezintă următoarele tipuri de facilități:

- prezintă parametrii ce devin tendința într-un grafic;
- un grafic poate să conțină 8 parametrii de tendință;
- pot fi afișate un număr nelimitat de grafice (limitate numai de claritate);
- informațiile sunt prezentate în timp real și istoric prin realizarea jurnalului și arhivării;
- mărirea ferestrelor, graficelor și derularea lor;
- valorile parametrului la poziția de cursor este afișată.

Termenii „jurnal” și „arhivare” sunt adesea folosiți pentru a descrie aceeași facilitate. Jurnalul poate fi gândit ca o stocare pe termen mediu a datelor pe disc, pe când arhivarea este o stocare pe termen lung a datelor ori pe disc sau pe o altă cale de depozitare permanentă. Jurnalul de informații poate să fie executat la o frecvență setată, sau numai inițiată, dacă valoarea informațiilor se schimbă sau când se întâmplă un anume eveniment. Jurnalul de informații poate fi transferat într-o arhivă de câte ori se dorește sau atunci când este plin. Jurnalul de informații este marcat și filtrat atunci când este vizualizat de către un utilizator. Jurnalul de acțiuni a utilizatorului este executat împreună cu un utilizator ID sau o stație ID. Datele arhivate pot fi redate la cererea utilizatorului.

Majoritatea produselor permit acțiunilor să fie în mod automat declanșate de către evenimente. Scrierea limbajului furnizat de către produsele SCADA permit acestor acțiuni să fie definite. În general, una poate să încarce un monitor special, să trimită un e-mail, să ruleze o aplicație definită a utilizatorului sau un document și o scriere la RTDB.

Dezvoltarea aplicațiilor este realizată în două stadii. Mai întâi parametrii de proces și informațiile asociate sunt definite prin niște formate de definiție de parametri și după aceea calculul graficelor, incluzând tendința, și alarma. Aceste produse furnizează o facilitate de import-export ASCII pentru informațiile de configurație, ce activează locații mari parametrilor, pentru a fi configurați într-un mod mai eficient, folosind editorul extern, ca de exemplu Excel, după care se importă informația în baza de date de configurație.

Produsele de tip SCADA evoluează foarte rapid, atât pentru a beneficia de oportunitățile noilor piețe, cât și pentru a satisface noi cerințe ce implică utilizarea tehnologiilor noi.

# Capitolul 5. CONCLUZII, CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE

## 5.1. Concluzii

Tema lucrării **“Contribuții la studiul dimensionării și funcționării optimizate a rețelelor de gaze naturale combustibile”** este de actualitate, nouă pentru prezent, nouă pentru viitor; ea nu a epuizat și nu va epuiza spațiul de studiu și cercetare atâta timp cât vor exista gazele naturale și artificiale combustibile. Însă cele prezentate în lucrare sunt informații care, așezate în structuri ordonate pot crea o imagine, o fotografiere a momentului și ne ajută a înțelege unde s-a ajuns din punct de vedere al transportului și distribuției gazelor, sau poate da răspunsuri sau le întregeste, la căutări din domeniu. Deși până în prezent în sistemele de transport și distribuție a gazelor naturale din România și din Europa, în special, cele ce transportă gazul rusesc, aplicarea noilor concepte: “Sistemul virtual de simulare a curgerii gazelor prin conducte - VPST” și “Sistemul de telecontrol și telemanevrare - SCADA” abia se cunoaște ca informație, sistemul concurențial de piață și economia de energie impusă de mișcarea costurilor vieții vor determina ca informația să fie mai multă, mai sintetizată, regăsindu-se în literatura de specialitate și în pasul următor aplicată în realitate. Este posibil ca structura lucrării să fie amplă și asta din dorința de a cuprinde mai multă informație legată de sistemul de transport, stații de comprimare și sistemul de distribuție, de a-l vizualiza ca un sistem unic și coerent, deși au fost neabordate exploatarea și tratarea gazelor, stocarea, măsurarea și reglarea precum și exploatarea și întreținerea sistemelor.

S-a considerat că lanțul transport – comprimare – distribuție, oferă cea mai mare posibilitate de modelare și simulare, pentru a le putea înțelege în toată structura lor de mii de km lungime, și această înțelegere, conducând în final la găsirea unui optim de funcționare atât a sistemului, cât și în comunicarea acestuia cu omul, pentru a lua deciziile cele mai potrivite.

A fost căutat optimul în toate subcapitolele lucrării și pentru aceasta s-a apelat la un număr de 278 de relații de calcul, 114 grafice, 35 de tabele și 20 de figuri.

Acest material așa cum este el prezentat și structurat, poate deveni un element de sprijin pentru o proiectare cât mai corectă și o exploatare cât mai utilă, mai ales pentru instituțiile din România.

Din lucrare se pot desprinde punctual următoarele concluzii:

- gazul natural combustibil este un amestec variabil al următoarelor hidrocarburi: metan, etan, propan, butan, pentan, fiind utilizat în principal ca și combustibil, prin a cărei ardere se obține o proporție de 23% din producția mondială de energie;

- se detașează de combustibilii solizi și lichizi printr-o serie de caracteristici considerate avantaje și într-o mai mică proporție de caracteristici considerate dezavantaje;

- în societatea contemporană, se manifestă ca un domeniu viu, având propria viață, influențând într-o oarecare măsură viața regnului mineral, vegetal,

animal și uman, situație ce determină necesitatea cercetării, cunoașterii și exploatarea potențelor sale;

- atât la nivel european cât și la nivel mondial, s-au constituit instituții de profil ce transcend interesele naționale sau regionale în domeniu, activitatea lor derulându-se de la prospecțiunile și rezervele mondiale, continuând cu exploatarea, producția, înmagazinarea, transportul, distribuția, utilizarea, și terminând cu prognoze și tendințe de evoluție;

- consumul de gaze naturale în Comunitatea Europeană lărgită este influențat în principal de următorii factorii:

- calitatea cadrului legislativ și al reglementărilor din domeniu, ce ar trebui să încurajeze investițiile în această zonă;

- calitatea relațiilor pe termen lung, din punct de vedere economic și politic, cu zonele producătoare;

- o diversitate suficientă a surselor de gaz natural;

- calitatea, siguranța și securitatea politică a infrastructurilor.

- în balanța energetică a României mai mult de jumătate din cantitatea de gaze naturale combustibile utilizate provin din import;

- cunoașterea curbelor de variabilitate și tendința de evoluție a cantităților disponibile și consumate presupune elaborarea unor prognoze de tipul celor prezentate în subcapitolul 2.3.;

- atât sistemul de transport cât și cel de distribuție presupune o inginerie caracteristică fiecăruia;

- în literatura de specialitate internațională se regăsesc o multitudine de relații ce descriu curgerea gazelor naturale, unele stabilite empiric, altele prin asocierea unor relații matematice fenomenelor fizice, asociate unor modele reale sau fictive, particulare sau generale;

- din cele peste 30 de relații ce descriu debitul gazelor naturale, în curgerea prin conducte, numai 5 se întâlnesc în literatura românească de specialitate;

- în principal relațiile ce descriu curgerea gazelor prin conducte sunt asemănătoare, diferind valorile mărimilor luate ca și referință, valorile coeficientului de frecare și condițiile în care acesta a fost determinat, luarea în considerare sau neglijarea unor termeni ce descriu regimul de curgere, temperatura gazelor naturale și a mediului, compresibilitatea, unitățile de măsură prin care se exprimă, etc.;

- cele mai utilizate, pe plan mondial, relații ce descriu debitul de calcul al gazelor naturale sunt: Weymouth; Panhandle; Clinedinst; ITG; AGA; formula rusească;

- în România se utilizează în prezent relațiile Weymouth și formula rusească;

- relația ITG este cea mai nouă și este determinată din cel mai complex sistem de ecuații ce descriu curgerea gazelor naturale, ținând cont de marea majoritate a condițiilor în care are loc curgerea;

- sistemul de ecuații ce descriu curgerea gazelor naturale prin conducte, cel mai complet cunoscut până în prezent, este alcătuit din:

- ecuația de continuitate;

- ecuația momentului mecanic;

- ecuația de conservare a energiei;

- ecuația de stare;

- ecuația vitezei undei

- deoarece surprinderea cât mai exactă a fenomenelor curgerii în timpi reali și odată cu aceasta rezolvarea sistemului de ecuații ce descriu curgerea gazelor

naturale prin conducte presupune o muncă dificilă, 90% din studiul și cercetarea în domeniu a ultimilor 20 de ani pune accent pe această zonă;

- dezvoltarea sistemelor de transport a gazelor naturale, cercetarea, proiectarea, exploatarea, întreținerea și intervenția au ajuns la un punct comun în ceea ce privește necesitatea simulării curgerii în conducte;

- cel mai avansat sistem de simulare ce și-a făcut apariția în domeniu în ultimii doi ani este sistemul virtual VPST (Virtual Pipeline System Tested) ce completează și extinde mult funcțiunile sistemului precedent, apărut în anii 1990 de teletransmisie și telecontrol SCADA (Supervisory Control and Data Acquisition);

- sistemul virtual de simulare a transportului gazelor prin conducte prezintă următoarele avantaje:

- ajută la optimizarea operațională, folosind tehnici matematice riguroase și complete, a sistemului de transport, înlocuind decizia subiectivă sau sprijinind-o în cea mai mare măsură;

- ajută la completarea sistemului real de transport al gazelor cu elemente noi (armături comandate de la distanță, verificări și AMC-uri ce transmit informații sistemului central în timp real, etc.);

- ajută la simularea pe perioade lungi de timp a fenomenelor mișcării nepermanente, compresibile, neizoterme, calculând un debit foarte exact pe traseul producție, înmagazinare, comprimare, transport, distribuție, utilizare;

- ajută la determinarea comportării dinamice a stațiilor de comprimare prin modificarea condițiilor limită;

- în baza lui s-a dezvoltat o interfață grafică bogată de utilizator, denumită EP (Editor Pipeline), ce furnizează proiectanților, cercetătorilor, utilizatorilor o vedere grafică a întregului sistem de transport, a tuturor informațiilor în fiecare punct al rețelelor;

- dezvoltarea simulării paralele și secvențiale a proceselor din conductele de transport, comparând situații și fenomene reale dar și aflate la condițiile de limită.

- există trei grupe a cercetătorilor ce abordează simularea curgerii gazelor naturale prin conducte:

- grupa abordărilor în zona mișcării permanente;
- grupa abordărilor în zona mișcării nepermanente;
- simularea în stațiile de comprimare.

- în sistemul de ecuații ce descriu curgerea gazelor prin conducte, în ultimii ani, cercetarea a înlocuit ecuația impulsului cu ecuația vitezei unde izentropic (Ecuația lui Thorley, 1987), fiind mai apropiată de fenomenul fizic și chimic specific gazelor;

- în lucrare sistemul de ecuații ce descriu curgerea gazelor, este rezolvat prin metoda diferențelor finite, metodologie aplicată în următoarele condiții:

- ia în considerare termenul de inerție în relația de conservare a energiei și în relația momentului mecanic;

- tratează factorul de compresibilitate ca o funcție de temperatură și presiune;
  - consideră coeficientul de frecare ca o funcție de numărul Reynolds.
  - sistemul virtual de curgere presupune modelarea conductelor de transport, a armăturilor de închidere și a armăturilor de reglaj;
  - principalele elemente de care se ține cont în rezolvarea sistemului de ecuații ce descriu curgerea gazelor naturale prin conducte sunt:
    - Greutatea specifică ( $\gamma_g$ );
    - Raportul căldurilor specifice la temperatura specifică, K;
    - Presiunea critică ( $P_c$ );
    - Temperatura critică ( $T_c$ );
    - Exponentul izentropic ( $\sigma$ );
    - Factorul de compresibilitate ( $Z$ );
    - Puterea calorică inferioară ( $H_i$ ).
  - aplicând pe același model, metoda sistemului virtual de curgere și metodologia descrisă de Kiuchi T, 1994, a rezultat că luarea în calcul a termenului de inerție în ecuația momentului mecanic sau renunțarea la acesta afectează calculele sub 1%;
  - pot fi simulate diverse procese în transportul gazelor prin conducte, vizionând grafic manifestarea acestora într-o multitudine de secțiuni și apoi comparate procesele din punct de vedere al:
    - variației debitului;
    - variației presiunii;
    - variației temperaturii;
    - variației compresibilității
- în pași de timp foarte mici de ordinul sutimilor de secunde, surprinderea fenomenului tinzând către timpul real;
- utilizarea metodologiei sistemului virtual în transportul gazelor naturale oferă pentru prima dată vizionarea și posibilitatea controlului proceselor fizice în conducte pe lungimi de sute de km;
  - descrierea grafică a proceselor din conductele foarte lungi de ordinul sutelor de km scot în evidență că nu pot să apară schimbări de presiune și debit bruște sau neașteptate;
  - există secțiuni în care anumite fenomene datorate unor manevre a armăturilor de închidere și datorită compresibilității gazelor, presiunea poate să crească față de cea din amonte cu 0,8% după care scade armonic;
  - variația debitului și a presiunii, înainte și după o armatura de închidere, atunci când aceasta este manevrata, au curbe diferite de evoluție, manifestându-se în timp dar și în lungimi diferite, în conducta din amonte și aval;
  - analizele și instrumentele de simulare prezentate, reprezintă puncte fundamentale de
- plecare în a formula metode noi, pentru executarea optimizării și definirii elementelor de siguranță pentru conducte. Aceasta permite, ca sistemul virtual să funcționeze nu numai ca un instrument de analiză, ci și ca un instrument de sistematizare operațională și de construcție;

- pentru a optimiza funcționarea unei rețele de transport a gazelor naturale, aceasta este formulată sub forma unei probleme de programare neliniară standard (NLP) ce presupune, găsirea valorilor variabilelor de construire a rețelelor  $[b_1, b_2, \dots, b_r]$ , prin minimalizarea funcției obiectiv  $f(b)$  în condițiile:  $h_j(b) = 0, j = 1, \dots, m$ , și  $g_j(b) \leq 0, j = m + 1, \dots, n$ ;
- pentru a defini în mod optim funcționarea rețelelor de transport a gazelor naturale combustibile, pot fi folosite mai multe tipuri de funcții obiective:
  - minimalizarea consumului de combustibil;
  - minimalizarea emisiilor;
  - minimalizarea presiunii maxime;
  - minimalizarea temperaturii gazelor la intrarea în sistem.
- dotarea stațiilor de comprimare cu compresoare centrifugale sau compresoare cu piston, arată că în conductele din amonte și aval de acestea, variațiile debitului și a presiunii sunt asemănătoare, diferențierea făcându-se între caracteristicile constructive a acestora, a timpilor de funcționare și a numărului de compresoare aflate simultan în funcțiune;
  - aplicând un alt model de optimizare a transportului gazelor naturale, altul decât cel al sistemului virtual și anume cel de alegere al compresoarelor prin programare dinamică, se pot minimiza cheltuielile de exploatare a rețelei de transport a gazului în cazul unei curgeri în regim staționar;
  - prin utilizarea programării dinamice în alegerea compresoarelor:
    - se micșorează cheltuielile de exploatare;
    - se poate face alegerea automată a compresoarelor la punerea în funcțiune;
    - se poate face o apreciere a comportamentului real al conductei de transport, mai ales privind efectele parametrilor bazați pe performanța sistemului;
    - se pot controla valorile măsurate și simulate rezultând posibilitatea să se identifice condițiile unei anomalii ale sistemului.
  - în domeniul transportului gazelor naturale există mai multe variante de exprimare a capacității de transport:
    - "capacitate de transport sistem";
    - "capacitate de transport magistrale (gaz conducte)";
    - "capacitate de transport a sistemului de distribuție";
    - "creșterea capacității de transport";
    - "capacitate estimativă de transport";
    - "capacitate maximă de transport";
    - "capacitate proiectată de transport";
    - "capacitate reală de transport".
  - în lucrare, printr-un program propriu de calcul, se analizează relațiile ce descriu capacitatea maximă de transport proiectată, în urma căruia s-au constatat diferențe semnificative valorice în transportul la înaltă presiune;
    - în distribuția gazelor naturale, datorită presiunilor mici de lucru, sub 5 bari, față de sistemul de transport, în sistemul de ecuații ce descriu curgerea se fac simplificări semnificative, fără a afecta procesele fundamentale fizice;
    - sistemul de distribuție a gazelor naturale necesită și el optimizări, ce constau în următoarele:

- capacitatea maximă de transport;
  - consum unitar de energie minim;
  - putere minimă a surselor energetice;
  - reducerea cantității de materiale utilizate în sistem;
  - scăderea necesarului de forță de muncă pentru toate fazele de proiectare, execuție, exploatare, întreținere;
  - minimizarea pierderilor de orice tip;
  - satisfacerea maximă a consumatorilor;
  - fiabilitate maximă a instalațiilor și echipamentelor care alcătuiesc sistemul;
  - maximizarea duratei de folosință;
  - minimizarea cheltuielilor fixe și variabile;
  - siguranță în funcționare.
- în transformarea rețelelor de distribuție inelare, în rețele ramificate, în vederea dimensionării lor, trebuie să se țină seama că:
- a) rețele de tip inelar au un contur închis și în general o alimentare dublă sau multiplă pentru fiecare nod, situație ce poate crea fenomene diferite ale repartiției debitului total atât pentru satisfacerea unor consumuri uniform distribuite în sistem cât și pentru asigurarea unor consumuri concentrate;
  - b) o altă deosebire de care trebuie ținut cont este faptul că în situația rețelelor ramificate debitele de tranzit de gaz se distribuie uniform, iar în cazul rețelelor inelare acestea pot avea o distribuție variată funcție de sensul de curgere și de „starea” funcțională a rețelei;
  - c) în cazul extinderii rețelelor inelare, dacă apar tronsoane noi sau se schimbă diametrele tronsoanelor existente, trebuie verificate (datorită modificărilor posibil să apară) debitele la consumatorii aflați pe tronsoane izolate precum și determinarea (în limitele tehnice posibile) a presiunilor în punctele de alimentare ale rețelei;
  - d) la rețelele inelare de presiune medie apar elemente suplimentare de care trebuie ținut cont față de rețelele de presiune redusă și anume, primele trebuie să asigure siguranța alimentării sistemului precum și menținerea unei capacități de rezervă cumulativă în sistem, situație ce nu se ia în calcul la rețelele de presiune redusă;
  - e) în cazul rețelelor inelare trebuie să se țină cont de amplasarea stațiilor de predare și, de aici trebuie stabilite două condiții:
    - fluxurile de gaz trebuie îndreptate către centrul de greutate al consumatorilor din sistem;
    - drumurile parcurse de fluxurile de gaz trebuie să contribuie la formarea de contururi închise dar ale căror tronsoane să poată asigura transportul de încărcări asemănătoare. Această situație este întâlnită mai ales la rețelele inelare de presiune medie unde între diametrele tronsoanelor succesive nu trebuie să fie o diferență mai mare de o clasă (15÷20%). Această situație nu poate mări cheltuielile cu mai mult de 5÷10% față de situația în care din calcule ar rezulta diferențe mai mari între diametrele tronsoanelor, de la alimentare până la capăt;
  - f) o altă deosebire de care trebuie ținut seama în calculul de dimensionare este:



- în cazul rețelelor ramificate de capăt, necunoscutele pentru fiecare tronson sunt diametrele  $d_i$  ale tronsoanelor și căderile de presiune  $\Delta P_i$ , deci fiecare tronson introduce 2 necunoscute;
- în cazul rețelelor inelare, datorită variației fluxurilor distribuite de gaz, fiecare tronson introduce 3 necunoscute:  $d_i$ ,  $\Delta P_i$  și  $Q_i$ .
- pentru a evita aspectele ce intervin în reducerea rețelelor inelare, în rețele ramificate, se propune un algoritm și un program propriu de calcul al rețelelor inelare de distribuție a gazelor naturale, plecând de la similitudinea între fenomenele de curgere și cele de transmitere a energiei electrice;
- aplicând metoda multiplicatorului Lagrange, în vederea optimizării dimensionării conductelor de distribuție, prin utilizarea unui program propriu de calcul, s-a constatat o reducere a consumului de materiale în special țevă;
- utilizând modele matematice ce pleacă de la investiția necesară în realizarea unor rețele de distribuție, se poate alege un traseu optim dintr-o multiplă configurație posibilă;
- introducerea sistemului SCADA (Supervisory Control and Data Acquisition) la nivelul distribuțiilor în localitățile din țara noastră ar avea următoarele avantaje:
  - a) - se poate face un control continuu, pe traseul stație de predare - transport - alimentare - consumator, pe suprafața unui întreg oraș, de la un punct central de control;
  - b) - informarea corectă și rapidă a situației existente, la un moment dat, pe traseul mai sus menționat;
  - c) - depistarea imediată a situațiilor, zonelor considerate periculoase și / sau dificile și izolarea lor;
  - d) - înregistrarea continuă a condițiilor de funcționare a rețelelor, într-o formă organizată, cu posibilitatea consultării datelor anterioare și compararea lor cu situația prezentă;
  - e) - manevrarea accesoriilor de închidere, reglare din întreg sistemul de alimentare cu gaze, numai din punctul central de control;
  - f) - îmbunătățirea modului de satisfacere a cererii consumatorilor și prin valorificarea informațiilor despre cantitatea și rezervele de gaze;
  - g) - posibilitatea prelucrării statistice a parametrilor funcționării rețelei (sistemului).

## 5.2. Contribuții personale

Contribuțiile personale se regăsesc la următoarele nivele:

- a) - realizarea unei metodologii de depistare a surselor de informare;
- b) - analiza și selectarea informațiilor;
- c) - sintetizarea și structurarea informațiilor;
- d) - introducerea de informații;
- e) - efectuarea de aplicații și interpretarea lor utilizând programe de calcul a cercetării avansate în domeniu;
- f) - efectuarea de aplicații și interpretări utilizând programe de calcul proprii;
- g) - informarea mediului științific cu lucrări în domeniul abordat;
- h) - răspunde la o nișă din necesitatea actuală și viitoare în România în domeniul gazelor naturale combustibile;
- i) - originalitatea abordării și rezolvării lucrării.

### a) Realizarea unei metodologii proprii de depistare a surselor de informare

Pe parcursul a 10 ani, având în vedere relativa criză în spectrul românesc a unei literaturi de specialitate în domeniul gazelor, am căutat cât mai multă informație la mediile științifice în domeniu începând cu Rusia și terminând cu S.U.A. Literatura rusă în domeniu provine dintr-o îmbinare a matematicii cu deducții empirice, ele rezumându-se numai la analiza sistemelor de transport de gaze existente. Literatura europeană are încă probleme de punere la punct conceptuală între statele europene, parte din ele creându-și propriile sisteme și abordări, altele împrumutând tot de la statele mai avansate.

Literatura americană prezintă o bogăție de informații în domeniu, mai ales prin concursul celor ce vor să schimbe relații, formule, concepte. O bătălie constructivă, deși multe din informațiile bune ale anilor '30 au fost înmormântate. Din toată această literatură m-am informat, deși în bibliografia lucrării sunt prezentate un număr de doar 172 de surse informative, materialul adunat și parcurs este mult mai mare, atât fizic cât și pe suporturi utilizate de calculatoare.

Dacă la începutul informării a existat o perioadă de criză datorită lipsei informației, astăzi, materialele dobândite pot să stea la baza unor noi direcții de cercetare.

### b) Analiza și selectarea informațiilor

Din bogăția materialelor avute la dispoziție, a trebuit extrasă cea care se plia pe firul roșu al structurii temei lucrării. De foarte multe ori, informația provenită din surse diferite se contrazicea, în alte cazuri era exprimată în forme neutilizate de autorul tezei, spre exemplu, în unități de măsură I.P. îngreunând înțelegerea fenomenelor, mai ales atunci când acestea se regăseau în grafice și diagrame de calcul.

În acest sens s-a făcut analiza informațiilor, s-au selectat și au fost folosite în construirea lucrării într-un mod prietenos cititorului, pentru a putea fi mai ușor accesibil. Deși la subcapitolul 3.1. relațiile de calcul au fost exprimate în sistemul I.P. pentru a respecta originalul și pe autorul originalului, în subcapitolele 3.2; 3.3, - aplicațiile și analizele au fost realizate în primul rând în sistemul S.I.; existând în

planul secundar și exprimarea în I.P. subcapitolele 3.4; 3.5 și capitolul 4 au fost prezentate în totalitate în sistemul SI.

Însă munca de analiză a informațiilor și de selectare nu a constat numai în cele prezentate mai sus, a trebuit surprins esențialul în exprimarea autorilor respectivi, esențial ce se modifică de la an la an pe o anumită temă. În acest sens în lucrare a fost introdus subcapitolul 3.2.2. ce analizează pe ani și autori (și de aici se vede evoluția domeniului abordat) lucrările în domeniul simulării transportului gazelor naturale, pentru a face cunoscut stadiul de la care s-a plecat în lucrare.

Analiza și selectarea nu s-a făcut numai în afara lucrării ca și etapă premergătoare ei, ci s-a realizat chiar în interiorul ei, așa cum este realizată în subcapitolul 3.3 privind simularea virtuală, comparând modelul lui Kiuchi, cu modelul lucrării, sau în subcapitolul 3.5, când se face analiza comparativă a rezultatelor unor relații de calcul a capacității de transport a gazelor.

### **c) Sintetizarea și structurarea informațiilor**

Sintetizarea informațiilor și structurarea lucrării a fost gândită să dea un fir roșu, temei abordate în domeniu, astfel încât această informație să fie utilă și să nu încurce mai mult înțelegerea. Este mai ușor pentru cei obișnuiți cu instrumente matematice și cu deducțiile acestor instrumente așa cum de exemplu sunt subcapitolele 3.2 și 3.3. Dar și aici pentru a ușura înțelegerea s-au realizat aplicații la care exprimarea matematică s-a rezumat la grafice ce pot oferi o mai bună înțelegere fenomenelor, decât o exprimare analitică.

Structurarea lucrării a fost realizată astfel încât capitolele precedente să reprezinte informații de bază pentru următoarele sau provocări pentru următoarele. Spre exemplu capitolul 2, ce într-o formă anterioară a prezentei lucrări era mult mai extins, cere în esența sa abordările din capitolele 3 și 4. Capitolul 3 ca să aibă continuitate cere informațiile capitolului 4, cât și invers. Structura lucrării, ca și alte fenomene, pentru echilibru se încadrează în curba repartiției Gauss. Adică vârful abordării și informării o reprezintă capitolele 3 și 4 iar limitele laterale capitolele 1 și 2 pe deoparte și capitolele 5 și 6 pe de altă parte. Însă în sinea lor, informațiile din fiecare capitol necesită alte conexiuni sau chiar și definiții, cu toate acestea s-a renunțat la ele pentru a nu îngreuna cititorul trimițându-l într-un labirint stufos.

### **d) Introducerea de informații noi**

Dacă raportăm întreaga lucrare la informații similare din literatura de specialitate românească, se poate spune că peste 70 % din informațiile prezentate în ea sunt noi. Dacă se raportează la literatura prezentată în bibliografie, un procent cuprins între 5÷7% este nou. Nu s-a luat în considerare literatura necunoscută autorului prezentei lucrări și care ar putea modifica procentele. Cu toate acestea, luând în considerare necesitatea de informații în domeniu din România lucrarea ar putea constitui un bun punct de informare dar și de demers, în schimbările ce ar trebui să aibă loc la nivelul transportului, comprimării și distribuției gazelor naturale combustibile.

Informațiile noi pentru literatura de specialitate românească sunt:

- în subcapitolul 2.1. sunt prezentate informații privind structura celei mai mari organizații europene în domeniu și funcțiunile sale; consumurile de energie și sursa de producere la nivel european la nivelul anului 2003; tranzacțiile europene la nivelul anului 2003; estimarea cereri europene până în 2025; structurarea rezervelor

- mondiale; date despre infrastructura europeană; taxele pe sectoare de activitate; securitatea furnizării gazelor naturale la nivel european și principalele proiecte europene în domeniu;
- iar în subcapitolul 2.2. se prezintă analiza, prognoza și dependența consumurilor din România;
  - în capitolul 3.1. se prezintă majoritatea relațiilor prin care se poate calcula debitul de gaze naturale transportat prin conducte;
  - în subcapitolul 3.2. sunt prezentate și analizate lucrările în domeniul simulării rețelelor de transport a gazelor naturale. Prezentarea sistemului de ecuații, cu termeni stau la baza curgerii nepermanente a gazelor în conducte luând în considerare și aducerea lor într-o formă ce poate fi rezolvată; enunțarea și analiza condițiilor inițiale ale sistemului de ecuații, rezolvarea și găsirea relațiilor generale ce descriu debitul de gaze. Prezentarea relațiilor de calcul pentru convergența, divergența în noduri, conducte paralele și reticulare în regimurile nepermanente (tranzitorii);
  - în subcapitolul 3.3. este prezentat modelul sistemului virtual de conducte pentru transport gaze naturale, algoritmul de rezolvare a sistemului de ecuații luând în considerare toți termenii (de obicei în literatură câțiva termeni ai relațiilor se neglijează pe diverse considerente); se prezintă o aplicație comparativă între modelul prezentat și modelul Kiuchi T. [78 ] care era cel mai cunoscut până la apariția sistemului virtual de transport; se face o analiză a principalilor parametri ai gazelor în conducte în diverse noduri (secțiuni) ale sale pe baza unei exprimări grafice a: variației presiunilor, temperaturilor, debitelor, a compresibilității în condiții izoterme; este prezentat și modelul sistemului virtual pentru robinetul de blocare, pentru nodul de măsurare – reglare, precum și prezentarea și analiza grafică a principalilor parametri; se prezintă algoritmul de optimizare; se prezintă elemente privind softul ce stă la baza sistemului virtual de transport a gazelor naturale; este prezentată o a doua aplicație pe conducta de transport de 200 Km și o stație de comprimare în care sunt scoase în evidență sub formă grafică: variația debitului masic, a presiunii, a consumului propriu, a temperaturii, compresibilității și a puterii stațiilor de comprimare, gândite în două variante, cu compresoare cu piston și cu compresoare centrifugale, variații ale eficienței stației de comprimare și a numărului de compresoare ce intră în funcțiune;
  - în subcapitolul 3.4. este prezentat un model de programare dinamică prin care pot fi alese compresoarele dintr-o stație de comprimare aflată pe o conductă de transport a gazelor naturale combustibile și modul în care acestea intră în regimul în mod optim, este prezentată de asemenea o aplicație;
  - în subcapitolul 3.5. este prezentată ca și o nouă analiză a capacității de transport a conductelor, calculată cu diverse relații și utilizând un program propriu de calcul și o aplicație a acestuia; în subcapitolul 4.2. este prezentat un algoritm de calcul și programul de calcul aferent, pentru dimensionarea rețelelor inelare precum și o aplicație a acestuia;

- în subcapitolul 4.2. este prezentat un algoritm de calcul și programul de calcul aferent, pentru dimensionarea rețelelor inelare precum și o aplicație a acestuia;
- în subcapitolul 4.3. sunt prezentate elemente și modele de calcul privind optimizarea sistemului de distribuție a gazelor naturale, de asemenea este prezentat un program de calcul propriu de optimizare a conductelor utilizând multiplicatorii Lagrange și o aplicație a acestuia;
- în subcapitolul 4.4. este prezentat un model matematic pentru alegerea traseului optim al conductelor de distribuție;
- în subcapitolul 4.5. este prezentat sistemul de telecontrol și telemanevră în rețelele de distribuție a gazelor naturale (SCADA).

**e) Efectuarea de aplicații și interpretarea lor utilizând programe de calcul a cercetării avansate în domeniu.**

Cu îngăduința celor de la Kansas State University, Departamentul gaze naturale, s-a utilizat o formă a programului "Virtual Pipeline Sistem Testbed, to Optimize, the natural Gas transmiion Pipeline Sistem", pentru calcul și editare grafică.

Aplicațiile rezultate și interpretarea lor au fost prezentate în subcapitolul 3.3.

Utilitatea aplicațiilor și interpretarea rezultatelor este de foarte mare ajutor, atât proiectanților cât și celor din exploatarea sistemelor de transport a gazelor, deoarece au fost surprinse în diverse secțiuni ale conductei de gaz aflat în regim nepermanent, variațiile presiunii, debitului, temperaturii gazelor și compresibilității, în regimuri izoterme sau neizoterme și izentropice în diverse momente de timp ale curgerii. De asemenea au fost surprinse procese ale stațiilor de comprimare pe aceeași parametri.

**f) Efectuarea de aplicații și interpretarea lor utilizând programe de calcul proprii.**

- în subcapitolul 2.3. este prezentată o aplicație privind prognozarea consumurilor de gaze naturale în diverse sectoare de activitate în România, utilizând metoda extrapolării liniare. Aplicația poate ajuta investigația la nivel macroeconomic.
- în subcapitolul 3.5. este prezentat un algoritm și program de calcul al capacității de transport a conductelor utilizând diverse relații de calcul. Programul editează grafic curbele de exprimare a relațiilor utilizate și poate ajuta proiectanții în calcul pe cei ce fac analiză de sistem; în subcapitolul 4.2. este prezentat un algoritm de calcul al rețelelor inelare de distribuție a gazelor naturale plecând de la similitudinea rețelelor de transport a energiei electrice și un program de calcul propriu, cu o aplicație aferentă.
- în subcapitolul 4.2. este prezentat un algoritm de calcul al rețelelor inelare de distribuție a gazelor naturale plecând de la similitudinea rețelelor de transport a energiei electrice și un program de calcul propriu, cu o aplicație aferentă.
- în subcapitolul 4.3. este prezentat un algoritm și program de calcul al diametrelor conductelor rețelelor ramificate de distribuție utilizând metoda de optimizare cu ajutorul multiplicatorului Lagrange.

Aplicația poate ajuta proiectanții și constructorii de rețele de distribuție;

- în subcapitolul 4.4. este prezentat un model matematic pentru alegerea traseului optim în funcție de consumul material și determinarea coeficienților ce caracterizează investiția. Modelul ajută proiectarea și investitorul sistemului;

#### **g) Informarea mediului științific cu lucrări în domeniul abordat**

Între anii 1993÷2006 au fost publicate un număr de 12 lucrări, ce se regăsesc într-o oarecare măsură în prezenta lucrare. Două dintre lucrări au fost prezentate și publicate în străinătate. Titlurile lucrărilor sunt prezentate în capitolul 6 - Bibliografie. Prin intermediul lucrărilor, elemente din teză au fost făcute cunoscute mediului științific.

#### **h) Răspunde la o nișă din necesitatea actuală și viitoare în România în domeniul gazelor naturale combustibile**

- Informațiile prezentate la capitolul 3 și capitolul 4, pot constitui un punct de plecare și în același timp un punct la care s-ar putea ajunge în sistemul de transport și în sistemul de distribuție al gazelor naturale în România, și asta datorită faptului că la nivelul transportului, infrastructura României nu este așa mare și extinsă în comparație cu cea din Rusia sau SUA, și că ea se află în apropierea limitei de vârstă la care ar trebui schimbată, la care se adaugă alimentarea unor noi zone și orașe ( ex. Tumu Severin).

- Introducerea sistemului virtual VPST - reprezintă un drum parcurs de cercetare și proiectare în ultimii 10 ani, și aplicat în ultimii 2 ani în SUA și nu mai necesită, pentru România un început cu toate necunoscutele aferente.

- Introducerea sistemului virtual VPST, ar ajuta gestiunea de la nivel macroeconomic până la nivelul microeconomic cu toate implicațiile ce decurg de aici: importul, exploatarea internă, rezervele, interconectarea sistemului intern cu cel din import; dirijarea debitelor mai mari spre zonele unde datorită temperaturii exterioare scăzute sau consumului mai mare se necesită un debit mai mare; reglarea și echilibrarea sistemului național, cunoașterea parametrilor sistemului național în timp real, etc.

- Introducerea sistemului SCADA la nivelul distribuțiilor locale ar ajuta la proiectarea și execuția sistemelor pe alte baze; echilibrarea debitelor în sistem; siguranța sistemului și funcționarea lui în caz de avarii; cunoașterea parametrilor sistemului în timp real; gestiunea la nivel local, etc.

#### **i) Originalitate**

Aceasta se regăsește în structura temei abordate de lucrare, în aplicațiile, programele proprii de calcul realizate, analiza și interpretarea acestora.

### 5.3. Direcții viitoare de cercetare

Directii viitoare de cercetare legate de tema lucrării sunt:

- a) **stocarea gazelor naturale** – în prezent se află în lucru „Simularea subterană a înmagazinării gazelor naturale”, în care sistemul de ecuații cuprinde ecuațiile de amestec, stare, dispersie și dezvoltare;
- b) **măsurarea debitelor și a presiunilor în sistemul de transport și distribuție și metode de corecție a acestora, luând în considerare toți parametrii curgerii gazelor** – tema este în lucru și se intenționează să fie prezentată la Conferințele în domeniu;
- c) **subsisteme de acces la sistemul de transport a gazelor naturale combustibile** – tema este abordată parțial, în prezent, din punct de vedere al tarifelor europene;
- d) **coroziunea interioară a conductelor de transport și distribuție existente** – în lucrare se pleacă de la normele europene, și se propune o aplicație pe sistemul existent în România;
- e) **influența temperaturii mediului asupra coroziunii sistemului de transport și distribuție** – se pleacă în lucrare de la modelarea unor câmpuri de temperatură în jurul conductelor și se aplică Legea lui Fourier privind conductivitatea termică;
- f) **evacuarea gazelor naturale din sistemul de transport și distribuție în cazuri de reparații și avarii** – lucrarea pleacă de la un sistem de ecuații ce descriu expansiunea adiabatică și politropică, variația temperaturii și a presiunii gazului;
- g) **noi aplicații utilizând sistemul virtual VPST, de simulare a transportului gazelor naturale prin conducte;**
- h) **modele de simulare a compunerii și descompunerii gazhidraților.**

## Capitolul 6 BIBLIOGRAFIE

- [1] AGA Gas Measurement Manual, Section IIA2 Determination of Heating Value of Gas, pag. II1 ff.
- [2] Ariel Corporation, 2001, "Ariel Application Method, "[http://12.2.241.6:9980/ariel/ext\\_data/application\\_manual/arieldb.htm](http://12.2.241.6:9980/ariel/ext_data/application_manual/arieldb.htm). Beam, R.M., and Warming, R.F., 1975, "An Implicit Finite-Difference Algorithm for Hyperbolic Systems in Conservation-Law Form", *Journal of Computational Physics*, Nr.22, pag. 87 - 110.
- [3] AGA GasMeasurement Manual Section 11 A.2. Determination of Heating value of gas, pag. II A2.1 ff
- [4] "Analisis of Natural Gas by Gas Chromatigraphy" ASTM D1945, p.133 ff.
- [5] Arasi Jimo , "Coriolis Mass Meter Passes NGL-Line Field Trials," *Oil & Gas Journal*, 16 January 1989, pag. 59.
- [7] Association Tehnique De l'Industrie Du Gaz – Gaz d'aujourd'hui nr. 4, 5, 6, 10 Paris 1999
- [8] D. B. Baiasanou, F. I. Stratan – Modelarea și proiectarea sistemelor de distribuție și aprovizionarea cu gaz, Ed. Stim, Chișinău, 1987
- [9] Benedict, Robert. P., *Fundamentals of Pipe Flow*, New York, John Wiley and Sons, 1980.
- [10] Berard, G.P., and Eliason, B.G., 1978, "An Improved Gas Transmission System Simulator", *Society of Petroleum Engineers Journal*, Dec., pag. 389 - 398.
- [11] Batey E., H.R.Courts-Dynamic approach to gas pipeline analysis, *Oil and gas Journal* N59, 1961
- [12] Baumeister Theodore ( ed. ), *Standard handbook for Mechanical Engineers*, 7<sup>th</sup> ed., New York, McGraw-Hill, 1967.
- [13] Beaty W.R., et al., "New High Performance Flow Improveroffers Alternatives to Pipeliners," *Oil & Gas Journal*, 9 August 1982, pag. 96.
- [14] Berca Mihai - Strategii pentru protecția mediului și gestiunea resurselor, Editura Grand 1998
- [15] Botros, K.K., 1990, "Thermodynamic Aspects of Gas Recycling During Compressor Surge Control", *ASME Proceeding Pipeline Engineering Symposium*, New Orleans, Louisiana, pag. 57 - 65.



- [16] Botros, K.K., 1994, "Transient Phenomena in Compressor Stations during Surge", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 116, Jan., pag.133 -142.
- [17] Botros, K.K., Campbell, P.J., and Mah, D.B., 1989, "Dynamic Simulation of Compressor Station Installations Including Control Systems", *21st Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 19-20, El Paso, Texas.
- [18] Botros K.K,Campbell, P.J., and Mah, D.B., 1991, "Dynamic Simulation of Compressor Station Operation Including Centrifugal Compressor and Gas Turbine", *Transactions of the ASME*, Vol. 113, Apr., pag. 300 - 311.
- [19] Bryant, M., 1997, "Complex Compressor Station Modeling", *29th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 15-17, Tucson, Arizona.
- [20] Campbell," 436 Pushes Measurement into the Electronics Age,"*American Oil and Gas Report*, May 1987, pag. 15 ff.
- [21] Calculations of Gross Heating Value, Relative Density and Compressibility Factor for Natural Gas Mixtures from Compositional Analysis,"*GPA Std. 2171-86*
- [22] Cameron, I., 1999, "Using An Excel-Based Model for Steady State and Transient Simulation", *31st Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 20-22, St. Louis, Missouri.
- [23] Carter, R.G., 1996, "Compressor Station Optimization: Computational Accuracy and Speed", *28th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 23-25, San Francisco, California.
- [24] Cerchez MiHu, *Aplicații ale matematicii în practică*, Ed. Didactică și pedagogică, București, 1975.
- [25] Chang, S., 2001, "A Program Development for Unsteady Gas Flow Analysis in Complex Pipe Networks", *33rd Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 17-19, Salt Lake City, Utah.
- [26] Chapman, K.S., Abbaspour, M. and Keshavarz, A., 2003, "Development of a Virtual Pipeline System Testbed Using Non-Isothermal Transient Simulation", *Gas Machinery Conference*, Oct. 6-8, Salt Lake City, UT.
- [27] Chapman K. Prakash K, Virgw, *Virtual Pipeline Szstem Testbed to Optimize the U.S. Natural Gas Transsmition Pipeline System*, The U.S. department of Energy Strategic Center for Natural Gas Machinery Laboratory , Kansas State University, Manhattan, Kansas, 2005

- [28] Chapman, K.S., and Keshavarz-Valian, A., 2003, "Development of Turbocharger - Reciprocating Engine Simulation (T-RECS)," Gas Research Institute, GRI-03/0005.
- [29] L. N. Cox - "Energy Measurement Utilizing On-Line Chromatographs", Prod. Of Inter. School of Hydrocarbon Meas. #64, 1989, pag. 469 ff.
- [30] Committee Report Delivery Capacity of Transmission Lines: Pac. Coast Gas. Assoc., vol. 16, 1925, pag. 408 - 411.
- [31] Comunicat din partea Comisiei Europene către Consiliul și Parlamentul European - Bruxelles 15.10.1997 - Buletin informativ 1 - 99
- [32] Costa, L.H, de Medeiros, J.L., and Pessoa, F.L.P, 1998, "Steady State Modeling and Simulation of Pipeline Networks for Compressible Fluids", *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, Vol.15, Nr.4.
- [33] Cox. William, Flow of Gas Through pipes: Am. Mach., vol. 24, March 20, 1902. pag. 401 - 402.
- [34] Deen, J.K., and Reintsema, S.R, 1983, "Modeling of High-Pressure Gas Transmission Lines", *Appl. Math. Modeling*, Vol.7, Aug. pag. 268 - 273.
- [35] Doonan, A.F., Fletcher, I. Cox, C.S., and Arden W.J.B., 1998, "Evaluation of A Remote Boundary Pressure Control Strategy Using SIMULINK ", *Proceeding from UKACC International Conference on Control' 98*, Sep. 1 - 4, Nr. 455, pag.129-134.
- [36] Dranchuck, P.M., Purvis, R.A., and Robinson, D.B., 1974, "Computer Calculations of Natural Gas Compressibility Factors Using the Standing and Katz Correlation", *Institute of Petroleum Technical Series*, Nr. IP 74-008, pag.1 - 13.
- [37] Dumitrescu Liviu, Vintilă Ștefan ș.a., Manualul de instalații, Vol. S, Ed. Artecno, București, 2002.
- [38] Dupont, T., and Rachford, H.H., 1980, "The Effect of Thermal Changes Induced by Transients in Gas Flow", *12th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 16 - 17, Savannah, Georgia.
- [39] Dună Ștefan „Sisteme de gaze naturale în România” Publicația „Leganes” - Madrid - Spania 1993
- [40] Dună Ștefan „Protecția mediului în sistemul de gaze naturale” Publicația „MIT” - Athena - Grecia 1994
- [41] Dună Ștefan „Sisteme de telecontrol și de manevră în rețelele de alimentare cu gaze naturale” Publicația Simpozionul Național - Instalațiile pentru Construcții și Confortul Ambiental - Timișoara 1998

- [42] Dună Ștefan „Considerații privind aprecierea debitului de gaz combustibil” – Conferința Națională cu participare internațională - Timișoara 2001
- [43] Dună Ștefan „Considerații privind determinarea debitelor de gaze naturale combustibile” Conferința Națională cu participare internațională - Timișoara 2003
- [44] Dună Ștefan „Optimizarea rețelelor de gaze naturale, combustibile utilizând metoda multiplicatorilor Lagrange” Conferința Națională de Instalații pentru începutul mileniului III – Sinaia 2003
- [45] Dună Ștefan „Analiza teoretică a dispersiei gazelor de ardere la centralele termice dintr-o clădire P + 4 etaje” Conferința tehnico-științifică – Probleme actuale ale urbanismului și amenajarea teritoriului – Chișinău 2002
- [46] Dună Ștefan „Modelarea rețelelor de distribuție a gazelor naturale combustibile” Revista Tehnica Instalațiilor, nr. 6/2003
- [47] Dună Ștefan „Sisteme de optimizare – dispecerizare a gazelor naturale combustibile, I” Revista Tehnica Instalațiilor, nr. 4/2003
- [48] Dună Ștefan „Sisteme de optimizare – dispecerizare a gazelor naturale combustibile, II” Revista Tehnica Instalațiilor, nr. 5/2003
- [49] Dună Ștefan „Model matematic pentru alegerea traseului optim al conductelor de gaze naturale combustibile” Conferința Instalații pentru Construcții și Confortul Ambiental – Timișoara 2004
- [50] Dună Ștefan „Dependența consumului de gaze naturale combustibile de temperatură meteorologică” Conferința Națională de Instalații, Sinaia 2002
- [51] Dykesteen Eivind and Karl Frantzen, “Multiphase Fraction Meter Developed and Field Tested,” *Oil&Gas Journal*, 18 February 1991, pag. 50.
- [52] Fauer D., 2002, “The Making of a Useful Pipeline Simulation Model”, *34th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 23-25, Portland, Oregon.
- [53] Field Deployable Natural Gas Energy Meter, Lewis and Greefield, Sales Information 1989
- [54] Gabriel Gheorghe - Distribuția și utilizarea gazelor naturale, Ed. Tehnică, București, 1972.
- [55] Ghebouba A., A.Smati –Optimisation d un pipeline de transport de gaz naturel, Universite de Boumerdes, Algerie,2003, a-smati@yahoo.com
- [56] Gheorghe A. - Măsurarea, analiza și optimizarea calității produselor industriale, E.S.E.

- [57] Dykesteen Robert M., Fire Protection Systems, New Yoek, Delmar Publishers, 1997
- [58] Gas Processors Suppliers Association, Engineering Data Book, 10<sup>th</sup> ed., Tulsa, OK, 1994.
- [59] GPA Reference Bulletin, Heating Value As a basis for Custody Transfer of natural Gas (1984 Draft
- [60] GPA Standard 2145-84, pag.2
- [61] Greyvenstein, G.P., and Laurie, D.P., 1994, "A Segregated CFD Approach to Pipe Network Analysis", *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 37, pag. 3685-3705.
- [62] Hagar, Pipelines, Producers Cope with Problems under FERC Order 436, "Oil and Gas Journal, May 1987, pag. 17 ff.
- [63] Hartwick, W., 1968, "Efficiency Characteristics of Reciprocating Compressors," *American Society of Mechanical Engineers. Diesel and Gas Engine Power Division*, Dec. 1-5.
- [64] Hartwick, W., 1974, "Power Requirements and Associated Effects of Reciprocating Compressor Cylinder Ends Deactivated by Internal Bypassing," *American Society of Mechanical Engineers. Diesel and Gas Engine Power Division*, Dec. 17.
- [65] Hati, A., Verma, N., and Chhabra, R., 2001, "Transient Analysis of Gas Flow in a Straight Pipe," *Canadian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 79, Nr. 1, Feb. pag. 18 - 27.
- [66] Howard R. L., ISHM, #64, 1989, p. 509 - "Determination of Calorific Values of Natural Gas by Combustion Instruments"
- [67] Holt Jack B., "Drag Reducers Boost Crude-Line throughput," *Oil & Gas Journal*, 19 October 1981, pag. 272.
- [68] Howard R. L., GCMSC #24, 1989, p. 43 - "Fundamentals of Energy Management"
- [69] Heath, M.J., and Blunt, J.C., 1969, "Dynamic Simulation Applied to the Design and Control of Pipeline Network", *J. Inst. Gas. Eng.*, Vol. 9, Nr. 4, pag. 261-279.
- [70] Hoeven, T.V., and Gasunie, N.V.N., 1992, "Some Mathematical Aspects of Gas Network Simulation", *24th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 22-23, Corpus Christi, Texas.

- [71] Ibraheem, S.O., and Adewumi, M.A., 1996, "Higher-Resolution Numerical Solution for 2-D Transient Natural Gas Pipeline Flows", *Society of Petroleum Engineers*, SPE 35626, pag. 473 - 482.
- [72] Ignat, E. Schmidt - Cartea instalatorului de gaze combustibile pentru industrie, Editura Tehnică, București 1986
- [73] Issa, R.I., and Spalding, D.B., 1972, "Unsteady One-Dimensional Compressible Frictional Flow with Heat Transfer", *Journal Mechanical Engineering Science*, Vol. 14, Nr.6, pag. 365 - 369.
- [74] Jenicek, T., and Kralik, J., 1995, "Optimized Control of Generalized Compressor Station", *27<sup>th</sup> Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 18-20, Albuquerque, New Mexico
- [75] Jorgensen Svend, "Flowlines Laid by Reel - Schip Apache," *Oil & Gas Journal*, 5 May 1980, pag. 160.
- [76] John L. Kennedy-Oil and gas pipeline fundamentals-Tulsa, Oklahoma
- [77] Johnson T. W., Flow of natural Gas Through High - Pressure Transmission lines, Prepared For the Underground Storage Committee of Pipeline Research Council International, Inc., US department of the Interior Bureau of mines, 1935.
- [78] Kiuchi, T., 1994, "An Implicit Method for Transient Gas Flow in Pipe Networks", *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 15, Nr. 5, pag. 378 - 383.
- [79] Kiser and Sund, "Btu Measurement in Natural Gas Using Process Gas Chromatography", *Proc. of Gulf Coast Meas. Soc. #24*, 1989, pag. 72 ff.
- [80] Thorley ARD, Tiley, C. H. 1987, "Unsteady and Transient Flow of Compressible Fluids in Pipelines- A Review of Theoretical and Some Experimental Studies", *Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 8, pag. 3 - 15.
- [81] B.E Larock, R. W. Jeppson, and G. Z. Watters, *Hydraulics of Pipeline Systems*, Boca Raton, FL, CRC Press, 2000.
- [82] John Light, GPA #60, 1980 - "The Therm - titrator, A Comparison with you know What
- [83] Johnson T. W., Berwald W.B.
- [84] Liu Henry, *Pipeline Engineering*, Boca Raton, FL, CRC Press, 2003
- [85] Letnowski, F.W., 1993, "Compressor Station Modeling in Networks", *25<sup>th</sup> Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 14-15, Pittsburgh, Pennsylvania.

- [86] Liaykoais A. IU., Optimizația gopodskih sistem gozosnabjenisa - v veroiatnostno - neopredeleniiah zslovieah, Vilnius „MINTIS” 1983.
- [87] Lixandru Benini - Ecologia și protecția mediului, Editura Presa Universitară Română.
- [88] Leseey, Potter, and McKoy - "Measuring Gas; Chromatography Bests Calorimetry", Oil and Gas Journal, July, 1977.
- [89] Lewandowski, A., 1994, "Object-oriented Modeling of the Natural Gas Pipeline Network", *26th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 13-14, San Diego, California.
- [90] Ludwig, E.E., 1983, "Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants", Gulf Publishing Company, Houston, Texas.
- [91] Luongo, C.A., 1986, "An Efficient Program for Transient Flow Simulation in Natural Gas Pipelines", *15th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 30-31, New Orleans, Louisiana.
- [92] Maddox, R.N., and Zhou, P., 1983, "Use of Steady -State Equations for Transient Flow Calculations", *15th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 27-28, Detroit, Michigan.
- [93] Mahan Bruce H., Addison Wesley, College Chemistry, 1966, pag. 23.
- [94] Martinz-Romero, N., Osorio-Peralta, O., and Santamaria - Vite, I., 2002, "Natural Gas Network Optimization and Sensibility Analysis", *Proceedings of the SPE International Petroleum Conference and Exhibition of Mexico*, Feb. 10-12, pag. 357 -370.
- [95] McClanahan, D. N., Gas Heating Value: What It Iand How to Measure, Calculates, Oil and Gas Journal, Feb. 20, 1967, pag. 84 ff.
- [96] McCain William D., jr., The Properties of Petroleum Fluids, Tulsa, OK, Petroleum Publishing Company, 1973.
- [97] Mathews, H., 2000, "Compressor Performance Analysis," *Proceedings of the 2000 Gas Machinery Conference*, Oct. 4, Colorado Springs, Colorado.
- [98] W. Mcallister - Pipeline Rules of Thumb-a manual of quick, accurate solutions to everyday pipeline engineering problems-Oxford OX2 8DP, UK-2005
- [99] McConnell, P., Smith, C., Maguire, P., and Turner, W.J., 1992, "Real - Time and Prediction Model of the Moomba-Sydney-Newcastle Natural Gas Pipeline", *24th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 22-23, Corpus Christi, Texas.

- [100] Melrose Donald C., *Appalachian gas Measurement Short Course, 1975 - Comparison of Calculated and Measured heating values of Natural Gas.*
- [101] Mehdizadeh Parviz and E. Y. Chen, "How Reeled-Pipe Lay Method Affects Pipe," *Oil&gas Journal*, 4 February 1980, pag. 64.
- [102] McQuiston F. C. and J. D. Parker, *Heating, Ventilating and Air Conditioning*, New York, John Wiley and Sons, 1977.
- [103] Merrick G. J. and G. E. Cook, "Computer - Controlled Offshore Welding System Being Tested," *Oil & Gas Journal*, 16 January 1978, pag. 78.
- [104] Metcalf, J.R., 2000, "Effects of Compressor Valves on Reciprocating Compressor Performance" *Proceedings of the 2000 Gas Machinery Conference*, Oct. 4, Colorado Springs, Colorado.
- [105] Modisette, J., 2002, "Pipeline Thermal Model", *34th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 23-25, Portland, Oregon
- [106] Mohinder L. Nayyar, *Piping Handbook*, 7<sup>th</sup> ed., New York, McGraw-Hill, 2000.
- [107] Mohitpour, M., Thompson, W., and Asante, B., 1996, "Importance of Dynamic Simulation on the Design and Optimization of Pipeline Transmission Systems", *Proceedings of the International Pipeline Conference*, American Society of Mechanical Engineers, Vol.2, pag. 1183 - 1188.
- [108] Mohitpour, H. Golshan, and A. Murray, *Pipeline Design and Construction*, 2d ed., New York ASME P, Press, 2003.
- [109] Robert. L. Mott, *Applied Fluid Mchanics*, 5<sup>th</sup> ed., Upper Saddle River, NJ, Prentice Hall 1990.
- [110] "Multiphase Technologies Move into Field Trials," *Oil & Gas Journal*, 12 March 1990, pag. 49.
- [111] Murphy, H.G., 1989, "Compressor Performance Modeling to Improve Efficiency and the Quality of Optimization Decisions," *21st Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 19-20, El Paso, Texas.
- [112] Normativ I6-98 pentru proiectarea și executarea sistemelor de alimentare cu gaze naturale
- [113] Normativ I6/1-98 pentru exploatarea sistemelor de alimentare cu gaze naturale
- [114] Norme tehnice pentru proiectarea și executarea sistemelor de alimentare cu gaze naturale NT-DPE-01/2004.

- [115] Odom, F.M., 1990, "Tutorial on Modeling of Gas Turbine Driven Centrifugal Compressors", *22nd Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 18-19, Baltimore, Maryland.
- [116] Oliphant F. II., Production of Natural Gas in 1902: U. S. Geol. Survey.
- [117] Osiadacz, A.J., 1987, *Simulation and Analysis of Gas Networks*, Gulf Publishing Company, Houston, Texas.
- [118] Osiadacz, A.J., 1994, "Dynamic Optimization of High Pressure Gas Networks Using Hierarchical Systems Theory", *26th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 13-14, San Diego, California.
- [119] Osiadacz, A.J., 1996, "Deferent Transient Models- Limitations, Advantages and Disadvantages", *28th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 23-25, San Francisco, California.
- [120] Osiadacz, A.J., and Bell, D.J., 1995, "Dynamic Simulation of Gas Networks by Decomposition and Coordination", *Mathematical Engineering in Industry*,. Vol. 5, Nr. 3, pag. 235 - 254.
- [121] Osiadacz, A.J., and Chaczykowski, M., 1998, "Comparison of Isothermal and Non-Isothermal Transient Models", *30th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 28-30, Denver, Colorado.
- [122] Osiadacz, A.J., and Chaczykowski, M., 2001, "Simulation of Non-Isothermal Transient Gas Flow in a Pipeline", *Archives of Thermodynamics*, Vol. 22, Nr. 1-2, pag. 51 - 70.
- [123] Ouyang, L. and Aziz, K., 1996, "Steady-State Gas Flow in Pipes", *Journal of Petroleum Science and Engineering*, Vol.14, pag. 137 - 158.
- [124] Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, Washington.
- [125] Paul, " A Multi Btu Approach to Fuels Procurement, Nymex Energy in the News, Spring, 1990, pag. 4.
- [126] Percell B., M.J.Ryan-Steady state optimization of gas pipeline network operation, Proceedings of the 19th PSIG annual meeting ,Tusla, 1987
- [127] Phillippi, G, 2002, "Basic Compression Short Course", *Proceedings from the 2002 Gas Machinery Conference*, Oct 7-9, Nashville, TN.
- [128] Pierson, J. L., and Wilcox, K. D., 1984, "A Computer System for Analysis of Multi - Stage Reciprocating Compressors," *16th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 18-19, Chattanooga, Tennessee.



- [129] Postelnicu Viorica , Silvia Coatu - Mica enciclopedie matematică, Editura Tehnică, București 1980
- [130] Price, G.R, McBrien, R.K., Rizopoulos, S.N., and Golshan, H., 1996, "Evaluating the Effective Friction Factor and Overall Heat Transfer Coefficient During Unsteady Pipeline Operation", *Proceedings of the International Pipeline Conference*, American Society of Mechanical Engineers, Vol.2, pag. 1175 - 1182.
- [131] Rix, E. A., Compression and Transmission of Illuminating Gas: Proc. Pac Coast Gas Assoc., vol 6, 1905, pag. 97 - 98.
- [132] Rozanschi Vladimir , șa - Protecția și ingineria mediului, Editura Economică, București 1997
- [133] Rachford, H.H., and Dupont, T.A., 1974, "A Fast Highly Accurate Means of modeling Transient Flow in Gas Pipelines by Variational Methods", *Society of Petroleum Engineers Journal*, pag. 356 - 362.
- [134] Rhoads, G.A., 1983, "Which Flow Equation - Does it Matter?" *15th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 27-28, Detroit, Michigan.
- [135] Rios-Mercado, R.Z., Suming, W., Ridgway, S., and Boyd, A., 2001, "A Reduction Technique for Natural Gas Transmission Network Optimization Problems", *Annals of Operation Research*, Vol. 117, pag. 217 - 234.
- [136] Santos, S.P., 1997, "Transient Analysis, A Must in Gas Pipeline Design", *29th Annual Meeting, Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 15-17, Tucson, Arizona.
- [137] Schepens, Kilmer and Bernos,- "Sampling and Analysis of natural Gas"
- [138] Schroeder, D.W., 2001, "A Tutorial on Pipe Flow Equations", *33rd Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 17-19, Salt Lake City, Utah.
- [139] Schultz, J.M., 1962, "The Polytropic Analysis of Centrifugal Compressors", *Journal of Engineering for Power*, Jan., pag. 69 - 82.
- [140] Shapiro, A.H., 1953, *The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow, Volume.1*, John Wiley & Sons.
- [141] Shashi Menon E. - Piping calculations manual, McGraw-Hill-New York-2005
- [142] Stanley, R.A., and Bohannon, W.R., 1977, "Dynamic Simulation of Centrifugal Compressor Systems", *Proceedings of the Sixth Turbomachinery Symposium*, pag. 123 - 131.

- [143] Schenck H. - Theories of engineering experimentation, New York, Mc Graw-Hill Book Co, 1979
- [144] Spitzglass, J. M., Transportation, Committee Report, Nat. Gas Assoc. of America, Mar. 27, 1926.
- [145] Stoner, M.A., 1969, "Steady- State Analysis of Gas production Transmission and Distribution Systems", *Society of Petroleum Engineers of AIME*, SPE 2554.
- [146] Stoner, M.A., 1972, "Sensitivity Analysis Applied to a Steady-State Model of Natural Gas Transportation Systems", *Society of Petroleum Engineers Journal*, Apr., pag. 115 - 125.
- [147] Sung, W., Huh, D., Lee, J., and Kwon, O., 1998, "Optimization of Pipeline Networks with a Hybrid MCST-CD Networking Model", *SPE Production & Facilities*, August, Vol.13, Nr.3, pag. 213 - 219.
- [148] Shun Dar Lin, Water and Wastewater Calculations Manual, New York, McGraw Hill, 2001.
- [149] Tanaka, T., 1983, "A Computer Simulation of Unsteady-State Gas Flow in Pipeline", *J. Japan Petrol. Inst.* Nr. 26, pag.67 - 77.
- [150] Tao, W.Q., and Ti, H.C., 1998, "Transient Analysis of Gas Pipeline Network", *Chemical Engineering Journal*, Nr. 69, pag.47 - 52.
- [151] Tian, S. and Adewumi, M.A., 1994, "Development of Analytical Design Equation for Gas Pipelines", *SPE Production & Facilities*, pag. 100 - 106.
- [152] True Warren , " Systems Yield Data to Expedite Products Pipeline Scheduling." *Oil&Gas Journal*, 90January 1989, pag. 38.
- [153] Timmermans W. J., "vertical-Lay Vessel May Cut Offshore Pipeline Cost," *Oil&Gas Journal*, 9 July, 1979 pag. 144.
- [154] Turner, W.J., and Simonson, M.J., 1984, "A Compressor Station Model for Transient Gas Pipeline Simulation", *16th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 18-19, Chattanooga, Tennessee.
- [155] Turner, W.J., and Simonson, M.J., 1985, "Compressor Station Transient Flow Modeled", *Oil & Gas Journal Technology*, May, pp. 79 - 83.
- [156] Union internationale de l'industrie du gaz – 21<sup>e</sup> Congres Mondial du gaz Nice 6-9 junie 2000
- [157] Unvin, W. C., Flow of Gas in Mains and Distribution of High Pressure: Proc. Inst. Gas Eng., London, published in *Journal of Gas Lighting, Water Supply, etc.*, June 21, 1904, pag. 852 - 867.

- [158] Velicea Octavian, Iuliu Fodor - Aspecte privind creșterea eficienței de utilizare a gazelor
- [159] Wasp E. J, J. P. Kenny, and R. L. Gandhi, Solid Liquid Flow Slurry Pipeline Transportation, Trans Tech Publications, 1977.
- [160] Weymouth, T. R., Problems in Natural-Gas Engineering: Trans. Am. Soc. Mech. Eng., vol. 34, 1912, pag. 183 - 206.
- [161] Westaway C. R. and A. W. Loomis, Cameron Hydraulic Data, 16<sup>th</sup>, ed., Woodclif Lake, NJ, Ingersoll - Rand, 1981.
- [162] Weshoff Mark, "Integrated Scheduling, Monitoring System Speeds Contract Processing," Oil & Gas Journal, 12 March 1990, pag. 41.
- [163] Wylie, E.B., Stoner, M.A., and Streeter, V.L., 1971, "Network System Transient Calculation by Implicit Methods", *Society of Petroleum Engineers Journal*, Dec., pag. 356 - 362.
- [164] Wylie, E.B., Streeter, V.L., and Stiner, M.A., 1974, "Unsteady State Natural-Gas Calculations in Complex Piping Systems", *Society of Petroleum Engineers Journal*, Feb., pag. 35 - 43.
- [165] Yow, W., 1971, "Analysis and Control of Transient Flow in Natural Gas Piping Systems", Ph.D. Thesis, *The University of Michigan*.
- [166] Gaz De France - Chaffage par rayonnement
- [167] Zemanschi W.1968, *Heat and Thermodynamics 5<sup>th</sup> Edition*, McGraw Hill.
- [168] Zhou, and Adewumi, M.A., 1995, "Simulation of Transient Flow in Natural Gas Pipelines", *27th Annual Meeting Pipeline Simulation Interest Group (PSIG)*, Oct. 18-20
- [169] WU S. -Steady state simulation and fuel cost minimization of gas pipeline networks, Ph.D. dissertation, University of Houston, 1998
- [170] Walamitien Oyenon, Graphical user interface and job distribution optimizer for a virtual pipeline simulation tested, Kansas State University, Manhattan, Kansas, 2003.