

ROMÂNIA
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ

TEZĂ DE DOCTORAT.

Ing. ION ALMĂȘAN

**STUDII ȘI CERCETĂRI
PRIVITOARE LA
EJECTOARELE RADIALE**

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA



00188651

Conducător științific:
Prof. dr. ing. GAVRIL CREȚA

- Timișoara 2005 -

UNIV. "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ
Nr. volum 647.021
Dulap 369 Lit. Δ

Autorul aduce sincere și călduroase mulțumiri d-lui prof. dr. ing. Gavril Creța pentru competența coordonare științifică, pentru observațiile și sugestiile acordate pe parcursul elaborării prezentei lucrări.

De asemenea aducem mulțumiri tuturor cadrelor didactice de la Universitatea Tehnică Timișoara și de la Universitatea din Oradea care au contribuit prin sfaturi, sugestii și implicare directă la rezolvarea punctuală a problemelor legate de elaborarea prezentului studiu. În acest sens mulțumim d-lui prof. dr. ing. Cornel Ungureanu, d-lui prof. dr. ing. Ioan Felea, d-lui prof. dr. ing. Marcel Roșca, d-lui ș.l. dr. Ioan Pantea, d-lui dr. ing. Laszlo Almasi, d-lui cercetător ing. Ovidiu Gavrilescu și d-lui cercetător ing. Dan Crăciun.

O mențiune specială dorim să acordăm d-lui conf. dr. ing. P.D. Oprea – Stănescu, a cărui ajutor a fost esențial la elaborarea capitolului care privește simularea cu metode numerice a funcționării ejectorului radial, ajutor extins ulterior și în ceea ce privește alegerea aparatelor de măsură, tehnica efectuării măsurătorilor, și chiar modalitatea redactării lucrărilor științifice.

Dorim să ne exprimăm recunoștința pe care o purtăm tuturor celor care s-au implicat în realizarea efectivă a ejectoarelor, în organizarea standului și efectuarea măsurătorilor: conducerii C.E.T. Oradea, în frunte cu dl. director, ing. Gligor Dragoș, d-lor maiștri Truian Tipi, Gheorghe Pintiută și mai ales Viorel Ciure, fără de care nu am fi putut realiza partea experimentală a acestei lucrări.

Mulțumim de asemenea studenților Grațian Strava, Sorin Man, d-lui tehnician Florin Grosu și personalului de la secțiile Întreținere și Combustibil din CET Oradea, pentru ajutorul acordat la confecționarea diferitelor componente, la montarea lor și la efectuarea efectivă a măsurătorilor.

CUPRINS

Introducere	07
Partea I.	
<u>STADIUL ACTUAL AL CUNOȘTINTELOR DESPRE EJECTOARE</u>	11
Capitolul 1.	
Generalități despre ejectoare. Principiul de funcționare. Clasificare	13
1.1. <i>Definiții și denumiri specifice. Clasificare. Principiu de funcționare</i>	13
1.2. <i>Domenii de utilizare pentru ejectoare</i>	15
Capitolul 2.	
Procese termodinamice care apar la funcționarea aparatelor cu jet	17
2.1. <i>Considerații teoretice despre curgerea fluidelor compresibile</i>	17
2.1.1. <i>Curgerea prin ajutaje</i>	17
2.1.2. <i>Studiul curgerii gazelor cu ajutorul funcțiilor termodinamice</i>	21
2.1.3. <i>Elemente ale teoriei jetului liber turbulent</i>	27
2.2. <i>Bilanțul energetic al ejectoarelor și mărimi caracteristice</i>	31
2.3. <i>Studii și cercetări experimentale asupra proceselor termodinamice care au loc în ejectoarele care funcționează cu gaze reale</i>	40
2.3.1. <i>Destinderea fluidului primar în ajutorul de lucru</i>	41
2.3.2. <i>Amestecarea celor două fluide în camera de amestec a ejectorului</i>	44
2.3.3. <i>Comprimarea amestecului în ajutorul de comprimare</i>	61
Capitolul 3.	
Determinarea experimentală a influențelor pe care le exercită diverși parametri constructivi și funcționali asupra performanțelor ejectoarelor care funcționează cu gaze reale	63
3.1. <i>Descrierea principalelor experimente. Standuri. Fluide folosite. Parametri care influențează performanțele ejectoarelor</i>	64
3.2. <i>Principalele rezultate ale cercetărilor experimentale</i>	72
Capitolul 4.	
Metode de calcul pentru determinarea mărimilor caracteristice ale ejectoarelor	95
4.1. <i>Considerații generale privitoare la calculul ejectoarelor</i>	95
4.2. <i>Calculul termodinamic al ejectoarelor</i>	96
4.3. <i>Calculul de dimensionare</i>	100
4.4. <i>Probleme speciale în calculul aparatelor cu jet</i>	104
4.4.1. <i>Metoda ecuației caracteristice</i>	104
4.4.2. <i>Calculul ejectoarelor cu ajutorul nomogramelor</i>	110
4.4.3. <i>Ejectoare pentru condensatoare de abur</i>	110

<u>Partea a II-a.</u>	
<u>EJECTORUL ÎN VARIANTĂ RADIALĂ. PROIECTAREA ȘI REALIZAREA UNUI EJECTOR AXIAL ȘI A UNUIA RADIAL PENTRU STUDIUL LOR COMPARATIV.....</u>	113
<u>Capitolul 5.</u>	
Principii de desenare a formei pentru ejectorul radial. Calculul dimensiunilor principale.....	115
5.1. <i>Ejectorul în variantă radială. Corespondența secțiunilor de curgere.....</i>	115
5.2. <i>Forme constructive și dimensionarea ajutorajului de lucru.....</i>	119
5.3. <i>Dimensionarea ajutorajului de comprimare.....</i>	124
<u>Capitolul 6.</u>	
Utilizarea programului de simulare FLUENT pentru studiul funcționării unui ejector radial.....	129
6.1. <i>Simularea proceselor de curgere. Prezentare și stabilirea obiectivelor simulării.....</i>	129
6.1.1. <i>Simularea curgerii fluidelor cu ajutorul programelor de calcul cu element finit.....</i>	129
6.1.2. <i>Stabilirea obiectivelor simulării pentru modelul de ejector radial.....</i>	134
6.2. <i>Definirea domeniului de analiză.....</i>	134
6.3. <i>Alegerea modelelor matematice. Condiții la limită. Rezolvarea numerică.....</i>	136
6.4. <i>Rezultate și concluzii.....</i>	136
6.5. <i>Studiul unei variante cu intrare oblică bilaterală a fluidului secundar.....</i>	139
<u>Capitolul 7.</u>	
Calculul termodinamic al ejectorului și dimensionarea în variantă axială și radială.....	143
7.1. <i>Date de pornire. Considerații generale asupra calculului termodinamic.....</i>	143
7.2. <i>Calculul termodinamic al ejectorului în variantă axială.....</i>	145
7.2.1. <i>Destinderea aburului în ajutorajul de lucru.....</i>	145
7.2.2. <i>Procesul din camera de amestec.....</i>	150
7.2.3. <i>Compresia din difuzor.....</i>	153
7.3. <i>Determinarea dimensiunilor ejectorului radial.....</i>	156
<u>Capitolul 8. Conceperea și realizarea standului.</u>	
Aparate de măsură. Realizarea ejectoarelor.....	159
8.1. <i>Plan de măsurători și planificarea încercărilor.....</i>	159
8.2. <i>Aparate de măsură. Calculul diafragmelor.....</i>	164
8.2.1. <i>Măsurarea presiunilor și temperaturilor.....</i>	164
8.2.2. <i>Măsurarea debitelor.....</i>	165
8.3. <i>Realizarea ejectoarelor și a modulelor de măsurare.....</i>	172
8.3.1. <i>Realizarea ejectorului axial.....</i>	173
8.3.2. <i>Realizarea ejectorului radial.....</i>	177
8.3.3. <i>Realizarea modulelor de măsurare.....</i>	189
8.3.4. <i>Organizarea finală a standului în vederea realizării măsurătorilor.....</i>	190

Partea a III-a.**ÎNCERCAREA EJECTOARELOR. PREZENTAREA MĂSURĂTORILOR
ȘI ANALIZA REZULTATELOR. CONCLUZII.....199****Capitolul 9.****Realizarea determinărilor experimentale.****Prezentarea rezultatelor obținute.....201**9.1. *Stabilizarea regimurilor de funcționare. Efectuarea măsurătorilor*.....2019.2. *Prezentarea rezultatelor măsurătorilor pentru ejectorul axial*.....2059.3. *Prezentarea rezultatelor măsurătorilor pentru ejectorul radial(12-4-40)*..207**Capitolul 10.****Prelucrarea rezultatelor experimentale. Reprezentări grafice.....211**10.1. *Prelucrarea datelor experimentale*.....21110.2. *Mărimi calculate pentru ejectorul axial*.....21510.3. *Mărimi calculate pentru ejectorul radial (12-4-40)*.....21710.4. *Reprezentări grafice ale performanțelor ejectorului axial
și radial (12-4-40)*.....218**Capitolul 11.****Analiza rezultatelor și concluzii.....225**11.1. *Analiza rezultatelor obținute*.....22511.2. *Concluzii*.....234

Anexa 1.....241

Anexa 2.....251

Anexa 3.....259

Anexa 4.....267

Anexa 5.....275

Anexa 6.....283

Anexa 7.....291

Anexa 8.....299

Anexa 9.....305

Anexa 10.....311

Anexa 11.....317

Anexa 12.....321

Bibliografie.....325

INTRODUCERE

În domeniul mașinilor, echipamentelor și aparatelor termice, o clasă aparte o formează aparatele cu jet, aparate care funcționează pe principiul transferului de impuls între două fluide cu parametri termodinamici diferiți, în urma procesului rezultând un amestec cu parametri medii față de cei inițiali ai celor două fluide.

Scopul utilizării acestor aparate este fie obținerea amestecului într-o anumite compoziție, fie creșterea parametrilor termodinamici a unuia dintre fluide, fie doar îndepărtarea acestuia dintr-o anumită incintă și transportul lui între două incinte diferite ale instalației. În acest ultim caz, fluidul menționat poate fi înlocuit chiar de un material solid aflat sub formă granulară.

Înainte de a face o clasificare mai amănunțită a aparatelor cu jet și de a preciza terminologia specifică acestei clase de aparate trebuie să spunem că *denumirea* uneia din subclase, și anume subclasa **ejectoarelor**, se extinde generic asupra tuturor aparatelor cu jet, extindere care va fi acceptată și folosită în această lucrare. Fiind făcută această precizare, putem spune că, în general, toate ejectoarele sunt simple din punct de vedere constructiv, nu au piese în mișcare și nu necesită prea multe lucrări de întreținere, uzura pieselor fiind foarte redusă în comparație cu uzura componentelor altor echipamente termice. Ele ar putea prelua sarcinile îndeplinite curent de alte mașini și aparate, dacă nu ar exista inconvenientul major al randamentului redus cu care funcționează.

Aceste randamente mici sunt o consecință a principiului de funcționare al ejectoarelor, amestecarea celor două fluide fiind un proces ireversibil care are loc cu creștere de entropie, eficiența procesului fiind redusă. Toate ejectoarele utilizate în mod curent în scopuri industriale sunt variante ale aceleiași forme de bază care presupune curgerea fluidelor de-a lungul axei (longitudinale) a aparatului. Încă de la apariția lor de la sfârșitul secolului XIX, ejectoarele au fost concepute și construite cu această formă de bază, care, în timp și-a atins limitele de performanță, deoarece a fost obiectul a numeroase studii și cercetări în vederea optimizărilor posibile. Iar dacă principiul de bază de funcționare, cel care aduce cu sine eficiența redusă, și anume amestecul fluidelor, nu poate fi schimbat fără a trece într-o altă clasă de aparate, atunci îmbunătățirea performanțelor nu se poate face decât prin reducerea pierderilor care apar la curgerea fluidelor prin aparat. De aceea, în ultima perioadă au apărut mai multe idei care propun soluții constructive mai mult sau mai puțin diferite față de soluția clasică, axială. Astfel au apărut ejectoare experimentale cu ajutaje inelare, care funcționează pe baza efectului Coandă, sau ejectoare cu rotor liber în camera de amestec. Aceste soluții sunt diferite de cele clasice, dar curgerea fluidelor prin aparat este încă axială.

Această teză de doctorat propune o concepție nouă de ejector pentru care curgerea fluidelor prin aparat este radială, prin spațiile libere create între mai multe perechi de plăci circulare, care materializează ajutajul de lucru, camera de amestec și chiar difuzorul. Trebuie

să spunem că ideea acestei soluții constructive este o soluție originală a conducătorului științific al acestei teze, d-nul prof. dr. ing. Gavril Creța, care în 1978 a coordonat o lucrare de diplomă în cadrul căreia, pe atunci studentul Török Alexandru, a realizat și încercat un astfel de aparat. Aceeași temă a fost reluată și aprofundată în 1988 de studentul Oprea Vasile, sub îndrumarea științifică a aceluiași prof. dr. ing. Gavril Creța. Cum un brevet care propune o soluție asemănătoare a fost patentat abia în 1996 de către germanul Thilo Volkmann, putem spune că ideea ejectorului radial este de fapt o prioritate românească în domeniu, ideea în sine și preocuparea d-lui prof. Gavril Creța pentru studierea acestei soluții constructive conducând în cele din urmă la coordonarea științifică a acestei teze de doctorat.

Investigațiile noastre nu au descoperit existența în exploatare a acestui tip de ejector cu excepția unor aplicații minore în curățirea microcircuitelor cu jet de aer, la aparatele medicale de oxigenare și la aspersoarele de grădină, dar o bună parte din aceste aparate intră, după cum vom arăta în lucrare, în categoria injectoarelor, care pulverizează un fluid sub presiune proprie.

Ideea de la care s-a pornit când a fost concepută această soluție pentru ejector a fost următoarea: pentru ejectoarele axiale apar pierderi substanțiale la curgerea amestecului prin difuzor, unde curgerea are loc cu creștere de presiune, difuzorul fiind de fapt un ajutor divergent de formă tronconică. Evazarea poate provoca desprinderea curentului de fluid de pe peretele difuzorului, fapt care conduce la pierderi energetice importante. Forma tronconică nu este însă singura formă care asigură o creștere de secțiune în sensul curgerii; în locul difuzorului clasic se pot folosi două plăci inelare așezate în plane paralele la o anumită distanță una de cealaltă, printre care fluidul să intre cu viteză în dreptul diametrului interior, să fie comprimat în timpul curgerii de-a lungul razei și să fie refulat prin suprafața cilindrică formată la diametrul exterior între cele două plăci. Creșterea de secțiune se realizează prin creșterea razei, fără a fi nevoie de o evazare pe direcția transversală față de direcția de curgere. Este posibil ca din acest motiv să nu avem desprinderi ale curentului de fluid de pe pereții difuzorului, iar pierderile energetice ale acestui tip de difuzor să fie mai mici decât ale celui axial, dar acest fapt trebuie dovedit experimental. Desigur, pentru utilizarea unui astfel de difuzor și ajutorul de lucru prin care se livrează fluidul activ trebuie să aibă ieșirea radială, printre două plăci, iar camera de amestec trebuie să facă legătura între ajutor și difuzor, rezultând în final o construcție radială pentru întregul ejector, net diferită de forma clasică, axială.

Obiectivul acestei teze de doctorat este, după cum spune chiar titlul, realizarea studiilor teoretice și a cercetărilor experimentale necesare pentru lămurirea problemelor de bază care apar la funcționarea unui astfel de ejector radial. Atingerea acestui obiectiv presupune realizarea a cel puțin trei etape principale:

1). În primul rând este necesară o cunoaștere cât mai bună a funcționării ejectoarelor axiale, o sistematizare a bogatului volum de cunoștințe disponibile în literatura de specialitate, care se referă la aparatele cu jet și la performanțele atinse de acestea, și o ordonare a conceptelor, notațiilor și a relațiilor de calcul utilizate la proiectarea și analiza funcțională a acestor aparate.

2). A doua etapă presupune conceperea, proiectarea și realizarea unui ejector radial experimental, care să permită modificarea unor parametri geometrice pentru ajutorul de lucru, camera de amestec și difuzor, precum și realizarea (organizarea) unui stand pentru încercarea acestui ejector. La conceperea și proiectarea formei ejectorului radial sunt necesare cercetări care să simuleze comportamentul unui astfel de ejector în diferite condiții, cu ajutorul programelor de calcul, cu element finit, specializate în domeniu. Pentru completarea acestei etape este foarte utilă și proiectarea și realizarea unui ejector axial în special pentru verificarea corectitudinii organizării standului, dar și pentru realizarea unor încercări care să permită o analiză comparativă a acestor două tipuri de ejectoare.

3). A treia etapă este constituită din realizarea efectivă a încercărilor, prelucrarea datelor experimentale, analiza acestor rezultate, iar în final desprinderea concluziilor ce se impun și schițarea unor direcții pentru eventuale cercetări ulterioare.

Urmărind această structură de atingere a obiectivelor propuse, partea scrisă a acestei teze de doctorat este împărțită în **trei părți**, fiecare parte urmând să descrie eforturile de rezolvare a problemelor legate de înfăptuirea etapei respective. Fiecare parte este ulterior împărțită în mai multe capitole. Aceste capitole conturează fiecare câte o problemă specifică în cadrul părții în care sunt cuprinse. Pentru a nu se crea confuzii, nu am început de la 1 numerotarea capitolelor pentru fiecare parte, ci am continuat numerotarea în ordine crescătoare a capitolelor la trecerea de la o parte la alta: astfel prima parte, a cărei nume este: « STADIUL ACTUAL AL CUNOȘTINȚELOR DESPRE EJECTOARE » cuprinde capitolele 1 ... 4, partea a doua, care este denumită « EJECTORUL ÎN VARIANTĂ RADIALĂ. PROIECTAREA ȘI REALIZAREA UNUI EJECTOR AXIAL ȘI A UNUIA RADIAL PENTRU STUDIUL LOR COMPARATIV » cuprinde capitolele 5 ... 8, iar ultima parte, numită « EFECTUAREA ȘI PRELUCRAREA DETERMINĂRILOR EXPERIMENTALE PENTRU EJECTORUL AXIAL ȘI PENTRU CEL RADIAL. CONCLUZII » cuprinde capitolele 9 ... 11.

Tot în ceea ce privește notația trebuie să precizăm că am preferat ca relațiile scrise și figurile să poarte în fața numărului lor de ordine, un număr care reprezintă numărul părții în care apar și nu a capitolului respectiv și asta deoarece în timpul redactării am modificat frecvent componența capitolelor, unele subcapitole trecând de la un capitol la altul, în timp ce materialul cuprins în fiecare din cele trei părți a rămas de sine stătător fără a fi mutat de la una din părți la cealaltă. La finalul lucrării am grupat 12 anexe care în principal cuprind rezultatele încercărilor configurațiilor ejectorului radial și o parte din reprezentările grafice care se pot trasa utilizând aceste rezultate și care nu au fost cuprinse în partea a III-a a lucrării, unde sunt date rezultatele obținute cu ejectorul axial și doar cu una din cele 12 configurații de ejector radial încercate. Analiza rezultatelor și concluziile se referă desigur și la materialele cuprinse în anexe.

Încercările și rezultatele obținute și publicate în această teză reprezintă o **contribuție originală a autorului tezei la studiul aparatelor cu jet**, bazată desigur pe cunoștințele dobândite în urma studierii unui vast material bibliografic și pe indicațiile și sugestiile pe care conducătorul științific al tezei de doctorat le-a furnizat cu bunăvoință pe tot parcursul realizării acestui studiu. Am încercat să abordăm fiecare problemă prin păstrarea unui nivel științific cât mai ridicat, chiar dacă uneori resursele disponibile fiind limitate, am apelat la soluții relativ mai simple constructiv sau la aparate de măsură mai puțin sofisticate, dar a căror funcționare este corectă și verificată în timp. Toate măsurătorile au fost efectuate cu mare atenție și uneori chiar repetate, iar rezultatele au fost atent prelucrate conform indicațiilor din literatura de specialitate. În urma analizei efectuate pe baza rezultatelor obținute, am încercat să nu tragem concluzii hazardate, ci să notăm doar acele concluzii care se desprind în mod evident din rezultate, iar atunci când unele afirmații au caracter de ipoteză, acest lucru este specificat clar în cadrul lucrării.

Ne exprimăm speranța că această teză de doctorat și-a atins obiectivele și va constitui un prim pas în studiul ejectoarelor radiale și o sursă de inspirație pentru eventualele cercetări ulterioare în acest domeniu, necesare pentru a optimiza aceste aparate și de a ridica performanțele acestora spre maximul ce se poate obține de la un aparat cu jet.

PARTEA I

STADIUL ACTUAL AL CUNOȘTINTELOR DESPRE EJECTOARE

Rezumat: Prima parte a tezei de doctorat prezintă o amplă sinteză a cunoștințelor despre ejectoare, așa cum sunt oglindite în literatura de specialitate care a fost accesibilă în momentul redactării lucrării. Am structurat această primă parte în patru capitole, care se ocupă pe rând cu explicarea principiului de funcționare și clasificarea ejectoarelor, apoi cu fenomenele termodinamice care au loc în diferite părți ale ejectorului, cu prezentarea rezultatelor experimentale publicate de diverși cercetători și se încheie cu trecerea în revistă a principalelor metode de calcul utilizate în prezent pentru proiectarea și analiza funcționării acestor aparate. Materialul bibliografic studiat cuprinde: cărți, cursuri universitare, articole publicate în reviste sau prezentate la sesiuni de comunicări, colecții de standarde, prospecte de firmă, brevete de invenții, norme interne ale diverselor întreprinderi și informații în format electronic preluate de pe Internet. Contribuțiile personale ale autorului pentru această parte a lucrării se regăsesc tocmai în efortul de sistematizare a bogatului material bibliografic, de corelare a conceptelor și notațiilor folosite în lucrări mai vechi și mai noi, în evidențierea principalelor probleme apărute în domeniul ejectoarelor și a modului de rezolvare a acestor probleme de-a lungul timpului, precum și în semnalarea acelor aspecte încă neîndeajuns clarificate ce pot constitui subiectul unor studii prezente sau viitoare.

Capitolul 1. Generalități despre ejectoare. **Principiul de funcționare. Clasificare.**

Rezumat: Acest scurt capitol introductiv definește noțiunea de ejector, descrie principiul de funcționare a unui astfel de aparat și prezintă nomenclatura principalelor elemente și mărimi caracteristice necesare pentru studiul funcționării lui. În final se face o trecere în revistă a domeniilor de utilizare industrială a ejectoarelor.

1.1. Definiții și denumiri specifice. Clasificare. Principiul de funcționare

Lucrarea de față are ca obiectiv **studiul unei noi forme geometrice** propusă pentru realizarea unui aparat termic care funcționează pe principiul schimbului de impulsuri între două fluxuri de fluid. aparat care este cunoscut în principal, în forma sa clasică, sub denumirea de **ejector**.

Ejectorul este un aparat termic care face parte din categoria aparatelor cu jet, și de multe ori în literatura de specialitate denumirea de ejector se extinde generic asupra tuturor aparatelor cu jet: pe de altă parte, unii autori păstrează cu rigurozitate denumirea de ejector doar pentru o anumită clasă de aparate, așa cum se va arata la clasificarea aparatelor cu jet, propunând pentru celelalte clase de aparate, înrudite cu ejectorul, alte denumiri, capabile să evidențieze deosebirile care apar între aceste clase. Astfel de aparate, care funcționează după același principiu fizic sunt: *termocompresoarele, elevatoarele pneumatice și hidraulice cu jet, pompele cu jet, eductoarele, etc.*

În mod fundamental, toate aparatele cu jet presupun interacțiunea între două fluide: un fluid cu parametri energetici ridicați și un alt fluid cu parametri energetici scăzuți. Interacțiunea constă în antrenarea prin depresiune și frecare a fluidului cu parametri scăzuți și amestecarea sa cu jetul rezultat prin destinderea fluidului cu parametri inițiali ridicați. Cele două fluide se amestecă, iar parametri lor energetici se omogenizează la un nivel intermediar, între valorile celor două stări inițiale. Schimbul de energie se realizează în principal prin **transferul de impuls** de la fluidul cu parametri ridicați la cel cu parametri scăzuți.

Cele două fluide pot fi întâlnite purtând diverse denumiri, în funcție de autor ([28], [73], [114]), fiind precizată denumirea preferată. Astfel fluidul cu parametri energetici ridicați mai poate fi numit fie *fluid activ (motor)*, fie *fluid primar*, fie *fluid de lucru*, fie *agent transportor* sau *agent de injecție*. Fluidul cu parametri inițiali scăzuți va purta în consecință denumiri complementare: *fluid secundar, fluid condus, fluid antrenat, fluid transportat, fluid injectat*. Amestecul rezultat în urma schimbului energetic poate fi întâlnit sub denumirea de *amestec, fluid comprimat sau fluid rezultat*.

Cele două fluide pot fi amândouă compresibile. (cazul cel mai des întâlnit) și în acest caz aparatul se numește *termocompresor (compresor cu jet)*, sau *ejector*, sau mai rar, amândouă fluidele sunt incompresibile, caz în care avem de a face cu o *pompă cu jet*. Mai frecvent este cazul în care unul din cele două fluide este în stare de agregare lichidă, iar celălalt în stare de agregare gazoasă: dacă fluidul activ este lichid, aparatul se va numi *ejector cu apă*, iar dacă este gazos se va numi *aparat cu jet pentru transport pneumatic*, sau *educator*. În acest ultim caz fluidul secundar poate fi o substanță solidă granulată sau măcinată (praf de cărbune, alte pulberi, grăunțe) [73], [114].

Pentru rigurozitate, putem menționa și aparatele cu jet în care apare și modificarea stării de agregare a unuia dintre fluide. Schimbul energetic în acest caz nu se mai reduce la schimbul de impulsuri, fenomenul predominant fiind schimbul de căldură. În această categorie intră schimbatoarele de căldură prin amestec, cu jet [114].

În multe cazuri în care unul dintre fluide, fie activ, fie antrenat, este incompresibil, în literatura de specialitate, pentru un astfel de aparat întâlnim denumirea de **injector**. Aceasta denumire este oarecum improprie deoarece denumirea de injector este în mod frecvent atribuită doar aparatelor care funcționează cu un singur fluid (incompresibil) care se pulverizează sub presiune proprie. De aceea, în continuare prin EJECTOR vom înțelege **orice aparat cu jet care presupune interacțiunea a două fluide, indiferent de natura fluidelor**, iar prin INJECTOR vom înțelege **orice aparat care presupune existența unui singur fluid care se pulverizează sub presiune**.

După cum am menționat în introducere, această teză de doctorat își propune să studieze o formă geometrică nouă pentru acest tip de aparate, și anume o formă care să asigure curgerea radială a fluidelor prin aparat și despre care aproape că nu dispunem de date în literatura de specialitate. Toate ejectoarele care sunt utilizate în prezent în scopuri industriale prezintă variante ale aceleiași geometrii de bază care asigură o curgere axială a fluidelor prin aparat. De aceea, precizăm că în continuare, toate informațiile care vor fi prezentate în această lucrare se vor referi doar la ejectoarele axiale, dacă nu se menționează explicit că ne referim la un ejector radial.

Orice ejector prezintă mai multe *zone* distincte, în care au loc fenomene fizice diferite. Aceste zone sunt materializate prin următoarele piese componente ale ansamblului ejector:

a.) *ajutajul de lucru* destinat accelerării prin destindere a fluidului activ; în unele cazuri se pot folosi mai multe ajutaje alăturate (în general un grup de 3 ajutaje [73], dar putând fi chiar mai multe [75]). Mai rar se folosește un ajutaj de lucru inelar ca în [71], sau care devine inelar prin deplasarea unui ac obturator în interiorul părții convergente a ajutajului convergent divergent clasic ([73], [102]).

b.) *camera de aspirație* în care se găsește fluidul destinat antrenării: în mod normal această cameră nu este o parte componentă a ejectorului, decât prin racordul său care debrușează în camera de amestec.

c.) *camera de amestec* care are rolul de a asigura schimbul de impulsuri între fluide. Camerele de amestec se prezintă sub diferite forme, cele mai întâlnite fiind camerele cilindrice, sferice și cele tronconice. Acestea din urmă sunt materializate chiar în partea convergentă a ajutajului de comprimare, iar ajutajul de lucru poate pătrunde mai mult sau mai puțin în camera de amestec, respectiv în confuzorul ajutajului de comprimare. Forma camerei de amestec și poziția relativă a ajutajului de lucru față de această cameră determină viteza inițială a fluidului antrenat, care poate avea valori neglijabile, dar care uneori atinge valori de care trebuie să se țină seama la calculul ejectorului. Până în prezent nu dispunem de o metodă de calcul riguros analitică a camerelor de amestec, iar pentru determinarea formei optime a camerei și a poziției ajutajului de lucru în cameră au fost întreprinse cercetări experimentale, care vor fi prezentate ulterior [13], [73].

d.) *difuzorul* în care are loc transformarea energiei cinetice în energie potențială (de presiune), care de fapt este un ajutor Laval format dintr-un confuzor (partea convergentă), un gât (zona de secțiune minimă), și difuzorul propriuzis (zona divergentă).

În funcție de natura fluidelor, de starea lor de agregare și de parametri lor, aceste părți componente se prezintă sub diferite forme. Astfel, o diferență constructivă majoră există între ejectoarele care funcționează în regim subsonic și cele care funcționează în regim supersonic sau mixt. Ejectoarele care funcționează în regim subsonic (fig. 1.1.a, b) se caracterizează printr-un ajutor convergent ca ajutor de lucru, toate vitezele de-a lungul ejectorului fiind subsonice. Ejectorul cu viteze supersonice (fig. 1.1.c) are ca ajutor de lucru un ajutor convergent - divergent : între secțiunea minimă a ajutorului de lucru și secțiunea minimă a ajutorului Laval (difuzorul), vitezele sunt supersonice în orice punct. Ejectorul mixt, care are aceeași formă constructivă ca și cel supersonic, (fig. 1.1.c) dispune tot de un ajutor convergent - divergent ca ajutor de lucru, dar viteze supersonice nu atinge decât fluidul activ între secțiunea minimă și ieșirea din ajutorul de lucru; în secțiunea de ieșire, în urma amestecării fluidului activ cu fluidul antrenat, viteza amestecului scade la valori subsonice, cu care amestecul intră în difuzor. Ejectorul mixt nu se deosebește foarte mult de cel supersonic din punct de vedere constructiv sau al abordării teoretice.

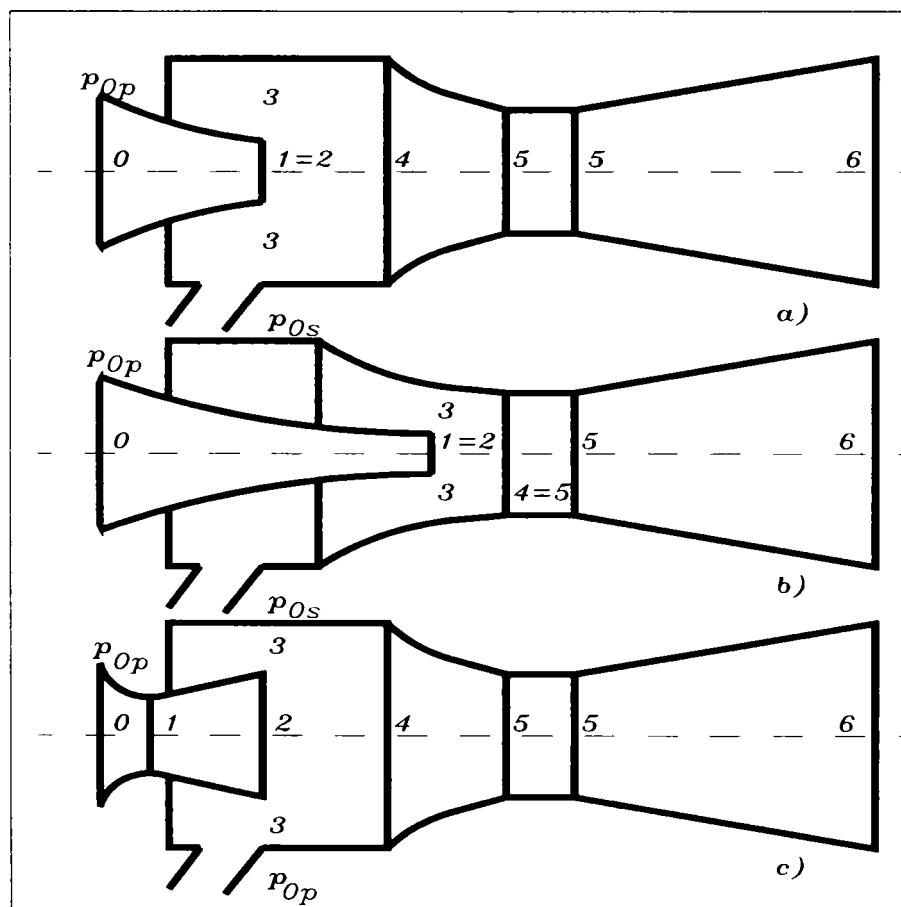


Fig. 1.1. Schițe ale principalelor tipuri de ejectoare

1.2. Domenii de utilizare pentru ejectoare

Pentru a putea alege în practică, pentru rezolvarea unei anumite probleme tehnice concrete, a unui ejector de un anumit tip în detrimentul altuia de alt tip, trebuie să cunoaștem în primul rând valoarea creșterii relative de presiune pe care dorim să o realizăm pentru fluidul antrenat. Dacă dorim să realizăm doar un transport al fluidului antrenat, respectiv o ușoară creștere a presiunii sale, vom alege un ejector cu viteze subsonice, care este

caracterizat prin pierderi energetice mai mici. Dacă dorim să realizăm un raport de compresie mai ridicat putem opta fie pentru un ejector cu viteze supersonice, care are pierderi energetice mai mari, în special la modificarea regimului nominal de funcționare, fie pentru o baterie de ejectoare subsonice înseriate, care realizează fiecare un raport de compresie mai mic decât ejectorul supersonic, având însă și pierderi energetice mai mici.

În practica industrială, ejectoarele se utilizează în diverse domenii, dintre care menționăm câteva:

- în energetică, pentru crearea și menținerea unei depresiuni înaintate în condensatoarele turbinelor cu abur, prin evacuarea aburului infiltrat prin neetanșeități cu ajutorul aburului preluat de la una din prizele turbinei [19], [33], [111], [114].

- în industriile care utilizează abur în procesele tehnologice, pentru recuperarea aburului deșeu cu ajutorul unei mici cantități de abur proaspăt; aburul rezultat va avea parametri medii și va putea fi utilizat în continuare în diverse scopuri [73], [130], [136].

- în industria chimică, pentru vehicularea și comprimarea diverselor substanțe care sunt mai dificil de antrenat cu mașini (pompe și compresoare) care au piese în mișcare [68], [78], [98], [105].

- în industria alimentară, în instalațiile de răcire a produselor vegetale pentru conservare, sau pentru transportul materialului granular (grăunțe, făină) [98], [108], [114].

- în industria siderurgică, în tehnica răcirii apei și a condiționării aerului în oțelării [98].

- în industriile extractivă, respectiv constructivă, pentru manipularea pulberilor (praf de carbune, ciment), dar și pentru condiționarea aerului din galerii [98].

- pentru mai multe ramuri industriale, dar în special pentru cea alimentară, ejectoarele sunt folosite ca părți componente a instalațiilor frigorifice cu ejecție de vapori, principiul de funcționare fiind explicat pe larg în diferite surse bibliografice [61], [79], [98], [102]. În [45], [48] este propus un nou tip de ejector, cu un rotor paletat cu rotire liberă care, prin ordonarea mișcării amestecului imediat după formare, se pare că asigură performanțe ceva mai bune decât ejectorul clasic.

- deși nu se constituie ca un aparat de sine stătător care să poată fi montat într-o instalație, noțiunea de ejector poate fi întâlnită la motoarele turbo sau statoractoare de aviație, și se referă fie la zona în care jetul de gaze arse aspiră aerul înconjurător pentru asigurarea fazei de postcombustie, fie la zona în care amestecul de gaze arse și aer aspiră combustibilul de postcombustie, fie la ambele zone luate împreună. Denumirea zonei respective a turboreactorului este de ejector de amestecare (*mixer – ejector*) și există o bogată literatură de specialitate în ceea ce privește geometria optimă a acestui dispozitiv, deoarece au fost întreprinse numeroase studii ([56], [65], [70], [90], [120], [125]) care au avut ca obiectiv fie îmbunătățirea randamentului, fie reducerea zgomotului produs de dispozitivul propriu-zis, sau de motor în ansamblu. Deși diferă constructiv de ejectoarele industriale, principiul de funcționare al ejectoarelor de amestecare din aviație este identic cu cel al ejectoarelor utilizate în diverse industrii menționate anterior, și studiile efectuate pentru ejectoarele din componența motoarelor de avion trebuie urmărite, deoarece orice îmbunătățire a acestora se poate eventual implementa ulterior la întreaga clasă de ejectoare industriale.

După cum am menționat, ceea ce restricționează răspândirea și mai puternică a ejectoarelor este tocmai eficiența energetică scăzută. De aceea trebuie să luăm în considerare faptul că o îmbunătățire substanțială a acestor performanțe prin optimizarea unor noi geometrii, cum este cazul și pentru varianta studiată în această teză, poate conduce la utilizarea în viitor a ejectoarelor în toate locurile în care în prezent se folosesc alte tipuri de compresoare, deocamdată mai eficiente din punct de vedere energetic.

Capitolul 2. Procese termodinamice care apar la funcționarea aparatelor cu jet

Rezumat: Acest capitol prezintă o sinteză a elementelor teoretice necesare abordării studiului ejectoarelor, începând cu elemente de termogazodinamică și continuând cu teoria transferului de impuls între două fluide și teoria jetului liber turbulent. Pornind de la această bază teoretică am prezentat diferite accepțiuni întâlnite în literatura de specialitate pentru partea de bilanț energetic al ejectoarelor, corelând diferitele notații folosite de diverși autori, în special în ceea ce privește noțiunea de randament al ejectorului. Tot în cadrul acestui capitol am prezentat și unele rezultate experimentale publicate de diverși autori, dar cu referire strictă asupra fenomenelor care au loc doar în anumite zone specifice ale ejectorului, rezultatele referitoare la performanțele ejectorului în ansamblu urmând a fi prezentate în capitolul următor.

2.1. Considerații teoretice despre curgerea fluidelor compresibile.

2.1.1. Curgerea prin ajutaje

Curgerea prin ajutaje este tratată în aproape toate cărțile de termotehnică, dar și în cărțile și culegerile de instalații termice industriale, la capitolul dedicat aparatelor cu jet. Pentru scrierea formulelor de bază de la curgerea fluidelor compresibile am corelat doar notațiile din mai multe surse bibliografice ([28], [33], [69], [83], [84], [107], [114]), care pot să difere de la o sursă la alta, mărimile care intervin fiind aceleași.

La destinderea adiabatică a unui gaz printr-un ajutoraj de la presiunea p_0 la presiunea p , în cazul în care viteza inițială w_0 a fluidului este nulă, în secțiunea unde presiunea are valoarea p vom obține o viteză:

$$w = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (1.1)$$

în care am notat cu k exponentul adiabatic al gazului, adică raportul între capacitățile calorice masice la presiune constantă și la volum constant ale gazului:

$$k = c_p / c_v \quad (1.2)$$

Dacă luăm în considerare o secțiune oarecare A, debitul masic G prin acea secțiune se poate calcula cu formula:

$$G = \frac{A \cdot w}{v} = A \cdot \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \cdot p_0 \cdot \frac{v_0^2}{v^2} \cdot \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (1.3)$$

care se poate scrie mai simplu, dacă ținem cont de ecuația adiabatei:

$$p v^k = p_0 v_0^k = \text{const.} \quad (1.4)$$

și dacă facem notația:

$$\psi = \sqrt{\frac{k}{k-1}} \cdot \sqrt{\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (1.5)$$

debitul G se va putea scrie:

$$G = A \psi (2p_0 v_0)^{1/2} \quad (1.6)$$

din care se vede că în condițiile în care mărimile inițiale rămân constante, debitul depinde doar de produsul $A \psi$. Dependența lui ψ de raportul de presiuni p/p_0 este evidențiată în fig. 1.2. pentru diverse valori ale exponentului adiabatic.

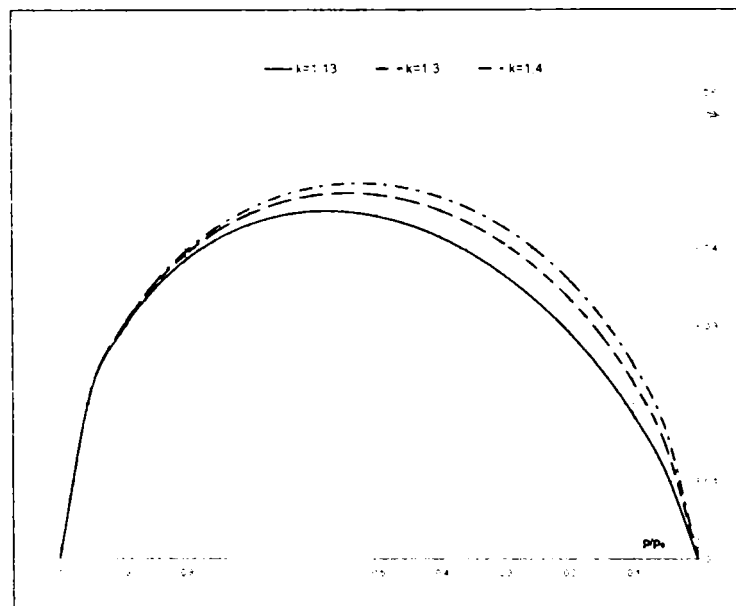


Fig. 1.2. Dependența lui ψ de raportul de presiuni p/p_0

a). ajutajul convergent

Pentru acest tip de ajutoraj, secțiunea de curgere descrește continuu, deci pentru a respecta ecuația de continuitate, ψ nu poate lua valori decât pe ramura din dreapta maximumului, a cărei valoare se obține punând condiția ca derivata $d\psi / d(p/p_0)$ să se anuleze. Acest lucru se întâmplă când raportul de presiuni ia valoarea ϵ_c , numită și valoare critică:

$$\frac{p}{p_0} = \varepsilon_c = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1.7)$$

iar valoarea maximă a lui ψ este:

$$\psi_{\max} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{k}{k+1}} \quad (1.8)$$

Deci pentru a obține ψ_{\max} într-un ajutoraj convergent trebuie ca presiunea p_e , din rezervorul unde debușează ajutorajul, să fie mai mică sau cel mult egală cu presiunea critică, definită prin:

$$p_c = \varepsilon_c p_0 \quad (1.9)$$

deoarece dacă $p_e > p_c$, atunci valoarea lui ψ va fi mai mică decât ψ_{\max} , deci și debitul va fi mai mic decât debitul maxim care ar putea trece prin ajutoraj, iar viteza se poate determina cu relația (1.1), jetul de gaz având aspectul din fig. 1.3a.

Dacă $p_e = p_c$, atunci în secțiunea de ieșire se atinge ψ_{\max} , iar viteza va avea valoarea critică, c_c , egală cu valoarea vitezei sunetului în fluidul de parametri critici p_c și v_c :

$$w = a_c = c_c = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} p_0 v_0} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} RT_0} \quad (1.10)$$

iar aspectul jetului, cilindric și uniform, se poate observa în fig. 1.3b.

Dacă $p_e < p_c$, gazul nu se va destinde în ajutoraj decât până la p_c , valoare pe care o atinge în secțiunea de ieșire, unde ψ devine ψ_{\max} iar viteza devine $w = a_c = c_c$, aspectul jetului fiind ca în fig. 1.3c, ceea ce înseamnă că destinderea de la p_c la p_e se face în afara ajutorajului prin pulsații (șocuri de presiune).

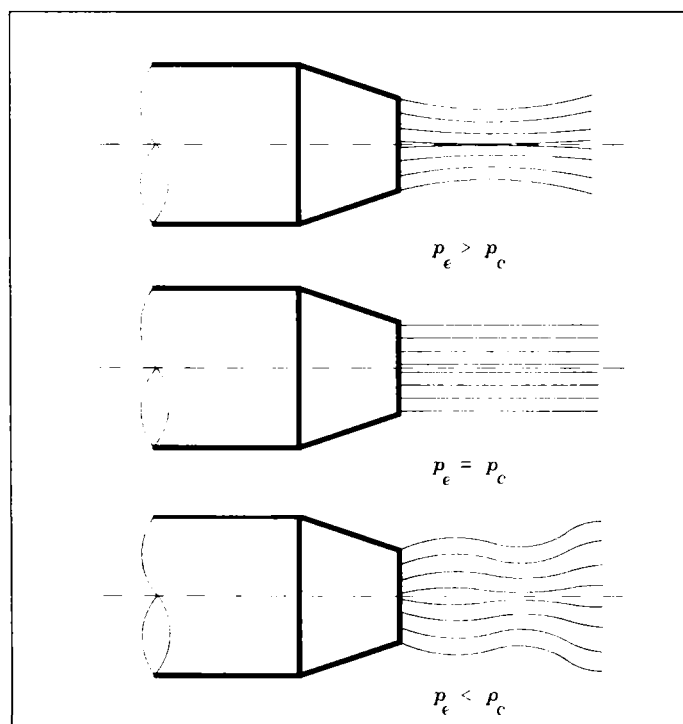


Fig. 1.3. Aspectul jetului de fluid la ieșirea din ajutorajul convergent

b). ajutorajul convergent - divergent

La acest tip de ajutoraj variația secțiunii A prezintă un minim, ceea ce ne permite să parcurgem și ramura dreaptă din diagrama din fig 1.2, iar în secțiunea finală a ajutorajului pot fi atinse presiuni mai mici decât p_c , teoretic chiar și $p = 0$, când ajutorajul debușează în vid; acest lucru înseamnă că ψ tinde spre 0, deci aria secțiunii de curgere la ieșire trebuie să tindă spre infinit, pentru a respecta ecuația continuității curgerii. Din (1.1) se observă că viteza maximă care poate fi atinsă în aceste condiții este:

$$w_{\max} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_0 v_0} = a \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} \quad (1.11)$$

Comportarea ajutorajului convergent - divergent se poate înțelege mai bine combinând următoarele trei ecuații, scrise sub formă diferențială [114]:

1. ecuația lui Bernoulli:

$$-\frac{dw}{v} = \frac{v}{w^2} dp \quad (1.12)$$

2. ecuația de continuitate:

$$\frac{dA}{A} + \frac{dw}{w} = \frac{dv}{v} \quad (1.13)$$

3. ecuația transformării adiabatice:

$$\frac{dp}{p} + k \frac{dv}{v} = 0 \quad (1.14)$$

Din (1.13) și (1.14) exprimăm dw/w , respectiv dv/v și înlocuind în (1.12) vom obține:

$$\frac{dA}{A} = \left(\frac{v}{w^2} - \frac{1}{kp} \right) dp = \frac{kp v - w^2}{kp w^2} dp \quad (1.15)$$

Această relație ne permite să determinăm dacă variația presiunii este proporțională sau invers proporțională cu variația secțiunii de curgere: presiunea scade odată cu creșterea ariei secțiunii, sau crește odată cu scăderea ariei secțiunii (fig.1.4d) numai dacă $w^2 > kp v$, sau cu alte cuvinte, numai dacă viteza fluidului este mai mare decât viteza locală a sunetului:

$$a = (kp v)^{1/2} = (kRT)^{1/2} \quad (1.16)$$

Dacă viteza gazului este subsonică ($w < a$), presiunea va crește la creșterea secțiunii și va scădea la scăderea secțiunii (fig. 1.4a)

La ajutorajul convergent - divergent se poate întâmpla ca în secțiunea minimă să se atingă viteza sunetului; în cazul unei curgeri adiabate, parametri atinși de gaz în secțiunea minimă fiind cei critici, vom avea $w = a_c$. În acest caz, dacă fluidul va intra în partea convergentă cu viteze subsonice, el se va putea destinde până la presiuni mult mai mici decât presiunea critică și va ieși cu viteze supersonice prin porțiunea divergentă (fig. 1.4b). Dacă fluidul intră în zona convergentă cu viteze supersonice, așa cum se întâmplă cu amestecul

format în camera de amestec a ejectoarelor supersonice, el va suferi o scădere a vitezei de-a lungul ajutorajului, atingând viteza sunetului în secțiunea minimă și coborând la viteze subsonice în porțiunea divergentă, unde are loc o comprimare a fluidului, așa cum se observă în fig. 1.4c

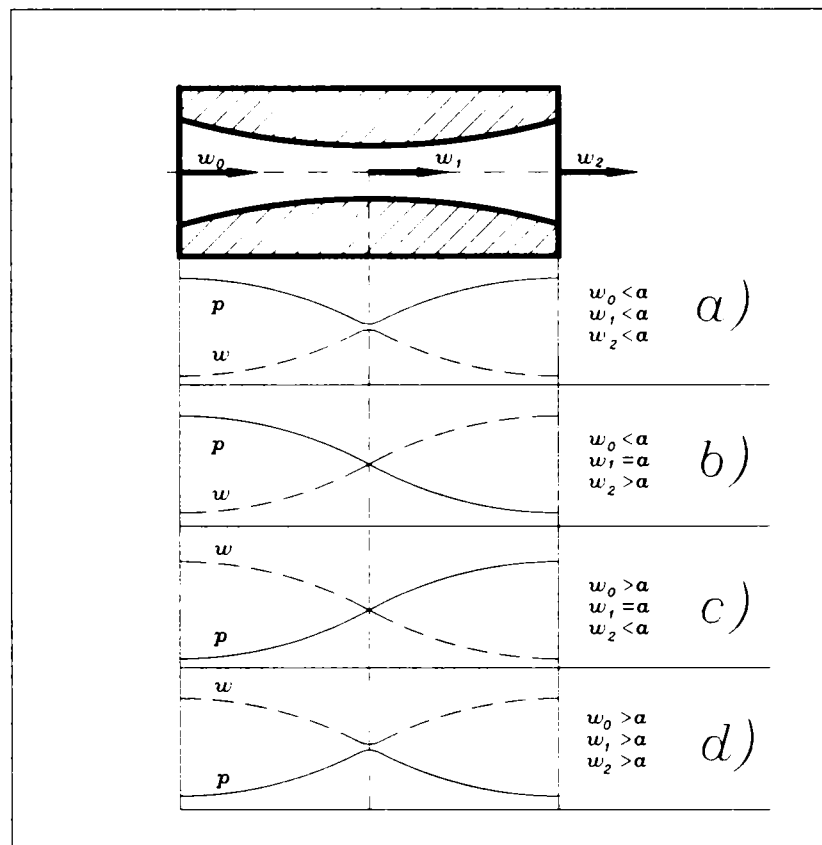


Fig. 1.4. Variația vitezei și presiunii printr-un ajutoraj convergent - divergent

2.1.2. Studiul curgerii gazelor cu ajutorul funcțiilor termodinamice

Această abordare a studiului curgerii fluidelor compresibile, care în final conduce la definirea funcțiilor gazodinamice se regăsește de asemenea în mai multe surse bibliografice: [28], [29], [30], [107], [128]. Pe baza acestei abordări au fost dezvoltate ulterior metode de calcul pentru ejectoarele axiale.

Starea unui fluid în mișcare poate fi definită prin valorile a trei mărimi: două mărimi care caracterizează starea termodinamică (de obicei presiunea p și temperatura T) și viteza fluidului w în raport cu un element de referință fix. S-a constatat că este mai util ca în calcule, în loc de viteza absolută a fluidului, să se folosească o mărime adimensională, adică să se folosească viteza fluidului raportată la altă mărime fizică cu dimensiuni de viteză.

Această mărime la care vom raporta viteza momentană a fluidului poate fi viteza locală a sunetului a , dată de relația (1.16) sau poate fi viteza sunetului la parametri critici, a_c , dată de relația (1.10), în care, pentru rigurozitate, putem înlocui parametri din secțiunea de intrare a ajutorajului, unde am presupus că viteza w este nulă, p_0 , v_0 , T_0 , cu parametri de stagnare, sau parametri frânați, p^* , v^* și T^* , care sunt de fapt parametri fluidului în stare de repaus. Se observă că viteza critică a sunetului, a_c , depinde numai de natura fluidului și de temperatura lui de stagnare, deci va avea o valoare constantă pentru orice vână de fluid care nu schimbă energie cu mediul exterior.

Raportând viteza fluidului la viteza locală a sunetului se obține criteriul de similitudine Mach:

$$M = w / a \quad (1.17)$$

iar prin raportarea vitezei fluidului la viteza critică a sunetului se obține criteriul λ , numit uneori și M_{cr} (Mach critic, [107]):

$$\lambda = M_{cr} = w / a_c \quad (1.18)$$

Dacă admitem că fluidul considerat este un gaz perfect, atunci exponentul adiabatic k , constanta gazului R , căldurile specifice la presiune și volum constant c_p și c_v , sunt toate constante, iar entalpia gazului este proporțională cu temperatura lui absolută:

$$i = c_p T \quad (1.19)$$

Putem calcula parametri momentani ai gazului în funcție de parametri de stagnare și numărul M sau λ , pentru o destindere adiabatică de la p^* la p , după cum urmează; viteza w este viteza din secțiunea unde presiunea este p , scăderea de entalpie de la i^* la i regăsindu-se în întregime ca energie cinetică, $w^2/2$.

$$M^2 = \frac{w^2}{a^2} = \frac{2(i^* - i)}{kRT} = \frac{2c_p(T^* - T)}{k(c_p - c_v)T} = \frac{2}{k-1} \cdot \frac{T^* - T}{T}$$

de unde:

$$T = T^* \cdot \frac{1}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \quad (1.20)$$

iar dacă ținem cont de ecuațiile adiabatei, vom avea:

$$\frac{T}{T^*} = \left(\frac{p}{p^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} \Rightarrow p = p^* \cdot \left(\frac{1}{1 + \frac{k-1}{2} M^2}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1.21)$$

$$\frac{p}{p^*} = \left(\frac{v^*}{v}\right)^k \Rightarrow v = v^* \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (1.22)$$

Parametri critici se obțin atunci când viteza curentului devine egală cu viteza sunetului în fluid, deci când $M = 1$. Înlocuind $M = 1$ în (1.20), (1.21) și (1.22) vom obține:

$$T_{cr} = T^* \cdot \frac{2}{k+1} \quad (1.23)$$

$$p_{cr} = p^* \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1.24)$$

$$v_{cr} = v^* \cdot \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (1.25)$$

Dacă dorim să exprimăm parametri termodinamici ai gazului într-o secțiune oarecare în funcție de parametri de stagnare și de numărul λ , vom obține niște relații asemănătoare cu relațiile (1.20), (1.21) și (1.22):

$$\lambda^2 = \frac{w^2}{a_c^2} = \frac{2(i^* - i)}{kRT_{cr}} = \frac{2c_p(T^* - T)}{k(c_p - c_v)T^*} = \frac{k+1}{k-1} \cdot \frac{T^* - T}{T^*}$$

de unde:

$$T = T^* \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right) \quad (1.26)$$

$$p = p^* \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1.27)$$

$$v = v^* \cdot \frac{1}{\left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}} \quad (1.28)$$

Din aceste relații se pot deduce și relațiile de legătură între M și λ . Ele se pot calcula una din cealaltă cu relațiile:

$$M^2 = \frac{\frac{2}{k+1} \lambda^2}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2} \quad (1.29)$$

$$\lambda^2 = \frac{\frac{k+1}{2} M^2}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \quad (1.30)$$

sau:

$$\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right) \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right) = 1 \quad (1.31)$$

Se observă că dacă M poate fi oricât de mare, λ are o valoare maximă:

$$\lambda_{\max} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} \quad (1.32)$$

Cu ajutorul relațiilor scrise până acum, putem defini următoarele funcții gazodinamice, de variabila M , sau de variabila λ :

În funcție de numărul M vom avea:

- funcția gazodinamică de temperatură, $\tau(M)$:

$$\frac{T}{T^*} = \tau(M) = \frac{1}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \quad (1.33)$$

- funcția gazodinamică de presiune, $\pi(M)$:

$$\frac{p}{p^*} = \pi(M) = \left(\frac{1}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1.34)$$

- funcția gazodinamică de densitate, $\varepsilon(M)$:

$$\frac{\rho}{\rho^*} = \varepsilon(M) = \frac{1}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}} \quad (1.35)$$

În funcție de numărul Mach critic, λ , vom avea:

- funcția gazodinamică de temperatură, $\tau(\lambda)$:

$$\frac{T}{T^*} = \tau(\lambda) = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \quad (1.36)$$

- funcția gazodinamică de presiune, $\pi(\lambda)$:

$$\frac{p}{p^*} = \pi(\lambda) = \tau(\lambda)^{\frac{k}{k-1}} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1.37)$$

- funcția gazodinamică de densitate, $\varepsilon(\lambda)$:

$$\frac{\rho}{\rho^*} = \varepsilon(\lambda) = \frac{\pi(\lambda)}{\tau(\lambda)} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (1.38)$$

Pentru calculul debitului se va defini funcția $q(M)$, respectiv $q(\lambda)$, care mai poartă numele de prima funcție gazodinamică a debitului, după cum urmează :

$$q(M) = \frac{\rho w}{(\rho w)_{cr}} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \cdot \frac{M}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \quad (1.39)$$

$$q(\lambda) = \frac{\rho w}{(\rho w)_{cr}} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \lambda \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (1.40)$$

cu ajutorul cărora putem calcula debitul masic în funcție de parametri de stagnare :

$$G = Y \cdot \frac{p^*}{\sqrt{T^*}} \cdot A \cdot q \quad (1.41)$$

în care q se poate exprima fie cu (1.39) fie cu (1.40), iar Y este o constantă a gazului și are valoarea:

$$Y = \sqrt{\frac{k}{R} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (1.42)$$

Dacă dorim să exprimăm debitul în funcție de presiunea statică locală, trebuie să definim o altă funcție gazodinamică de debit, $y(M)$, respectiv $y(\lambda)$, numită uneori și a doua funcție gazodinamică de debit:

$$y(M) = \frac{q(M)}{\pi(M)} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \cdot M \cdot \sqrt{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \quad (1.43)$$

$$y(\lambda) = \frac{q(\lambda)}{\pi(\lambda)} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \frac{\lambda}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2} \quad (1.44)$$

iar debitul se va calcula cu relația :

$$G = Y \cdot \frac{p}{\sqrt{T}} \cdot A \cdot y \quad (1.45)$$

Dacă nu dispunem decât de valorile presiunii statice și temperaturii locale, vom calcula debitul cu relațiile:

$$G = \sqrt{\frac{k}{R}} \cdot \frac{p}{\sqrt{T}} \cdot A \cdot M \quad (1.46)$$

$$G = \sqrt{\frac{2k}{(k+1)R}} \cdot \frac{p}{\sqrt{T}} \cdot A \cdot \frac{\lambda}{\sqrt{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2}} \quad (1.47)$$

Pentru calculul impulsului total al unui jet de gaz se poate utiliza una din cele trei funcții gazodinamice de impuls, z , f și r , definite după cum urmează :

$$z(M) = \sqrt{\frac{2}{k+1}} \cdot \frac{1+kM^2}{M \sqrt{1 + \frac{k-1}{2} M^2}} \quad (1.48)$$

$$z(\lambda) = \lambda + \frac{1}{\lambda} \quad (1.49)$$

$$f(M) = \frac{1+kM^2}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{k}{k-1}}} \quad (1.50)$$

$$f(\lambda) = (\lambda^2 + 1) \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (1.51)$$

$$r(M) = \frac{1}{1+kM^2} \quad (1.52)$$

$$r(\lambda) = \frac{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2}{\lambda^2 + 1} \quad (1.53)$$

Impulsul se poate scrie în funcție de a_c , sau de viteza locală a sunetului a :

$$Gw + Ap = [(k+1) \cdot 2k] G a_c z \quad (1.54)$$

$$Gw + Ap = G a (M + 1/kM) \quad (1.55)$$

Impulsul total în funcție de secțiune și de presiunea de stagnare:

$$Gw + Ap = p^* A f \quad (1.56)$$

Impulsul total în funcție de secțiune și de presiunea statică:

$$Gw + Ap = p A / r \quad (1.57)$$

Valorile acestor funcții gazodinamice se găsesc în tabele, în special cele care au ca variabilă numărul Mach critic, λ , care așa cum am menționat, nu poate depăși o anumită valoare maximă. Aceste funcții au valori diferite în funcție de valoarea exponentului adiabatic k . În partea finală a lucrării am prevăzut o serie de materiale, tabele și diagrame anexe, care vor fi utilizate la calcule și la care se vor face referiri pe parcursul lucrării. De aceea am decis să prezint ca anexe valorile acestor funcții având ca variabilă numărul λ , pentru $k = 1.13$ (abur saturat), $k = 1.3$ (abur supraîncălzit) și $k = 1.4$ (aer) în tabele tab. A1.1, tab. A1.2 și tab. A1.3. Curbele care rezultă prin reprezentarea grafică a datelor din tabele sunt evidențiate în diagramele din fig. A1.1, A1.2 și A1.3. În tabelul tab. A1.4 sunt prezentate valorile critice ale acestor funcții (atunci când $\lambda = 1$) în funcție de valoarea lui k . Aceste tabele, respectiv

diagrame sunt utile în cazul în care dorim să efectuăm calcule inginerești rapide, atunci când se studiază curgerea (adiabatică) a unui fluid, și de aceea ele pot fi utilizate la calculul ejectoarelor, după cum vom arata ulterior.

2.1.3. Elemente ale teoriei jetului liber turbulent

În studiul fenomenelor care au loc în ejectoare, procesele de schimb de impuls, difuzie, frecare, sau mai general, de amestecare a celor două fluide, care au loc în camera de amestec, sunt doar parțial cunoscute, din cauza complexității lor. În vederea prezentării ulterioare a studiilor și încercărilor experimentale care au avut ca obiectiv cunoașterea mai amănunțită a acestor fenomene, consider necesară prezentarea unor elemente ale teoriei jetului liber turbulent, care în literatura în limba română se găsesc în [28], [100] și [129].

Un jet liber este considerat un curent de fluid care debrușează cu o anumită viteză într-un alt mediu de fluid, considerat în stare de repaus; în unele cazuri poate fi socotit ca jet liber turbulent și jetul care debrușează într-o masă de fluid în mișcare, dar care are o viteză mult mai mică decât cea a fluidului care formează jetul. Pe suprafața de contact dintre cele două fluide, vitezele diferite ale particulelor dau naștere la instabilități care conduc la apariția unor vârtejuri, care se deplasează aleator, atât în sensul curgerii, cât și transversal pe direcția curgerii. Astfel se ajunge la un schimb de substanță între jetul propriuzis și materia fluidă în care debrușează. Moleculele fluidului aflat inițial în stare de repaus sunt absorbite în interiorul jetului și prin ciocnirea cu moleculele fluidului primar, primesc un anumit impuls și sunt antrenate îngroșând jetul de fluid în mișcare: jetul se îngroșă pe măsură ce ne îndepărtăm de orificiul prin care debrușează și datorită difuziei moleculelor de fluid principal printre moleculele de fluid secundar. Antrenarea moleculelor de fluid secundar contribuie la diminuarea energiei cinetice a acelor molecule care au participat direct la schimbul transversal de impuls, adică moleculele din jet care se găsesc la periferia jetului. Dacă presupunem că în secțiunea de intrare în masa de fluid secundar moleculele jetului prezintă o distribuție uniformă de viteze pe secțiune, iar distribuția de viteze a fluidului secundar este tot uniformă, viteza fiind doar mai mică sau chiar nulă, atunci în această secțiune avem un salt brusc (în ceea ce privește mărimea vitezei) la suprafața de separație între jet și fluidul secundar. Pe măsură ce ne îndepărtăm de această suprafață în direcția de curgere a jetului, saltul brusc devine o variație continuă a vitezei de la valoarea mică (sau nulă) în exteriorul jetului și valoarea maximă, pe care o ating moleculele din jet care nu au participat încă la schimbul de impulsuri cu moleculele fluidului secundar. Zona care prezintă distribuția variabilă dar continuă a vitezelor se numește *strat limită al jetului*, iar acest strat se îngroșă în direcția de curgere, până la uniformizarea câmpului de viteze, când practic jetul propriuzis dispare, fiind frânat de fluidul secundar.

Experimentele efectuate cu jeturi libere, axial simetrice, ne arată o bună asemănare geometrică a câmpurilor de viteză ale jeturilor de diferite dimensiuni. Acest lucru ne permite o analiză ([13], [28]) a jeturilor libere, axial simetrice, în coordonate polare adimensionale. Caracterul curgerii este subsonic, deoarece în cazul curgerii supersonice apar fenomene complexe care nu pot fi descrise de aceasta analiză.

În fig. 1.5 se disting două regiuni:

1. Regiunea inițială - este regiunea în care începe formarea stratului limită. Nucleul central al jetului este zona în care vitezele moleculelor sunt încă egale cu viteza din secțiunea de ieșire a ajutorului. Pe măsură ce stratul limită se îngroșă, nucleul jetului se subțiază și dispare în secțiunea de trecere.

2. Porțiunea de bază - este porțiunea în care stratul limită cuprinde întregul jet prin dispariția nucleului. Suprafețele de viteză relativă egală, unde prin viteză relativă înțelegem viteza punctuală raportată la viteza din axa jetului, sunt niște suprafețe de formă tronconică, vârful lor comun găsindu-se într-un punct numit polul jetului.

Geometria jetului se poate caracteriza prin:

a) Distanța dintre polul jetului și secțiunea de trecere

$$x_j = \alpha R_2 \quad (1.58)$$

în care R_2 este raza secțiunii de ieșire a ajutorajului, iar α este un parametru care are valoarea aproximativă $\alpha \cong 12$.

Lungimea porțiunii inițiale a jetului este:

$$\delta = (0.67 - a) R_2 \quad (1.59)$$

în care a este un parametru care depinde de uniformitatea câmpului de viteze în secțiunea de ieșire a ajutorajului, și anume $a = (0.066 \dots 0.076)$ pentru $(w_{2 \max} / w_{2 \text{ med}}) = (1 \dots 1.25)$

Între parametri a și α , care nu sunt independenți se poate scrie relația:

$$a \alpha \cong 0.96.$$

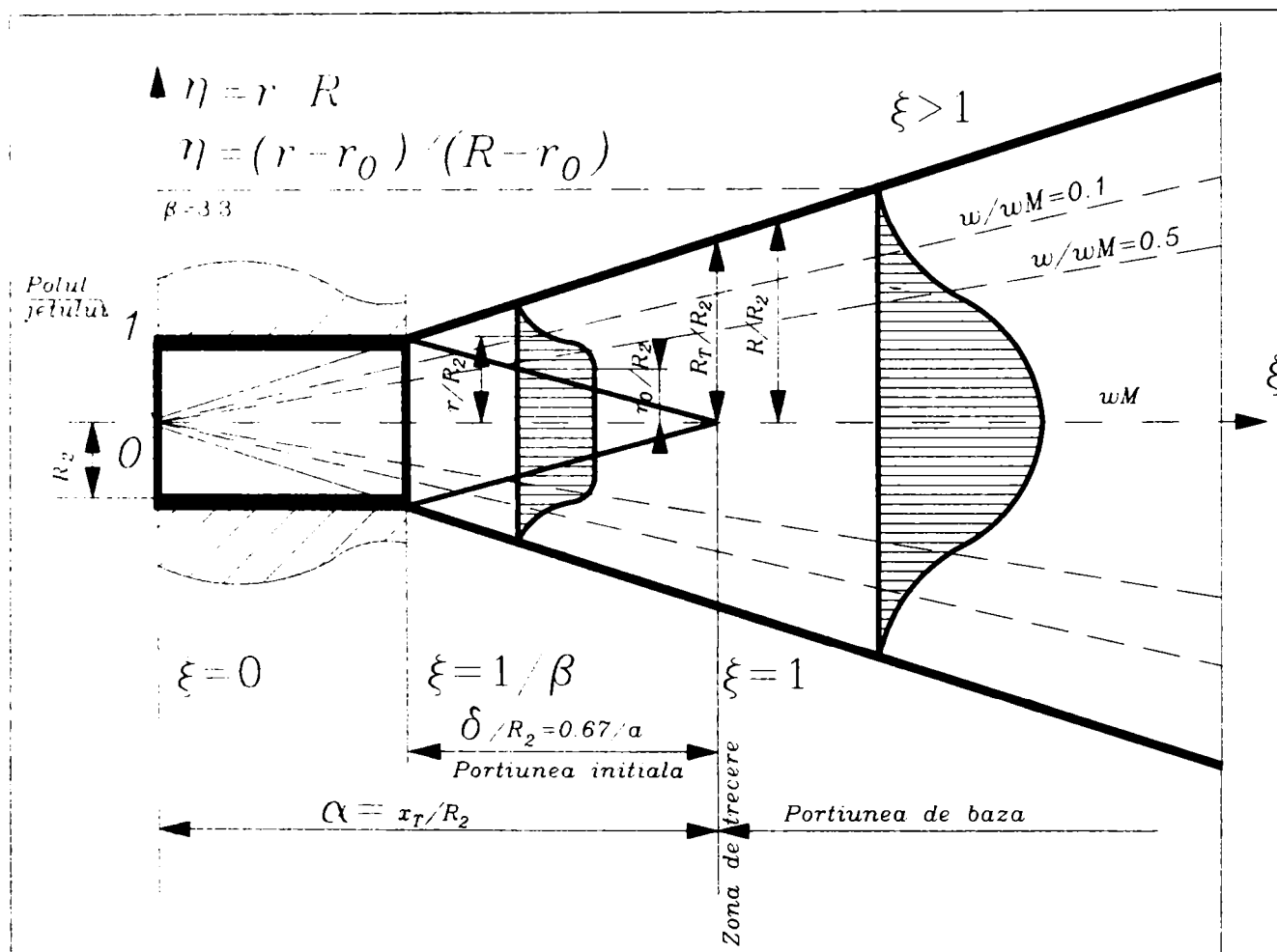


Fig. 1.5. Mărimile caracteristice ale jetului liber turbulent

b). Unghiul de evazare a jetului

Deoarece jetul nu este mărginit de o suprafață conică regulată, bine determinată, nu ne putem pronunța asupra evazării absolute a jetului (unghiul θ_0). În general, pentru unghiul de evazare folosim valori care corespund înclinării unor suprafețe (conice) de viteză relativă constantă și diferită de zero. De exemplu putem spune că: $\theta_{50} \cong 5^\circ$, respectiv $\theta_{10} = 9^\circ$, adică 5° este evazarea jetului considerând ca margine a lui suprafața pe care viteza moleculelor este

egală cu jumătate din viteza moleculelor din axul jetului, respectiv 9° pentru suprafața în care viteza este doar 10% din cea din axul jetului.

Evazarea jetului mai poate fi dată și ca raport între raza jetului în secțiunea de trecere R_1 și raza din secțiunea de ieșire a ajutorului:

$$\beta = R_1 / R_2 \quad (1.60)$$

Valoarea aproximativă a lui β este cam $\beta \approx 3.3$

Câmpul de viteze în stratul limită poate fi reprezentat introducând coordonatele adimensionale. Vom considera abscisa ξ :

$$\xi = x / \beta R_2 \quad (1.61)$$

Ordonata va avea pentru porțiunea de bază ($\xi > 1$) următoarea expresie:

$$\eta = r / R \quad (1.62)$$

în care r este valoarea razei la care se găsește punctul considerat, iar R este valoarea razei jetului la abscisa unde se găsește punctul considerat. Aceeași ordonată, scrisă pentru porțiunea inițială ($1/\beta \leq \xi \leq 1$) va avea expresia:

$$\eta = (r - r_0) / (R - r_0) \quad (1.63)$$

în care r_0 are expresia:

$$r_0 = [\beta R_2 (1 - \xi)] / (\beta - 1) \quad (1.64)$$

Într-adevăr, scriind proporțiile în triunghiurile dreptunghice asemenea care se formează, observăm că:

$$\frac{\delta_{\text{int}}}{x_j - \delta_{\text{int}}} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{1}{\beta}$$

iar expresia din membrul stâng este chiar valoarea minimă a abscisei pentru spațiul exterior ajutorului, deci la valori $\xi < 1/\beta$ ne găsim în interiorul ajutorului unde nu avem contact între fluide.

Din asemănarea triunghiurilor dreptunghice din partea dreaptă putem scrie relația:

$$\frac{r_0}{R_2} = \frac{\delta_0}{x_j - \delta_{\text{int}}} = \frac{1 - \xi}{1 - \frac{1}{\beta}}$$

din care am dedus rel. 1.64 pentru r_0 , care este raza nucleului jetului în secțiunea de abscisă ξ .

În ambele cazuri raza exterioară a jetului este:

$$R = R_2 \beta \xi \quad (1.65)$$

Pentru porțiunea de bază, câmpul de viteze se poate descrie cu funcția:

$$w = w_2 \times (1/\xi) \times f(\eta)$$

iar pentru porțiunea inițială vom avea funcția:

$$w = w_2 \quad \text{pentru } 0 \leq r \leq r_0 \quad (1.67')$$

$$w = w_2 \times (1 - \xi) \times f(\eta) \quad \text{pentru } r_0 \leq r \leq R \quad (1.67'')$$

relații în care am presupus că funcția de distribuție își păstrează forma în zona stratului limită. fapt care nu este strict confirmat de rezultatele experimentale, mai ales pentru abscise foarte apropiate de $1/\beta$, adică de ieșirea din ajutoraj.

Pentru jetul liber turbulent se pot stabili prin integrare pe întreaga secțiune a jetului niște funcții dependente de abscisa ξ și care vor fi utilizate ulterior în analiza fenomenelor:

- debitul:

$$Q(\xi) = \int_A (\rho w) dA \quad (1.68)$$

- impulsul:

$$I(\xi) = \int_A (\rho w^2) dA \quad (1.69)$$

- energia cinetică:

$$W(\xi) = (1/2) \int_A (\rho w^3) dA \quad (1.70)$$

pentru care vom face integrarea [28] pornind de la funcția generică :

$$N(\xi) = \int_A (\rho w^n) dA \quad (1.71)$$

iar dacă notăm:

$$N_2 = \pi \rho w_2^2 R_2^2 \quad (1.72)$$

vom găsi pentru porțiunea inițială:

$$N(\xi) = N_2 \cdot \left(\frac{\beta}{\beta - 1} \right)^2 \cdot \left[(1 - \xi)^2 + 2(1 - \xi)(\xi\beta - 1) \cdot \int_0^1 f''(\eta) d\eta + 2(\xi\beta - 1)^2 \int_0^1 \eta \cdot f''(\eta) d\eta \right] \quad (1.73)$$

respectiv pentru porțiunea de bază:

$$N(\xi) = N_2 \cdot \xi^{2-n} \cdot 2\beta^2 \cdot \int_0^1 \eta f''(\eta) d\eta \quad (1.74)$$

Dacă în relația 1.74 aplicăm legea conservării impulsului ($n = 2$), atunci pentru orice abscisă vom avea același impuls total, egal cu impulsul în secțiunea 2, $I(\xi) = I_2$, de unde putem calcula evazarea β a jetului cu relația:

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{2 \int_0^1 \eta f''^2(\eta) d\eta}} \quad (1.75)$$

Pentru porțiunea inițială aceeași lege ne conduce la condiția suplimentară pentru funcția de distribuție a vitezelor:

$$\sqrt{2 \int_0^1 \eta f^2(\eta) d\eta} = \int_0^1 f^2(\eta) d\eta \quad (1.76)$$

După stabilirea acestei relații nu ne rămâne decât să determinăm expresia funcției f de distribuție a vitezei. Au fost propuse forme **sinusoidale**, respectiv **parabolice** pentru aceasta distribuție, dar rezultatele experimentale indică faptul că alura reală a curbei de distribuție se găsește undeva **între sinusoidă și parabolă**. Aceste probleme particulare vor fi analizate în subcapitolul rezervat studiilor și cercetărilor experimentale efectuate până în prezent.

2.2. Bilanțul energetic al ejectoarelor și mărimi caracteristice

Definirea mărimilor caracteristice și scrierea bilanțului energetic pentru ejectoarele axiale sunt chestiuni care se regăsesc în multe surse bibliografice disponibile în limba română, în special cărți, tratate, cursuri universitare. Misiunea acestui subcapitol este aceea de a corobora accepțiunile și notațiile folosite în diverse surse, urmând a stabili un tip de notație care se va păstra de-a lungul lucrării, fiind extins cu corespondențele de rigoare și la ejectoarele radiale.

Relațiile de bază pentru ejectoare pot fi găsite în cărți și cursuri generale de termotehnică, cum sunt [69], [84], [94] sau [115], neexistând diferențe semnificative între aceste surse în ceea ce privește concepția sau notația. Aceeași problemă, dar mai aprofundată se găsește în capitolele dedicate ejectoarelor din diverse cărți de instalații termice industriale, cum sunt [28], [29], [114], [128]. O apariție mai recentă, [17], sistematizează relațiile publicate anterior în [29] și [128], oferind metode moderne de calcul pentru toate tipurile de aparate cu jet, metode în care se poate face apel la funcțiile termodinamice menționate anterior. În fine, ejectoarele sunt studiate și în surse care se ocupă cu dinamica gazelor în general ([30], [83], [107]), sau în capitole vaste din cărți care abordează fie condensatoarele turbinelor cu abur [20], fie diferite metode de comprimare [73], diferențele față de sursele anterior citate fiind de amănunt și nu de fond.

Pentru a prezenta mărimile caracteristice ale ejectoarelor și a analiza ce se înțelege prin bilanțul energetic am ales notații apropiate de cele folosite în [114], deoarece sunt mai explicite în ceea ce privește secțiunea sau fluidul la care se referă. Tratatul problematicii ejectoarelor este mai intuitiv și mai ușor de asimilat decât abordarea din [17] sau [128], care este mai modernă, mai utilă pentru calcule rapide, dar care propune relații mai complicate, mai dificil de dedus și de utilizat direct, exemplificarea fiind oferită în capitolul dedicat metodelor de calcul.

În fig. 1.6 este prezentat un ejector supersonic pentru care sunt notate cu cifre de la 0 la 6 secțiunile de curgere semnificative pentru studiul transformărilor termodinamice prin acest aparat. În cazul ejectorului subsonic secțiunea minimă a ajutorului de lucru (secțiunea 1) va fi și secțiunea finală (secțiunea 2), ceea ce înseamnă că $A_1 \equiv A_2$. Celelalte secțiuni sunt:

- Secțiunea 0 - secțiunea de intrare a fluidului primar în ajutorul de destindere
- Secțiunea 3 - secțiunea (inelară) de intrare a fluidului secundar în zona de amestec
- Secțiunea 4 - secțiunea de intrare a amestecului în confuzorul difuzorului
- Secțiunea 5 - secțiunea minimă a ajutorului convergent - divergent, de compresiune
- Secțiunea 6 - secțiunea de ieșire a amestecului din difuzor

Pentru mărimile termice și calorice de stare (p , T , v , i , u), pentru ariile secțiunilor transversale (A), pentru debite (G) și pentru viteze (w) vom utiliza indicii corespunzători secțiunilor la care aceștia se referă: în plus, fluidul primar (sau activ) va primi indicele "p", fluidul secundar (sau antrenat) va primi indicele "s", iar amestecul format nu va avea un alt indice suplimentar. Mărimile care se referă la fluidul secundar aflat în rezervorul de unde este aspirat vor avea indicele de secțiune tot 0, ca la fluidul primar. Deci, deși i_{0p} și i_{0s} nu se referă la aceeași secțiune 0, preferăm această notație pentru a pune în evidență că ambele mărimi sunt mărimi de stagnare, fluidele fiind în stare de repaus.

Dacă studiem transformările termodinamice care au loc într-un ejector, și considerăm că fluidele de lucru sunt gaze perfecte, iar transformările care au loc se petrec atât fără pierderi exterioare, cât și fără pierderi interioare, adică adiabat - izentropic, atunci putem reprezenta aceste transformări în diagrama i - s așa ca în fig. 1.7. De menționat că în această reprezentare, viteza fluidului secundar la intrarea în camera de amestec este neglijabilă, deci entalpia cu care intră acesta în camera de amestec este practic entalpia lui de stagnare i_{0s} ; de asemenea, în acest caz, presiunea din camera de amestec este $p_2 = p_{0s}$.

Fluidul primar intră în aparat prin secțiunea 0, cu entalpia i_{0p} și se destinde izentropic până la presiunea p_2 din camera de amestec, presupusă constantă. El va părăsi ajutorul de lucru cu viteza $w_{2(p)}$, entalpia sa devenind $i_{2(p)}$. Fluidul secundar umple camera de amestec, mărimea energetică caracteristică fiind entalpia $i_3 = i_{0s}$, care este de fapt entalpia de stagnare a fluidului secundar, *atât timp cât considerăm că $w_{3(s)} = 0$* . Între cele două fluide are loc o interacțiune reciprocă, fluidul primar cedând o parte din energia lui cinetică fluidului secundar pe care îl antrenează prin frecare și schimb de impuls înspre intrarea în confuzorul ajutorului de compresiune. La intrarea în ajutorul de compresiune se presupune că cele două fluide s-au amestecat complet și că vitezele au o distribuție uniformă pe secțiunea 4. Amestecul se găsește în punctul 4t de pe diagramă și are entalpia corespunzătoare i_{4t} , iar entropia lui se determină făcând ipoteza că entropia amestecului rezultat, $(G \times s_{4t})$, este egală cu suma dintre entropia fluidului primar, $(G_p \times s_{2t})$, și entropia fluidului secundar, $(G_s \times s_3)$.

Deoarece rostul acestui aparat este de a livra fluidul secundar la o presiune mai mare decât cea din camera de unde a fost aspirat, presiunea p_6 , (în acest caz p_{6t}) din secțiunea A_6 , de ieșire din ejector trebuie să fie mai mare decât p_2 . Ajutorul care poate realiza această comprimare este fie un ajutor divergent, pentru ejectoarele subsonice sau mixte, fie ajutorul convergent - divergent pentru cele supersonice, care are secțiunea de intrare A_4 , secțiunea minimă A_5 și secțiunea de ieșire A_6 . Pentru un ejector cu viteze supersonice, presiunea p_5 , care se stabilește în zona gâtului ajutorului, este mai mare decât p_2 , presiunea din camera de amestec: amestecul de fluide este parțial frânat până la viteza critică, deci $w_{5t} = a_5$, care este viteza sunetului corespunzătoare parametrilor fluidului în secțiunea 5. În continuare, în zona divergentă, viteza amestecului va scădea și mai mult în domeniul subsonic, odata cu creșterea presiunii de ieșire, p_{6t} , mulți autori considerând viteza w_{6t} ca fiind neglijabilă, în practică ea având valoarea minimă care se poate atinge pentru valori neprohibitivă ale lungimii difuzorului, ținând cont că unghiul de evazare nu trebuie să depășească o anumită valoare, pentru a evita desprinderea curentului de pe pereții difuzorului. Ajutorul de compresiune, pentru ejectoarele supersonice, lucrează deci în regim critic.

Pentru un ejector mixt sau subsonic, amestecul ajunge în secțiunea 4 cu o viteză mai mică decât viteza locală a sunetului. În consecință, zona convergentă a ajutorului de compresie va conduce la o destindere-suplimentară a amestecului. Amestecul va fi accelerat, dar nu va atinge viteza critică, iar după ce trece de secțiunea minimă, în care se stabilește o presiune $p_{5t} < p_2$, el va fi frânat până la viteze neglijabile, presiunea sa crescând pînă la p_6 . În aceste cazuri, zona convergentă a ajutorului de ieșire **ar putea foarte bine să lipsească**, destinderea suplimentară și recomprimarea amestecului în amonte, respectiv aval de gâtul ajutorului nefiind transformări utile; în cazul ejectoarelor reale acest fenomen provoacă pierderi energetice suplimentare, specifice curgerii oricărui gaz real prin conducte și canale. Totuși,

deși din punct de vedere teoretic ar fi mai favorabilă montarea directă a unui ajutoraj pur divergent, în practică toate ejectoarele folosite au ca ajutoraj de compresie un ajutoraj convergent - divergent. Acest lucru se explică prin faptul că, deși aparent nefolositoare la ejectoarele subsonice sau mixte, porțiunile convergente de la ieșirea din camera de amestec au rolul de a direcționa jetul de fluid spre difuzor și de evita pierderile prin șoc care ar apărea dacă jetul ar lovi direct în peretele în care s-ar practica secțiunea minimă de intrare în ajutorajul divergent.

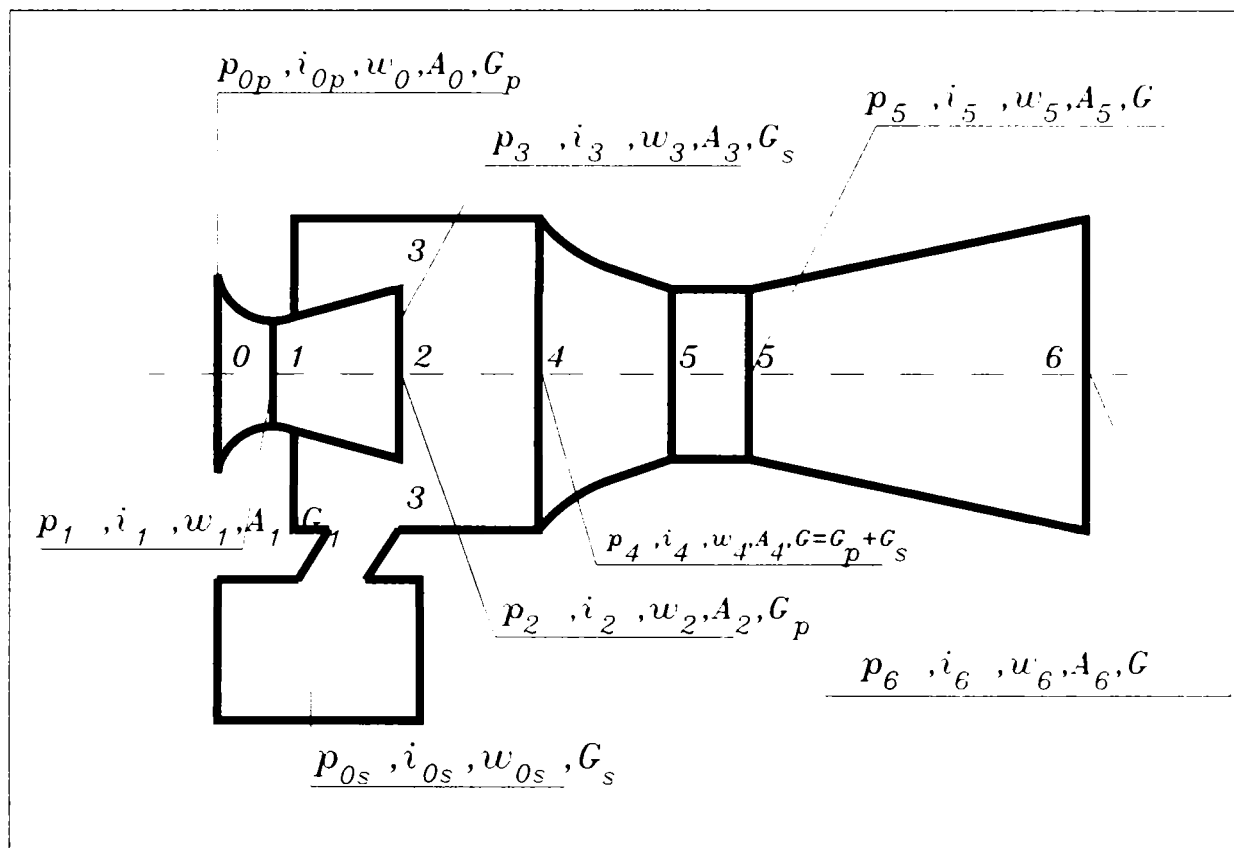


Fig. 1.6. Mărimile termice și calorice de stare, ariile și debitele corespunzătoare secțiunilor de interes, pentru un ejector axial

În diagrama i-s din fig. 1.7 este reprezentată doar starea finală (punctul 6t), în care amestecul va avea entalpia i_{6t} la presiunea teoretică p_{6t} . Ori pentru un ejector ideal se poate scrie relația de bilanț energetic:

$$G_p i_{0p} + G_s i_{0s} = G i_{6t} \quad (i_{0s} = i_3) \quad (1.77)$$

iar dacă introducem mărimea:

$$u = G_s / G_p \quad (1.78)$$

care poartă numele de *coeficient de ejecție*, fiind o mărime importantă în studiul perfecționii ejectorului, relația (1.77) se va putea scrie:

$$i_{0p} + u i_{0s} = (1 + u) i_{6t} \quad (i_{0s} = i_3) \quad (1.77')$$

Analizând relația (1.77') se observă că pentru stări termodinamice date ale celor două fluide, la ejectorul ideal, entalpia amestecului depinde doar de coeficientul de ejecție, sau mai bine zis, coeficientul de ejecție care se realizează depinde de entalpia finală a amestecului, care depinde la rândul ei de presiunea de ieșire a amestecului, notată p_{6t} , pentru a pune în

În continuare vom încerca să stabilim o alta expresie pentru $u_i(p_{6t})$, care ne va fi mai utilă pentru analiza ulterioară a performanțelor ejectorului. Pentru aceasta vom proceda astfel:

Considerăm o amestecare fără pierderi, conform celor spuse anterior despre poziția punctului 4t, vom avea:

$$G_p s_{2t} + G_s s_3 = G s_{4t} \quad (1.80)$$

din care obținem:

$$u_i(p_{6t}) = \frac{G_s}{G_p} = \frac{s_{4t} - s_{2t}}{s_3 - s_{4t}} \quad (1.81)$$

Dacă studiem fig. 1.7 observăm că triunghiurile dreptunghice 0-P-6t și 3-S-6t sunt triunghiuri asemenea, având două perechi de laturi proporționale (plus unghiul drept). În aceste triunghiuri punctul P este punctul de intersecție a izentalpei i_{6t} cu izentropa s_{2t} , iar punctul S este punctul de intersecție al aceleiași izentalpe i_{6t} cu izentropa s_3 . Faptul că punctele P, 6t și S se găsesc pe aceeași izentalpă ne conduce la concluzia că și punctele 0, 6t și 3 se găsesc pe o dreaptă. În cazul în care putem aprecia izobarele p_{6t} și p_2 ca fiind *echidistante* (*cvasiparalele*) în intervalul de interes (segmentul 6pt-6t paralel cu segmentul 4t-3), atunci și triunghiurile 0-6pt-6t și 6t-4t-3 sunt asemenea în același raport de proporționalitate, deci putem scrie:

$$u_i(p_{6t}) = \frac{G_s}{G_p} = \frac{i_{0p} - i_{6pt}}{i_{6t} - i_{4t}} \quad (1.82)$$

adică o expresie pentru coeficientul ideal de ejecție, în căderi de entalpie, când presiunea de ieșire este p_{6t} .

Pentru un ejector real, care funcționează cu fluide reale, pierderile externe pot fi pe mai departe neglijate din cauza suprafețelor mici de schimb de căldură cu mediul, respectiv a izolației care poate proteja ejectorul de schimbul de căldură prin convecție și radiație atunci când fluidul de lucru are temperatură relativ ridicată, de câteva sute de grade. În acest caz transformările care au loc sunt transformări adiabactice, iar prin construcția aparatului, nu se cedează mediului energie nici sub formă de lucru mecanic. Faptul că utilizăm gaze reale, datorită frecărilor interne care apar la curgerea fluidelor vâscoase, face ca aceste transformări să nu mai fie și izentropice, deci toate curgerile vor fi însoțite de pierderi energetice, care în final vor conduce la o creștere a entalpiei fluidului, oricare ar fi secțiunea luată în considerare ($i_n > i_{nt}$, $n = 1...6$).

Dacă analizăm aceeași diagramă i-s din fig. 1.7, vom remarca faptul că la ieșirea din ajutoraj de destindere, fluidul primar se va găsi în punctul 2, caracterizat tot de presiunea p_2 , dar de entalpia i_2 . Fluidul secundar se găsește în camera de amestec la aceeași presiune p_2 și entalpie $i_3 = i_{0s}$, ca și în cazul fluidelor perfecte. Atât faptul că entropia punctului 2, (s_2), este mai mare decât a punctului 2t, (s_{2t}), cât mai ales faptul că procesul de redistribuire a energiei cinetice în camera de amestec va avea loc între două fluide reale, (ceea ce înseamnă ca entropia amestecului va fi mai mare decât suma entropiilor inițiale ale fluidelor componente), conduc în acest caz o creștere suplimentară a entropiei amestecului până la valoarea ($G \times s_4$), care va fi mai mare decât ($G \times s_{4t}$), rezultată din însumarea entropiilor inițiale ale fluidelor care compun amestecul. Asta face ca și entalpia punctului 4 să fie mai mare decât cea a punctului 4t ($i_4 > i_{4t}$), deși presiunea din secțiunea 4 este aceeași, $p_4 \cong p_2$, o eventuală scădere datorându-se căderilor de presiune din camera de amestec, care în realitate sunt foarte mici. Din diagrama i-s schițată în fig. 1.7 putem observa că în cazul unei comprimări izentropice în

ajutajul de comprimare, pornind din noul punct 4 și până la presiunea teoretică p_{6t} , entalpia finală ar atinge o valoare mai mare decât i_{6t} , iar dacă am considera comprimarea - așa cum este în realitate, adică neizentropică - valoarea entalpiei finale ar fi încă și mai mare. Or acest lucru nu este posibil, dacă presupunem că bilanțul energetic din relația 1.77 se păstrează, decât în cazurile în care fie dispunem de un debit mai mare de agent primar, fie vom antrena mai puțin fluid secundar (în condițiile în care i_{0p} și i_{0s} rămân aceleași), în ambele variante fiind vorba de fapt de o micșorare a coeficientului de ejecție u , care în acest caz va fi mai mic decât u_1 . Deci dacă nu se schimbă debitele - $u = u_1(p_{6t})$ - și entalpiile fluidelor care se amestecă, din bilanțul energetic (1.77) vom deduce că mărimea i_{6t} este valoarea maximă a entalpiei amestecului rezultat, indiferent de perfecțiunea transformărilor termodinamice care au loc în ejector și, în consecință, $i_{6t} = i_6$, în care i_6 este entalpia cu care amestecul iese dintr-un ejector cu fluide reale. Acest lucru înseamnă că dacă am avea un ejector real care să aibă în componența sa un difuzor ideal, fără pierderi, tot nu am putea atinge la ieșire presiunea teoretică p_{6t} . În cazul în care numai difuzorul ar funcționa fără pierderi energetice presiunea maximă teoretică ce s-ar putea obține ar fi p_6' , corespunzătoare punctului $6t'$, determinat de izentalpa $i_{6t} = i_6$ și compresiunea izentropică 4 - $6t'$.

Difuzorul însă nu poate asigura o compresiune izentropică și de aceea în realitate nu se poate obține nici măcar această presiune p_6' , ci doar o presiune mai mică p_6 . Izobara p_6 și izentalpa i_6 determină punctul care reprezintă starea amestecului la ieșirea din ejectorul real. Ori dacă am comprima izentropic amestecul într-un ajutoraj de compresie ideal, din starea dată de punctul 4 până la presiunea reală, p_6 , am ajunge în punctul $6t''$, în care entalpia amestecului are valoarea i''_{6t} . Dacă ne imaginăm acum un ejector ideal pentru care amestecul este refulat la presiunea p_6 și entalpia i''_{6t} și vom rescrie relația de bilanț (1.77) ținând cont că $i''_{6t} < i_{6t} = i_6$, atunci din relația (1.79) rescrisă cu i''_{6t} vom obține o valoare mai mare pentru coeficientul ideal de ejecție corespunzător presiunii p_6 decât valoarea aceluiași parametru corespunzător presiunii p_{6t} . Dacă vom considera că în ejectorul imaginat amestecul fluidelor se face fără creșterea entropiei, atunci vom putea scrie:

$$G_p s_{2t} + G_s s_3 = G s_4 \quad (1.80')$$

din care obținem:

$$u_1(p_6) = \frac{G_s}{G_p} = \frac{s_4 - s_{2t}}{s_3 - s_4} \quad (1.81')$$

Putem construi și pentru acest punct două triunghiuri dreptunghice asemenea, (pe care nu le-am mai reprezentat pe diagramă pentru a nu aglomera și mai mult figura) și urmărind același raționament vom concluziona că punctele 0, $6t''$ și 3 sunt de asemenea coliniare, ceea ce ne permite să scriem din asemanarea triunghiurilor 0- $6t''$ -3 și $6t''$ -4-3, știind că raportul de asemanare este raportul înălțimilor dat de (1.81'):

$$u_1(p_6) = \frac{G_s}{G_p} = \frac{i_{0p} - i''_{6t}}{i''_{6t} - i_4} = \frac{h_{0t} - h_1}{h_1} \quad (1.82')$$

adică o expresie pentru coeficientul ideal de ejecție, în căderi de entalpie, când presiunea de ieșire este p_6 .

În cazul unui ejector real, punctul 4 nu se găsește însă acolo unde este reprezentat pe diagramă, ci mai la dreapta, datorită pierderilor care au loc în camera de amestec, care provoacă creșterea entropiei amestecului, iar comprimarea izentropică din acest punct 4 real (nereprezentat) ne va conduce la o entalpie mai mare decât i''_{6t} ; dacă și pierderile din ajutorajul

de comprimare se păstrează. amestecul va avea la ieșire o entalpie mai mare decât i_6 și, în consecință, coeficientul real de eiecție u va fi mai mic decât coeficientul ideal $u_i(p_6)$, deoarece o entalpie a amestecului mai mare înseamnă fie un debit mai mare de agent primar, fie un debit mai mic de fluid secundar (în condițiile în care i_{0p} și i_{0s} rămân aceleași). În condițiile în care entalpia finală este chiar i_6 , coeficientul de eiecție realizat efectiv va fi $u = u_i(p_{6t}) < u_i(p_6)$.

Tocmai acest raport între coeficientul de eiecție efectiv realizat într-un ejector real și coeficientul ideal de eiecție este un indicator al gradului de perfecțiune al unui ejector, sau cu alte cuvinte: dacă vom compara două ejectoare, unul ideal și unul real, cel real va realiza un coeficient de eiecție mai mic - în cazul în care cele două ejectoare refulează la aceeași presiune -, sau o presiune de refulare mai mică - în cazul în care cele două ejectoare lucrează cu același coeficient de eiecție.

După analiza transformărilor termodinamice din ejector, se pune problema analizării performanțelor ejectorului. În literatură de specialitate se găsesc definite o serie de mărimi, care, în funcție de autor, poartă numele de *randament*, *eficiență* sau *indice de calitate*. Toate aceste mărimi sunt de fapt rapoarte între diverse mărimi energetice caracteristice fenomenelor care au loc în ejector. Știind că definiția generică a oricărui randament este de fapt raportul dintre energia utilă și energia consumată în vederea producerii celei utile, vom analiza pe rând sursele gasite în literatura de specialitate și vom aprecia gradul de adecvare a fiecăreia în caracterizarea performanțelor ejectorului. Pentru a nu complica datele problemei am adaptat notațiile utilizate de diverși autori și am rescris formulele propuse de aceștia, cu ajutorul notațiilor din fig. 1.7, care se regăsește cu diverse notații și cu mici deosebiri în mai toate sursele studiate, în esență fiind vorba de descrierea aceluiași fenomen în diagrama i - s . În final am identificat trei propuneri diferite de caracterizare a performanțelor unui ejector:

Prima variantă consideră ca energie utilă creșterea de entalpie a debitului de fluid secundar, G_s , de la entalpia punctului 4, unde presiunea este $p_2 = p_3 = p_4$ până la entalpia corespunzătoare punctului 6 $''$, unde presiunea este p_6 , adică entalpia înmagazinată în fluidul secundar la o compresiune izentropică între presiunea din camera de aspirație (în acest caz și de amestec) și presiunea reală p_6 la care este refulat amestecul, adică acea presiune pentru care pierderile energetice care ar apărea dacă compresiunea nu ar fi izentropică, transformate din nou în caldură și reabsorbite de amestec ar face ca entalpia acestuia să atingă valoarea $i_6 = i_{6t}$. Energia consumată pentru acest efect util este considerată ca fiind echivalentă cu lucrul mecanic obținut printr-o destindere izentropică de la i_{0p} la i_{6pt}'' a unui debit G_p de fluid primar. Expresia matematică este:

$$\eta_{0(i)} = \frac{G_s(i_{6t}'' - i_4)}{G_p(i_{0p} - i_{6pt}''')} \cong u \frac{i_{6pt}'' - i_{2t}}{i_{0p} - i_{6pt}''} = u \frac{i_{6pt}'' - i_{2t}}{(i_{0p} - i_{2t}) - (i_{6pt}'' - i_{2t})} = u \frac{h_1}{h_{0t} - h_1} \quad (1.83)$$

iar ejectorul poate fi echivalat cu schemele din fig. 1.8a sau 1.8b. În fig. 1.8a lucrul mecanic este produs de o turbină în care se destinde un debit G_p de fluid activ până la presiunea p_6 , iar lucrul mecanic este consumat pentru comprimarea unui debit G_s de fluid secundar de la $p_3 = p_2 = p_{0s}$ până la presiunea p_6 , fluidele amestecându-se la această presiune. În fig. 1.8b fluidul primar se destinde izentropic până la presiunea $p_2 < p_6$, iar lucrul mecanic suplimentar obținut este integral utilizat pentru recomprimarea fluidului primar până la presiunea p_6 și nu este considerat ca lucru mecanic utilizabil, după cum nici lucrul mecanic înglobat în fluidul primar la recomprimarea lui nu este considerat ca fiind o energie utilă. Turbinele și compresoarele fiind considerate mașini cu funcționare ideală, fără pierderi, cele două scheme pot fi considerate echivalente. Se observă că formula anterioară se poate scrie pe scurt, comparând fracția din ultimul membru al egalităților succesive din 1.83 cu relația 1.82':

$$\eta_{0(1)} = u \cdot u_i(p_6) = u_i(p_6) / u_i(p_6) \quad (1.84)$$

deoarece am presupus că entalpia efectivă a amestecului pentru refularea la p_6 este aceeași cu entalpia pentru refularea la presiunea teoretică p_{6t} , ($i_{6t} = i_6$).

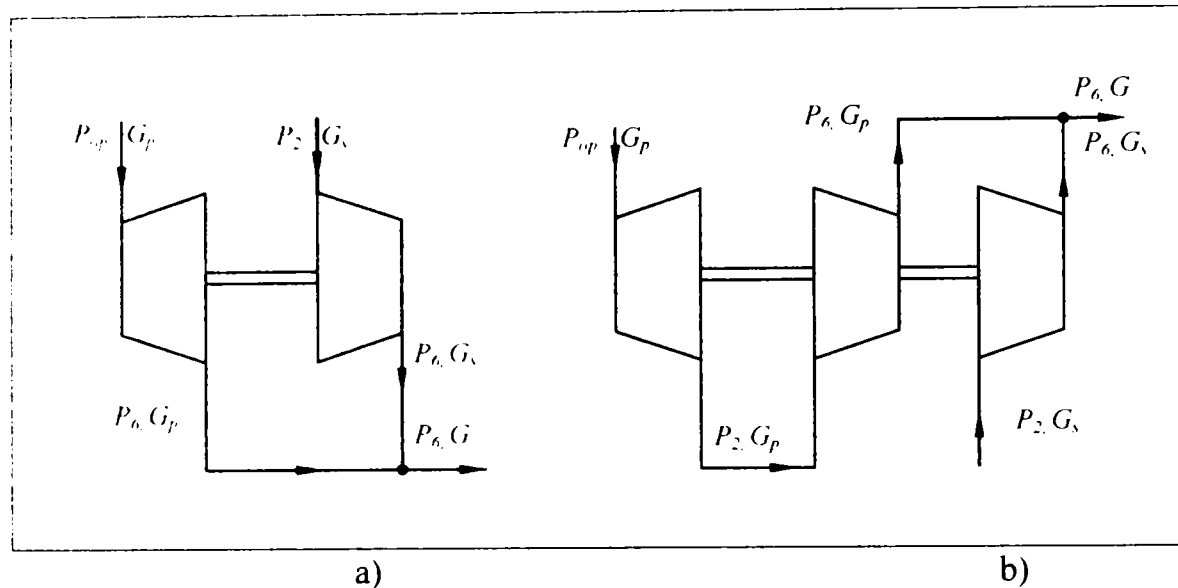


Fig. 1.8. Scheme tip turbină - compresor, echivalente cu un ejector pentru evaluarea lui $\eta_{0(1)}$

Într-adevăr, în relația 1.83 debitele care apar sunt debitele reale ale fluidelor. Gradul de perfecțiune al aparatului este indicat tocmai de raportul dintre gradul de ejecție real și cel ideal, care s-ar obține fără pierderi. La limită, pe măsură ce pierderile scad, p_6 se apropie de p_{6t} și deci $u = u_i(p_{6t})$ se apropie de $u_i(p_6)$ și $\eta_{0(1)}$ tinde spre valoarea 1. În continuare prin u_i vom înțelege $u_i(p_6)$, iar prin u vom înțelege $u_i(p_{6t})$.

Acest indicator, $\eta_{0(1)}$ mai poate fi întâlnit [28] sub denumirea de cifra de calitate.

A doua accepțiune care apare în literatura de specialitate pentru a caracteriza gradul de perfecțiune al unui ejector, consideră utilă aceeași compresiune izentropică ca la punctul precedent, aplicată însă atât fluidului secundar, cât și celui primar. Energia consumată este cea a unei destinderi izentropice a debitului de fluid primar până la presiunea din camera de amestec.

$$\eta_{0(11)} = \frac{(G_p + G_s)(i_{6t} - i_4)}{G_p(i_{0p} - i_{2t})} = (1 + u) \frac{i_{6pt} - i_{2t}}{i_{0p} - i_{2t}} = (1 + u) \frac{h_1}{h_{0t}} = \frac{1 + u}{1 + u_t} \quad (1.85)$$

Energia înglobată în recomprimarea fluidului primar nu este însă o energie utilă în cele mai multe cazuri. Schema echivalentă din fig. 1.9 se aseamănă foarte mult cu cea din 1.8b, dar acum fluidele se amestecă înainte de intrarea în compresor, iar energia înglobată în fluidul activ la recomprimare este considerată ca energie utilă iar lucrul mecanic disponibil spre consumare este și el mai mare prin destinderea suplimentară a fluidului primar. De aici decurge o consecință care ne indică faptul că această accepțiune nu este prea indicată pentru a fi numită "randament" deoarece atunci când $u = 0$, deci când nu avem practic nici un debit de fluid secundar, $\eta_{0(11)} \neq 0$. Totuși, în unele cazuri, în special la recuperarea aburului deșeu, când întreg debitul G de amestec rezultat la parametri medii poate fi utilizat în continuare, acest indicator poate fi utilizat cu sensul de randament, pentru valori ale lui u suficient de îndepărtate de 0. Termenul u are aceeași accepțiune ca în cazul precedent, adică raportul între debitele reale de fluid. Pentru funcționarea în condiții care se apropie tot mai mult de cele

ideale. fără pierderi. acest indicator, ca orice randament, se apropie de valoarea 1. Indicatorul $\eta_{0(II)}$ mai poate fi întâlnit [29],[128] sub denumirea de grad de eficiență.

A treia accepțiune pentru "randament" consideră ca energie utilă cea definită la primul indicator ($\eta_{0(I)}$), iar ca energie consumată cea definită la al doilea indicator ($\eta_{0(II)}$). Deci:

$$\eta_{0(III)} = \frac{G_s(i_{6t}'' - i_4)}{G_p(i_{0p} - i_{2t})} = u \frac{i_{6pt}'' - i_{2t}}{i_{0p} - i_{2t}} = u \frac{h_1}{h_{0t}} = \frac{u}{1 + u_t} \quad (1.86)$$

Deși de cele mai multe ori energia înglobată în fluidul primar prin recomprimare nu mai poate fi utilizată, iar destinderea lui se face efectiv de la p_0 la p_2 , dacă privim schema echivalentă din fig. 1.10, observăm că lucrul mecanic produs în turbină este mai mare decât cel consumat în compresorul utilizat pentru fluidul secundar, iar diferența dintre ele este de fapt o pierdere, deoarece nu interesează recomprimarea fluidului primar, care nu este luată în calcul la scrierea lui $\eta_{0(III)}$. Nici acest indicator nu este prea indicat spre a fi folosit sub denumirea de randament, deoarece deși ia valoarea 0 când debitul real de fluid secundar este nul, la funcționarea ideală, fără pierderi, când $u \rightarrow u_t$, acest indicator rămâne subunitar.

Dintre acești trei indicatori, cel mai susceptibil de a fi denumit "randamentul ejectorului" este $\eta_{0(I)}$, care furnizează valori intermediare, mai mari decât $\eta_{0(III)}$, dar mai mici decât $\eta_{0(II)}$. Deoarece coeficientul real de ejeție depinde de pierderile energetice din ajutorul de lucru, din camera de amestec și de pierderile din ajutorul convergent - divergent de comprimare, se mai poate scrie:

$$\eta_0 = \eta_A \eta_{CA} \eta_D \quad (1.87)$$

în care am notat:

- η_A - randamentul ajutorului de lucru
- η_{CA} - randamentul camerei de amestec
- η_D - randamentul difuzorului.

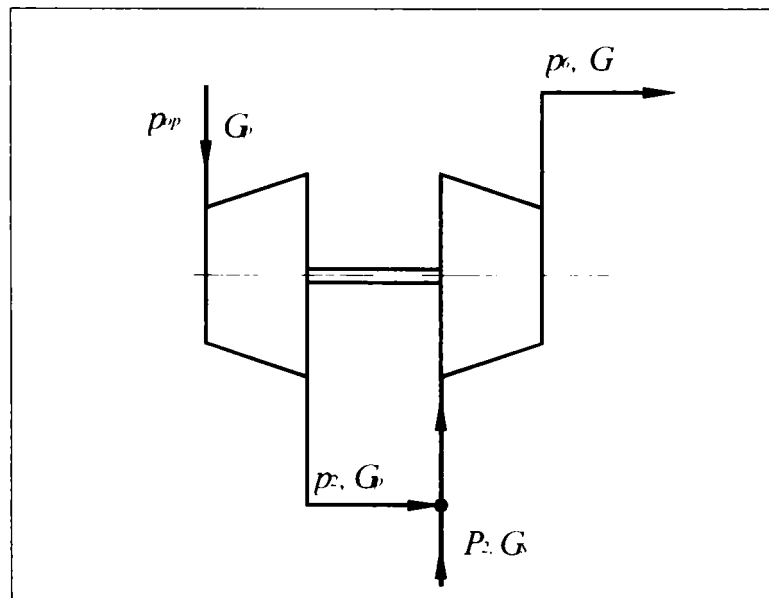


Fig. 1.9. Schema tip turbină-compresor, echivalentă cu aparatul cu jet, pt. evaluarea lui $\eta_{0(II)}$

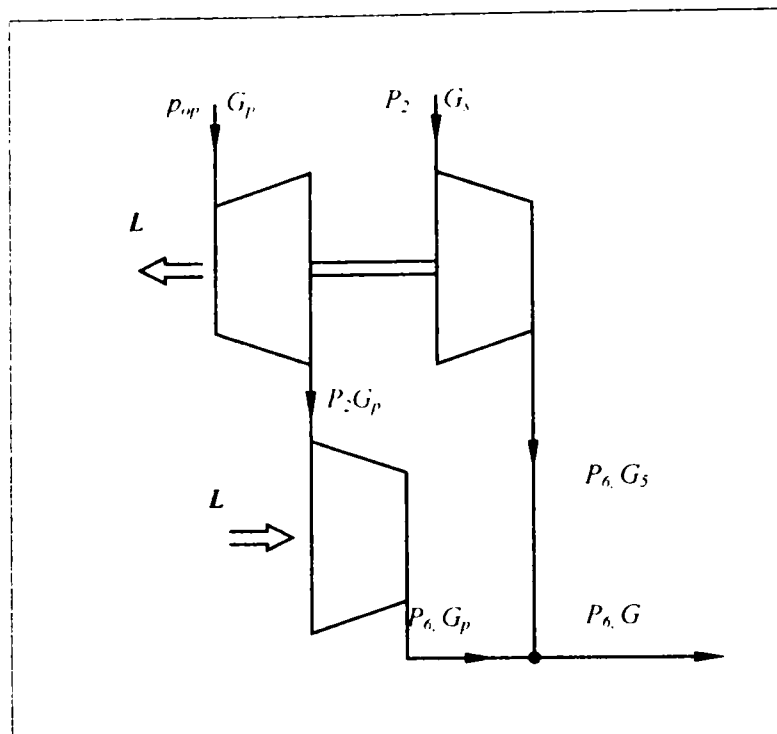


Fig. 1.10. Schema tip turbină-compresor, echivalenta cu aparatul cu jet, pt. evaluarea lui $\eta_{0(III)}$

Aceste randamente iau în considerare diferite tipuri de pierderi energetice, puse în evidență de diverși cercetători. Deoarece cercetările experimentale au avut și au ca obiectiv tocmai determinarea acestor randamente, și în consecință a gradului de perfecțiune al ejectorului, aceste randamente vor fi definite în partea dedicată prezentării rezultatelor disponibile în literatura de specialitate.

2.3. Studii și cercetări experimentale asupra proceselor termodinamice care au loc în ejectoarele care funcționează cu gaze reale.

Principalele surse bibliografice utilizate la redactarea acestui subcapitol sunt lucrările [13] și [73], care citează lucrări mai vechi. Cercetările recente asupra ejectoarelor axiale propriuzise sunt rare, optimizările acestor aparate fiind realizate încă din prima jumătate a secolului XX. Am putut utiliza studii mai recente în ceea ce privește fenomenele ce au loc în ajutorul de lucru sau cel de comprimare, urmărind rezultatele obținute în aviație, la optimizarea ajutorajelor de reacțiune. Tot aceste studii mai recente urmăresc fenomene complexe cum ar fi cele specifice jeturilor turbulente, dinamica vârtejurilor inelare sau apariția undelor de expansiune sau de șoc la ieșirea din ajutoraj. Amestecarea jetului de gaze arse care iese din motorul de avion cu aerul atmosferic e asemănător cu fenomenul de formare a amestecului în camera de amestec a ejectoarelor. De aceea am păstrat structura expunerii întâlnită în aceste lucrările [13] și [73], și anume o analiză separată a fenomenelor termodinamice care au loc în diferitele organe ale unui ejector, deoarece permite comparația cu fenomene similare în principiu, dar care apar la alte utilizări tehnice (de ex. aviație). Analiza este efectuată cu evidențierea valorilor experimentale pentru diferite mărimi caracteristice care au fost urmărite în aceste studii și menționarea condițiilor în care au fost obținute aceste rezultate. Aceste fenomene, care vor fi analizate separat și succesiv sunt:

1. Destinderea fluidului primar în ajutorul de lucru
2. Amestecarea celor două fluide în camera de amestec a ejectorului
3. Compresiunea amestecului în difuzor

În final am analizat corelațiile între aceste fenomene prin prezentarea rezultatelor experimentale obținute de diverși cercetători în ceea ce privește pierderile totale de energie și randamentul real al ejectoarelor, completate cu rezultate noi, acolo unde au fost disponibile.

Acolo unde a fost cazul am procedat la o aprofundare a considerațiilor teoretice din subcapitolele 2.1 și 2.2, pentru a putea introduce (defini) diverși parametri măsurabili, care în final ne vor ajuta să ne putem pronunța asupra performanțelor globale ale aparatului.

2.3.1. Destinderea fluidului primar în ajutorul de lucru

În cazul trecerii fluidului primar de la presiunea p_{0p} la presiunea p_2 din camera de amestec, prin ajutorul de lucru, procesul care are loc este o destindere adiabatică, fără schimb de lucru mecanic cu exteriorul. Energia de care dispune gazul în secțiunea 0, ținând cont că am presupus că în această secțiune viteza este $w_{0p} = 0$, este de fapt entalpia sa, adică i_{0p} . Prin destindere, o parte din energia sa se transformă în energie cinetică, entalpia **reală** a fluidului în secțiunea de ieșire a ajutorului de lucru fiind i_2 . Aceasta entalpie este cu puțin mai mare decât entalpia i_{2t} , care este entalpia minimă la care ar putea ajunge fluidul de lucru dacă destinderea ar fi și izentropică. În realitate, în timpul cugerii apar fenomene complexe de frecare între straturile vecine de fluid (frecări interne) și fenomene de frecare între fluid și pereții ajutorului. Învingerea acestor forțe de frecare care apar se face pe seama consumării unui lucru mecanic de frecare, preluat tot din energia (entalpia) disponibilă a fluidului. În final, lucrul mecanic de frecare se transformă în căldură, care este absorbită de fluid, entalpia sa finală fiind mai mare decât entalpia i_{2t} , din cazul unei curgeri fără frecări. În consecință, energia cinetică pe care o va avea fluidul la ieșirea din ajutorul de lucru va fi mai mică decât energia cinetică pe care ar dobândi-o fluidul la o destindere izentropică. Putem scrie:

$$i_{0p} - i_{2t} = w_{2t}^2 / 2 \quad (1.88)$$

$$i_{0p} - i_2 = w_2^2 / 2 \quad (1.89)$$

Prin scăderea celor două relații obținem ([13], [73]):

$$\Delta E_{cuj} = (i_{0p} - i_{2t}) - (i_{0p} - i_2) = i_2 - i_{2t} = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = (1 - \varphi_{aj}^2) \cdot \frac{w_{2t}^2}{2} \quad (1.90)$$

în care am introdus **coeficientul de viteză al ajutorului de lucru**, φ_{aj} :

$$\varphi_{aj} = w_2 / w_{2t} \quad (1.91)$$

iar w_{2t} este calculată cu formula (1.1), în care am adaptat notațiile la cele utilizate în subcapitolul 2.2. Coeficientul de viteză depinde de mai mulți factori, a căror influență este greu de modelat matematic, și de aceea el nu poate fi determinat pe cale teoretică, ci doar pe cale experimentală. Dintre factorii mai importanți (vezi [13], [80], [113]) putem menționa:

1. Geometria ajutorului, care include:

- forma secțiunii canalului de curgere și a secțiunii de ieșire din ajutoraj (cilindrică, dreptunghiulară cu diferite rapoarte între latura mică și latura mare, inelară, etc).
- forma canalului de curgere pe direcția curgerii (dreaptă - la ejectoare, curbă -

la ajutajele turbinelor).

- panta unghiului de convergență (la ajutajele convergente) sau panta de convergență și mai ales panta de divergență (la ajutajele convergent - divergente de la ejectoarele supersonice), care pot conduce, atunci când au valori prea mari, la șocuri (la convergență) sau desprinderi (la divergență), ale curentului de fluid, care micșorează acest coeficient de viteză.

2. Rugozitatea suprafețelor canalului de curgere: cu cât suprafețele sunt mai fin prelucrate, cu atât coeficientul de viteză va avea valori mai apropiate de unitate. Dacă rugozitatea suprafețelor se micșorează sub o anumită valoare, pierderile datorate rugozității (frecări externe) devin mici în comparație cu cele provocate de vâscozitatea proprie a fluidului (pierderi interne). În prezent ajutajele ejectoarelor se confecționează cu o finete de prelucrare suficientă, astfel că o reducere suplimentară a rugozității nu mai influențează valoarea coeficientului de viteză.

3. Viteza de curgere: mărimea absolută a vitezei de curgere influențează coeficientul de viteză în așa fel încât pentru viteze absolute de curgere tot mai mari vom avea coeficienți de viteză tot mai mici. Acest lucru se explică prin faptul că forțele de frecare care apar sunt proporționale cu vitezele relative ale particulelor care se freacă (fluid - fluid sau fluid - perete). La curgerea supersonică pot apare pierderi energetice suplimentare, însemnate ca valoare, mai ales în cazul în care regimul de funcționare este diferit de cel pentru care a fost dimensionat ajutajul.

În general în literatura de specialitate [13],[73],[128] valorile acceptate pentru φ_{aj} sunt cuprinse între **0.92 și 0.95**, determinate experimental pentru diverse ajutaje și pentru diverse regimuri de curgere. Datorită faptului că micșorarea vitezei față de viteza unei curgeri izentropice se datorează în special frecărilor interne, deci caracterului de **gaz real** al fluidului, nu prea dispunem de mijloace tehnice pentru a îmbunătăți semnificativ valoarea acestui coeficient de viteză, ci doar de a-l menține în limitele citate prin alegerea corespunzătoare a tuturor factorilor care-l influențează și care au fost menționați anterior.

În ipoteza unei repartiții uniforme a vitezelor în secțiunea de ieșire a ajutajelor, putem stabili o legătură între coeficientul de viteză al ajutajului și coeficientul de pierderi energetice [33], ξ_{aj} - definit ca:

$$\xi_{aj} = \frac{\Delta E_{cu}}{(i_{0p} - i_{2t})} \quad (1.92)$$

de unde, ținând cont și de (1.90), obținem:

$$\xi_{aj} = 1 - \varphi_{aj}^2 \quad (1.93)$$

Ieșirea din ajutajul de lucru, deși se apropie mai mult decât alte secțiuni caracteristice ale ejectorului de o repartiție uniformă a vitezelor pe secțiune, prezintă totuși un anumit grad de neuniformitate. Repartiția reală a vitezelor (pentru un ajutaj cu secțiune circulară) după [13] este uniformă într-o zonă circulară concentrică cu secțiunea de ieșire și foarte apropiată ca mărime de aceasta, și parabolică într-o zonă inelară în apropierea conturului secțiunii de ieșire, așa cum se vede în fig. 1.11.

Din ecuația continuității curgerii, putem calcula debitul de fluid primar:

$$G_p = \int_{A_2} (\rho_r w_{2r}) dA_2$$

în care ρ_r , w_{2r} sunt densitatea, respectiv viteza în punctul r din interiorul ariei secțiunii de

ieșire A_2 .

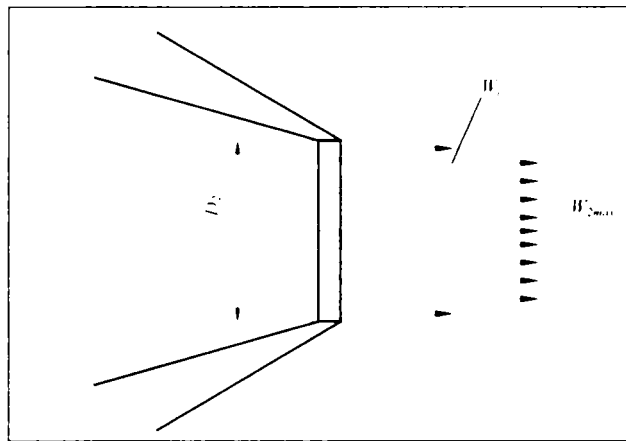


Fig. 1.11. Repartiția reală a vitezelor pentru un ajutoraj cu secțiune circulară

Dacă presupunem că densitatea este aceeași în oricare punct al secțiunii $\rho_r = \text{const} = \rho$, putem defini prima viteză medie, sau viteza medie a continuității curgerii:

$$w_{2m.G} = \left[\int_{A_2} w_{2r} dA_2 \right] / A_2 \quad (1.94)$$

adică viteza medie care asigură trecerea aceleiași debit prin secțiunea A_2 ca și în cazul real al distribuției neuniforme. Dacă în axa curenților de fluid primar se atinge viteza maximă w_{2max} , care este mai ușor de măsurat, deoarece tubul Pitot - Prandtl este mai ușor de poziționat în axa curenților decât în zonele apropiate de contur, putem lega prima viteză medie de aceasta viteză maxima cu relația:

$$w_{2m.G} = k_{2G} w_{2max} \quad (1.95)$$

cu care debitul devine:

$$G_p = \rho A_2 (k_{2G} w_{2max}) \quad (1.96)$$

Valoarea lui k_{2G} este variabilă și depinde de numărul Reynolds, așa cum se observă în tab.1.1 (după [13]). În același tabel sunt redată valorile coeficienților k_{2I} și k_{2E} , care leagă viteza maximă din axa secțiunii de ieșire, cu a doua, respectiv a treia viteză medie, definite după cum urmează, indicele 2 precizând că aceste mărimi sunt definite pentru secțiunea "2", de ieșire din ajutoraj.

A doua viteză medie este viteza uniform repartizată pe secțiune a unui curent de fluid care are aceeași cantitate de mișcare (același impuls) ca și curentul real, în care distribuția vitezelor este neuniformă:

$$I_p = \int_{A_2} (\rho_r w_{2r}^2) dA_2 = (\rho A_2 w_{2m.G}) w_{2m.I}$$

din care deducem expresia vitezei medii a impulsului:

$$w_{2m.I} = \left[\int_{A_2} w_{2r}^2 dA_2 \right] / \left[\int_{A_2} w_{2r} dA_2 \right] \quad (1.97)$$

iar prin introducerea coeficientului celei de-a doua viteze medii:

$$w_{2m,l} = k_{2l} w_{2max} \quad (1.98)$$

impulsul poate fi scris în funcție de viteza maximă astfel:

$$I_p = \rho A_2 (k_{2G} w_{2max})(k_{2l} w_{2max}) = \rho A_2 k_{2G} k_{2l} w_{2max}^2 \quad (1.99)$$

A treia viteză medie este viteza uniform repartizată pe secțiune a unui curent de fluid care are aceeași energie cinetică ca și curentul real, în care distribuția vitezelor este neuniformă:

$$E_p = (1/2) \int_{A_2} (\rho w_{2r}^3) dA_2 = (1/2) (\rho A_2 w_{2m,G}) w_{2m,E}^2 = (1/2) [(\rho A_2 w_{2m,G}) w_{2m,l}] w_{2m,E}$$

din care deducem expresia vitezei medii a energiei:

$$w_{2m,E} = \left\{ \left[\int_{A_2} w_{2r}^3 dA_2 \right] / \left[\int_{A_2} w_{2r} dA_2 \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (1.100)$$

iar prin introducerea coeficientului celei de-a treia viteze medii obținem:

$$w_{2m,E} = k_{2E} w_{2max} \quad (1.201)$$

iar energia cinetică poate fi scrisă în funcție de viteza maximă astfel:

$$E_p = (1/2) \rho A_2 (k_{2G} w_{2max})(k_{2l} w_{2max})(k_{2E} w_{2max}) = (1/2) \rho A_2 k_{2G} k_{2l} k_{2E} w_{2max}^3 \quad (1.102)$$

Tab. 1.1 Coeficienții vitezelor medii în funcție de numărul Re

Re	2300	5 10 ³	10 10 ³	20 10 ³	50 10 ³	80 10 ³	10 10 ⁴	3 10 ⁵	5 10 ⁵	10 ⁶	2 10 ⁶	5 10 ⁶
k_{2G}	0.731	0.805	0.810	0.833	0.839	0.841	0.863	0.872	0.884	0.894	0.899	0.900
k_{2l}	0.788	0.837	0.840	0.845	0.858	0.860	0.865	0.880	0.885	0.896	0.904	0.910
k_{2E}	0.825	0.860	0.861	0.866	0.875	0.879	0.880	0.892	0.900	0.906	0.911	0.917

Din tabel se observă că, la distribuții neuniforme ale vitezei de ieșire, vom avea $k_{2G} \neq k_{2l} \neq k_{2E}$. Datele din tabel se referă la curgerea turbulentă, numerele Re fiind mai mari decât $Re_{cr} = 2300$. Pentru $Re < 2300$ curgerea este laminară, iar distribuția de viteze este parabolică de la perete până în centrul conductei. În acest caz coeficienții au următoarele valori:

$$k_{2G} = 0.5 \quad k_{2l} = 0.67 \quad k_{2E} = 0.75$$

2.3.2. Amestecarea celor două fluide în camera de amestec a ejectorului

a). Studii și cercetări asupra fenomenelor termogazodinamice care au loc în jetul liber turbulent

Considerentele teoretice privitoare la jetul liber turbulent, prezentate în subcapitolul (2.1.3) vor fi completate cu rezultatele experimentale disponibile în literatura de specialitate, fie în sursele mai vechi ([13], [20], [73], [113], [128]), fie în cele mai noi, care se referă în special la jeturile turboreactoarelor. Aceste rezultate au o importanță deosebită în studiul

fenomenelor care au loc în camera de amestec a ejectorului, deoarece în multe cazuri jetul de fluid activ poate fi considerat ca fiind un jet liber turbulent. În completare vom studia comportarea jeturilor care debrușează într-un mediu cu viteză fie nulă, fie diferită de zero, și apoi efectele pe care le introduc pereții camerei de amestec prin limitarea jetului.

a1) Geometria reală a jetului și distribuțiile de viteze în diverse secțiuni

În (2.1.3) am menționat că jeturile libere sunt în general asemenea geometric, ceea ce ne-a permis să studiem repartițiile vitezelor în diferite secțiuni în coordonate adimensionale. Această asemănare geometrică care apare între jeturi cu diferite dimensiuni absolute, precum și afinitatea distribuțiilor de viteză în diferite secțiuni a putut fi stabilită în urma numeroaselor cercetări experimentale efectuate în special în prima jumătate a secolului trecut.

Astfel în fig. 1.12 sunt redată (după [13]) curbele de repartiție a vitezelor în secțiuni transversale ale unui jet de aer, în porțiunea de bază, obținute de Traupel cu un ajutor convergent cu diametrul secțiunii de ieșire de 90 mm, viteza la ieșirea din ajutor fiind $w_{2max} = 87$ m/s, iar secțiunile transversale fiind poziționate la distanțele (absolute): $x = 0.6$ m; $x = 0.8$ m; $x = 1.0$ m; $x = 1.2$ m; $x = 1.6$ m. Vitezele măsurate sunt vitezele orientate după axa "x" a jetului: în jet există și componente transversale ale vitezelor, w_y , dar ele sunt foarte mici în comparație cu vitezele orientate după axa x. Se observă că profilul vitezelor se schimbă în mod continuu, iar valoarea absolută a vitezei în axul jetului se micșorează pe măsură ce ne îndepărtăm de ieșirea din ajutor. În fig. 1.13 sunt reprezentate aceleași profile de viteze, în coordonate adimensionale. În abscisă avem o variație de la 0 la 1.75 a raportului ($y / y_{wmax,2}$), unde y este poziția radială a punctului unde se măsoară viteza, iar $y_{wmax,2}$ este poziția radială în care viteza este doar jumătate din viteza din axul jetului. În ordonată avem viteza relativă, adică viteza în punctul curent, raportată la viteza în axul jetului. Dacă pe aceeași diagramă trasăm distribuțiile adimensionale de viteze pentru cele 5 secțiuni transversale considerate vom observa că *aceste curbe se suprapun*, deci pentru orice secțiune din porțiunea de bază, vom avea *aceeași distribuție adimensională* a vitezelor.

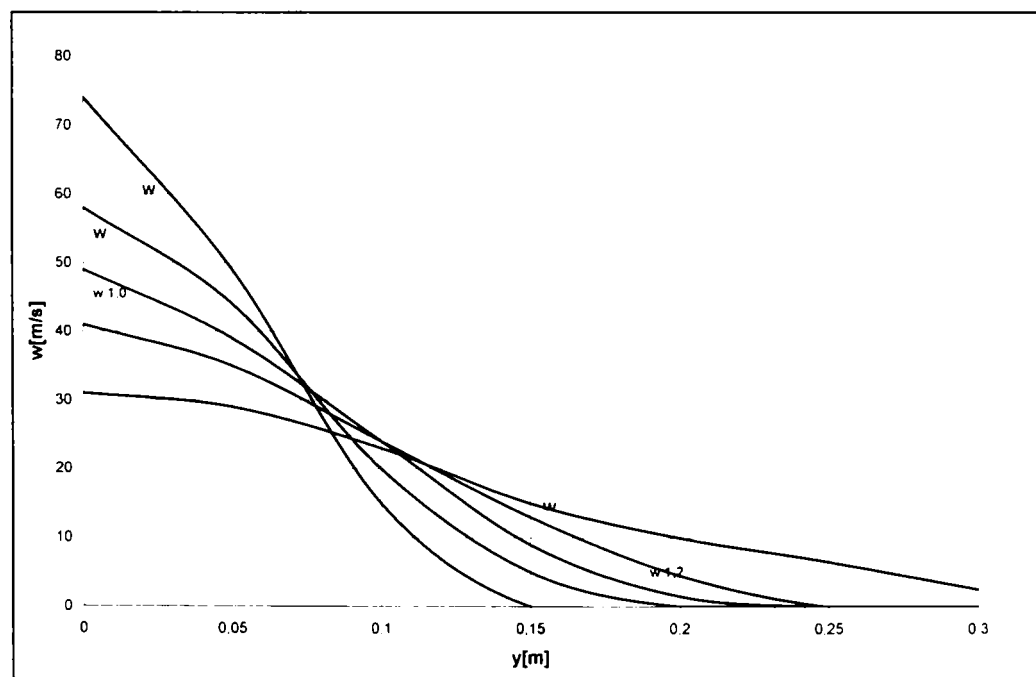


Fig. 1.12. Curbele de repartiție a vitezelor în diferite secțiuni transversale ale unui jet de aer, în porțiunea de bază, obținute de Traupel (după [13])

Aceste rezultate au fost confirmate de Forthmann, care a efectuat măsurători tot pentru un jet de aer, cu viteza de ieșire din ajutor $w_{2max} = 35$ m/s, ajutorul fiind de această dată dreptunghiular, cu dimensiunile 30×650 (mm \times mm). Distanțele absolute la care s-au găsit

secțiunile transversale în care au fost efectuate măsurătorile, măsurate de asemenea de la ieșirea din ajutoraj, au fost (în metri): $x = 0.2; 0.35; 0.5; 0.625; 0.75$

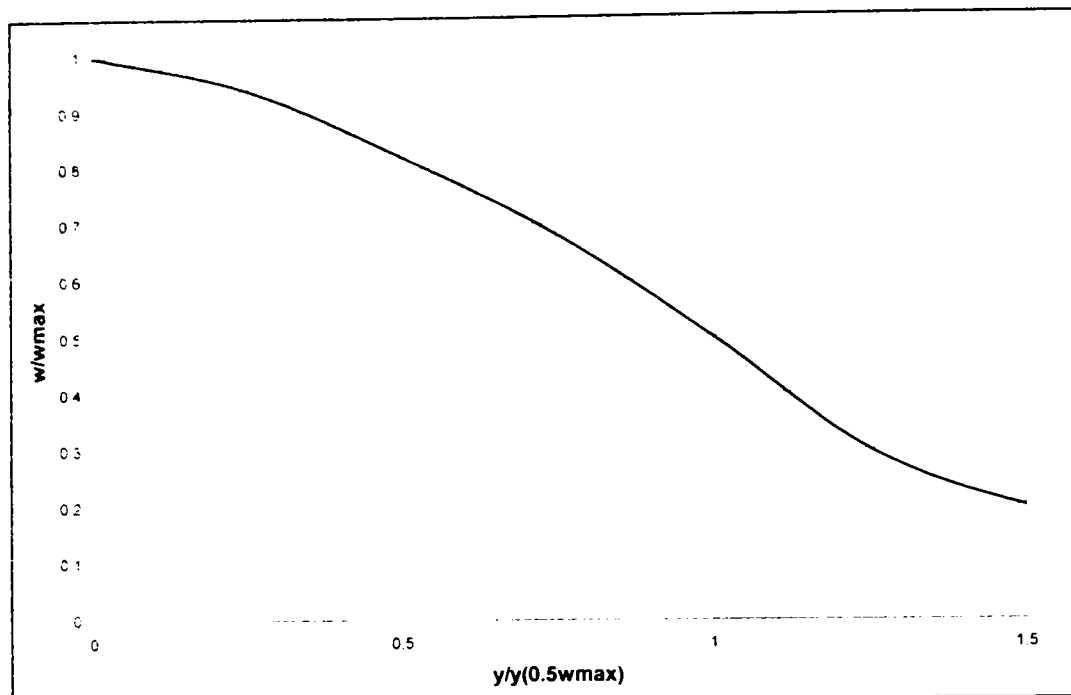


Fig. 1.13. Curbele (afine) adimensionale de repartiție a vitezelor. obținute de Traupel (după [13])

În fig. 1.14. respectiv 1.15 sunt date reprezentările grafice (după [13]) ale acestor măsurători, în coordonate absolute, respectiv relative, la fel ca în cazul precedent. Se observă că și pentru ajutoraje cu secțiuni dreptunghiulară *se pastrează aproximativ aceeași alură* pentru distribuția adimensională a vitezelor ca și în cazul ajutorajelor cu secțiuni circulară.

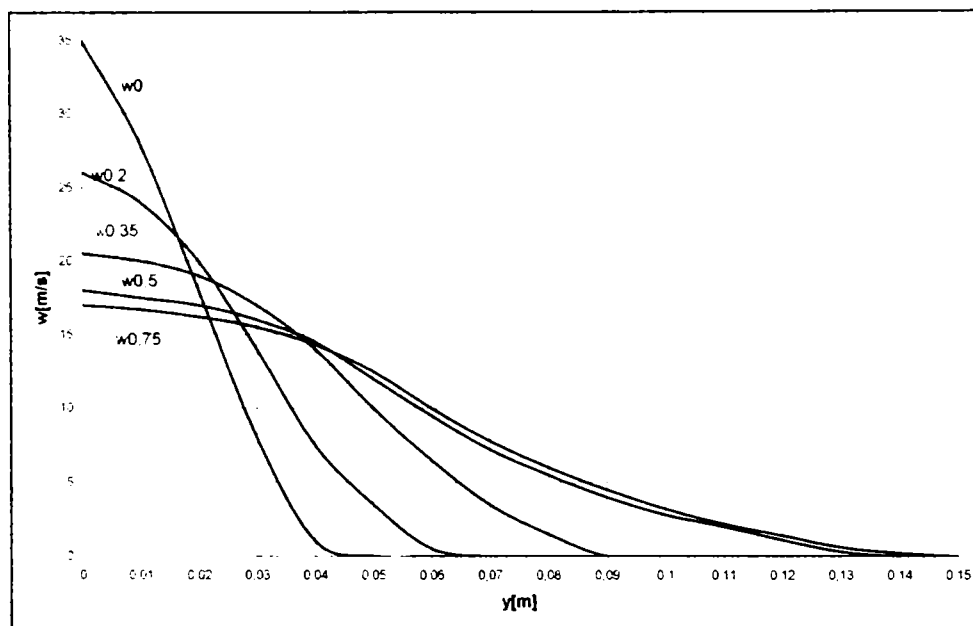


Fig. 1.14. Repartițiile de viteză în diferite secțiuni pentru o fantă dreptunghiulară, după Forthmann (după [13])

Și pentru porțiunea inițială au fost efectuate măsurători care arată că distribuțiile adimensionale de viteze în diverse secțiuni transversale sunt afine. În fig. 1.16a, care reprezintă rezultatele măsurătorilor lui G. N. Abramovici, sunt trasate distribuțiile de viteze în funcție de distanța radială absolută de la punctul măsurării la punctul în care viteza este

jumatate din w_{2max} pentru două secțiuni transversale situate la 100 mm, respectiv la 250 mm de secțiunea de ieșire a unui ajutoraj circular cu diametrul secțiunii de ieșire $D_2 = 100$ mm, prin care curge aer cu $w_{2max} = 40$ m/s.

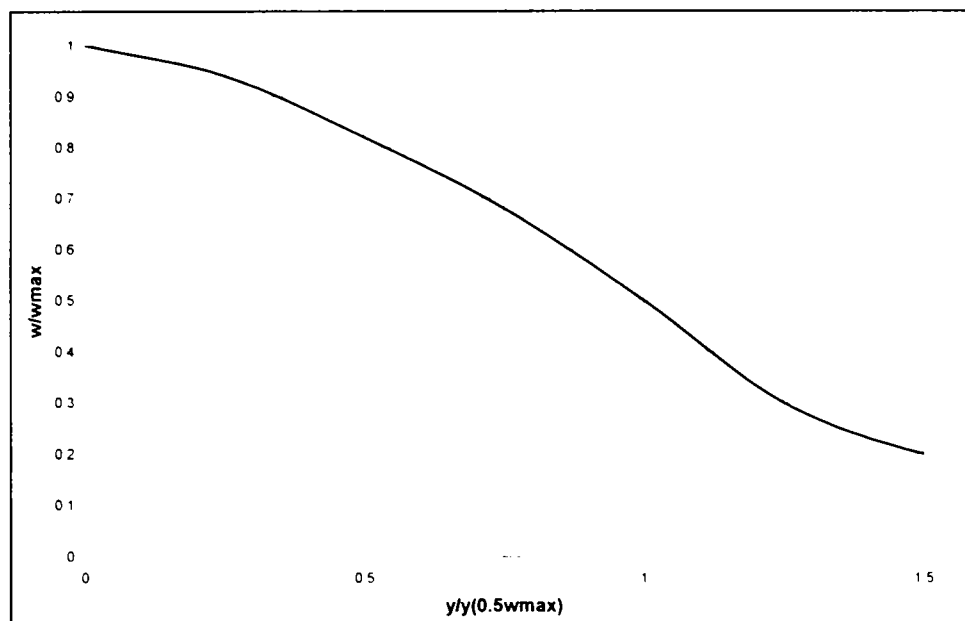
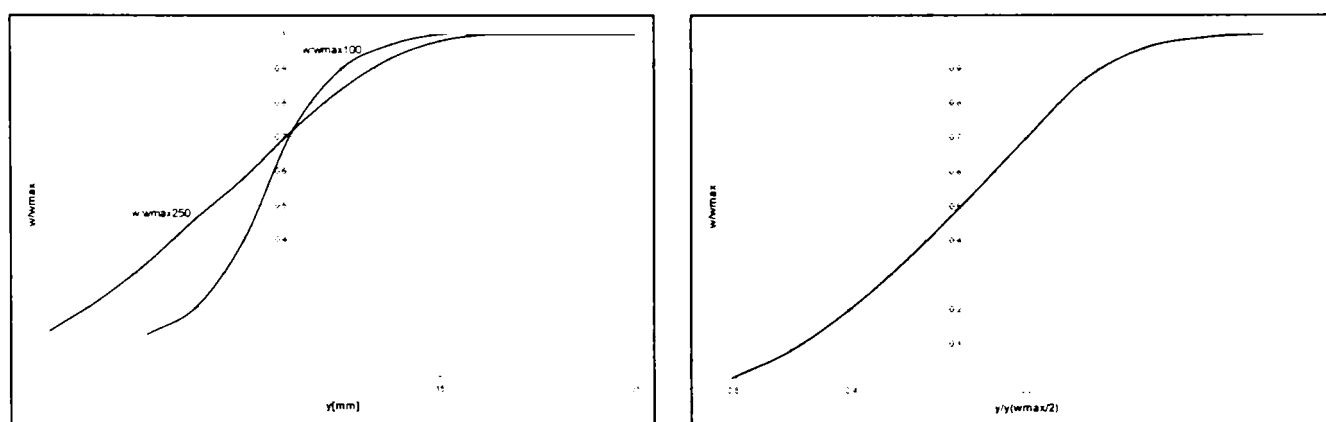


Fig. 1.15. Repartițiile adimensionale de viteză în diferite secțiuni pentru o fantă dreptunghiulară. după Forthmann (după [13])

În fig. 1.16b. . este redată (după [13]) distribuția adimensională a vitezelor (w/w_{2max}) în funcție de distanța relativă radială ($\Delta y_{w_{2max}/2} / \Delta y_b$), adică raportul dintre distanța de la punctul măsurării la punctul în care viteza este jumătate din w_{2max} și grosimea aproximativă a stratului limită. Se observă că cele două curbe din 1.16b se suprapun, fiind afine, iar cele din 1.16a sunt diferite, ambele prezentând applatizarea scontată în zona miezului potențial al jetului. În fig. 1.17 sunt redată aceleași măsurători efectuate de M.L. Albertson pentru o fantă dreptunghiulară cu înălțimea de 25.4 mm, pentru secțiuni transversale situate la diverse distanțe față de fantă.



a) coordonata radială în unități absolute [mm] b) coord. radială relativă $Y = \Delta y_{w_{2max}/2} / \Delta y_b$

Fig. 1.16. Distribuțiile de viteze în funcție de distanța radială absolută de la punctul măsurării la punctul în care viteza este jumătate din w_{2max} . pentru ajutoraj circular, după G. N. Abramovici

Există însă și măsurători care privesc porțiunea inițială și care infirmă rezultatele prezentate anterior. Astfel, după Werhmann și Wille, secțiunile situate între ieșirea din ajutoraj și până la o distanță de $2D_2$, măsurată pe direcția de curgere, nu mai prezintă aceeași alură

pentru distribuția adimensională a vitezei. Curbele redevin asemenea doar pentru poziții ale secțiunilor transversale situate la o distanță mai mare de $2D_2$ de gura ajutorului, după cum se observă în fig. 1.18. În aceste diagrame coordonata radială este transformată în mărime adimensională prin raportarea diferenței între raza curentă și raza nucleului potențial (în secțiunea considerată) la grosimea stratului limită (în aceeași secțiune considerată); din aceasta cauză curbele nu mai prezintă aplatizarea pe care o găsim la curbele trasate în coordonate absolute.

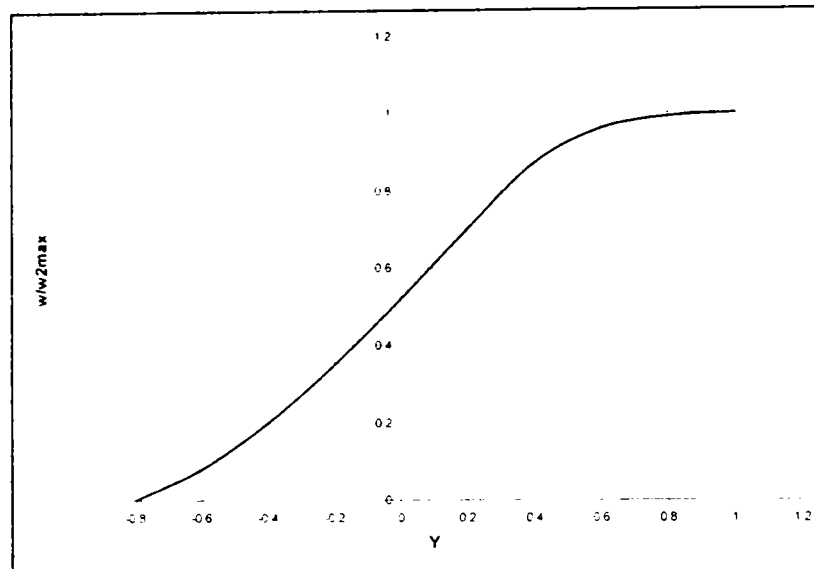


Fig. 1.17. Repartițiile de viteză în cazul măsurătorilor efectuate de M.L. Albertson pentru o fantă dreptunghiulară (după [13])

Există și lucrări mai noi, cum este [2] (din 2002), care studiază distribuția de viteze într-un jet dreptunghiular cu $L \times l = 40 \times 10$ mm, pentru un $Ma = 1.69$ la ieșirea din ajutoraj. Pentru vizualizarea jetului și determinarea vitezelor se folosește tehnica PIV (Particle Imaging Velocimetry – Măsurarea vitezelor prin urmărirea imaginii particulelor), cu ajutorul unui generator de ceață care dispersează în jet picături cu diametrul de $0.1-1 \mu\text{m}$, a căror deplasare e urmărită prin declanșarea unei raze laser sincronizată cu camera de achiziție, timpul dintre două pulsuri fiind de $0.8 \dots 2 \mu\text{s}$. Prelucrarea datelor din imaginile obținute permite evaluarea densității, temperaturii și vitezelor în diferite zone din jet. Curbele distribuției de viteze pentru zona inițială sunt afine iar alura lor e cvasiidentică cu cele din fig. 1.17.

Într-o lucrare din 2003, [24], autorii obțin **aproximativ aceleași aluri** pentru distribuțiile de viteze, jetul studiat fiind un jet circular (diametrul de ieșire 10 mm) cald (temperatura de ieșire $T = 500$ K), tehnica de măsurare fiind tot PIV, coroborată însă și cu o altă metodă numită PLIF (Planar Laser Induced Fluorescence – Fluorescență indusă cu ajutorul laserului), care folosește injectarea în curent a acetonei lichide (fracția molară după amestecare fiind 3%). Determinând intensitatea fluorescenței care apare atunci când particulele de acetonă sunt excitate cu ajutorul luminii laser se pot obține informații despre viteză, densitatea și temperatura într-un anumit punct din jet (vezi și [135]).

Deși nu oferă explicit distribuțiile afine de viteze, distribuțiile pentru diferite secțiuni ale jetului sunt date și în [25], [27], [36].

Totuși, ținând cont că distribuția adimensională a vitezelor este practic aceeași pentru orice secțiune situată la mai mult de $2D_2$ de secțiunea de ieșire din ajutoraj, putem utiliza relațiile deduse în subcapitolul (2.1.3) pentru calculul debitului, cantității de mișcare, respectiv a energiei cinetice. Pentru aceasta nu trebuie decât să stabilim o expresie a funcției $f(\eta)$ și să calculăm valorile integralelor:

$$I_1 = \int_0^1 f(\eta) d\eta \quad I_3 = \int_0^1 f^2(\eta) d\eta \quad I_5 = \int_0^1 f^3(\eta) d\eta$$

$$I_2 = \int_0^1 \eta \cdot f(\eta) d\eta \quad I_4 = \int_0^1 \eta \cdot f^2(\eta) d\eta \quad I_6 = \int_0^1 \eta \cdot f^3(\eta) d\eta$$

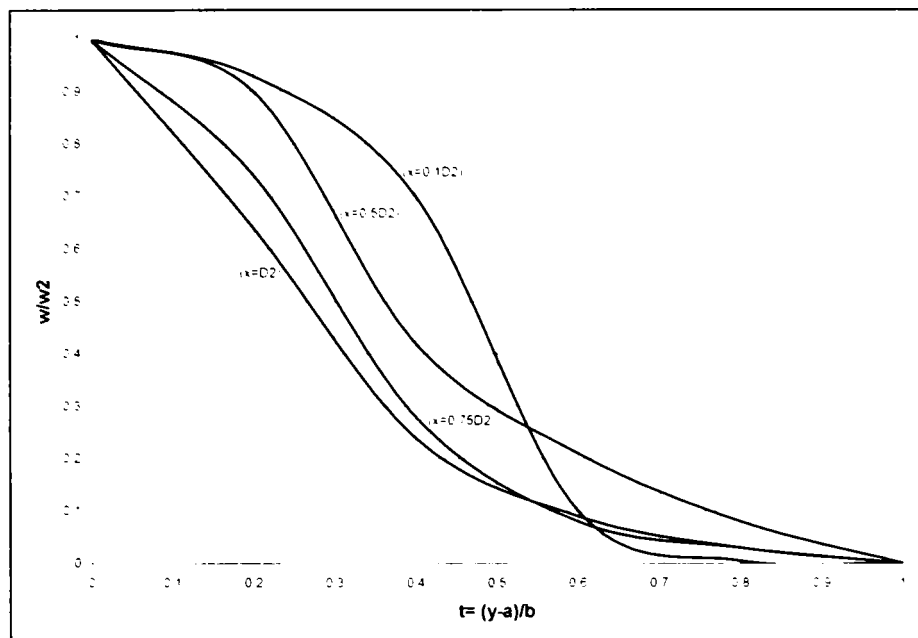


Fig. 1.18. Repartiția adimensională a vitezei (medii în timp) în marginea vânei pentru secțiuni situate la diferite distanțe de ieșirea din ajutoraj, după Wehrmann și Wille

Aceste integrale iau diferite valori în funcție de curba aleasă pentru distribuția adimensională de viteze. De exemplu, pentru distribuția din fig. 1.19. (distribuție determinată experimental, reprodusă după [28]), și pentru o distribuție teoretică (co)sinusoidală (fig. 1.20), calculul integralelor ne-a condus la valorile din tab. 1.2, în care am mai prezentat valorile pentru β calculat după formula (1.75) și valoarea lui $1/\beta$, care este de fapt integrala din membrul stâng al relației (1.76). Aceste două relații sunt de fapt condiții pe care trebuie să le respecte funcția $f(\eta)$ pentru ca impulsul să se conserve pentru oricare două secțiuni din porțiunea de bază, respectiv oricare două secțiuni din porțiunea inițială.

Tab. 1.2. Valorile integralelor funcției $f(\eta)$ pt. repartiția experimentală și pentru cea teoretică

$f(\eta)$	I1	I2	I3	I4	I5	I6	β	$1/\beta$
polinom	0.3806	0.095	0.2592	0.0459	0.2034	0.0288	3.3011	0.3029
cosinusoidală	0.5	0.1485	0.3750	0.0860	0.3125	0.0603	2.4116	0.4147

Din tabel se observă că funcția experimentală nu respectă legea conservării impulsului în porțiunea inițială (în 2.76 avem $0.3029 \neq 0.259$). Acest lucru se explică prin faptul că determinările experimentale nu asigură o formă afină pentru cele două porțiuni și utilizarea unei funcții unice este puțin cam forțată; totuși, dacă analizăm fig. 1.21, în care sunt reprezentate variațiile debitului, impulsului și energiei (raportate la valorile lor la ieșirea din ajutoraj), vom observa că în cazul în care adoptăm pentru porțiunea inițială aceeași funcție ca și

pentru porțiunea de bază, condiția de conservare a impulsului se respectă cu o precizie de 95%. Pentru repartiția (co)sinusoidală condiția (1.76) se scrie: $0.4147 \neq 0.3750$ și din fig. 1.22 se observă că eroarea are cam aceeași valoare (5%).

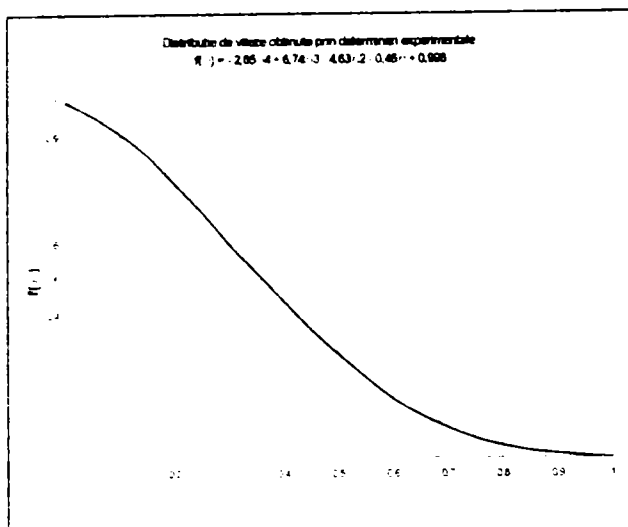


Fig. 1.19. Repartiție adimensională de viteze obținută experimental

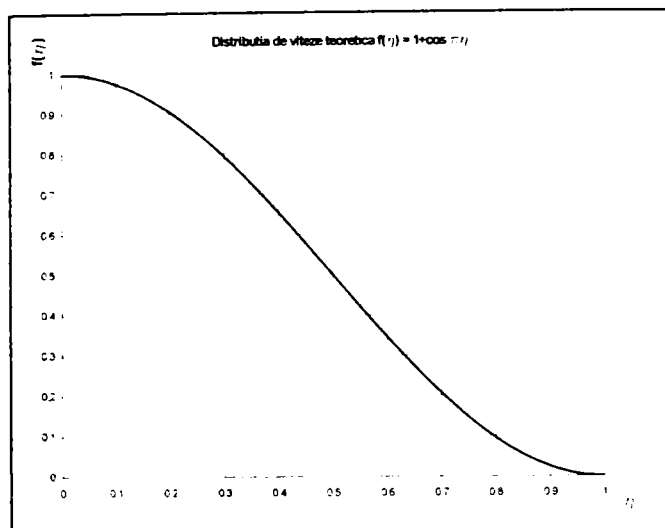


Fig. 1.20. Repartiție teoretică adimensională de viteze (cosinusoidală)

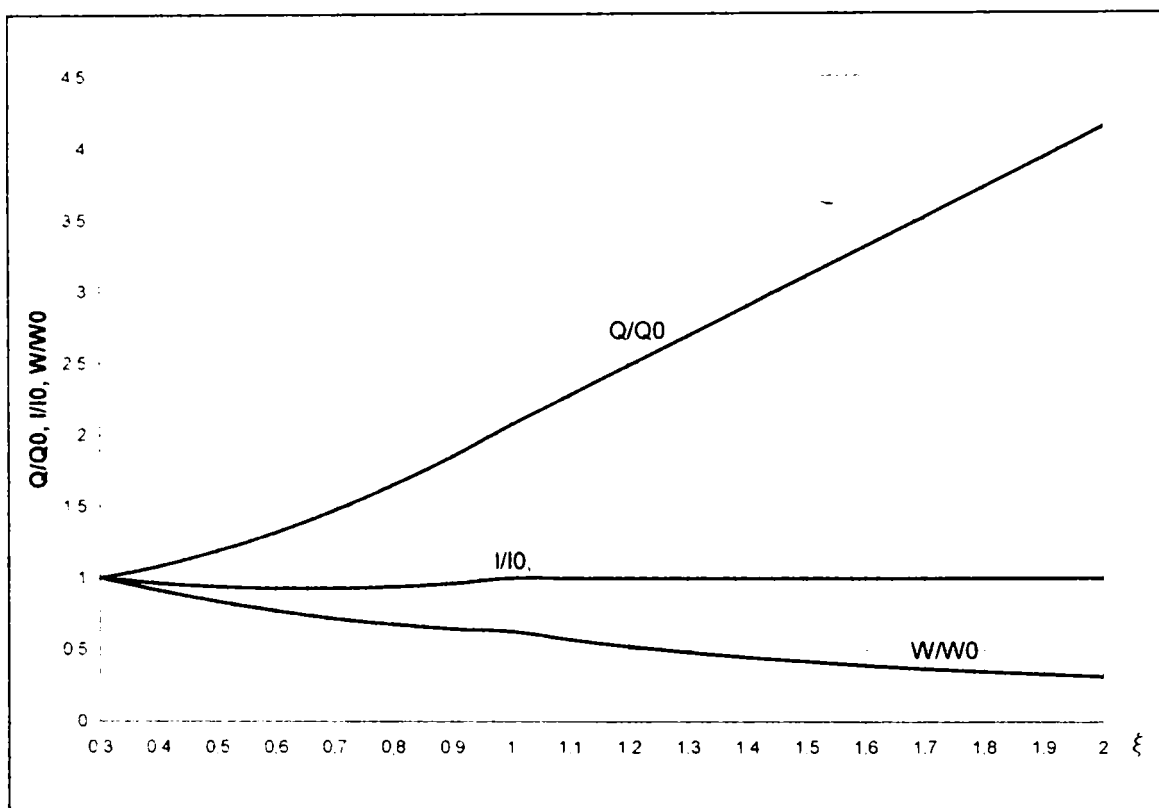


Fig. 1.21 Funcțiile Q/Q_0 , I/I_0 și W/W_0 pentru distribuția de viteze [28], obținută prin determinări experimentale

Pentru reprezentarea curbelor din 1.21 și 1.22 am utilizat formulele (1.73) și (1.74) pentru : $n = 0$ (debitul), $n = 1$ (impulsul) și $n = 2$ (energia cinetică). Trebuie menționat că ieșirea din ajutoraj se găsește la abscisa $\xi = 1/\beta$, și nu de la $\xi = 0.3$, de unde sunt trasate curbele; aceste curbe, fiind mărimi raportate la valorile pe care ele le ating la ieșirea din ajutoraj vor porni, la $\xi = 1/\beta$ de la valoarea 1. Se observă că în vreme ce impulsul se conserve (cu inexactitățile menționate pentru porțiunea inițială) de-a lungul jetului, debitul crește de 3 - 4 ori, în timp ce energia cinetică scade până la o treime sau chiar la un sfert din valoarea de la gura ajutorajului.

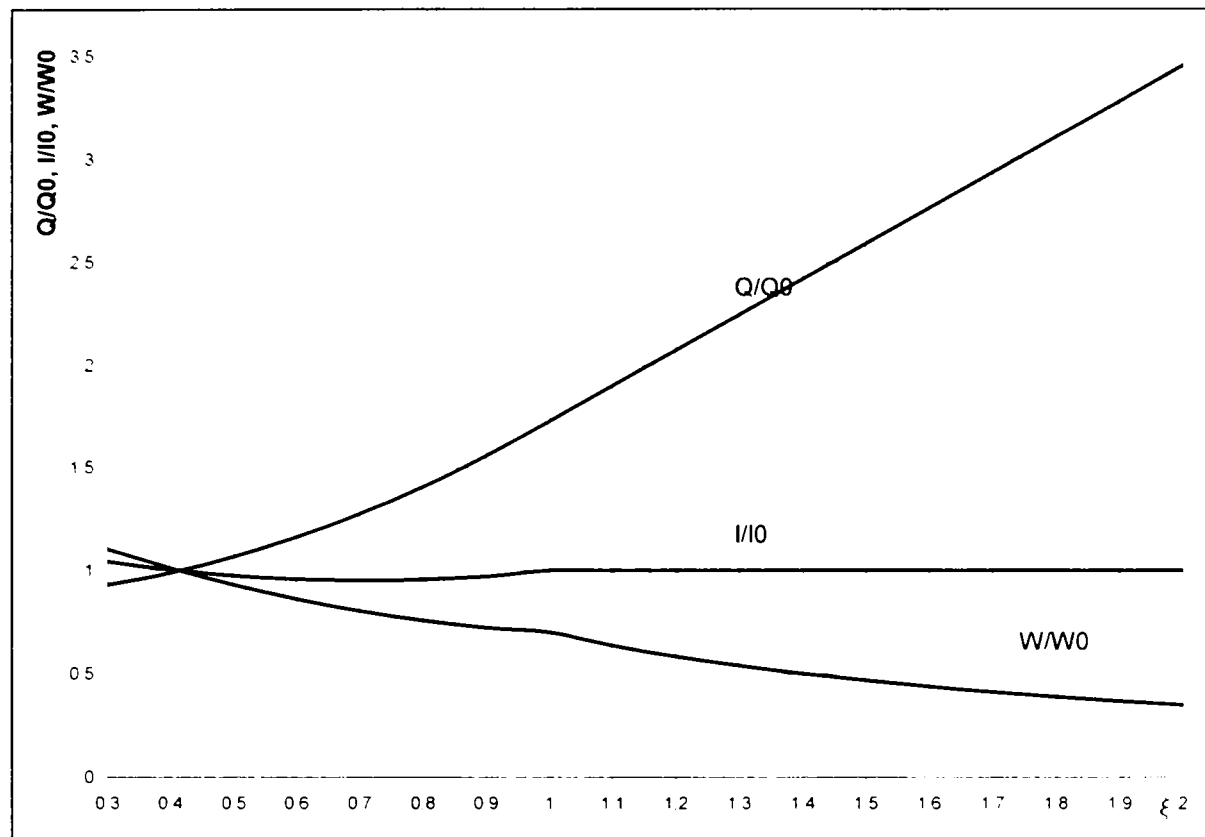


Fig. 1.22 Funcțiile Q/Q_0 , I/I_0 și W/W_0 pentru distribuția de viteze teoretică $f(\eta) = 1 + \cos \pi\eta$

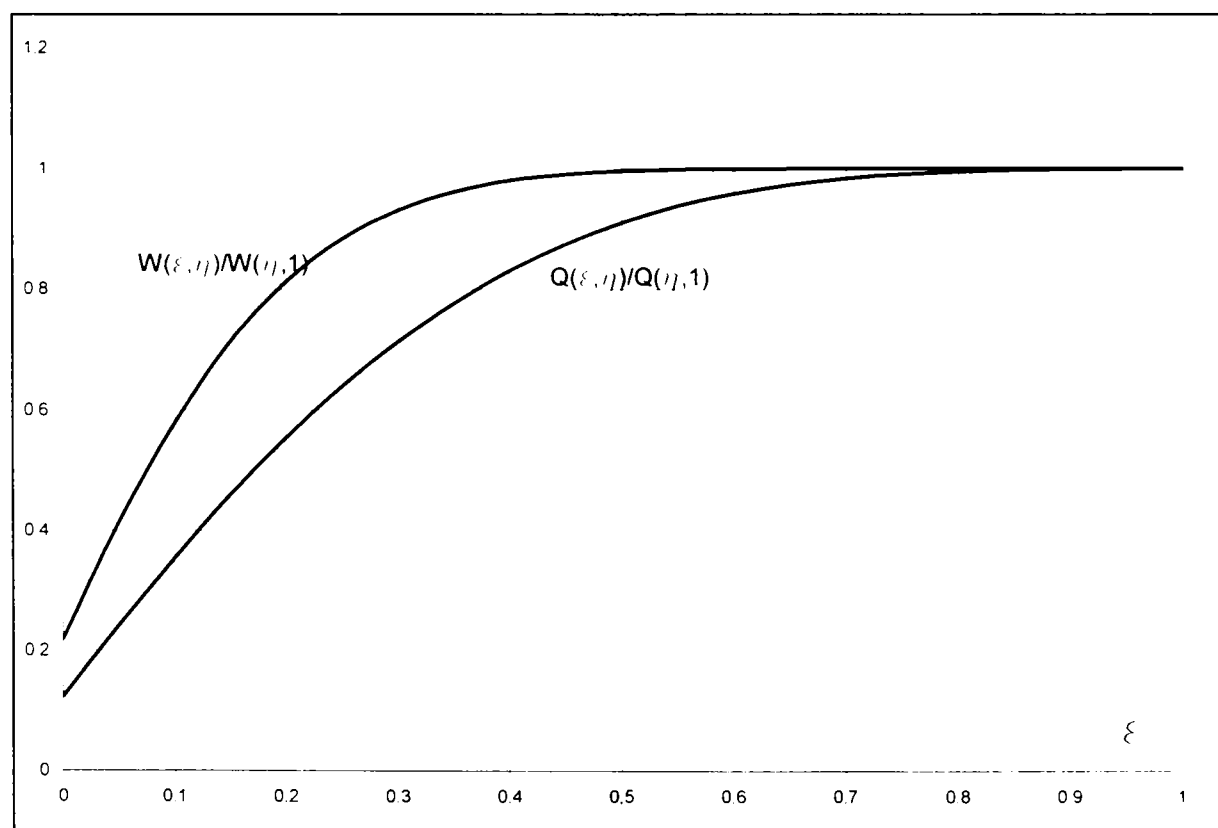


Fig. 1.23. Repartiția radială a debitului relativ și a energiei cinetice relative pentru distribuția experimentală

Se pot trasa diagrame care prezintă repartiția radială a debitului relativ și a energiei, care pentru funcțiile propuse au aceeași alură, prezentată în fig. 1.23. Se observă că în timp ce debitul relativ:

$$\frac{Q(\xi, \eta)}{Q(\xi, 1)} = \frac{\int_0^{\eta} f(\eta) \eta d\eta}{\int_0^1 f(\eta) \eta d\eta} \quad (1.103)$$

se repartizează relativ uniform pe secțiunea jetului, energia cinetică relativă:

$$\frac{W(\xi, \eta)}{W(\xi, 1)} = \frac{\int_0^{\eta} f^3(\eta) \eta d\eta}{\int_0^1 f^3(\eta) \eta d\eta} \quad (1.104)$$

este concentrată într-un mod foarte pronunțat în zona centrală a jetului.

a2). Cercetări asupra fenomenelor care apar în stratul limită al jetului. Frecări, vârtejuri, pulsații ale vitezelor

După cum am menționat anterior, vitezele măsurate la trasarea diagramelor repartițiilor de viteze sunt de fapt componentele axiale, adică cele orientate după direcția de curgere, deși în realitate apar și componente radiale ale acestor viteze. De asemenea am considerat aceste viteze punctuale constante în timp, deși studiile efectuate au arătat că aceste viteze nu sunt constante în timp și prezintă pulsații atât ca modul cât și ca direcție. Ceea ce se poate de fapt măsura sunt componente pe diferite direcții ale unei viteze medii în timp. De aceea vitezele punctuale utilizate în scrierea relațiilor anterioare sunt de fapt componentele axiale ale vitezei medii în timp pentru punctul considerat

Dacă reprezentăm variația vitezei w_x într-un punct dat al curentului în funcție de timp, ea ne apare sub forma unei linii neregulate frânte. Pentru un interval de timp τ , de la $\tau - \tau/2$ la $\tau + \tau/2$, viteza medie în raport cu timpul în punctul "x" va fi [13], [100].:

$$w_{x,\tau} = \frac{1}{\tau} \int_{\tau-\tau/2}^{\tau+\tau/2} w_x d\tau \quad (1.105)$$

de unde viteza instantanee se poate scrie:

$$w_x = w_{x,\tau} + \Delta w_x \quad (1.106)$$

unde am introdus Δw_x ca fiind pulsația de viteză. Dacă vom determina media în timp a acestei pulsații de viteză, vom constata că aceasta este nulă, lucru valabil atât pe direcție axială, cât și pe direcție radială.

$$\Delta w_{x,\tau} = 0 \quad \Delta w_{y,\tau} = 0 \quad (1.107)$$

O particulă de fluid secundar care patrunde în vâna turbulentă trece de la viteza $w_3 = 0$ la viteze din ce în ce mai mari, dar încă mai mici decât vitezele particulelor cu care vine în contact. Acest fenomen se desfășoară într-un anumit interval de timp, iar particula va parcurge o anumită traiectorie, până când viteza particulei ajunge egală cu a particulelor învecinate, de fluid primar. Traiectoria parcursă de particula de fluid secundar se găsește în interiorul unui strat, fără contururi precise, aflat la periferia stratului limită al jetului. Acest strat se mai

numește și strat de amestecare, iar grosimea lui măsurată pe direcție transversală (y) mai poartă numele de parcurs liber mediu, și care, după Prandtl, este constant pentru o secțiune dată. Mai mult, se poate arăta că atât grosimea jetului cât și a parcursului de amestecare cresc liniar pe măsură ce ne îndepărtăm de ieșirea din ajutoraj.

Măsurătorile amplitudinilor pulsațiilor, efectuate cu termoanemometrul ([13], [114]-citând lucrări mai vechi) în apropierea ajutorajului ne arată că în stratul de amestecare avem de a face cu o mișcare de rotație a fluidului peste care se suprapune o mișcare de translație în direcția curgerii. De aceea, în aceasta zona, repartițiile adimensionale ale vitezelor nu mai sunt asemenea pentru diferite secțiuni, și diferă de repartiția adimensională general valabilă pentru secțiunile situate mai departe de ajutoraj.

Sunt foarte dificil de descris sub forma unor relații matematice fenomenele care se petrec în această zonă. De aceea s-a încercat inițial un studiu calitativ prin observarea directă a mișcărilor fluidului, prin colorarea sa și fotografiere sau filmare, cu ajutorul unor standuri speciale care au permis aceste observații și înregistrări. În [13] autorul descrie cum a realizat colorarea unui jet de aer cu țipirig și a observat formarea unor vârtejuri inelare care se deplasează în sensul curgerii; alți autori (Wille și Domm, după [13]) au remarcat aceleași fenomene la debușarea unor vâne de apă colorată într-o masă statică de apă. Tehnicile moderne de vizualizare / fotografiere au permis realizarea unor imagini de foarte bună calitate a zonei corespunzătoare stratului de amestecare. În [37] se prezintă studiul vârtejurilor inelare cu PIV, jetul fiind un jet de apă care debușează dintr-un ajutoraj într-un acvariu; faza de stabilitate e urmată de cea de instabilitate, imaginile obținute pe direcție azimutală arătând 6 ... 8 zone de destabilizare uniform răspândite radial, care deformează vârtejul circular. În unele cazuri, în aviație, [120] se produc intenționat astfel de vârtejuri inelare, cu un generator local de impulsuri montat în interiorul unui ajutoraj inelar, tocmai pentru a mări în final puterea ajutorajului de reacțiune.

Semnalele date de termoanemometru, vizualizate pe un osciloscop, au arătat că în imediata apropiere a ajutorajului, pulsațiile sunt mici, dar amplitudinile cresc pe măsură ce ne îndepărtăm de ajutoraj, variația în timp fiind asemănătoare unei sinusoid. Frecvența în timp la diferite distanțe axiale rămâne constantă până la $x/D_2 = 0.9$, de unde frecvența pulsațiilor scade la jumătate, în timp ce amplitudinea lor crește în continuare. Acest lucru se explică prin contopirea a două vârtejuri inelare consecutive în zona $0.8 < x/D_2 < 1.0$.

Vârtejurile inelare formate se deplasează în lungul curentului cu o viteză proprie, a cărei expresie matematică a fost data de Lamb (după [13]):

$$V_E = \frac{\Gamma}{2\pi a} \left(\log \frac{8a}{r_k} - \frac{1}{4} \right) \quad (1.108)$$

în care:

Γ - intensitatea vârtejului (circulația)

a - raza vârtejului inelar

r_k - raza nucleului vârtejului (domeniul cu o variație liniară a vitezei periferice)

Dacă facem o reprezentare grafică (fig.1.24) a variației vitezei și presiunii într-o secțiune printr-un vârtej se observă că pe măsură ce ne apropiem de vârtej viteza crește parabolic, în timp ce presiunile scad. La limita nucleului vârtejului viteza are valoarea maximă w_0 , iar presiunea dinamică (deci micșorarea presiunii statice) este $\rho w_0^2/2$. În nucleul vârtejului viteza crește de la 0 în centrul de rotație până la valoarea maximă w_0 la limita nucleului, iar presiunea în centrul vârtejului este mai mică decât presiunea fluidului imobil cu dublul presiunii dinamice de la limita nucleului, deci cu ρw_0^2 .

Diametrul vârtejului d_k și viteza maximă la periferia vârtejului $w_{\varphi_{\max}}$ cresc odată cu timpul de existență al vârtejului și implicit cu distanța la care se va găsi acesta de secțiunea de ieșire a ajutorajului, cu condiția că vârtejul să nu se destrame. Pentru a studia condițiile în care

un astfel de vârtej inelar este stabil se poate defini un număr Reynolds a vârtejului:

$$Re_v = (w_{\omega max} d_k) / \nu = \Gamma / \pi \nu \quad (1.109)$$

în care am notat circulația:

$$\Gamma = w_{\omega max} \times \pi d_k \quad (1.110)$$

iar dacă definim mărimea:

$$\Gamma^* = w_{\omega max} \times d_{kx} \quad (1.111)$$

(în care d_{kx} este diametrul vârtejului la abscisa x de ieșirea din ajutoraj), și reprezentăm $\Gamma^* = \Gamma^*(x/D_2)$ pentru diferite valori ale cifrei Reynolds, se obțin curbe (drepte) care au alura celor din fig. 1.25. Se observă că Γ^* crește odată cu creșterea distanței față de ieșirea din ajutoraj, iar creșterea devine din ce în ce mai pronunțată odată cu creșterea lui Re_{D_2} . Se mai poate observa că pentru valori relativ mici ale lui Re , curba (dreapta) prezintă un salt, o discontinuitate. Acest fapt se datorează vitezelor diferite cu care se deplasează două vârtejuri inelare succesive, la un moment dat vârtejul mai rapid ajungându-l din urmă pe cel mai lent. Cele două vârtejuri se unesc într-unul mai mare. Totuși, valoarea lui Γ^* nu devine dublă, din cauza pierderilor de energie care apar la unirea vârtejurilor.

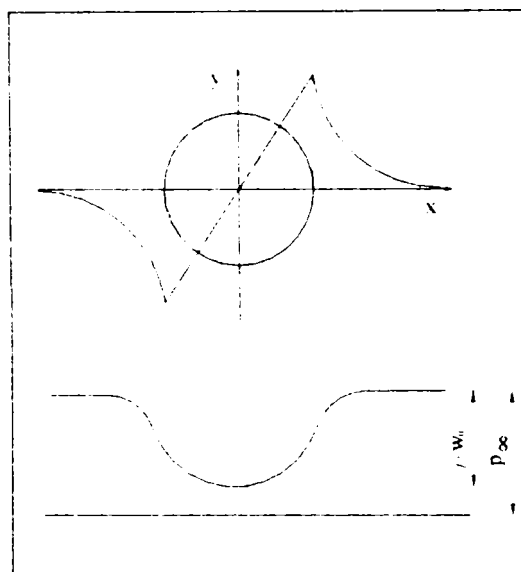


Fig. 1.24. Variația vitezei și presiunii într-o secțiune printr-un vârtej

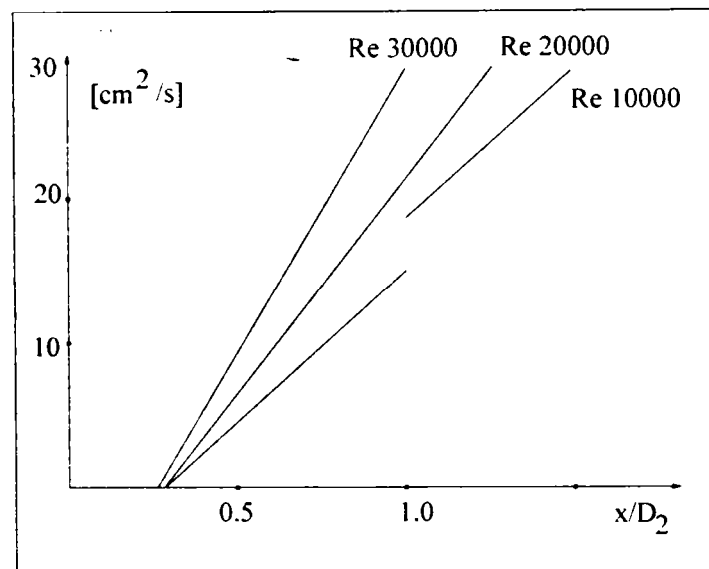


Fig. 1.25. Creșterea lui Γ^* în funcție de x/D_2

Tot în urma determinărilor experimentale se poate observa că vârtejurile încep să se formeze doar la o anumită distanță " x_A " de secțiunea 2 de ieșire din ajutoraj, care se poate calcula cu relația empirică:

$$x_A = w_2^{-1.6} \quad (1.112)$$

Vârtejurile se deplasează crescând în diametru și în intensitate până la o distanță x_L de unde încep să se destrame. Fabian H. a arătat că acest proces de destrămare are loc indiferent de valoarea lui Re pentru intensități $\Gamma^* > 20 cm^2/s$ (după [13]). După cum am menționat, pentru anumite valori ale criteriului Re , apar fenomene de alunecare și de contopire ale

vârtejurilor succesive. Acest lucru se întâmplă la o anumită distanță de ieșirea din ajutoraj, x_a . În fig. 1.26 se reprezintă într-un sistem de coordonate Γ^* - Re_{D2} atât dependența $\Gamma^*(Re_{D2})$, cât și dreapta $w_2(x_a - x_A)$, care are aceleași dimensiuni cu Γ^* . Câmpul diagramei este împărțit în trei domenii: dacă Γ^* se găsește în domeniul 1, vârtejul inelar este stabil și nu intervine nici un fenomen de alunecare; dacă Γ^* se găsește în domeniul 2 vom avea fenomene de alunecare, fără a apare însă destrămarea vârtejurilor; dacă Γ^* se găsește în zona 3, vârtejul format tinde să se destrame. Punctul de intersecție se găsește la $Re_{D2} = 20\ 000$, care este un punct triplu, vârtejul putând aparține oricărui domeniu.

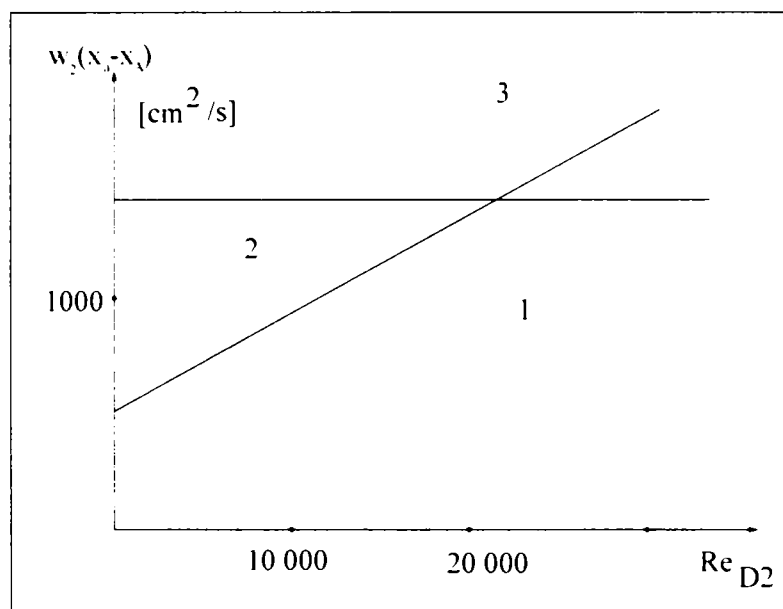


Fig. 1.26 Delimitarea domeniului în care apar fenomene de alunecare (după [13])

Dacă pentru ejectoare formarea vârtejurilor, dezvoltarea turbulențelor și dinamica procesului de amestecare a fost mai puțin studiată în mod direct, preferându-se studiul experimental a diferitelor tipodimensiuni pentru camera de amestec din punct de vedere al randamentului global al ejectorului, în aviație jetul liber care apare la ieșirea din ajutorajul de reacțiune al motorului a fost studiat atât pentru a descoperi căi de creștere a tracțiunii, cât și – mai ales – pentru a descoperi sursele de zgomot și de a atenua zgomotul care apare la debușarea jetului turbulent. Au fost dezvoltate modele matematice pentru turbulența din stratul de amestecare a jeturilor circulare, care ulterior au fost testate cu ajutorul unor puternice programe de simulare, iar ulterior predicțiile desprinse din aceste simulări au fost testate prin măsurători în jet, apelându-se la diferite tehnici, de la anemometria cu fir cald, tehnica PIV, PLIF sau LDA (Laser Doppler Anemometry). Astfel în [42] este propus un model matematic pentru turbulența la marginea unui curent (jet) liber de fluid. Soluția parametrică pentru ecuațiile scrise e mai apropiată de determinările experimentale decât soluția tip funcție de putere acceptată la majoritatea studiilor. Alt model matematic pentru zona de amestecare este dat în [64], unde intensitatea turbulenței interesează din punct de vedere a zgomotului generat, datele experimentale fiind apropiate de cele prezise de modelul matematic pentru diferite viteze ale fluidului și pentru diferite diametre ale ieșirii din ajutoraj. În [81] este propusă o analiză a zgomotului la jeturile axial-simetrice, cu Mach 1...2 prin analiza frecvenței de apariție a undelor de șoc la oscilațiile sonic-supersonic în stratul de amestec. În [88] e prezentat un studiu al surselor de zgomot în jet prin determinarea fluctuațiilor de densitate – viteză (atât radială ρv , cât și axială ρu) cu tehnica dispersiei moleculare Rayleigh (descrisă mai amănunțit în [104]), care folosește un laser, un interferometru Fabry-Perot și un contor de fotoni, intensitatea fiind măsurată cu două tuburi fotomultiplicatoare. Moleculele de aer induc un efect Doppler la raza laser, măsurabil, care e proporțional cu

viteza fluidului în punctul considerat. În [89] e folosită aceeași tehnică de măsurare la jeturi cu Ma 0.95, 1.4 și 1.8, diametrul ajutorului fiind 2.54 mm, iar jetul circular; în plus apare și tehnica anemometriei cu fir cald, ca o confirmare a rezultatelor obținute cu metoda Rayleigh. În [90] aceleași metode slujesc studiului ajutorilor dreptunghiulare și eliptice. Energia transportată de un vârtej creat artificial prin utilizarea unui generator pulsator de perturbații poate fi folosită și pentru sporirea tracțiunii unui ajutor de reacțiune ca în [96], [120] și [121] care analizează efectele vârtejurilor inelare pulsatorii asupra jetului unui motor special de avion.

Influența acestor vârtejuri, mărimea, intensitatea lor și durata lor de existență joacă un rol important în procesele de amestecare care au loc în camera de amestec a ejectoarelor. Totuși, efectele acestor vârtejuri nu sunt pe deplin elucidate, ele având și efecte benefice și dezavantaje clare. Pe de o parte, cu cât se produc vârtejuri mai intense, cu atât amestecarea este mai pronunțată și se pot atinge coeficienți de eiecție mai mari. Pe de alta parte, odată cu creșterea intensității vârtejurilor, cresc și pierderile energetice din camera de amestec și implicit scade randamentul ejectorului. Este probabil că există o valoare optimă a intensității acestor vârtejuri pentru care vom obține un compromis favorabil între randament și coeficientul de eiecție, care urmează a fi stabilită experimental, prin încercări pe ejectoare reale.

b). Pierderile de energie la amestecare

Putem afirma pe baza celor arătate până în prezent că pentru orice secțiune a jetului, cuprinsă între secțiunea 2 (sau 3) și secțiunea 5, distribuția de viteze în jet este neuniformă, fiind propuse sau determinate experimental o serie de expresii matematice pentru a reflecta acest fenomen al neuniformității vitezei pe secțiune. Deci pentru oricare din aceste secțiuni putem defini în mod similar procedurii descrise în 2.3.1, în cazul secțiunii de ieșire din ajutor, coeficienții k_G , k_I și k_E , care în acest caz vor primi alt indice, în funcție de secțiunea la care se referă.

Deoarece am constatat că cel puțin pentru porțiunea de bază a jetului, și cu o oarecare aproximație chiar și pentru porțiunea inițială, distribuțiile adimensionale de viteză sunt aceleași pentru oricare două secțiuni, înseamnă că putem afirma că de la o distanță mai mare de două diametre a secțiunii de ieșire din ajutor acești coeficienți sunt de fapt niște constante. De aceea putem nota, pentru rigurozitate indicele care se referă la secțiunea studiată, dar putem și să îl omitem fără a greși prea mult.

În continuare, referindu-ne la secțiunea "5" de intrare în difuzor, adică secțiunea în care jetul părăsește camera de amestec, vom mai adauga totuși indicele "5", coeficienții fiind notați k_{5G} , k_{5I} și k_{5E} și sunt dați de relații similare relațiilor (1.95)...(1.102), scrise de această dată pentru secțiunea de intrare în difuzor:

$$w_{5m,G} = \left[\int_{A_5} w_{5r} dA_5 \right] / A_5 \quad (1.113)$$

este viteza medie care asigură trecerea aceluiași debit prin secțiunea A_5 ca și în cazul real al distribuției neuniforme, viteza maximă fiind notată w_{5max} .

$$w_{5m,G} = k_{5G} w_{5max} \quad (1.114)$$

cu care debitul devine:

$$G = \rho A_5 (k_{5G} w_{5max}) \quad (1.115)$$

A doua viteză medie este viteza uniform repartizată pe secțiune a unui curent de fluid care are aceeași cantitate de mișcare ca și curentul real în care distribuția vitezelor este neuniformă:

$$I = \int_{A_5} (\rho r w_{5r}^2) dA_5 = (\rho A_5 w_{5m.G}) w_{5m.I}$$

din care deducem expresia vitezei medii a impulsului:

$$w_{5m.I} = \left[\int_{A_5} w_{5r}^2 dA_5 \right] / \left[\int_{A_5} w_{5r} dA_5 \right] \quad (1.116)$$

iar prin introducerea coeficientului celei de-a doua viteze medii vom putea scrie:

$$w_{5m.I} = k_{5I} w_{5max} \quad (1.117)$$

iar impulsul poate fi scris în funcție de viteza maximă astfel:

$$I = \rho A_5 (k_{5G} w_{5max})(k_{5I} w_{5max}) = \rho A_5 k_{5G} k_{5I} w_{5max}^2 \quad (1.118)$$

A treia viteză medie este viteza uniform repartizată pe secțiune a unui curent de fluid care are aceeași energie cinetică ca și curentul real în care distribuția vitezelor este neuniformă:

$$E = (1/2) \int_{A_5} (\rho r w_{5r}^3) dA_5 = (1/2) (\rho A_5 w_{5m.G}) w_{5m.E}^2 = (1/2) [(\rho A_5 w_{5m.G}) w_{5m.I}] w_{5m.E}$$

din care deducem expresia vitezei medii a energiei:

$$w_{5m.E} = \left\{ \left[\int_{A_5} w_{5r}^3 dA_5 \right] / \left[\int_{A_5} w_{5r} dA_5 \right] \right\}^{1/2} \quad (1.119)$$

iar prin introducerea coeficientului celei de-a treia viteze medii:

$$w_{5m.E} = k_{5E} w_{5max} \quad (1.120)$$

în așa fel încât energia cinetică poate fi scrisă în funcție de viteza maximă astfel:

$$E = (1/2) \rho A_5 (k_{5G} w_{5max})(k_{5I} w_{5max})(k_{5E} w_{5max}) = (1/2) \rho A_5 k_{5G} k_{5I} k_{5E} w_{5max}^3 \quad (1.121)$$

Valorile pentru k_{5G} , k_{5I} și k_{5E} diferă în funcție de alura distribuției de viteze determinată pentru secțiunea 5 a ejectorului studiat; valorile orientative ale acestor coeficienți, după [13] sunt:

$$k_{5G} \cong 0.26 \quad k_{5I} \cong 0.51 \quad k_{5E} \cong 0.66$$

Pentru faptul că relațiile între vitezele medii a debitului, impulsului și energiei au un rol important la stabilirea pierderilor energetice se mai introduc doi coeficienți:

$$\psi = w_{5m.G} / w_{5m.I} = k_{5G} / k_{5I} \quad (1.122)$$

$$\psi_I = w_{5m.I} / w_{5m.E} = k_{5I} / k_{5E} \quad (1.123)$$

care pentru oricare distribuție de viteze sunt niște coeficienți subunitari.

Pentru camera de amestec se introduce un coeficient de pierdere de viteză ϕ_{ca} care ne arată legătura care există între viteza reală la ieșire din camera de amestec w_5 și viteza w_{5I} care ar trebui să se stabilească la intrarea în difuzor în cazul unei curgeri fără frecări. Ori în camera

de amestec însuși fenomenul de amestecare a celor două fluide este rodul unor frecări puternice între straturile adiacente de fluid. Frecările interne și frecările cu pereții camerei sunt fenomene care conduc în final și la distribuția neuniformă de viteze. De aceea mărimile ψ , ψ_1 și φ_{ca} se influențează reciproc, și este foarte dificilă determinarea lor separată. În special pentru φ_{ca} nu prea există date în literatura de specialitate, valorile oferite de diverși cercetători fiind uneori contradictorii: uneori φ_{ca} este socotit a fi mai mare decât φ_{aj} ($\varphi_{ca} = 0.95...0.975$), iar alteori valoarea este chiar mai mică decât a coeficientului de pierdere de viteză din difuzor, φ_{dif} ($\varphi_{ca} = 0.9...0.93$) (vezi [73], [113]).

Dacă scriem acum ecuația de conservare a impulsului între secțiunile 2 (3) și 5, vom avea relația:

$$G_p w_{2m,l} + G_s w_{3m,l} = G(w_{5m,l} / \varphi_{ca}) \quad (1.124)$$

de unde viteza reală $w_{5m,l}$, în ipoteza conservării impulsului va fi:

$$w_{5m,l} = \varphi_{ca} (w_{2m,l} + u w_{3m,l}) / (1 + u) \quad (1.125)$$

și care, pentru o viteză w_3 neglijabilă, devine:

$$w_{5m,l} = \varphi_{ca} w_{2m,l} / (1 + u) \quad (1.126)$$

Aceste relații pot fi considerate corecte dacă presiunea ar fi aceeași în toate punctele camerei de amestec și vitezele ar fi uniform repartizate în toate secțiunile camerei de amestec, ceea ce evident nu este cazul, relația nefiind corectă dacă înlocuim vitezele medii corespunzătoare impulsului cu vitezele medii corespunzătoare energiei sau debitului. Deoarece la numere Re mari pentru secțiunea de ieșire a ajutorului putem considera vitezele uniform repartizate pe secțiune, vom avea (deoarece din tab. 1.1 se observă că ei au valori mai mari de 0.9):

$$k_{2G} = k_{2I} = k_{2E} \cong 1 \quad (1.127)$$

În consecință, (1.126) se mai poate scrie:

$$w_{5m,l} = \varphi_{ca} w_{2l} / (1 + u) = \varphi_{ca} \varphi_{aj} w_{2l} / (1 + u) \quad (1.128)$$

Dacă vom scrie bilanțul energetic între secțiunea 2 (3) și secțiunea 5 vom avea:

$$E_{c2} + E_{c3} = E_{c5} + \Delta E_c \quad (1.129)$$

deci ΔE_c se poate calcula cu relația:

$$\Delta E_c = 0.5 (G_p w_{2m,E}^2 + G_s w_{3m,E}^2 - G w_{5m,E}^2) \quad (1.130)$$

Dacă ținem cont de (1.127) și de faptul că am considerat că fluidul secundar este în repaus în secțiunea 3, vom avea, după ce facem înlocuirile din (1.128) și (1.123):

$$\Delta E_c = 0.5 G_p w_{2l}^2 \varphi_{aj}^2 \{1 - \varphi_{ca}^2 / [\psi_1^2 (1+u)]\} \quad (1.131)$$

Dacă studiem această relație în care produsul factorilor de dinaintea acoladei reprezintă tocmai energia cinetică reală a fluidului primar la intrarea în camera de amestec,

vom remarca faptul că, din punct de vedere matematic, există o relație între φ_{ca} și ψ_1 pentru care pierderile de energie cinetică devin nule:

$$\Delta E_c = 0 \leftrightarrow (\varphi_{ca} - \psi_1) = (1 + u)^{1/2} \quad (1.132)$$

iar pentru o cameră de amestec pentru care nu avem pierderi de viteză prin frecare ($\varphi_{ca} = 1$):

$$\psi_1 = 1 - (1 + u)^{1/2} \quad (1.133)$$

de unde se observă că *la o distribuție uniformă a vitezelor, camera de amestec funcționează fără pierderi doar cu coeficient de eiecție nul, adică fără să antreneze fluid secundar*. Se observă că pentru fiecare valoare dată a lui φ_{ca} și pentru fiecare valoare a lui u , ar trebui să existe o valoare a lui ψ_1 , (deci o anumită distribuție de viteze) pentru care să nu avem pierderi de energie cinetică: vom constata că în realitate *nu există o astfel de distribuție, care să respecte simultan condiția de conservare a impulsului și de conservare a energiei cinetice*, în afara de distribuția uniformă pe care am amintit-o, dar care nu prezintă interes practic, deoarece realizează pierderi nule doar când $u = 0$.

Concluzia oarecum paradoxală este că o micșorare a lui ψ_1 , deci o sporire a gradului de neuniformitate a vitezei, are un efect benefic asupra minimizării pierderilor energetice la amestecare, în condițiile în care $\varphi_{ca} \neq 1$ și $u \neq 0$. Pe de altă parte, scăderea lui ψ_1 nu se poate realiza decât la curgeri cu frecări mari, deci cu scăderea lui φ_{ca} . De aici putem observa încă o dată dificultatea de a împărți pierderile energetice din camera de amestec în pierderi prin frecări externe, pierderi prin frecări interne și pierderi prin amestecarea celor două fluide.

Fenomenele reale care pot fi observate în multe ejectoare din exploatare sunt chiar mai complicate, datorită vitezelor mari cu care fluidul primar iese din ajutoraj, în special la ejectoarele supersonice. În acest caz apar pierderi datorate ciocnirilor neelastice între jetul de fluid și masa de fluid secundar, care cauzează pierderi suplimentare. Există multe studii recente, mai ales în domeniul aero-spațial, care sunt dedicate modului de formare a undelor de expansiune sau de șoc și a consumului energetic pe care îl introduc suplimentar aceste elemente ireversibile, care se petrec cu creșterea entropiei [30]. În acest sens putem cita ca studii mai recente: [14] – care este de fapt un raport asupra realizării tunelului aerodinamic și a aparatelor de măsură de la Organizația Europeană de Cercetări Aerospațiale (ONERA): este descris modul de obținere a datelor și de măsurare în curgerea supersonică, modelele de turbulență folosite pentru simulări, e studiat stratul limită pentru diferite jeturi, apariția undei de șoc la tranziția între regimul laminar și cel turbulent. În [18] și [97] – ambele fiind teze de doctorat - sunt fotografiate undele de șoc care apar în diverse situații la perturbarea unui curent de aer supersonic. În [21] (și [22] unde avem aceleași probleme dar pentru diferite rugozități ale peretelui) e studiată apariția undei de șoc asimetrice la un ajutoraj supersonic dreptunghiular fotografiile fiind realizate cu LDV, iar distribuția presiunilor în jet conduce la determinarea zonelor de recirculare (zone moarte), cauzatoare de pierderi. Cercetătorii ruși [27] propun o metodă de măsurare și fotografiere originală, de investigare cu fascicol de raze X a densității unui curent de fluid (metoda Novosibirsk). Lucrarea prezintă vizualizarea unui jet supersonic cu fascicol de electroni excitați pentru fluorescență, și fotografierea undei de șoc în interiorul și în exteriorul ajutorajului. În fine, lucrarea [99] este un studiu al ajutorajelor supersonice de superexpansiune (de detentă, de rachetă), unde apar desprinderi de pe pereți datorită diferenței mari între aria de ieșire și gât; vizualizarea se face prin metoda Shieleren pentru unde de șoc și pentru două ajutoraje: contur ideal, dar truncheat (TIC) și contur cu tracțiune optimizată (TOC), pentru care sunt oferite imagini foarte reușite ale undelor de expansiune, studiul reciculărilor fiind realizat și cu sonde Pitot și cu tehnica LDV.

Mai mulți cercetători au presupus că pierderile energetice din camera de amestec s-ar micșora dacă diferența de viteză dintre cele două fluide ar fi mai mică. Practic, acest lucru se poate realiza fie prin frânarea fluidului principal, fie prin accelerarea fluidului secundar. Prima soluție se poate materializa prin injectarea apei în jetul de fluid principal, dacă acesta este abur: această soluție este echivalentă cu aceea de a utiliza abur de parametri reduși la intrare în locul celui disponibil, cu parametri ridicați, soluția prezentând interes mai mult practic decât teoretic. A doua soluție presupune montarea ajutorului de lucru în așa fel încât el să pătrundă mai mult sau mai puțin în partea convergentă a ajutorului de compresiune. Va rezulta astfel o cameră de amestec de secțiune variabilă, care în cazul în care este judicios dimensionată va duce la destinderea suplimentară a fluidului secundar, p_3 fiind în acest caz mai mică decât p_{0s} , în așa fel încât viteza w_3 nu mai poate fi neglijată. Relațiile stabilite pentru ΔE_c sau pentru $w_{3m,l}$ se vor modifica în sensul apariției termenilor suplimentari care conțin viteza, respectiv energia cinetică a fluidului secundar.

În fig. 1.7 apar trasate cu linie punctată izobara p_{0s} și izentalpa i_{0s} , care, în cazul în care fluidul secundar suferă o destindere înainte de a se amesteca cu fluidul principal, sunt diferite de $p_2 = p_3$, respectiv de i_3 . Intersecția curbelor determină punctul 0_s , în care parametri sunt parametri de stagnare, cei din rezervorul de unde este aspirat fluidul secundar. Fluidul se destinde între p_{0s} și p_2 , aceasta din urmă fiind presiunea de la ieșirea din ajutorul de lucru, (egala cu p_3 , presiunea fluidului secundar în aceeași secțiune). Dacă considerăm destinderea izentropică, în momentul când cele două fluide vin în contact, starea fluidului este reprezentată de punctul 3, iar dacă destinderea este doar adiabatică și nu izentropică fluidul va avea entalpia i'_3 corespunzătoare punctului 3'. Dacă notăm: $h_s = i_{0s} - i_3$ și $h'_s = i_{0s} - i'_3$ iar cu w_{3l} , respectiv w_3 vitezele pe care le atinge fluidul secundar la o destindere izentropică, respectiv neizentropică, vom putea scrie, la fel ca în cazul ajutorului de lucru, relațiile:

$$w_{3l} = (2 h_s)^{1/2} \quad (1.134)$$

$$w_3 = (2 h'_s)^{1/2} = \varphi_s w_{3l} \quad (1.135)$$

în care φ_s este coeficientul de viteză pentru fluidul secundar, adică al acelei porțiuni din camera de amestec situată în spatele secțiunii de ieșire din ajutorul de lucru, și care se comportă ca un ajutor convergent pentru fluidul secundar.

Odata cu micșorarea lui p_3 (respectiv p_2) vitezele reale ale fluidului primar și a celui secundar w_2 și w_3 cresc, dar diferența dintre ele scade. Acest fapt reduce șocurile la amestecarea celor două debite de fluid, deci teoretic randamentul acestui tip de ejector ar trebui să fie mai bun decât al unui ejector în care fluidul secundar este inițial imobil, și anume cu cât viteza fluidului secundar este mai mare, cu atât mai mare ar trebui să fie creșterea de randament. În realitate, încercările efectuate de diverși cercetători sunt contradictorii și, în general, infirmă ideea că o valoare mare a lui w_3 (relativ la w_2) este benefică. Pentru valori de ordinul $w_3 = 0.1 \dots 0.15 w_2$ se observă într-adevăr o creștere a randamentului [13], dar pentru valori mai mari, randamentul ia valori chiar mai mici decât în cazul ejectoarelor cu fluid secundar în repaus inițial.

Acest lucru are și o explicație: accelerarea prin destindere a fluidului secundar conduce la viteze de curgere mai mari prin întreg ejectorul, ceea ce înseamnă pierderi energetice mai mari în valoare absolută, și chiar pierderi relative mai mari, știind că de obicei coeficienții de viteză scad odată cu creșterea vitezelor. De aceea poziția axială a ajutorului în interiorul camerei de amestec are o importanță deosebită în stabilirea performanțelor generale ale ejectorului. Ardelean Z. și Lojkin N., în [13], respectiv [73], au studiat rolul poziționării ajutorului de lucru în interiorul camerei de amestec utilizând ejectoare experimentale care permiteau modificarea secțiunii de curgere a fluidului secundar la intrarea în zona de amestecare prin deplasarea axială a ajutorului de lucru. Concluzia ambilor cercetători a fost

aceea că există o valoare optimă a poziției axiale a ajutorului în camera de amestec, dar această poziție nu conduce la viteze relative prea mari pentru fluidul secundar.

Desigur, în cazul în care w_3 are o valoare care nu mai poate fi neglijată, toate relațiile scrise anterior care presupuneau $w_3 = 0$ vor trebui să fie rescrise, deși calculele efectuate cu aceste noi formule, mai exacte dar și mai complicate, în cele mai multe cazuri nu diferă foarte mult de formulele simplificate scrise până acum.

2.3.3. Comprimarea amestecului în ajutorul de comprimare

După amestecarea puternică a celor două fluide, curentul format se găsește încă la presiunea din camera de amestec (considerată constantă, deși în unele cazuri ea este variabilă de-a lungul camerei de amestec) și are o energie cinetică considerabilă. Amestecul format trebuie frânat, iar energia lui cinetică trebuie retransformată în energie potențială (sau de presiune).

Acest lucru se realizează cu ajutorul unui ajutor de compresiune. Forma acestui ajutor, adică modul în care trebuie să varieze secțiunea sa în sensul curgerii este evidențiat în fig. 1.1, sau fig. 1.4. Dacă ejectorul este subsonic sau mixt, atunci la intrarea în ajutorul de compresiune amestecul va avea o viteză subsonică și pentru reducerea și mai puternică a acestei viteze, respectiv pentru creșterea presiunii trebuie să asigurăm o creștere continuă a secțiunii pe direcția de curgere, ajutorul fiind un ajutor divergent, adică un **difuzor**. În realitate, pentru a îmbunătăți performanțele difuzorului el este precedat de un tronson de țeavă de secțiune constantă, numită **gât**, care de cele mai multe ori este la rândul său precedat de o porțiune a camerei de amestec în care secțiunea se micșorează pe direcția de curgere, numită **confuzor**. Iată deci că în realitate ajutorul de compresiune pentru ejectoarele subsonice sau mixte seamănă constructiv cu un ajutor convergent - divergent, deși importanță termodinamică nu are decât porțiunea divergentă, porțiunea convergentă și gâtul având doar *rolul de a îmbunătăți amestecarea și distribuția vitezelor pe secțiune* la intrarea în difuzor, accelerarea provocată de variația secțiunii fiind doar o consecință secundară a construcției alese.

În cazul ejectoarelor supersonice, ajutorul de compresiune trebuie să fie un ajutor convergent divergent propriuzis, frânarea amestecului și ridicarea presiunii sale începând la intrarea în confuzor. În zona gâtului se ating mărimile critice, iar pentru continuarea frânării și ridicării presiunii, gâtul trebuie să fie urmat de un difuzor.

Dacă din punct de vedere termodinamic comprimarea în difuzor este inversul destinderii din ajutorul fluidului de lucru, din punct de vedere al curgerii (hidrodinamic) fenomenele nu sunt similare. Întotdeauna la curgerea printr-un difuzor pierderile energetice vor fi mai mari decât la curgerea fluidului prin același difuzor dar în sens invers (adică lucrând ca un ajutor convergent) [33]. Acest lucru se explică ținând cont de faptul că la curgerea printr-un tub de secțiune crescătoare, în vecinătatea pereților apare uneori un gradient de presiune negativ în sensul curgerii, ceea ce conduce la apariția unor microvârtejuri și la desprinderea stratului de fluid de lângă perete, fenomene însoțite de pierderi energetice suplimentare, care în unele cazuri, (când unghiul dintre generatoarele difuzorului este mai mare de 12°) pot deveni foarte mari.

Pentru a defini pierderile din ajutorul de compresiune ar trebui să scriem bilanțul energetic între secțiunile 4 și 6, în felul următor (după fig.1.7):

$$i_4 + w_4^2/2 = i''_{6t} + w''_{6t}{}^2/2 = i_6 + w_6^2/2 \quad (1.136)$$

pentru presiunea de ieșire p_6 , iar viteza w''_{6t} se calculează din prima egalitate:

$$w''_{6t} = 2[(i_4 - i''_{6t}) + w_4^2/2]^{1/2} \quad (1.137)$$

După cum am văzut însă, bilanțul energetic al camerei de amestec a fost scris făcându-se referire la secțiunea 5 ca fiind secțiunea de ieșire din camera de amestec, ceea ce pentru ejectoarele subsonice este relativ corect. Pentru a putea defini noțiunea de randament al ajutorului de compresiune ar trebui să folosim relațiile 1.136 și 1.137 și să scriem [114]:

$$\eta_{com} = \frac{(i''_{6t} - i_4)}{(i_6 - i_4)} \quad (1.138)$$

de unde putem defini un coeficient de viteză al ajutorului de compresiune:

$$\varphi_{com} = \eta_{com}^{1/2} \quad (1.139)$$

Ori atunci când am vorbit de camera de amestec și am definit $\varphi_{c\grave{a}}$ am înglobat în acest coeficient și pierderile din confuzorul ajutorului de compresiune, deci pentru difuzorul propriu-zis trebuie să definim un alt coeficient de viteză și un alt randament, proprii doar difuzorului:

$$\varphi_{dif} = \eta_{dif}^{1/2} \quad (1.140)$$

$$\eta_{dif} = \frac{(i''_{6t} - i_5)}{(i_6 - i_5)} \quad (1.141)$$

în care punctul 5 poate fi 5_{SPS} , la ejectoarele supersonice, sau 5_{SBS} la cele subsonice.

Deoarece randamentul difuzorului este mai dificil de exprimat în funcție de entalpia i''_{6t} , se mai obișnuiește să se definească acest randament ca fiind raportul dintre creșterea reală de presiune din difuzor și cea care s-ar fi putut realiza la o curgere izentropică:

$$\eta_{dif} = \frac{(p'_6 - p_5)}{(p_6 - p_5)} \quad (1.142)$$

iar pentru ejectoarele subsonice este destul de corect să scriem chiar:

$$\eta_{dif} = \frac{(p'_6 - p_4)}{(p_6 - p_4)} \quad (1.143)$$

relația de definiție pentru φ_{dif} rămânând aceeași, 1.140

Deoarece în literatura de specialitate ([13], [20], [73], [107], [114]) se găsesc o multitudine de definiții pentru randamentul comprimării trebuie să fim atenți în ce condiții sunt oferite aceste date, și anume dacă randamentele, respectiv coeficienții de viteză se referă la întregul ajutor de compresiune sau numai la difuzor (adică raportarea se face la starea din secțiunea 4 sau la cea din secțiunea 5). În acest caz, dacă datele se referă numai la difuzor trebuie verificat dacă în aprecierea coeficientului $\varphi_{c\grave{a}}$ s-a luat în considerare și porțiunea convergentă a camerei de amestec.

În literatura de specialitate [13] și [73], [114] se dau valori orientative pentru φ_{dif} , definit după formulele 1.140...1.143, adică numai pentru porțiunea divergentă:

$$\varphi_{dif} \cong 0.9 \dots 0.93$$

ceea ce conduce la:

$$\eta_{dif} \cong 0.8 \dots 0.875$$

menționându-se că, în funcție de autor și de condițiile specifice în care se fac determinările se pot obține atât valori mai mari, cât și valori mai mici.

Capitolul 3. Determinarea experimentală a influențelor pe care le exercită diverși parametri constructivi și funcționali asupra performanțelor ejectoarelor care funcționează cu gaze reale.

Rezumat: Capitolul trece în revistă principalele rezultate experimentale publicate în literatura de specialitate obținute în urma încercărilor efectuate asupra unor ejectoare axiale. Sunt puse în evidență standurile și fluidele folosite și parametri atinși de aceste fluide, aparatele de măsură necesare și condițiile în care au fost realizate respectivele măsurători. Sunt prezentate de asemenea ejectoarele experimentale utilizate și piesele care se pot înlocui pentru a studia influența diferiților parametri geometrici. În final sunt reproduse reprezentările grafice ale rezultatelor mai semnificative și se analizează influența parametrilor variabili asupra performanțelor ejectoarelor.

Din capitolul precedent putem trage concluzia că procesele termodinamice care au loc în organele de lucru ale ejectorului, în special în camera de amestec, sunt influențate de mulți factori constructivi, care în funcție de condițiile concrete de lucru ale ejectorului pot genera situații foarte diferite din punct de vedere fluido-termodinamic. Astfel, forma camerei de amestec poate conduce la instaurarea unei presiuni cvasiconstante de-a lungul ei, dar există forme ale camerei care asigură destinderea suplimentară a fluidului secundar și accelerarea sa înainte de amestecare. Poziția ajutorului de lucru (de destindere) în interiorul camerei de amestec și distanța la care se găsește ieșirea din acest ajutor față de intrarea în difuzor joacă de asemenea un rol determinant în stabilirea anumitor câmpuri de viteze în jet la diferite secțiuni succesive de-a lungul direcției de curgere a fluidelor, fapt care, după cum am arătat, influențează calitatea proceselor fluidodinamice. De asemenea natura fluidelor și parametri lor termodinamici influențează funcționarea ejectoarelor, făcând dificilă compararea performanțelor atinse cu ejectoare de construcție diferită funcționând cu fluide diferite, la parametri termodinamici diferiți.

De aceea în acest subcapitol vor fi prezentate în linii mari experimentele efectuate de diverși cercetători în scopul de a determina atât calitativ, cât și cantitativ, influențele diverșilor factori amintiți anterior. Din rezultatele obținute în urma determinarilor experimentale se pot trage concluzii care se vor dovedi utile ulterior în procesul de proiectare a unor ejectoare cu

performanțe optime pentru condițiile de funcționare date. Pentru fiecare set de experiențe a căror rezultate au fost publicate și sunt disponibile în literatura de specialitate vom prezenta pe scurt cele mai importante aspecte și vom sublinia următoarele:

1. Construcția standului de încercare, a variantelor de ejector studiate, a fluidelor alese precum și a parametrilor a căror influență se încearcă a fi determinată.

2. Prezentarea rezultatelor obținute precum și a condițiilor de lucru, adică a limitelor lor de valabilitate

3. Concluzii în ceea ce privește posibilitatea de a optimiza forma constructivă și condițiile de funcționare ale ejectoarelor cu gaze reale.

Vom prezenta mai în amănunt experimentele efectuate la ICCT în fosta URSS de către echipa profesorului Lojkin [73], în anii '40 și la Universitatea Tehnică Timișoara, de către Z. Ardelean [13] în anii '60. Vom trece în revistă și alte rezultate obținute de alți cercetători atât în prima jumătate a secolului trecut, cât și mai recent. Nu trebuie să surprindă faptul că experimentele semnificative datează din prima jumătate a secolului trecut, deoarece în acea perioadă au fost puse bazele experimentale necesare proiectării judicioase a ejectoarelor, rezultatele obținute mai recent confirmând în bună măsură rezultatele mai vechi.

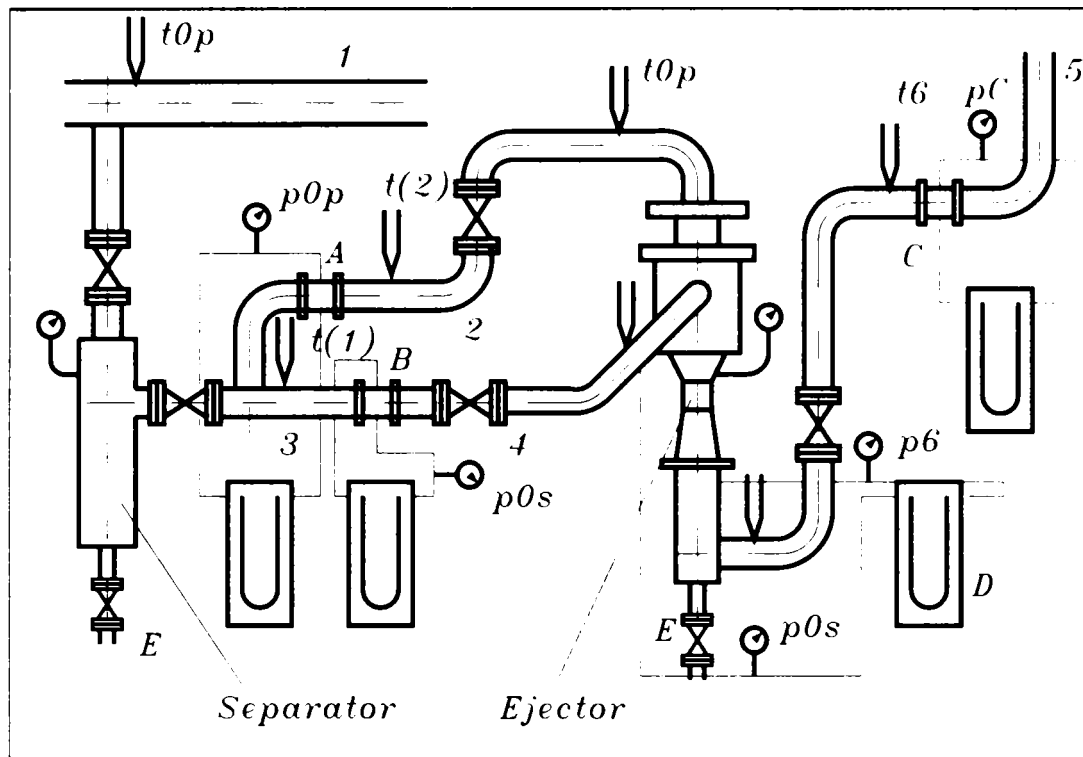
3.1. Descrierea principalelor experimente. Standuri. Fluide folosite. Parametri care influențează performanțele ejectoarelor

Pentru a studia performanțele unui ejector avem nevoie de un stand de încercare capabil să furnizeze un anumit debit de fluid principal la parametri (presiune și temperatura) constanți, să asigure posibilitatea aspirării fluidului secundar la presiunea de aspirație dorită și să asigure refularea amestecului la o anumită presiune, desigur mai mare decât cea de aspirație.

Instalația pe care urmează a fi testate diferitele variante de ejector trebuie să ne asigure posibilitatea efectuării de măsurători cât se poate de precise pentru parametri de intrare a fluidului principal, secundar și de ieșire a amestecului. Astfel, standul trebuie prevăzut cu manometre și micromanometre pentru măsurarea presiunilor, cu manometre diferențiale pentru măsurarea diferențelor (căderilor) de presiune, cu termometre pentru determinarea temperaturilor și cu debitmetre pentru citirea debitelor pentru fluidul principal, secundar și pentru amestec.

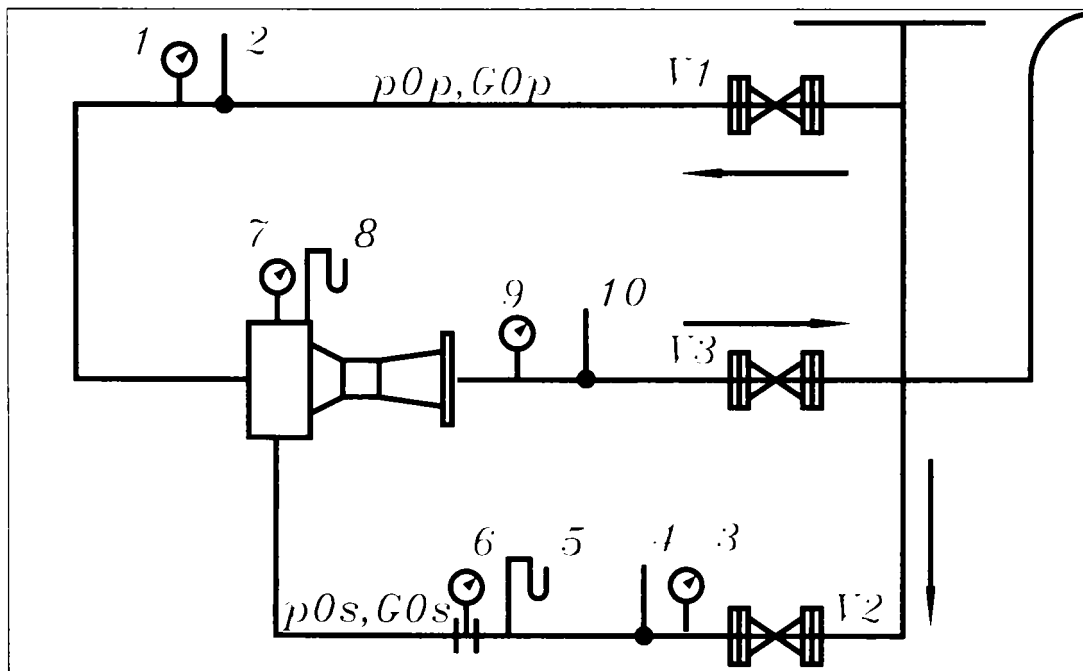
În fig. 1.27 este prezentat standul pe care au fost efectuate determinările experimentale la ICCT de către N. Lojkin [73]. În acest caz aburul este atât fluidul principal cât și cel secundar, desigur având parametri diferiți. Acești parametri diferiți se obțin pornind de la o singură sursă și anume aburul livrat de un generator de abur și adus la instalația experimentală de conductă de alimentare (1). De aici aburul se ramifică în doi curenți: spre ajutorul de lucru (2) și spre camera de amestec (3). Presiunea mult mai mică pe care trebuie să o aibă aburul aspirat se obține prin laminarea unei părți a aburului de alimentare cu ajutorul ventilului (4). Aburul de parametri medii, rezultat în urma amestecării celor doi curenți este evacuat în atmosferă prin conductă (5). Aparatele de măsură folosite și dispunerea lor sunt evidențiate în figură.

Un tip similar de instalație [34] a fost utilizat de către G. Creța, Gh. Constantinescu și I. Lene pentru încercările realizate la Combinatul Metalurgic Reșița asupra unor ejectoare cu abur (fig. 1.28). Față de instalația prezentată în fig. 1.27 lipsește doar manometrul diferențial D, dar absența sa este suplinită de manometrele (manovacuumetrele) (3), (7) și (9).



- | | |
|--|---|
| 1. - abur de la cazan | A,B,C - diafragme normalizate |
| 2. - conducta aburului activ (fluid principal) | D - manometru diferențial pt. creșterea de presiune |
| 3. - conducta aburului aspirat (fluid secundar) | t_i - termometre sau termocuple |
| 4. - ventil de laminare | p_i - manometre pentru măsurarea presiunilor |
| 5. - conducta de evacuare a aburului comprimat (amestec) | E - țevi de scurgere |

Figura 1.27. Instalația experimentală de la I.C.C.T. pentru compresoare cu jet de abur

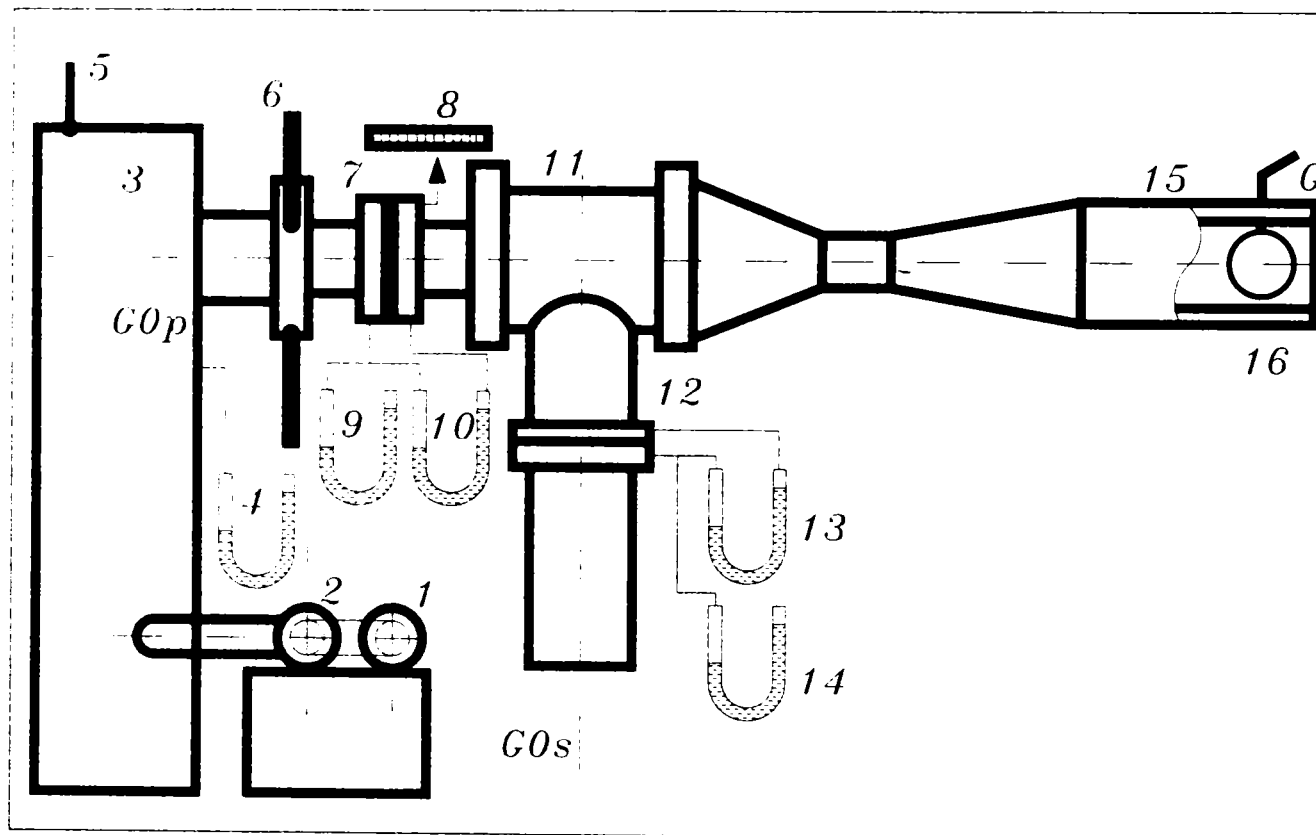


- | | |
|--|---|
| 1. - manometru metalic (0... 25at) pentru aburul activ | 6. - debitmetru (diafragmă normalizată) pentru debitul de abur aspirat |
| 2. - termometru cu lichid (0...500°C) pentru aburul de lucru | 7. - manovacuumetru metalic (0...1ata) pentru presiunea din camera de amestec a ejectorului |
| 3. - manovacuumetru metalic (0...5ata) pentru aburul antrenat | 8. - manometru cu mercur pentru aburul comprimat (amestec) |
| 4. - termometru cu lichid (0...500°C) pentru temperatura aburului aspirat | 9. - termometru cu lichid (0...500°C) pentru aburul comprimat |
| 5. - manometru cu mercur pentru măsurarea cu precizie a presiunii aburului aspirat față de presiunea atmosferică | 10. - barometru pentru determinarea presiunii barometrice |

Figura 1.28. Instalația experimentală utilizată la I.C.M. Reșița

Dacă analizăm instalația folosită de Z. Ardelean pentru determinarea formei și dimensiunilor optime ale camerelor de amestec a ejectoarelor subsonice (fig. 1.29 - după [13]) vom observa că, principial, este similară schemelor anterioare. Diferența care apare se referă la fluidele utilizate, în acest caz fiind vorba de aer comprimat, respectiv aer atmosferic. Dispare deci ventilul de laminare al agentului secundar, acest agent fiind aer la presiunea atmosferică. Pentru modificarea condițiilor de lucru se modifică doar presiunea fluidului principal și contrapresiunea amestecului cu ajutorul clapetei (16).

Și alte instalații prezentate în literatura de specialitate [20],[113],[80] sunt foarte asemanătoare cu cele prezentate, diferențele principale datorându-se naturii fluidelor folosite și parametrilor de lucru aleși. În funcție de mărimile care sunt observate pot apare aparate de măsură suplimentare: de exemplu, pentru determinarea distribuțiilor de viteză se poate utiliza tubul Pitot - Prandtl, poziționându-l în diferite puncte ale secțiunii investigate: sau dacă urmărim variația presiunii de-a lungul camerei de amestec vom avea nevoie de multe manometre conectate la prize succesive practicate pe o generatoare a camerei.



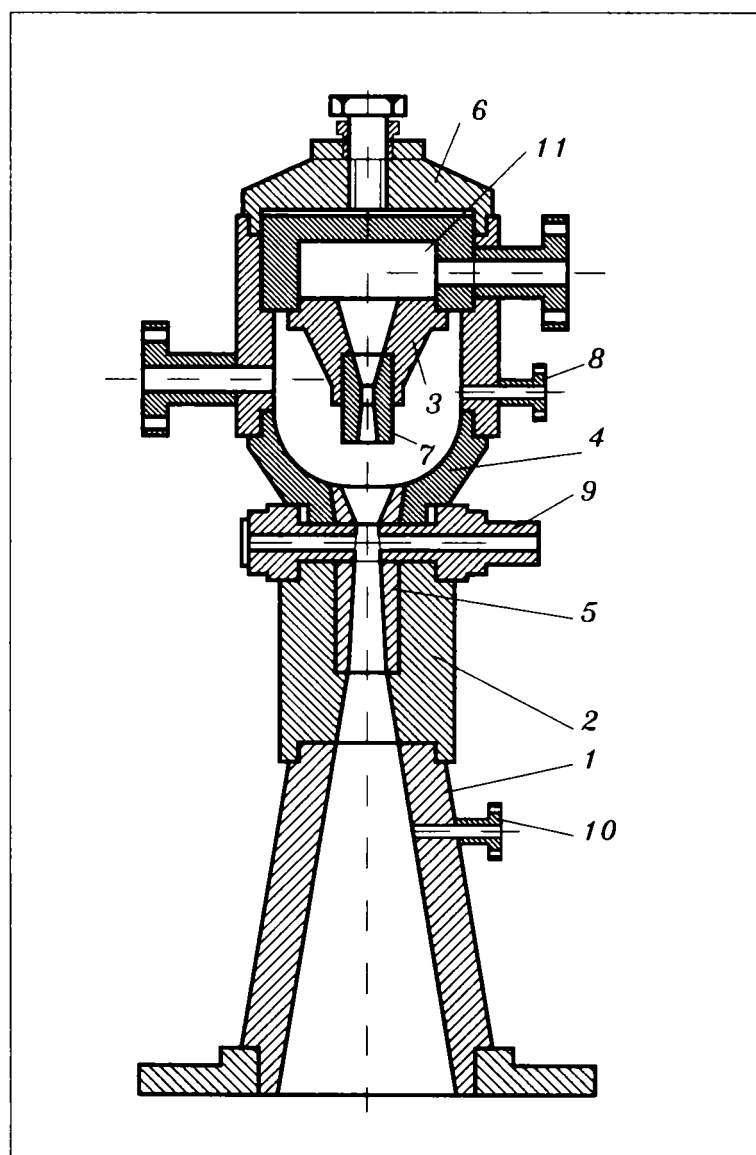
- | | |
|--|--|
| 1. - motor electric | 9 - manometru |
| 2. - compresor | 10. - micromanometru diferențial Krell |
| 3. - rezervor tampon | 11. - ejector |
| 4. - manometru cu coloană de apă | 12. - diafragmă pentru aerul aspirat |
| 5. - termometru | 13. - micromanometru diferențial Krell |
| 6. - dispozitiv pentru deplasarea ajutorului | 14. - manometru |
| 7. - diafragmă pentru aer activ | 15. - conducta de refulare a amestecului |
| 8. - riglă gradată | 16. - clapeta pentru modificarea contrapresiunii |

Fig. 1.29. Schema instalației experimentale de la IP Timișoara

Cât despre ejectoarele încercate, aceste sunt de obicei construite special pentru cercetările experimentale și permit modificarea continuă sau discretă a unor parametri geometrici. În cele mai multe cazuri ejectoarele permit modificarea geometriei ajutorului de lucru fie prin schimbarea completă a ajutorului, când avem la dispoziție un set special de

ajutaje, fie prin modificarea continuă a secțiunii de curgere (de ieșire) a ajutorajului prin deplasarea axială a unui ac conic. De asemenea geometria camerei de amestec se poate modifica prin deplasarea axială a ajutorajului de lucru în interiorul camerei, ceea ce are ca rezultat modificarea poziției relative între secțiunea de ieșire din ajutoraj (2) și secțiunea de ieșire din camera de amestec (4 sau 5 în unele cazuri). Deplasarea secțiunii de ieșire a fluidului principal se poate realiza discret, cu ajutorul unui set de ajutoraje de lungimi diferite sau cu adaosuri speciale, sau continuu cu ajutorul unui dispozitiv cu filet. În plus în unele experiențe, fiind urmărită influența diferitelor tipuri de difuzoare, au fost utilizate ejectoare care să permită utilizarea unui set de astfel de difuzoare.

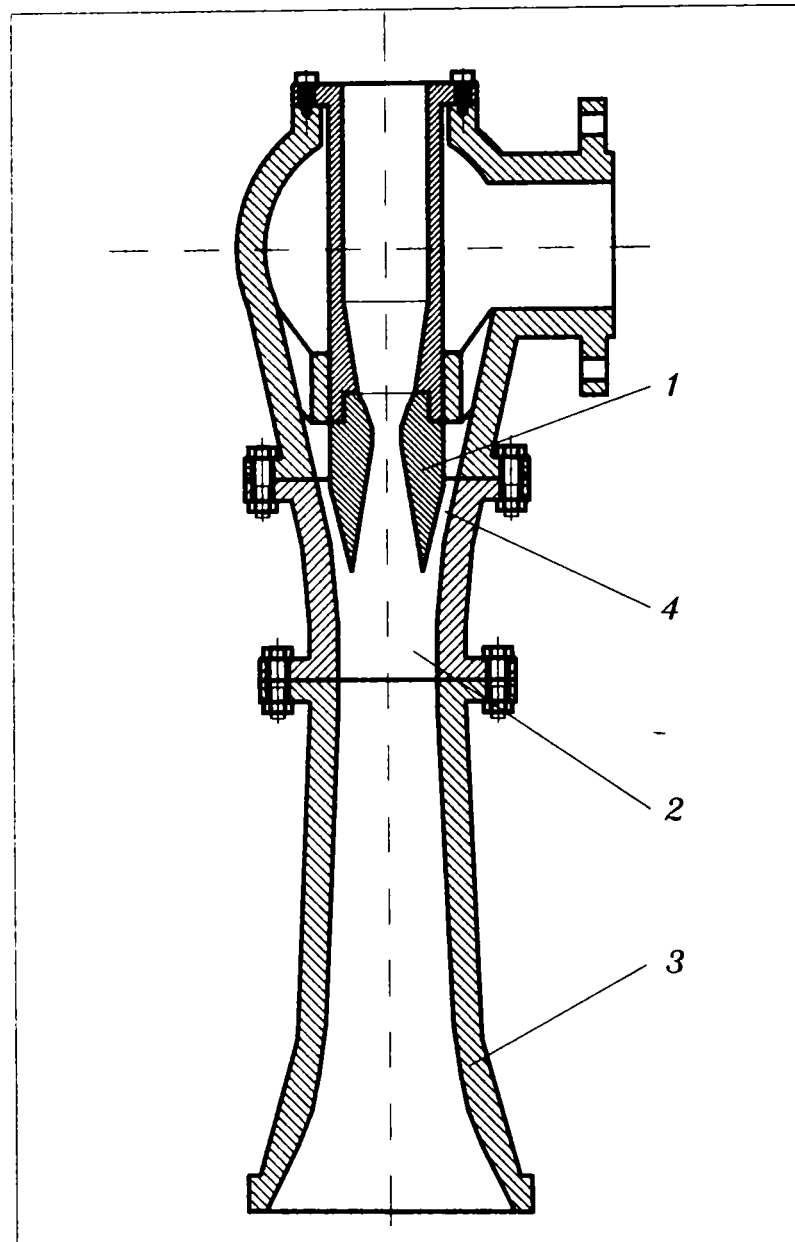
Astfel de ejectoare care permit demontarea și înlocuirea unor componente în scopul de a studia influența parametrilor geometrici au fost utilizate de către **N. Lojkin** [73], experiențele fiind efectuate atât cu un ejector de tipul II (fig. 1.30), pentru care fluidul secundar poate fi considerat inițial în repaus, cât și cu un ejector de tipul I, la care fluidul secundar este accelerat la o viteză apreciabilă înainte de amestecare (fig. 1.31).



- | | |
|------------------------------------|--|
| 1. difuzor | 7. ajutorajul de lucru |
| 2. partea superioara a difuzorului | 8. orificiu pt. presiunea din camera de amestec |
| 3. suportul ajutorajului | 9. orificiu pt. presiunea la intrarea in difuzor |
| 4. camera de amestec | 10. orificiu pt. presiunea in difuzor |
| 5. bucsa de schimb | 11. camera abur viu |
| 6. capac | |

Fig. 1.30. Ejectorul de tip II cu piese ce se pot schimba, utilizat la ICCT

Pentru ejectorul de tip II s-au folosit succesiv mai multe ajutaje convergent - divergente, deoarece presiunea în camera de amestec a fost aleasă suficient de mică în așa fel încât raportul $p_{0s}/p_{0p} < \epsilon_c$. Deoarece experiențele au fost făcute cu un număr foarte mare de ajutaje, în acest subcapitol nu vom descrie fiecare ajutaj folosit, ci doar grupurile principale, fiecare din aceste grupuri fiind utilizat pentru a pune în evidență influența unui anumit factor.



- | | |
|----------------------|---|
| 1. ajutaj de lucru | 3. difuzor |
| 2. camera de amestec | 4. ajutaj pt. destinderea aburului antrenat |

Fig. 1.31. Ejectorul de tip I cu piese ce se pot schimba, utilizat la ICCT
Fig. 1.31. Ejectorul de tip I cu piese ce se pot schimba, utilizat la ICCT

Deoarece debitul care trece printr-un ajutaj convergent - divergent, atunci când presiunea de după ajutaj este mai mică decât presiunea critică, depinde doar de parametri fluidului de dinainte de ajutaj și de secțiunea minimă a ajutajului, înseamnă că pentru un regim dat de lucru, acela pentru care a fost calculat ejectorul, deci când p_{0p} și p_{0s} sunt constante, coeficientul de eiecție u nu poate varia decât dacă modificăm debitul de fluid primar G_0 prin modificarea secțiunii minime A_1 , și într-o măsură mai mică prin modificarea contrapresiunii p_6 . De aceea pentru p_{0p} și p_{0s} date, pentru a urmări variația randamentului și a creșterii de presiune în funcție de u , va trebui să folosim un set de ajutaje de lucru cu diferite secțiuni minime. Prima grupă de ajutaje a fost constituită din seturi de câte trei ajutaje cu

secțiune transversală circulară, cu secțiuni minime A_1 care să corespundă la trei valori pentru G_0 , notate G_{0min} , G_{0med} și G_{0max} . A doua grupă de ajutaje a cuprins ajutajele multiple, adică trei ajutaje circulare montate ca în fig. 1.32a, sau două ajutaje dreptunghiulare montate ca în fig. 1.32b; cu ajutorul acestor ajutaje multiple s-a studiat influența creșterii suprafeței de contact (amestecare) a celor două fluide și a formei acesteia. A treia grupă de ajutaje a fost formată tot din ajutaje cu secțiune circulară, dar cu diferite unghiuri de evazare, utilizându-se chiar și un ajutaj profilat conform relației 1.3. În fine, a patra grupă de ajutaje a cuprins ajutajele cu secțiune de curgere reglabilă, reglare realizată cu ajutorul unui ac mobil (fig. 1.33).

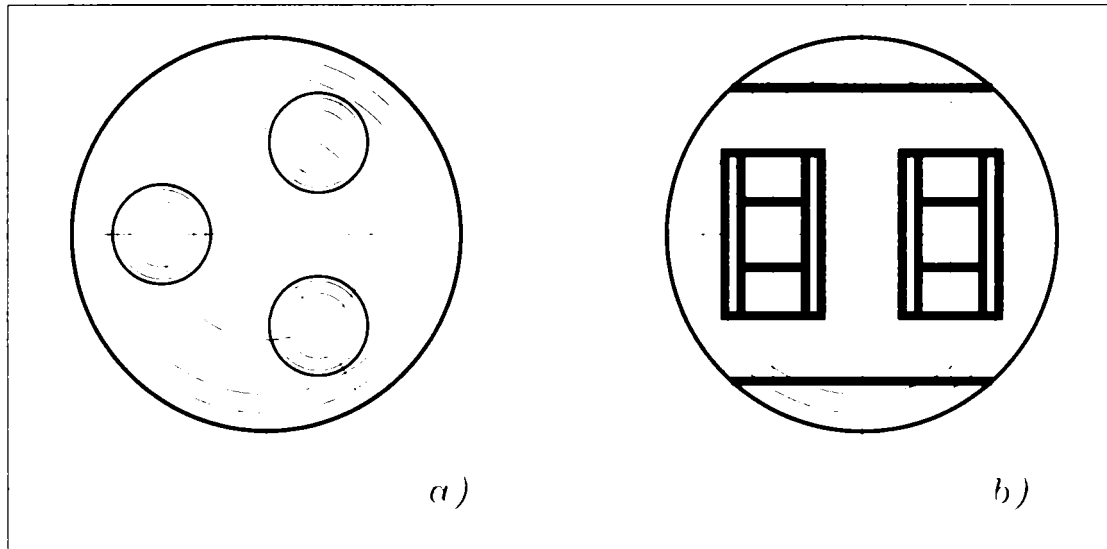
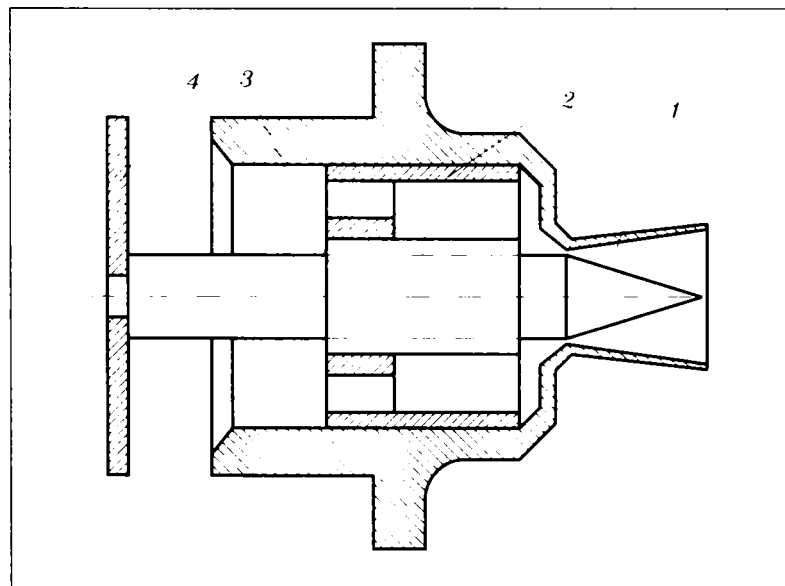


Fig. 1.32. Dispunerea ajutajelor multiple, circulare (triplu) sau dreptunghiulare (dublu), în vedere dinspre difuzor

Nu numai ajutajele au putut fi schimbate : pentru a studia influența distanței "l" dintre secțiunea de ieșire din ajutaj (2) și secțiunea (5) de intrare în difuzor, ejectorul din fig. 1.30 este prevăzut cu o bucușă (notată 3), care face parte dintr-un set de bucușe de lungimi diferite. Acest set de bucușe a fost înlocuit ulterior cu un dispozitiv care să permită deplasarea axială a ajutajului.



1. ajutaj
2. bucușă de ghidare
3. acul de reglare
4. roată de mână

Fig. 1.33. Ajutaj de lucru cu ac mobil pentru reglarea secțiunii de curgere

Forma camerei în care se debușează ajutorul de lucru și în care se găsește legătura pentru aburul antrenat din camera de aspirație are, după cum se vede în fig. 1.30, o porțiune cilindrică, urmată de o zonă emisferică chiar în zona de amestecare. Ejectorul este astfel conceput încât să permită înlocuirea părții emisferice cu diferite părți conice de înclinări diferite (vezi fig. 1.34).

În fine, intrarea în difuzor se face tot printr-o bucășă, setul intersanjabil fiind prezentat în fig. 1.35. Cu ajutorul acestui set de bucășe se studiaza influența părții cilindrice sau convergente de dinainte de difuzor.

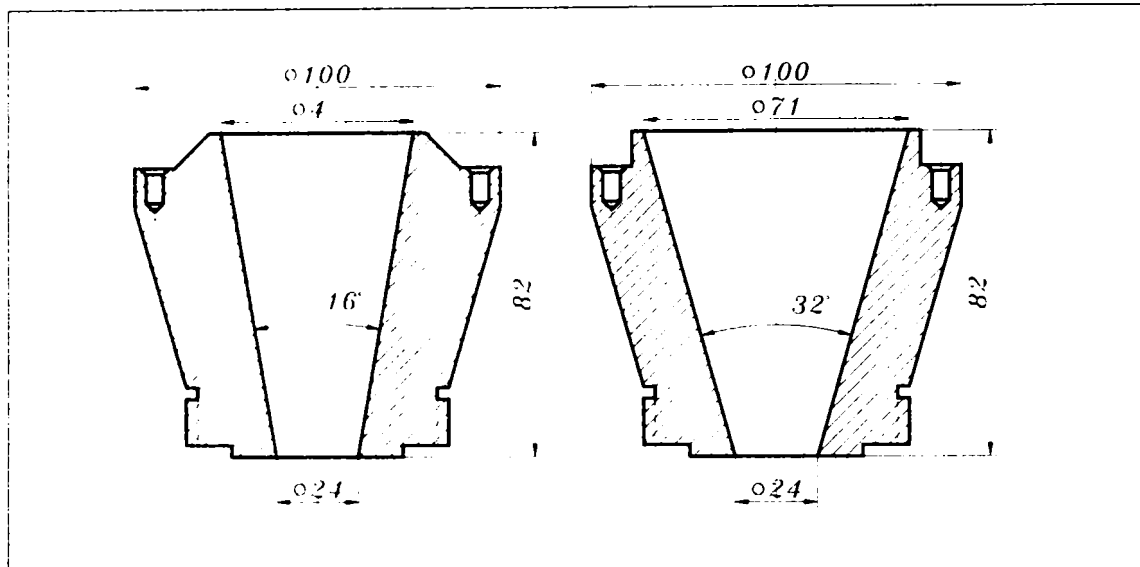


Fig. 1.34. Camere conice de amestec pentru studiul influenței geometriei camerei în zona de intrare în difuzor

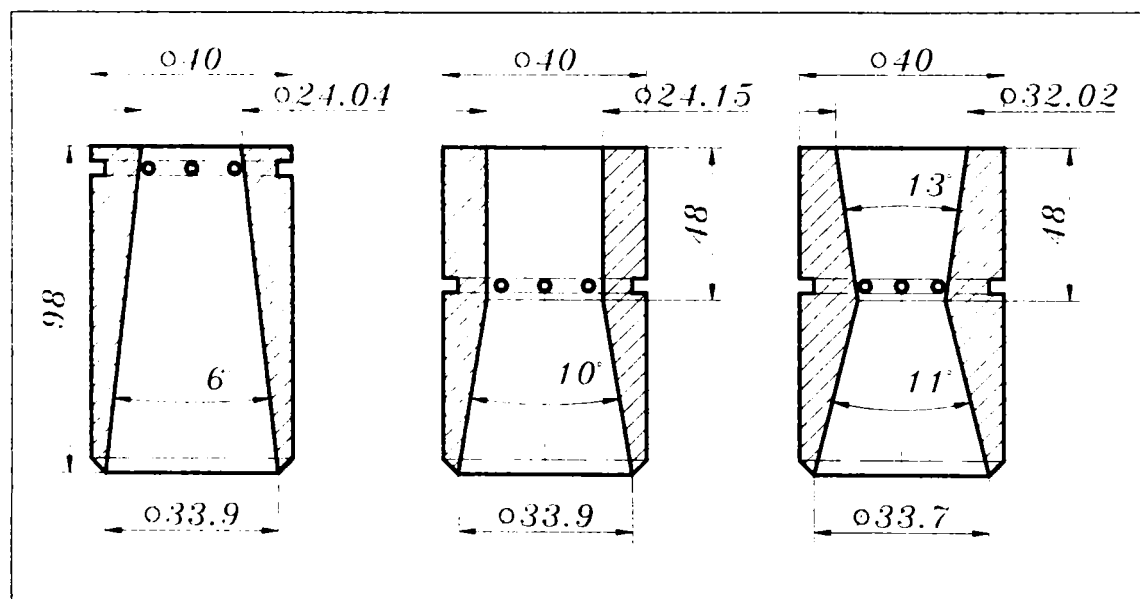


Fig. 1.35. Porțiunile de intrare (bucășe de schimb) ale difuzorului

Ejectorul de tip I a fost utilizat în scopul de analiza influența vitezei fluidului secundar atunci când ea nu mai este neglijabilă. Și acest ejector poate lucra cu mai multe ajutaje dintr-un set, montate pe rând pentru a modifica parametri de lucru, în special viteza w_2 . Au fost folosite două ajutaje diferite prezentate în fig. 1.36. De asemenea, pentru a modifica

geometria spațiului inelar dintre pereții camerei tronconice de amestec și a ajutorajul de lucru care pătrunde mult în această cameră au fost folosite pe rând două camere de amestec (piesa 2. fig. 1.31). În acest set de experiențe a fost interesantă și variația presiunii de-a lungul camerei de amestec: spre deosebire de camera ejectorului de tip II, în care presiunea este evasiconstantă în toată camera de amestec, la camerele tronconice ale ejectoarelor de tipul II presiunea variază puternic de-a lungul camerei de amestecare. Pentru a măsura presiunea statică la diferite abscise, au fost practicate prize la diferite cote pe o generatoare a ejectorului, atât în zona camerei de amestec, cât și în zona difuzorului.

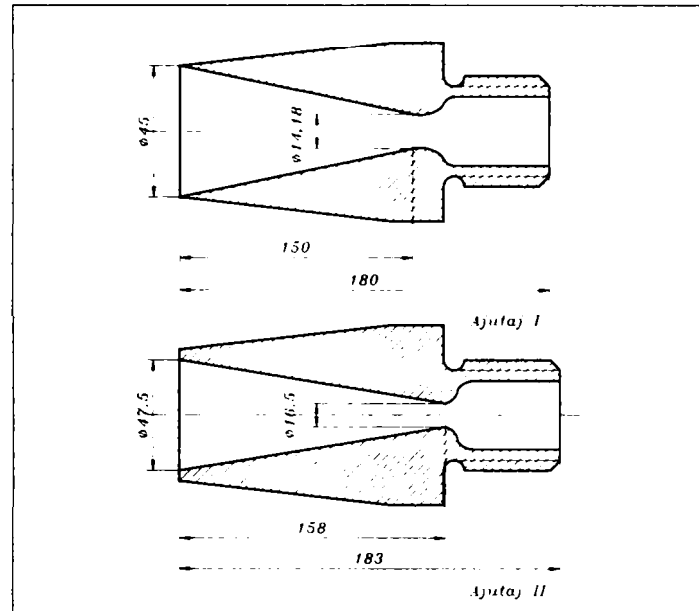


Fig. 1.36. Ajutajele utilizate la studiul ejectorului de tip I

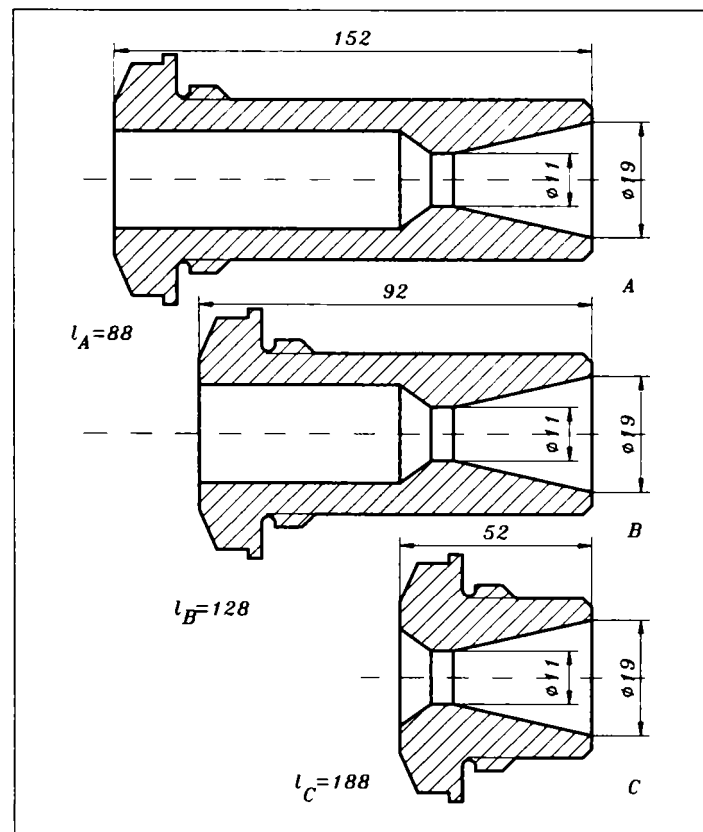


Fig. 1.37. Ajutajele utilizate în încercările de la I.C.M. Reșița

Tot un ejector supersonic (dar de tip II) a fost încercat și de G. Creța, [34] la I.C.M. Reșița. Și în acest caz, urmărindu-se influența distanței "l", în accepțiunea conferită anterior, au fost utilizate trei ajutaje convergent - divergente cu secțiune transversală circulară, prezentate în fig. 1.37.

În încercările efectuate de Z. Ardelean la I.P.Timișoara [13] a fost folosite două ejectoare, ambele subsonice, permițând montarea câte unui ajutaj convergent dintr-un set de 5 ajutaje. Cele două ejectoare s-au deosebit prin dimensiunile camerei de amestec (confuzoare) tronconice: primul cu lungimea de 190 mm și un unghi de convergență de $32^{\circ}34'$, iar al doilea cu lungimea de 278 mm și un unghi de convergență de $22^{\circ}36'$. În continuarea confuzorului a fost montată o porțiune cilindrică numită gât, dispunând și aici de doua variante: gât scurt cu lungimea de 80.3 mm și gât lung cu lungimea de 240.5 mm.

3.2. Principalele rezultate ale cercetarilor experimentale

Cu ajutorul instalațiilor și ejectoarelor cu componente înlocuibile descrise în 3.1 au fost realizate multe încercări experimentale și nu putem prezenta în acest subcapitol toate rezultatele obținute existente în literatura de specialitate, oprindu-ne doar la cele mai semnificative, ale căror concluzii au fost regăsite în forme asemanatoare la mai mulți cercetători.

Din multitudinea de încercari [73] realizate de N. Lojkin la I.C.C.T. prezentăm sintetic câteva, în tab. 1.3. Trebuie să menționăm că încercările au fost realizate doar cu ejectoare supersonice, iar acest tabel cuprinde doar rezultatele ejectoarelor de tip II. Pentru experiențele din col. 2 și 15 am reprezentat grafic în fig 1.38 și 1.39 variațiile randamentului și a căderii de presiune în funcție de coeficientul de ejecție u.

În fig. 1.38 curba (1) se referă la randamentul η_0 (I) definit de formula (1.83), iar curba (2) este un randament ceva mai mic care ține cont de faptul că izobarele nu sunt în realitate echidistante, deci, cu notațiile din fig. 1.7, $h_1 < (i'_{61} - i_4)$. În consecință, acest randament va fi mai mic decât cel reprezentat prin curba (1) dar autorul consideră că este mai corect să comparăm acest randament - și nu η_0 (I) - cu randamentul unui grup turbogenerator (vezi [29]).

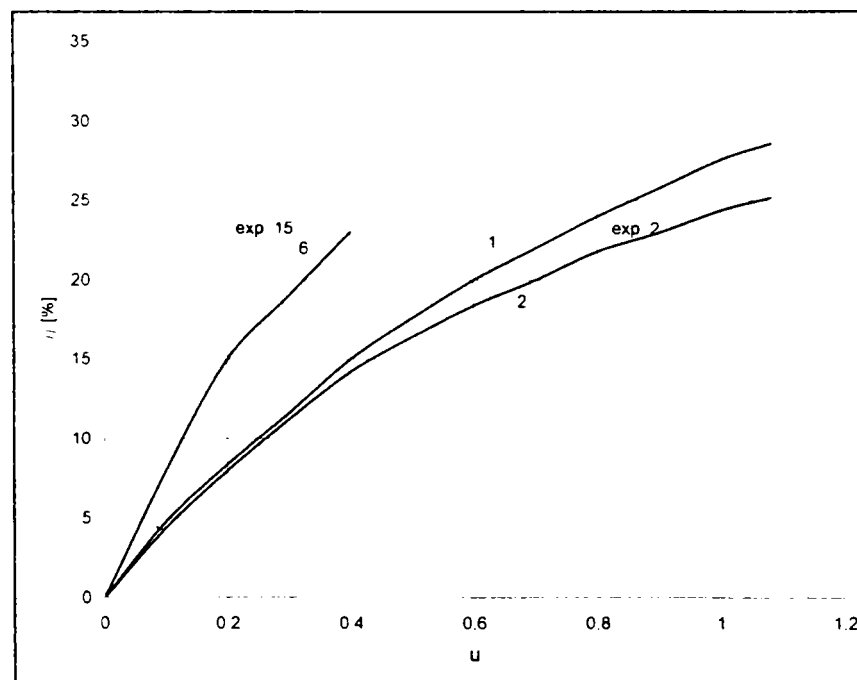


Fig. 1.38. Randamentul ejectorului în funcție de coeficientul de ejecție u

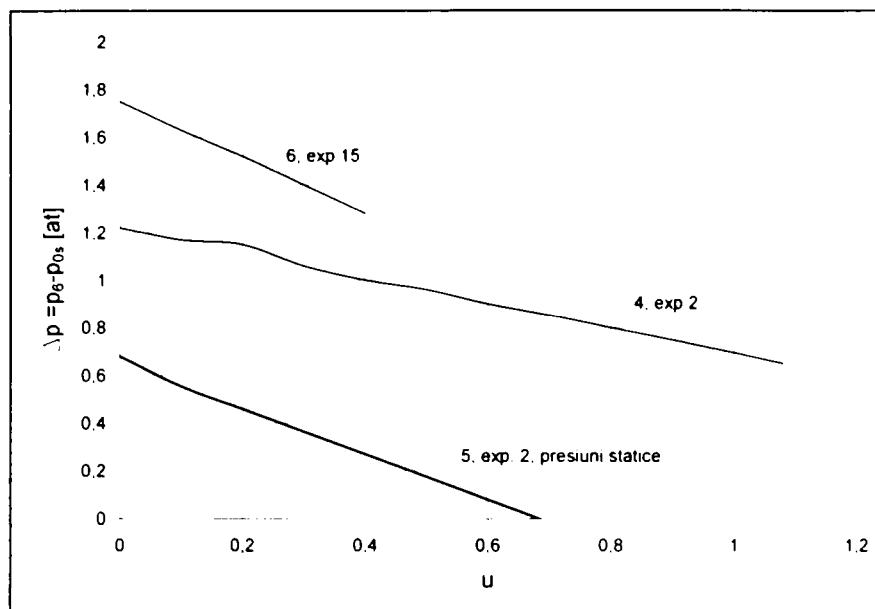


Fig. 1.39. Creșterea de presiune realizabilă în funcție de coeficientul de ejecție u

Se observa că pornind de la datele din tab. 1.3 se pot trasa diagrame de tipul celor din fig. 1.38 și 1.39 pentru toate cele 19 experimente distincte, deoarece în tabel sunt notate toate punctele caracteristice de pe diagrame. Distanța l_1 este distanța între secțiunile A_2 și A_5 în ipoteza că ajutorul este astfel montat încât prelungirea generatoarelor se intersectează cu generatoarele difuzorului exact în secțiunea A_5 .

Din diagramele 1.38 și 1.39 se observă că $\Delta p = f(u)$ sunt de fapt caracteristici cvasiliniare, coborâtoare odată cu creșterea coeficientului de ejecție, așa cum era de așteptat. Se constată că în practică nu putem coborî Δp oricât de mult, deci nu putem realiza un coeficient de ejecție oricât de mare, ci pentru fiecare experiență în parte vom avea un coeficient de ejecție maxim u_{\max} , care depinde de raportul A_5/A_1 și nu depinde de forma camerei de amestec. Acest coeficient de ejecție poate să coincidă sau poate să fie diferit de u_c , care este *coeficientul de ejecție calculat* pentru valori uzuale (adoptate) ale coeficienților φ_{aj} și φ_{ca} și ψ_1 care în realitate nu sunt cunoscute: de aceea trebuie să ținem cont că u_c este o mărime relativă, calculată după mărimile uzuale ale celor trei coeficienți (în cazul experiențelor din tab. 1.3, u_c este calculat cu $\varphi_{aj} = 0.95$ și $\varphi_{ca} = 0.975$ și $\psi_1 = 1$).

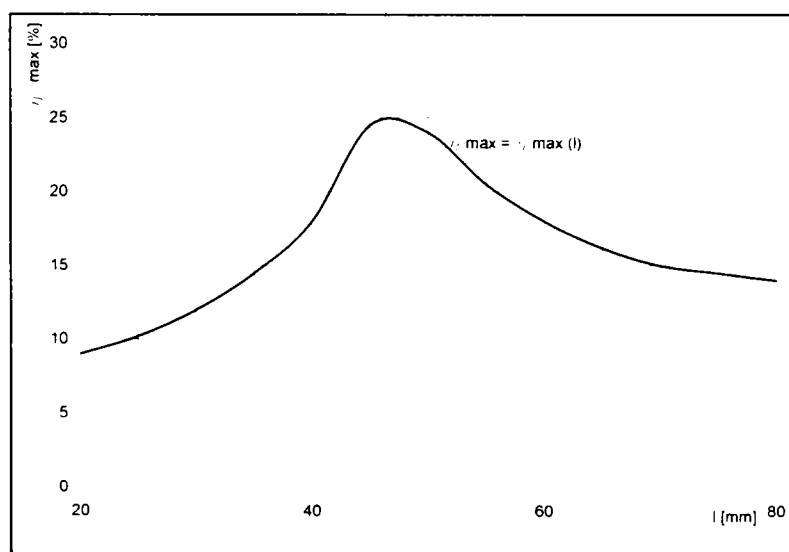


Fig. 1.40. Dependența randamentului maxim de lungimea caracteristica " l "

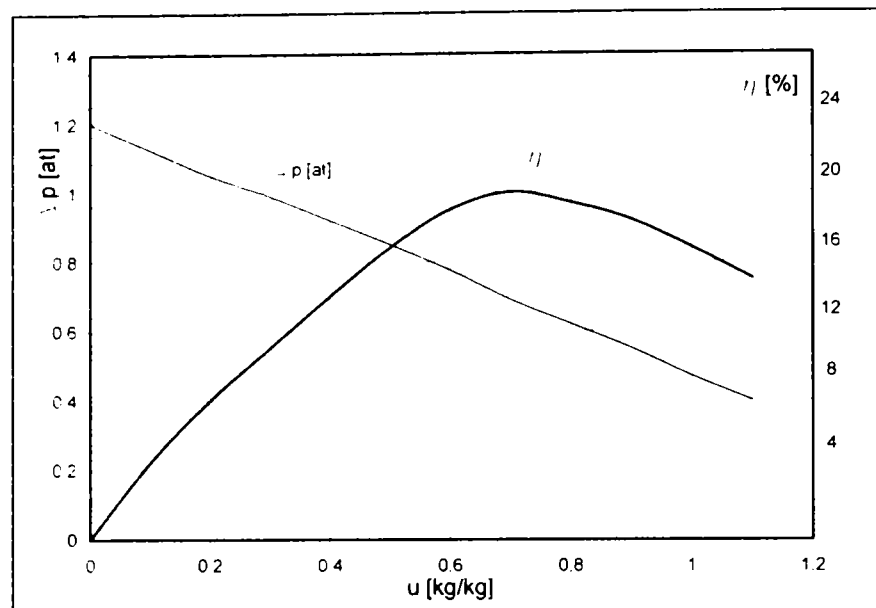


Fig. 1.41. Modificarea caracteristicilor $\Delta p = \Delta p(u)$ și $\eta = \eta(u)$ la scăderea lui "l", față de valorile de la l_{opt} , din fig. 1.38 și 1.39 (curbele 1 și 3).

Randamentul η_0 ajunge la valoarea maximă η_{max} la o anumită valoare a coeficientului de ejecție, notată cu u_{ec} , care poate fi diferită atât de u_c , cât și de u_{max} . Aceste trei valori se apropie în condițiile în care ejectorul funcționează la regimul optim pentru care a fost calculat, adică valorile coeficienților alese la calcul sunt chiar cele care se realizează în practică.

Dependența randamentului de distanța l (între A_1 și A_5) este ilustrată în fig. 1.40. Se observă că există o valoare optimă a lui l, pentru care randamentul este maxim. Pentru valori mai mici decât l_{opt} randamentele care se pot atinge sunt mici, deoarece jetul lovește în peretele camerei de amestec, cel opus ajutorului de lucru. Acest fapt se observă și din fig. 1.41, care prezintă curbe de același tip cu cele notate 1 și 3 în figurile 1.38 și 1.38, dar pentru un l mai mic: randamentul este mult mai mic și se obține la un coeficient de ejecție mai mic, iar panta lui Δp este mai pronunțată, adică la același coeficient de ejecție, comprimarea realizabilă va fi mai mică. Pentru valori ale lui l mai mari decât a lui l_{opt} se observă o scădere a randamentelor (vezi fig. 1.41), însă diminuarea este mai mică decât în cazul precedent; acest lucru înseamnă că nu apare șocul pe peretele opus ajutorului, ci că vor crește pierderile prin frecare datorită creșterii lungimii camerei de amestec.

Influența acestei distanțe "l", între secțiunea de ieșire din ajutorul de lucru și secțiunea de intrare în difuzor asupra performanțelor ejectorului a constituit obiectul de studiu [34] și a altor cercetători. G. Creța și colaboratorii săi de la I.C.M. Reșița, lucrând pe standul schițat în fig. 1.28 cu setul de trei ajutoaje prezentat în fig. 1.37, au studiat și au trasat pentru fiecare experiență în parte aceleși caracteristici $\Delta p = \Delta p(u)$ și $\eta = \eta(u)$. Alura acestor curbe este aceeași cu cea prezentată anterior în fig. 1.38 și fig. 1.39, adică o curbă ce se apropie foarte mult de o dreaptă pentru Δp , iar pentru randament o curbă asemănătoare unei funcții polinomiale de ordinul 2., care prezintă un maxim între două limite ale lui u, pentru care randamentul este nul.

Tab. 1.3. Câteva rezultate ale încercărilor efectuate în URSS asupra ejectoarelor cu piese intersanjabile (după [73]). Unghiurile caracteristicii $\Delta p = f(u)$ sunt date pentru scările:

$u = 1 \text{ kg/kg} = 200 \text{ mm}$, respectiv $\Delta p = 1 \text{ ata} = 100 \text{ mm}$

Denumirea	Simb [U M]	cu un ajutoraj						cu un ajutoraj						cu un ajutoraj				cu o grupa de ajutoraje		a		
		b						c						d				e			f	g
		CA sfenca			h	i		CA sfenca														
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19				
NUMARUL EXPERIENTEI																						
Portiunea de intrare in difuzor	Tipul	A	A	A	B	B	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	C	A			
Distanța de la secțiunea de iesire a ajutorajului pana la secțiunea de intrare in difuzor	l [mm]	40	46	45	46	46	46	51	35	41	49	56	35	44	50	26,5	51	82	110	57		
Presiunea calculata a aburului antrenat	p_{0s} [ata]	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,45	1,45	1,45	1,45	1,72	1,72	1,72	1,65	1,65	1,65	1,45	1,70		
Presiunea reala a aburului antrenat	p_s [ata]	1,87	1,87	1,94	1,9	1,9	1,9	1,9	1,52	1,52	1,49	1,52	1,63	1,67	1,67	1,85	1,85	1,85	1,4	1,72		
Coefficientul de ejectie maxim	u_{max} [kg kg]	1,1	1,1	1,17	1,08	1,08	1,08	1,1	0,48	0,44	0,41	0,46	1,53	1,48	1,51	1,1	1,1	1,1	-	0,8		
Coefficientul de ejectie calculat	u_c [kg kg]	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,48	0,48	0,48	0,48	1,3	1,3	1,3	1,0	1,0	1,0	1,25	0,8		
Coefficientul de ejectie corespunzator randamentului maxim	u_{cc} [kg kg]	0,75	1,1	1,17	0,65	0,65	0,6	0,7	0,48	0,3	0,41	0,46	1,0	1,48	1,51	1,1	1,1	1,1	-	0,8		
Randamentul corespunzator lui u_{max}	$\eta_{u_{max}}$ [%]	15	27	-	2	3	2	9	16	15	24	19	11	22,5	23	21	23	21	16	-		
Randamentul corespunzator lui u_c	η_c [%]	-	25	-	14	12	11	13	15	16	24	19	18	22	23	21	23	21	16	20		
Randamentul maxim	η_{max} [%]	19,5	27	26	16	15	13	14,5	16	16,5	24	19	18,5	22,5	23	21	23	21	16	20		
Unghiul de inclinare al caracteristicii	α [°]	10	15,5	-	28	27	27,5	21	-	39	32	39	12	9	9	11,5	11,5	11,5	-	16		
Căderea de entalpie in ajutorajul de lucru	h_T [kcal kg]	64	64	63	63	63	64	63	73	73	73	72	70	68	69	66	63	66	70	68		

a) cu ajutoraj profilat

b) $G_{0p} = 295 \text{ kg/h}$; $A_5 / A_1 = 7.1$; $l_1 = 57 \text{ mm}$

c) $G_{0p} = 453 \text{ kg/h}$; $A_5 / A_1 = 4.7$; $l_1 = 36 \text{ mm}$

d) $G_{0p} = 280 \text{ kg/h}$; $A_5 / A_1 = 7.5$; $l_1 = 65 \text{ mm}$

e) $G_{0p} = 280 \text{ kg/h}$; $A_5 / A_1 = 7.5$;

f) $G_{0p} = 181 \text{ kg/h}$; $A_5 / A_1 = 10.2$;

g) $G_{0p} = 340 \text{ kg/h}$; $A_5 / A_1 = 6.12$;

h) camera de amestec conică cu α de 16°

i) camera de amestec conică cu α de 32°

În fig. 1.42a , 1.42b, 1.42c sunt date curbele randamentului pentru cele trei ajutoraje A, B și C din [34], pentru care mărimea " l " ia trei valori distincte: $l_A = 88 \text{ mm}$, $l_B = 128 \text{ mm}$ și $l_C = 188 \text{ mm}$. Pentru fiecare din cele trei ajutoraje de lucru au fost trasate curbele de randament corespunzatoare unor presiuni ale fluidului (aburului) principal, p_{0p} , variind între 9 și 17 ata, obținute prin laminarea mai ușoară sau mai accentuată a aburului viu. Presiunea fluidului secundar, p_{0s} , a fost modificată cu ajutorul vanei V_2 între 0.6 și 1.1 ata, iar presiunea de refulare p_6 a fost menținută cu ajutorul vanei V_3 la o valoare constantă de 1.3 ata. Din examinarea diagramelor din fig. 1.42 se observă că cele mai bune rezultate se obțin în cazul lungimii intermediare l_B , care se situează în preajma lungimii l_{opt} , iar cele mai slabe în cazul ajutorajului C, deci pentru o mărime $l_C > l_{opt}$. Acest lucru se poate observa și din fig. 1.43, care se aseamănă cu fig. 1.40, cu mențiunea că în abscisă vom avea acum mărimea adimensională l/d_5 , unde d_5 este diametrul secțiunii de intrare în difuzor. Se observă că în acest caz curbele $\eta = \eta(l/d_5)$ sunt puțin diferite de curba $\eta = \eta(l)$ din fig. 1.40, randamentele fiind mai mici la

valori mari ale lui l . Acest lucru poate fi explicat prin lungimea exagerată a camerei de amestec în cazul ajutorului C, care provoacă pierderi prin frecare mai mari decât pierderile care ar apare la lovirea jetului de peretele în care este practică gura difuzorului și care apar la o valoare mică a lui l .

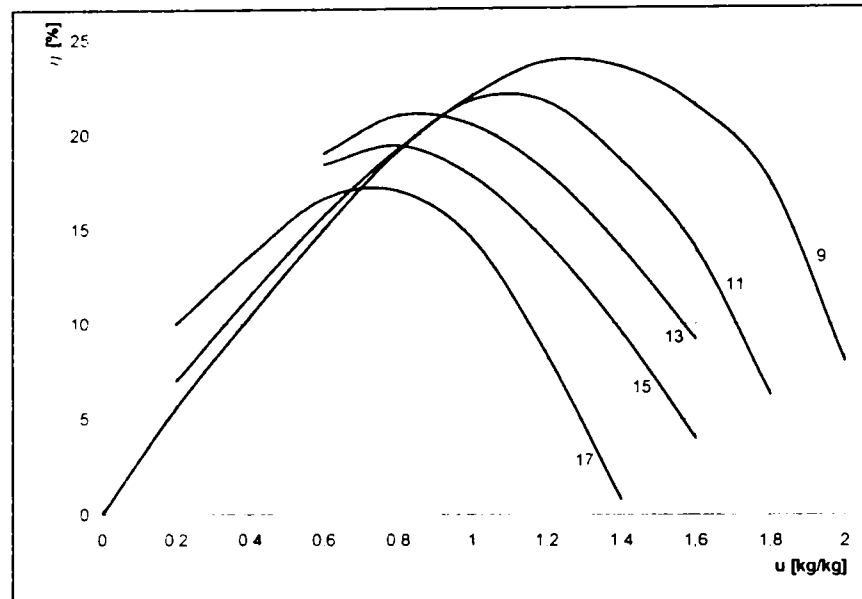


Fig. 1.42a. Randamentele ejectorului cu ajutorul A, încercat la I.C.M.R. (G. Creța) în funcție de coeficientul de ejecție u

Pentru cele două seturi de experiențe putem trasa diagrama din fig. 1.44 în care este reprezentat locul geometric al punctului M $[(l/d_5)_{opt}, h_0]_{opt}$ al punctelor caracterizate prin lungime relativă optimă și cădere de entalpie optimă (pentru fluidul principal); după N. Lojkin valoarea optimă a raportului (l/d_5) se poate calcula cu relațiile [73]:

$$(l/d_5)_{opt} = 0.024 h_0 + 0.44 \quad \text{dacă } h_0 > 65 \text{ kcal/kg} \quad (1.144)$$

$$(l/d_5)_{opt} = 2 \quad \text{dacă } h_0 < 65 \text{ kcal/kg} \quad (1.145)$$

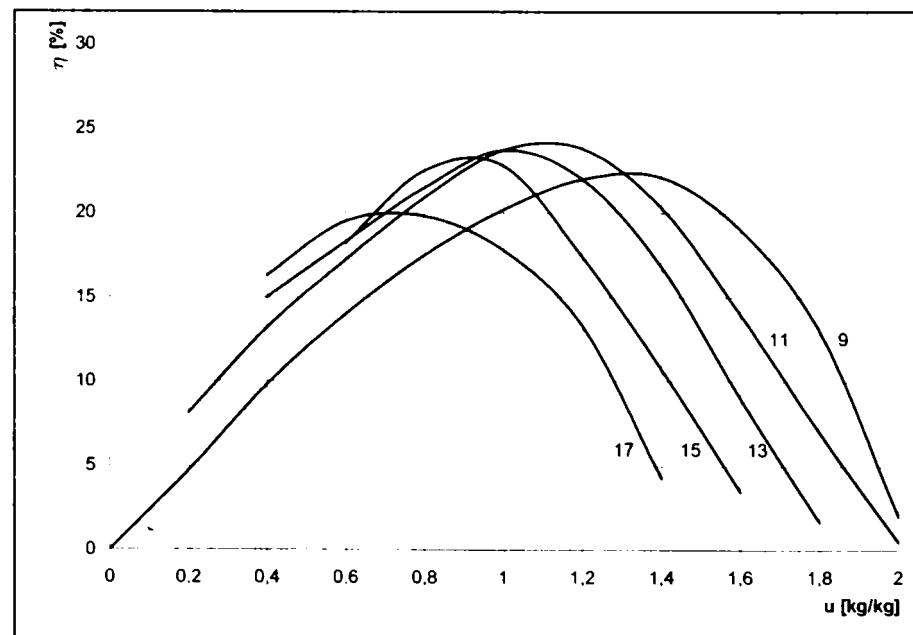


Fig. 1.42b. Randamentele ejectorului cu ajutorul B, încercat la I.C.M.R. (G. Creța) în funcție de coeficientul de ejecție u

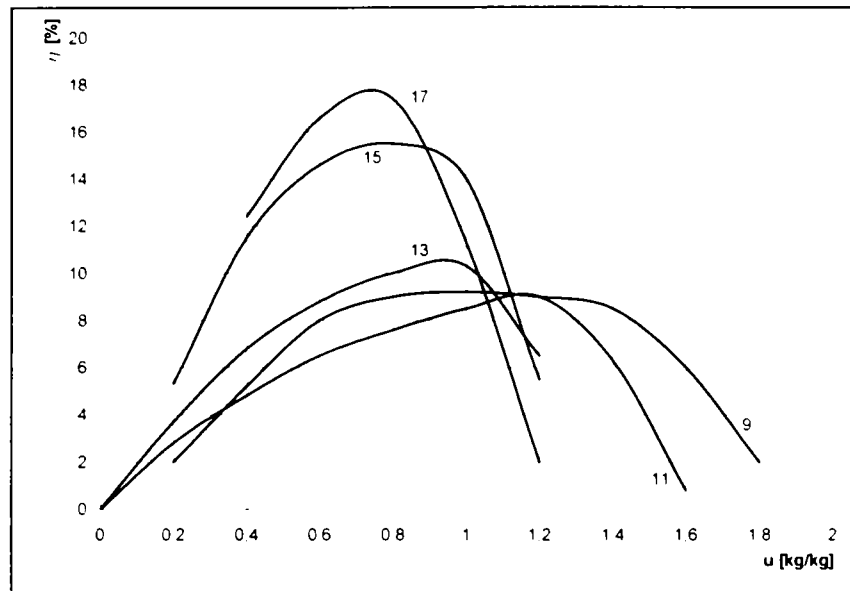


Fig. 1.42c. Randamentele ejectorului cu ajutorul C, încercat la I.C.M.R. (G. Creța) în funcție de coeficientul de ejecție u

Se observă că cercetările de la Reșița furnizează valori optime pentru lungimea (relativă) mult mai mici decât cele obținute la I.C.C.T., fapt datorat, cel mai probabil diferențelor mari între stările aburului utilizat în cele două cazuri. Această influență nu poate fi analizată decât în urma efectuării unui număr mult mai mare de încercări.

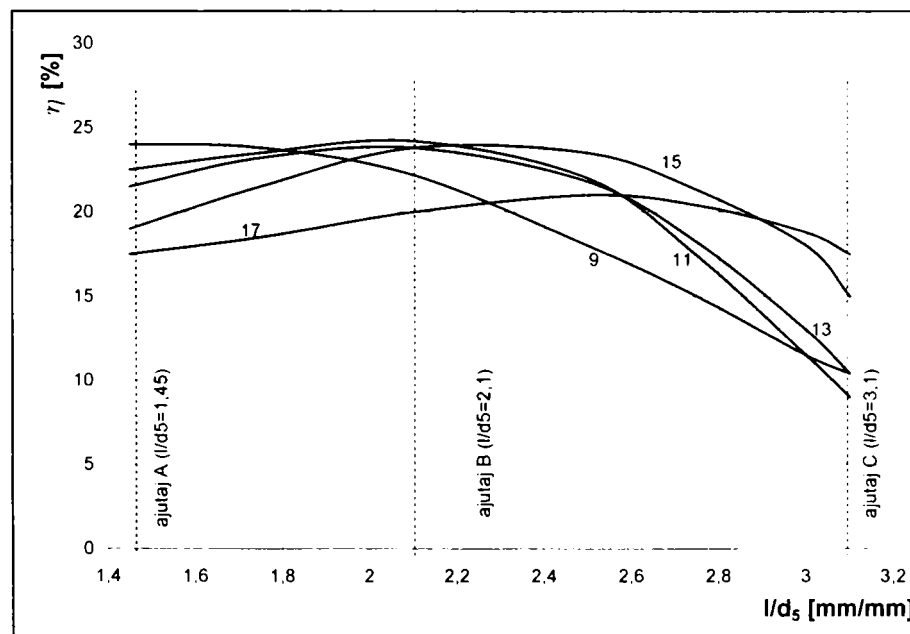


Fig. 1.43. Randamentul maxim al ejectoarelor în funcție de raportul l/d_5 (încercări I.C.M.R.)

Același parametru, respectiv lungimea camerei de amestec, a fost studiat și de Z. Ardelean [13], în cazul ejectoarelor subsonice de tip II, pe standul prezentat în fig. 1.29. Schița acestui ejector și a variațiilor presiunilor statice de-a lungul ejectorului se regăsesc în fig. 1.45. Experiențele au fost efectuate cu aer, folosit atât ca fluid activ cât și ca fluid antrenat, iar vitezele atinse au fost relativ mici. În acest caz studiul influenței distanței " l " între ieșirea din ajutoraj și intrarea în difuzor este strâns legat de studiul influenței vitezei inițiale a fluidului secundar, deoarece prin deplasarea ajutorajului de lucru în interiorul părții convergente a ajutorajului de comprimare ejectorul se transformă în ejector de tip I. De aceea vom corela influența lui l cu influența vitezei pe care o dobândește fluidul secundar datorită

micșorării secțiunii inițiale de curgere, secțiune care se micșorează odată cu pătrunderea ajutorului de lucru în camera de amestec tronconică.

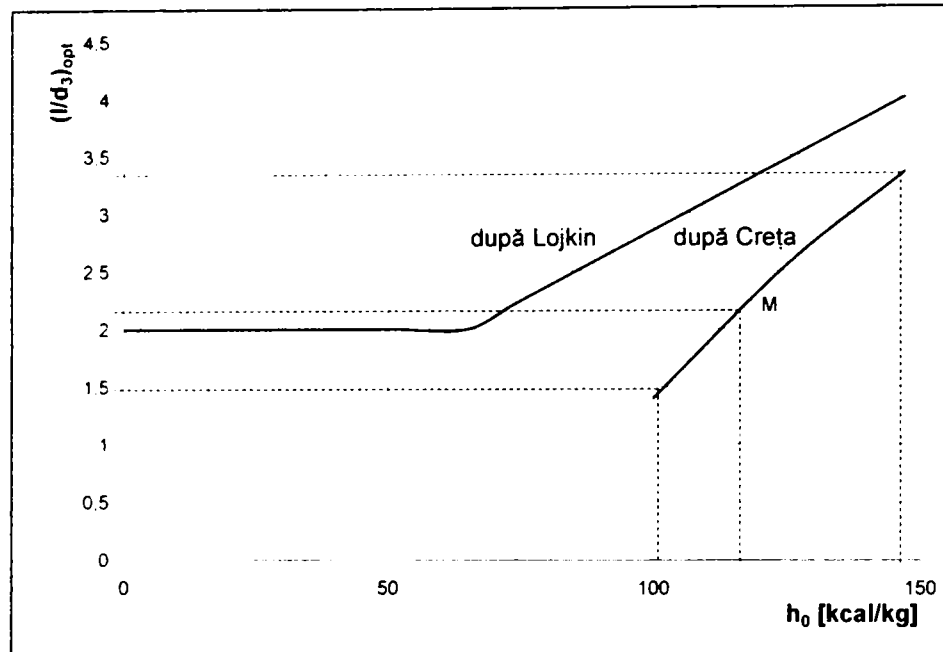


Fig. 1.44. Raportul optim (l/d_3) în funcție de căderea de entalpie din ajutoraj h_0

Dacă studiem influența formei secțiunii transversale a ajutorajului de lucru, adică: circulară simplă, circulara triplă (vezi fig. 1.32a) și dreptunghiulară dublă (vezi fig. 1.32b), vom constata că randamentul maxim care se obține în cazul ajutorajelor diferite de cel cu secțiune circulară simplă este în fiecare caz mai mic decât în cazul ajutorajului clasic, cu secțiune circulară.

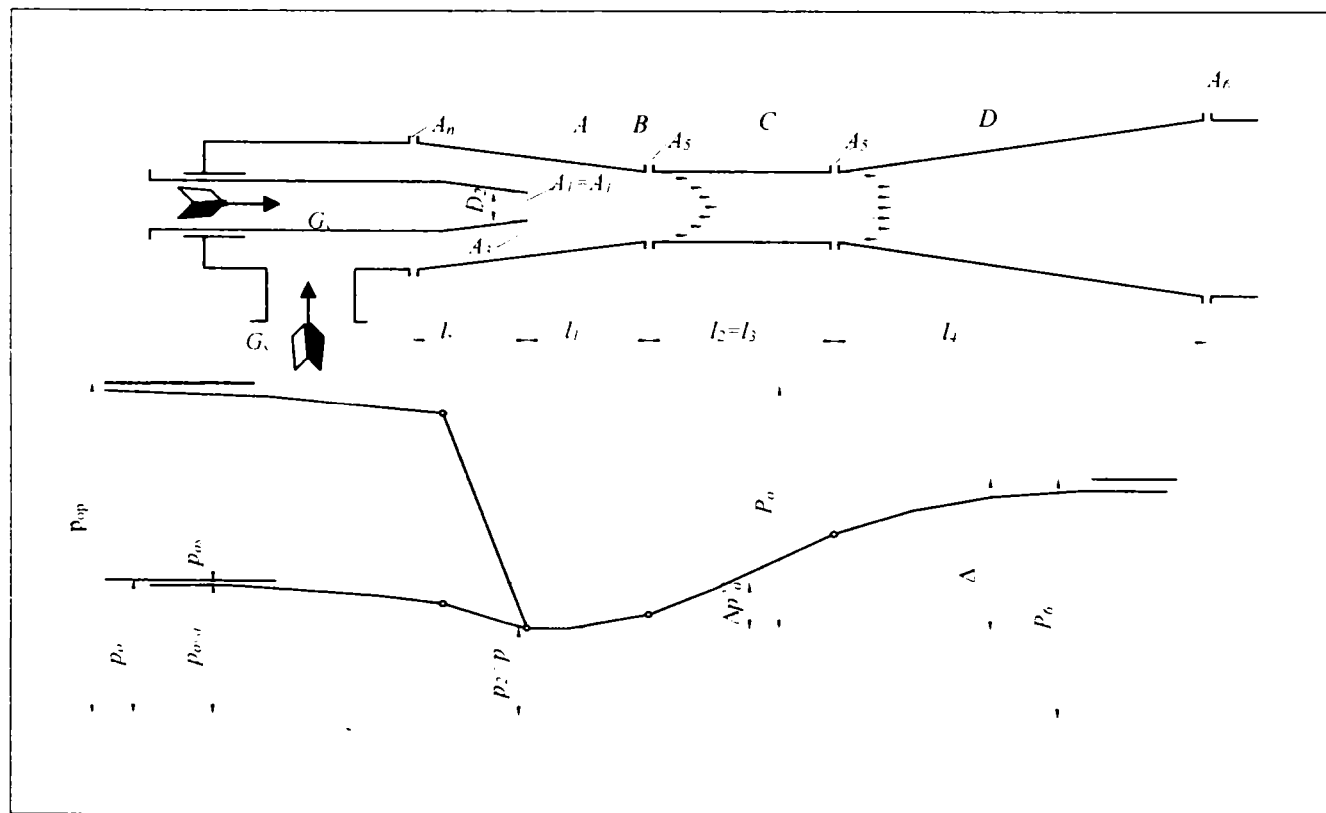


Fig. 1.45. Schița ejectorului cu camera de amestec tronconică utilizat de Z. Ardelean și repartiția presiunilor statice de-a lungul ejectorului

Acest fapt este ilustrat în fig. 1.46, respectiv 1.47, care prezintă aceleași caracteristici $\Delta p = \Delta p(u)$ și $\eta = \eta(u)$ pentru ajutaje triple (cu secțiune circulară) în cazul unui debit mai mic (fig. 1.46) sau mai mare (fig. 1.47), în acest ultim caz studiindu-se și influența parametrului discutat anterior, adică distanța "l". Rezultatele experiențelor care au condus la trasarea curbelor din fig. 1.47 se regăsesc și în tabelul 1.3 (coloanele 15...18). În fig. 1.48 sunt prezentate aceleași caracteristici pentru ajutaj dublu cu secțiune dreptunghiulară, pentru care randamentul maxim este chiar și mai mic. Aceste diagrame ne arată că panta lui Δp este mai favorabilă decât pentru un ajutaj simplu cu secțiune circulară, adică la aceeași comprimare se realizează coeficienți de ejecție mai mari. Acest lucru era de așteptat, deoarece suprafața exterioară a jetului, la același debit de fluid activ, este mai mare în cele două cazuri decât pentru ajutajul simplu. Randamentul maxim însă se micșorează, fapt care, după toate probabilitățile, se datorează șocului care apare la contactul celor trei (respectiv două) vâne de fluid. Experiențele lui N. Lojkin nu urmăresc însă în detaliu influența acestui factor, autorul recunoscând că pentru edificare este nevoie de încercări suplimentare.

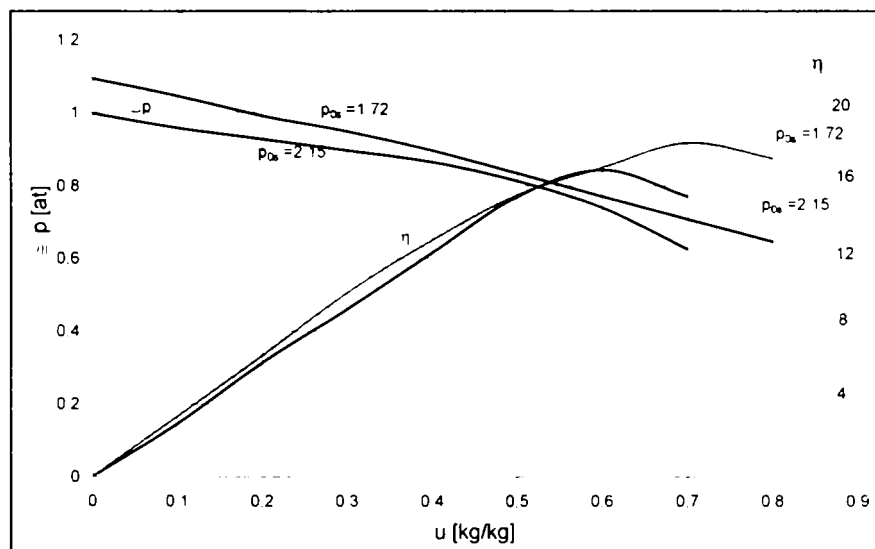


Fig. 1.46. Caracteristicile $\Delta p = \Delta p(u)$ și $\eta = \eta(u)$ pentru ajutaje triple (cu secțiune circulară) în cazul unui debit mic

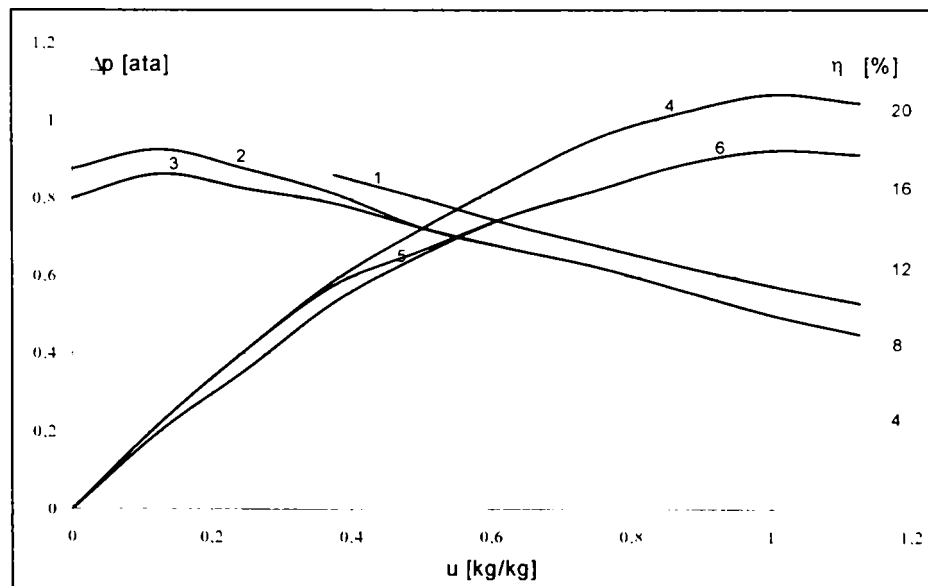


Fig. 1.47. Caracteristicile $\Delta p = \Delta p(u)$ și $\eta = \eta(u)$ pentru ajutaje triple (cu secțiune circulară) în cazul unui debit mare

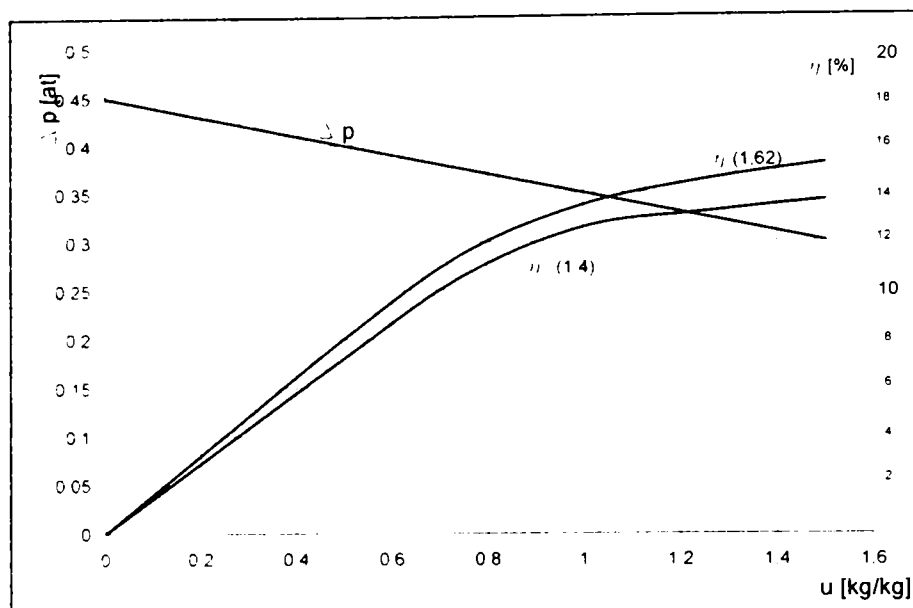


Fig. 1.48. Caracteristicile $\Delta p = \Delta p(u)$ și $\eta = \eta(u)$ pentru ajutaje dreptunghiulare duble

În ceea ce privește influența formei camerei de amestec, autorul menționează încercări efectuate cu camera sferică, respectiv camere conice de diferite conicități (vezi fig. 1.34), combinate cu diferite tipuri de intrări în difuzor (fig. 1.35). Datele, care se regăsesc în același tabel 1.3 ne arată că cele mai bune rezultate au fost obținute cu camera sferică, combinată cu bucușă de intrare în difuzor de tip A, iar camerele conice au furnizat performanțe inferioare. Și în acest caz, așa cum recunoaște și autorul, studiul este mai degrabă orientativ, pentru lămurirea problemei fiind nevoie de mai multe încercări, cu mai multe camere conice de diferite lungimi și conicități.

Pe lângă acești parametri, autorul a mai studiat și influența formei constructive a ajutajului de lucru, pentru diferite deschideri ale părții divergente sau a formei generatoarei acestuia, încercând chiar și ajutaje profilate. Rezultatele obținute se referă însă strict la ajutajele încercate și nu sunt suficiente pentru a ne conduce la sintetizarea unor concluzii generale în ceea ce privește geometria ajutajului de lucru.

Încercările prezentate până acum se referă la ejectoare funcționând la regimuri foarte apropiate de cele de calcul, adică la acei parametri pentru presiuni și debite pentru care au fost determinate secțiunile de curgere, în condițiile unor coeficienți uzuali de pierdere. Dacă ejectorul este pus să funcționeze cu altă presiune sau alt debit pentru fluidul primar, sau la altă presiune p_{0s} , vom spune că ejectorul funcționează la un regim variabil. Lojkin a studiat influența modificării regimului de lucru, mai întâi printr-o modificare (reglare) *calitativă*, apoi printr-o modificare *cantitativă* [73].

Reglarea calitativă s-a realizat prin modificarea prin laminare a parametrilor aburului viu de la 12 la 6 ata iar caracteristicile $\Delta p = \Delta p(u)$ și $\eta = \eta(u)$ pentru diferite valori ale lui p_{0p} sunt prezentate în figurile 1.49 și 1.50.

Sintetizând mai multe diagrame de tipul celor din fig. 1.49 se obține fig. 1.51, din care putem observa mai bine că abaterea de la presiunea de calcul pentru fluidul primar conduce la scăderea performanțelor, indiferent de valoarea lui l . Influența lui l are aceeași alură ca în fig. 1.40 și este data în fig. 1.52 pentru valorile de la regimul de calcul ($p_{0p} = 12$ ata și $p_{0s} = 3.2$ ata). Trebuie însă menționat că performanțele ridicate din regimul de calcul se pot păstra la o modificare pronunțată a lui p_{0p} printr-o modificare destul de mică a lui p_{0s} (fig. 1.53). În aceeași figură se observă că, la o modificare pronunțată a presiunii p_{0s} , randamentul ejectorului scade foarte mult; de asemenea scade mult valoarea lui u_{max} , intervalul de funcționare stabilă a aparatului modificându-se foarte mult.

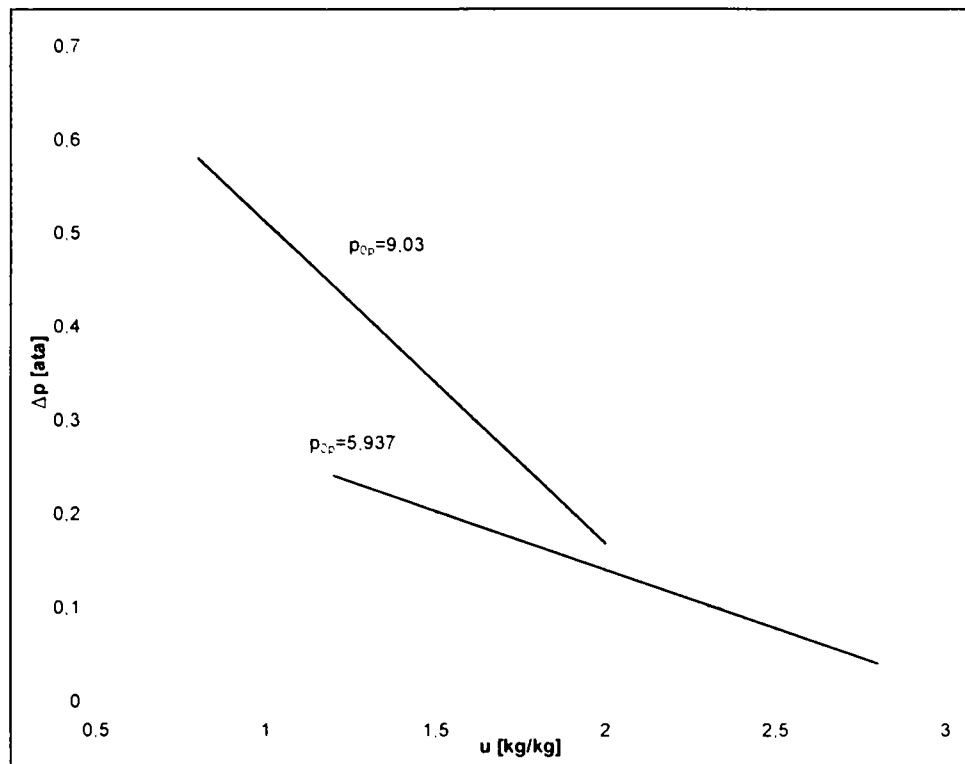


Fig. 1.49. Caracteristica $\Delta p = \Delta p(u)$ pentru presiunea p_{0p} puțin mai mică și mult mai mică decât cea de calcul

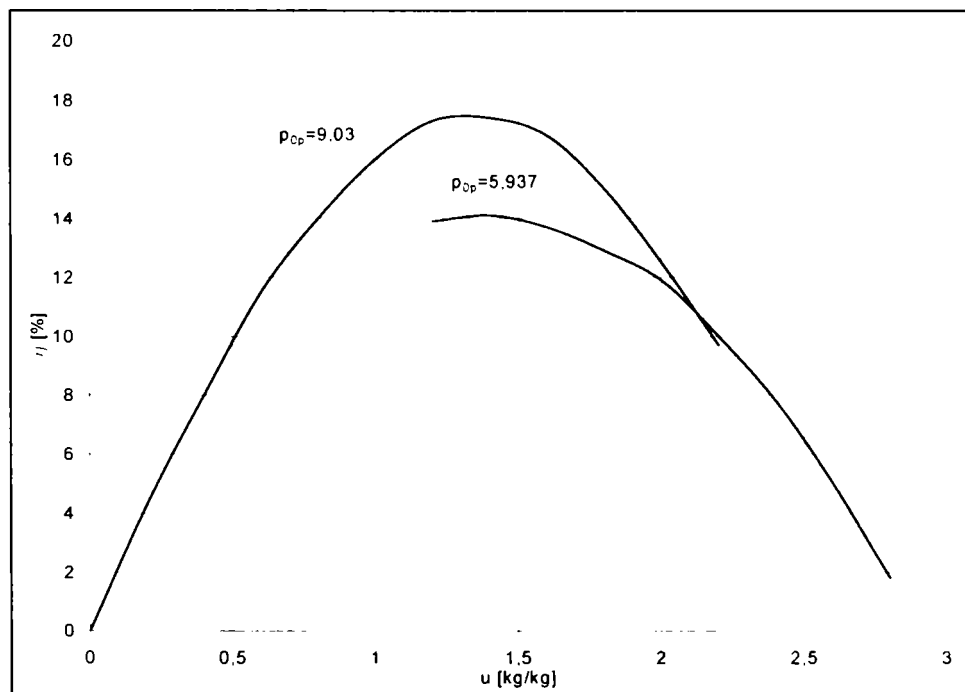


Fig. 1.50. Caracteristica $\eta = \eta(u)$ pentru presiunea p_{0p} puțin mai mică și mult mai mică decât cea de calcul

Reglarea cantitativă se realizează prin modificarea secțiunii de curgere a ajutorului de lucru folosind un dispozitiv cu ac obturator ca cel din fig. 1.33. Secțiunea de curgere va avea o formă inelară, micșorându-se de la valoarea de calcul pe măsură ce acul obturator înaintează de-a lungul ajutorului. Astfel se pot obține diferite rapoarte pentru parametrul $K = A_{1\text{ obt}} / A_1$, adică raportul între secțiunea (inelară) minimă de trecere în cazul în care acul a început să pătrundă în ajutor și secțiunea (circulară) a ajutorului neobturat. Desigur că în condițiile în

care parametri fluidului activ de dinaintea și de după ajutor se păstrează, debitul de fluid activ va fi proporțional cu acest parametru K.

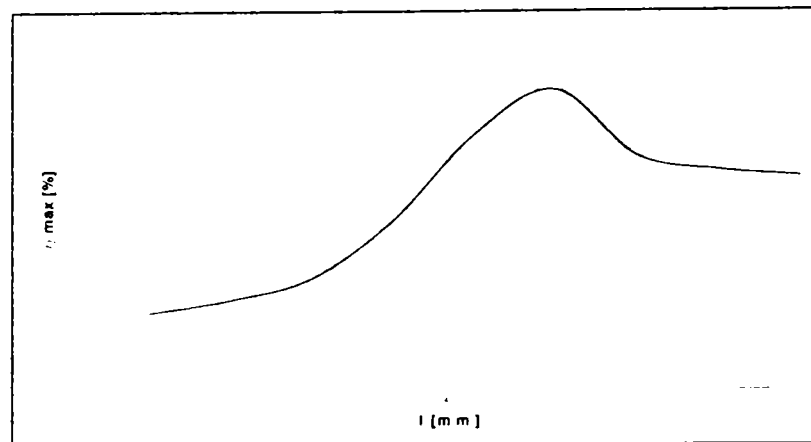


Fig. 1.51. Scăderea performanțelor în funcție de presiunea de lucru (parametrul este l)

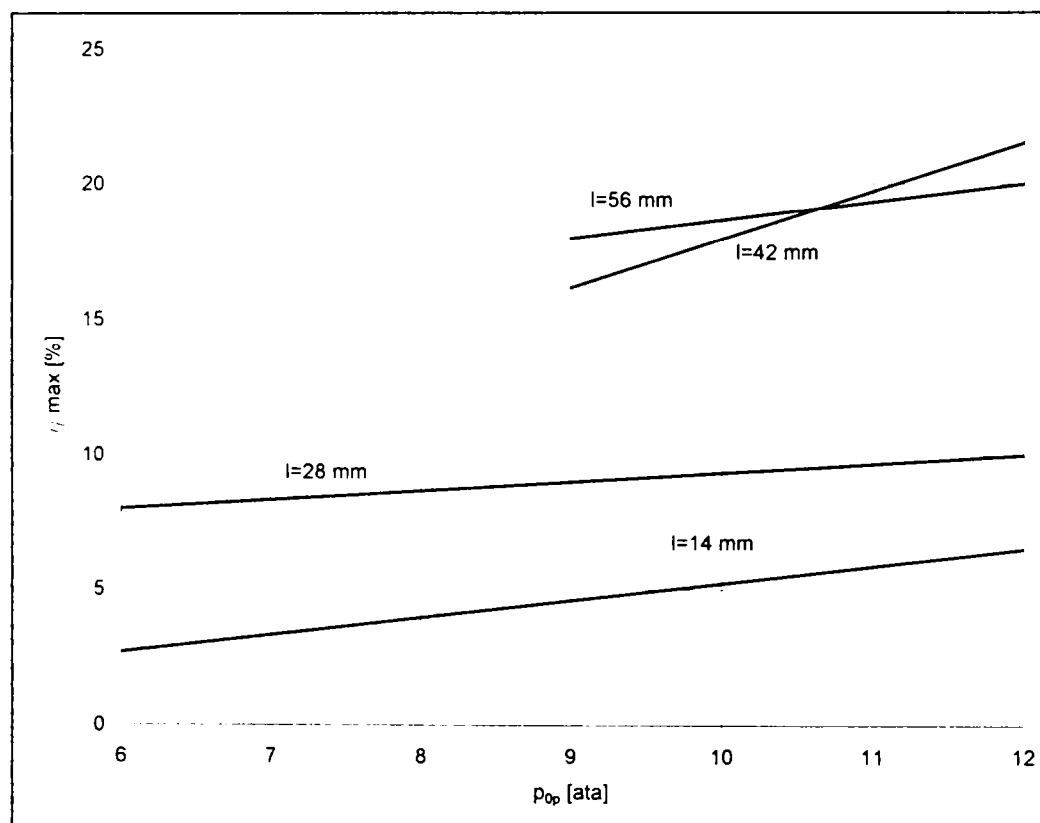


Fig. 1.52. Influența lui " l " pentru valorile de la regimul de calcul ($p_{op} = 12$ ata și $p_{0s} = 3.2$ ata)

Rezultatele obținute sunt evidențiate în fig. 1.54. Pentru cazul în care se mențin presiunile de calcul, randamentul rămâne în continuare ridicat, chiar dacă debitul scade foarte mult. Odată cu creșterea presiunii de după ajutor, adică a lui p_{0s} , randamentul scade destul de mult. Dacă vom compara rezultatele experiențelor făcute în aceleași condiții în raport cu p_{op} , vom observa că la modificarea parametrilor (în acest caz a presiunii p_{0s}), reglarea cantitativă este de preferat reglării calitative, deoarece aceasta din urmă conduce la o scădere mai pronunțată a randamentului, ceea ce era de așteptat, deoarece laminarea aburului viu este un procedeu care se realizează cu pierderi energetice.

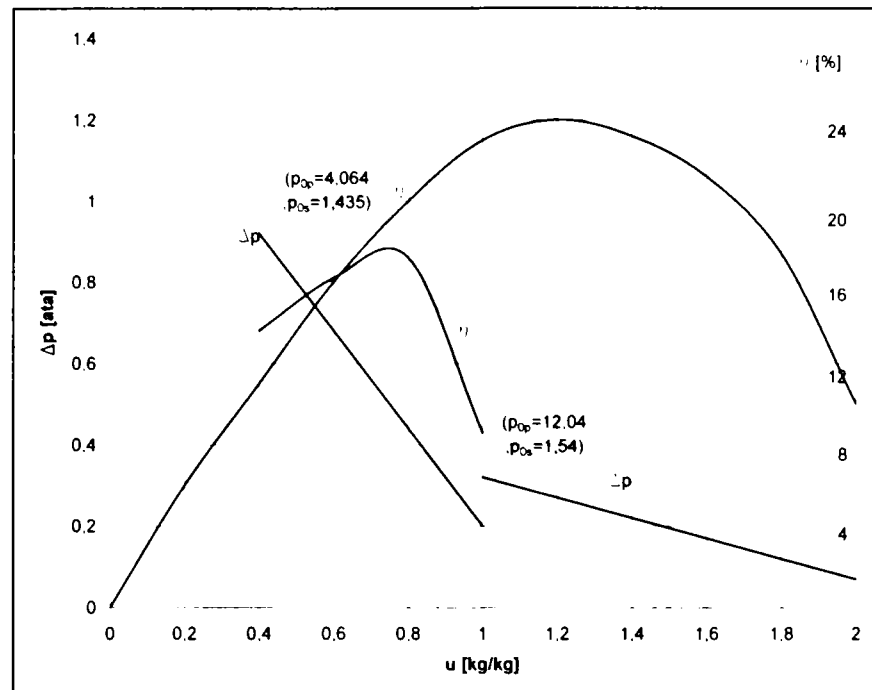


Fig. 1.53. Performanțele ejectorului la variația bruscă a parametrilor de lucru, fie p_{0p} , fie p_{0s}

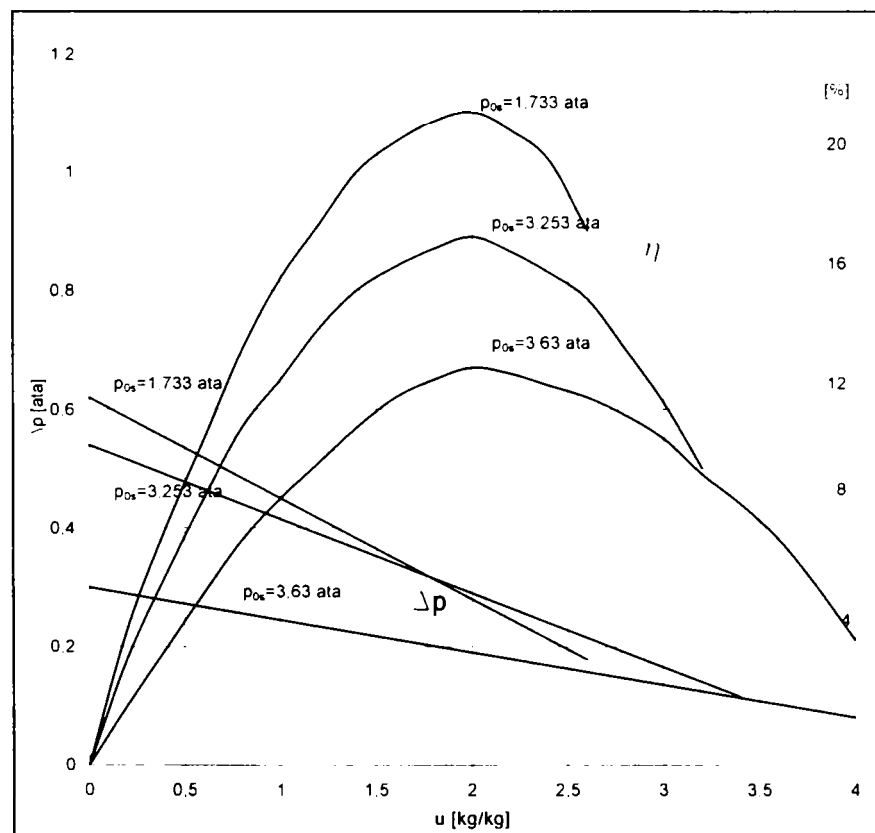


Fig. 1.54. Performanțele obținute prin modificarea secțiunii de trecere a ajutorului de lucru

În literatura de specialitate anterioară experiențelor lui N. Lojkin era prezentată ideea, de altfel bine fundamentată teoretic, că o bună parte din pierderile din camera de amestec se datorează șocului între cele două vâne de fluid care intră în contact cu viteze diferite. În consecință, un ejector construit astfel încât să asigure o destindere suplimentară și o accelerare

a fluidului secundar ar reduce șocul între cele două fluide și ar favoriza creșterea randamentului. De altfel, Flugel prezintă o diagramă teoretică a dependenței între randament și raportul vitezelor celor două fluide, la diferite căderi de presiune, reprodusă în fig. 1.55. Din această figură se observă că valoarea maximă a randamentului se obține la viteze mari ale fluidului antrenat, între un sfert și o treime din viteza fluidului de lucru. Valoarea calculată pentru randament, adică 25 - 28% se obține însă și cu ejectoare de tipul II pentru fluid secundar staționar ($w_3 = 0$). De altfel, experiențe mai timpurii în care s-a lucrat cu diferite viteze relative între cele două fluide, realizate de Bosnjakovici, Genseke și Flugel au arătat că viteza fluidului secundar pentru atingerea randamentului optim este mult mai mică decât cea teoretică, adică $w_{3opt} = 0.1...0.15 w_2$ (după [13]).

Experiențele mai complexe realizate de N. Lojkin pentru a studia influența vitezei fluidului secundar au fost realizate cu un ejector de tip I de construcție specială, prezentat în fig. 1.31. Au fost folosite succesiv două ajutaje diferite (fig. 1.36) și două camere de amestec conice diferite. Experiențele au fost realizate pentru diferite presiuni ale aburului viu și a fluidului secundar, dar pentru aceeași presiune a amestecului, $p_6 = p_B \cong 1$ ata. În fig. 1.56 sunt trasate, în funcție de rezultatele obținute, caracteristicile $\Delta p = \Delta p(u)$ și $\eta = \eta(u)$. Aceleași mărimi se regăsesc în diagrama din fig. 1.57, dar pentru ajutajul II. Se observă că randamentul este în general mai mic, randamentul maxim nedepășind 22%.

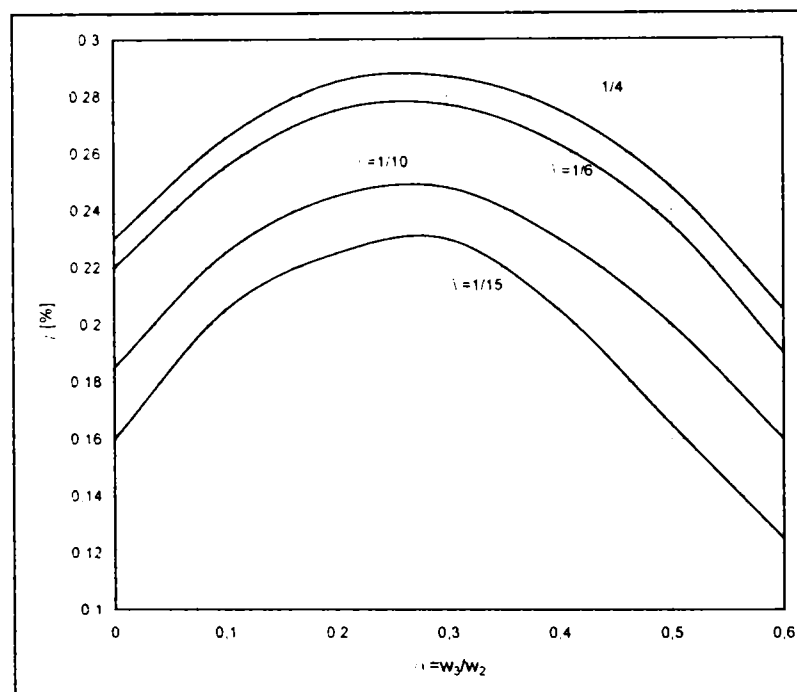


Fig. 1.55. Diagrama teoretică a dependenței între randament și raportul vitezelor celor două fluide, după Flugel

Construcția specială a ejectorului se referă și la o serie de prize pentru presiunea statică practicate pe o generatoare a aparatului începând chiar de dinainte de secțiunea de ieșire a ajutajului de lucru ($2 = 3$) și până la secțiunea de ieșire (6). În funcție de presiunile fluidului primar și secundar vom avea aluri diferite pentru curbele de variație ale presiunii statice de-a lungul aparatului. În fig 1.58 am prezentat (după [73]) câteva din aceste curbe pentru patru experiențe diferite. Curba 1 prezintă un minim al presiunii statice la intrarea în zona divergentă a ajutajului de compresiune pe când celelalte curbe prezintă acest minim tot mai aproape de secțiunea 2, mai întâi în gătuirea difuzorului (curbele 2 și 3) sau chiar în camera de amestec (curba 4). În regimurile reprezentate prin curbele 3 și 4, jetul de abur crează lângă pereții aparatului o secțiune îngustată proprie, în apropierea căreia se formează vârtejuri care provoacă importante pierderi energetice. De aceea, de la experiența 1

spre experiența 4, se realizează coeficienți de ejecție și randamente tot mai mici. De aceea trebuie să proiectăm ejectoare de tip I care să asigure creșterea presiunii statice începând din secțiunea minimă a difuzorului, și nu înainte în confuzor sau în camera de amestec.

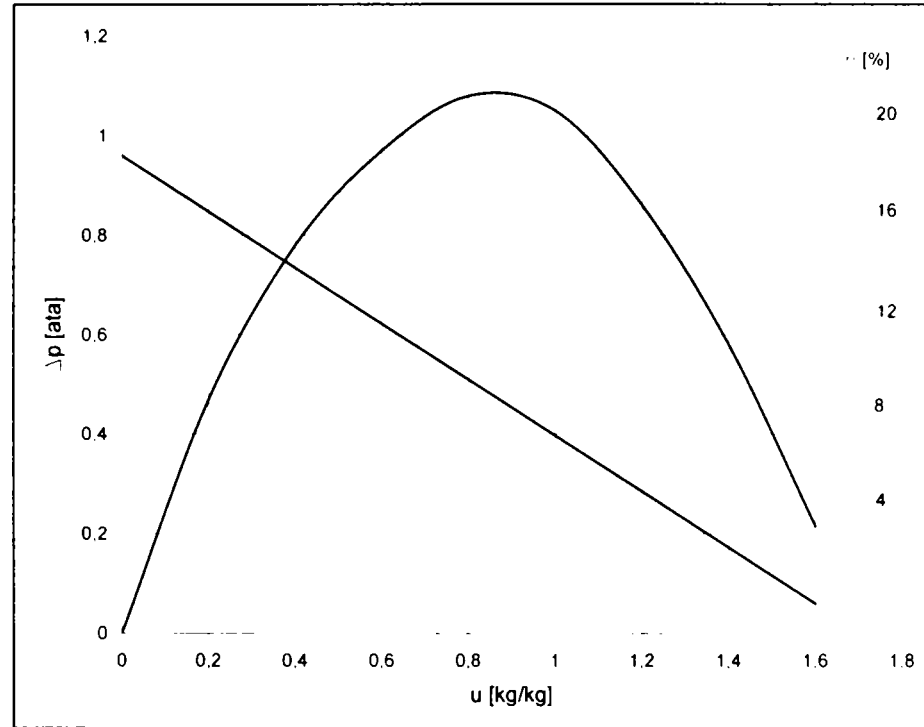


Fig. 1.56. Rezultatele obținute de Lojkin cu ejector de tip I, ajutorul I

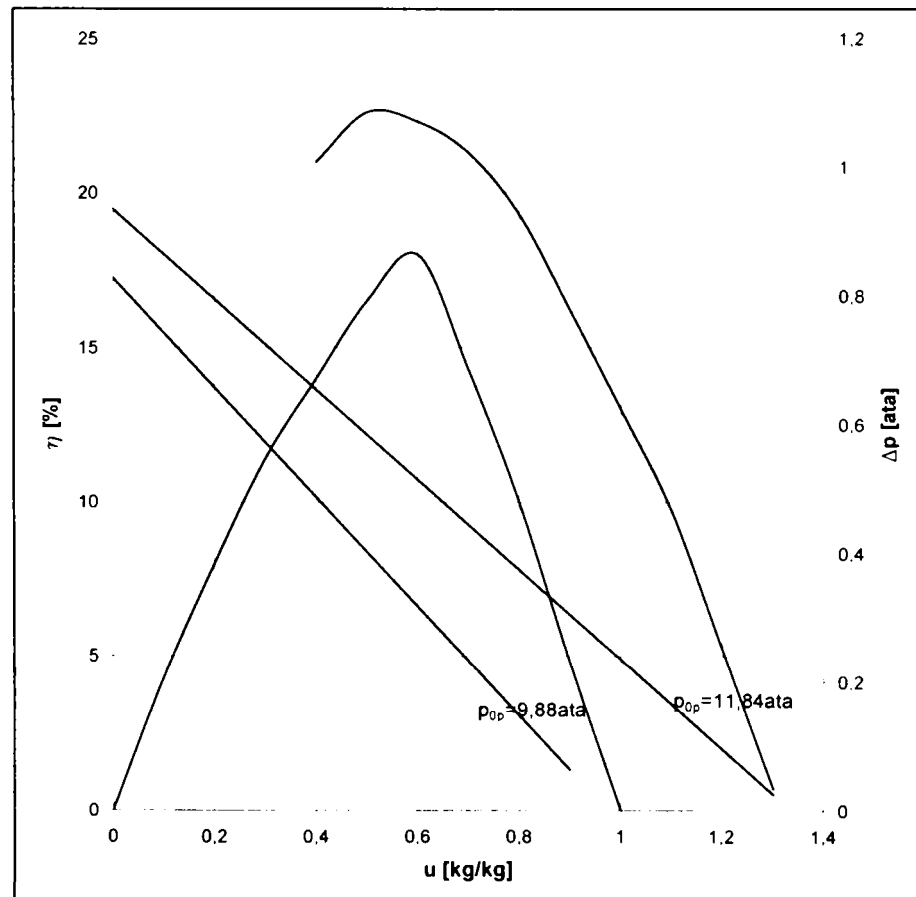


Fig. 1.57. Rezultatele obținute de Lojkin cu ejector de tip I, ajutorul II

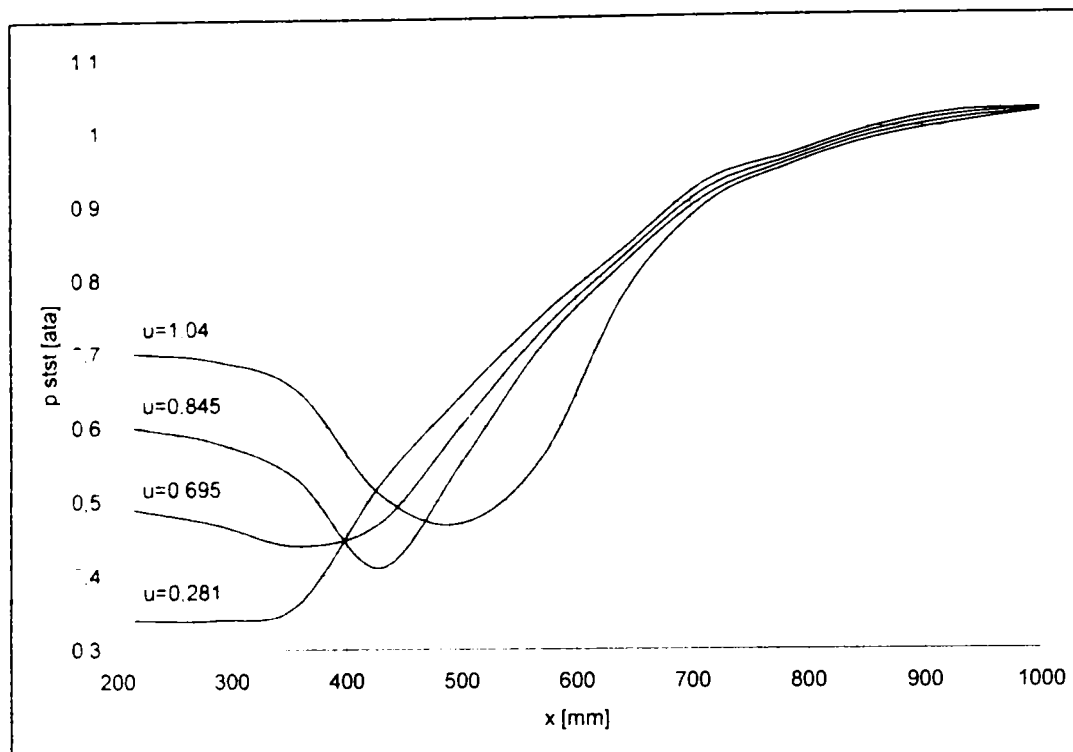


Fig. 1.58. Curbele de repartiție a presiunii statice de-a lungul ejectorului

De viteza fluidului secundar în zona de contact dintre cele două fluide se leagă experiențele [13] efectuate de Z. Ardelean, amintite anterior la analiza influenței pe care distanța "l" dintre ieșirea din ajutorul de lucru și intrarea în difuzorul ajutorului de comprimare o are asupra performanțelor ejectorului. Ejectoarele studiate lucrau în domeniu subsonic, iar camera de amestec în toate cazurile avea o forma tronconică. Dispozitivul special care permitea deplasarea ajutorului de lucru de-a lungul axei ejectorului a dat posibilitatea autorului să studieze performanțele de a studia atât performanțele ejectoarelor de tipul II (când ieșirea ajutorului de lucru nu pătrunde încă în confuzor), cât și a celor de tipul I (când prin deplasarea axială a ajutorului de lucru spre difuzor, secțiunea lui de ieșire pătrunde tot mai mult în zona tronconică a camerei de amestec). Iată deci că în acest caz, studiul influenței parametrului l se leagă de studiul vitezei inițiale a fluidului secundar, deoarece prin micșorarea lui l se micșorează și secțiunea inelară 3 (vezi fig. 1.6) iar p_3 devine mai mică decât p_{0s} , fluidul secundar destinându-se suplimentar pe drumul dintre rezervorul de extracție (în acest caz simulat de un ventil de laminare a aerului atmosferic) și secțiunea de arie A_3 . Această situație este evidențiată cu linii întrerupte în fig. 1.7, energia cinetică a fluidului secundar în secțiunea 3 fiind obținută pe seama utilizării căderii de entalpie h_s în curgere izentropică, respectiv h'_s , pentru curgerea reală, neizentropică.

Experiențele au fost efectuate cu aer, folosit atât ca fluid activ cât și ca fluid antrenat, iar vitezele atinse au fost relativ mici. Autorul, menționând faptul că la vremea respectivă noțiunea de randament al ejectorului nu era bine definită, optează pentru o relație echivalentă cu cea dată în formula 1.86, adică un randament de tipul η_0 (III), care furnizează valori mai mici decât randamentul η_0 (I), pentru aceleași valori ale căderilor h_{0t} și h_1 . Totuși, din datele furnizate de autor, valorile obținute pentru acest randament η_0 (III) sunt mult mai mari decât decăt cele calculate în experiențele celorlalți autori menționați pentru randamente de tip η_0 (I). Acest fapt poate părea surprinzător, dar nu trebuie să uităm că spre deosebire de cazurile studiate anterior ejectoarele sunt subsonice, deci au pierderi mai mici, iar această creștere substanțială a randamentului se realizează pe seama unor comprimări reduse care permit atingerea unor coeficienți de ejecție mari ($u \rightarrow 8...9$), în vreme ce experiențele anterioare s-au efectuat pentru coeficienți de ejecție mult mai mici ($u < 3$), dar pentru comprimări mult mai pronunțate.

În cazul încercărilor efectuate, autorul a presupus că în toate secțiunile aerul se găsește cam la aceeași temperatură pe întreaga secțiune considerată, iar vitezele fiind mici, se poate aprecia fără a greși prea mult că densitățile pentru ambele vâne de aer, în toate secțiunile, au aproximativ aceeași valoare. În acest caz, pornind de la ecuația lui Bernoulli (1.12) pe care o integrăm, și de la ecuația conservării energiei scrisă pentru o vână de fluid în curgere izentropică, care nu schimbă energie cu mediu nici sub formă de lucru mecanic vom obține succesiv:

$$i = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p}{\rho} \quad (1.146)$$

$$i + (w^2 \cdot 2) = const \quad (1.147)$$

$$\frac{w^2}{2} + \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p}{\rho} = const \quad (1.148)$$

iar presiunea totală pentru un fluid incompresibil se poate scrie:

$$p_{tot} = p_{st} + p_d = p + \frac{\rho w^2}{2} \quad (1.149)$$

care, desigur, rămâne constantă pentru o vână de fluid care nu schimbă energie cu mediul. În acest caz vom putea scrie:

$$h_{0t} = \frac{k}{k-1} \cdot \left(\frac{p_{0p}}{\rho_{0p}} - \frac{p_2}{\rho_2} \right) \quad (1.150)$$

$$h_1 = \frac{k}{k-1} \cdot \left(\frac{p_6}{\rho_6} - \frac{p_3}{\rho_3} \right) \quad (1.151)$$

presiunile care apar fiind desigur presiuni statice. Deoarece vitezele de lucru sunt mult mai mici decât viteza sunetului, autorul a considerat fluidele ca fiind incompresibile, caz în care factorul care îl conține pe k devine 1. Mai mult, aerul fiind cam la aceeași temperatură, atât ca fluid principal, cât și ca fluid secundar, în toate secțiunile vom avea cam aceeași densitate:

$$\rho_{0p} = \rho_2 = \rho_3 = \rho_6 = \rho \quad (1.152)$$

și dacă ținem cont că $w_{0p} = 0$ și $w_6 \cong 0$, vom avea $p_{0p \text{ stat}} = p_{0p \text{ tot}}$, respectiv $p_{6 \text{ stat}} = p_{6 \text{ tot}}$, iar dacă vom scrie căderile de entalpie h_1 și h_0 (vezi fig. 1.7), notând:

$$\Delta p_c = p_{6 \text{ tot}} - p_3 \quad (1.153)$$

$$\Delta p_0 = p_{0p \text{ tot}} - p_2 \quad (1.154)$$

vom obține pentru randamentul η :

$$\eta = \frac{G_s h_1}{G_p h_{0i}} = \frac{G_s}{G_p} \cdot \frac{\Delta p_0 / \rho}{\Delta p_c / \rho} = u \cdot \frac{\Delta p_0}{\Delta p_c} \quad (1.155)$$

Din această relație simplificată se observă că în cazul evacuării amestecului la o contrapresiune constantă (în acest caz, presiunea atmosferică), Δp_c rămâne aproximativ constantă: dacă se menține și presiunea fluidului principal din rezervor, p_{0p} , constantă, înseamnă că randamentul η este proporțional cu coeficientul de ejecție u , deci într-o diagramă $\eta - u$, curbele de randament vor fi niște drepte cu o pantă oarecare, dată de raportul celor două căderi de presiune definite anterior. În acest caz randamentul ejectorului devine maxim pentru valoarea maximă a coeficientului de ejecție u_{max} .

În experimentele efectuate au fost utilizate două camere de amestec diferite, ambele tronconice: camera 1, cu lungimea $l_E = 190$ mm și unghiul de convergență $2\alpha_1 = 32^\circ 34'$ și camera 2 cu lungimea $l_E = 278$ mm și unghiul de convergență $2\alpha_1 = 22^\circ 36'$. Amândouă camerele au fost încercate cu un gât scurt ($l_G = 2d_s = 2 \times 40 = 80.3$ mm) și cu un gât lung ($l_G = 6d_s = 6 \times 40 = 240.5$ mm). Difuzorul propriuzis a fost același în toate cazurile, cu unghiul de divergență $2\alpha_2 = 8^\circ$.

Pe măsură ce ajutorul de lucru e deplasat în camera tronconică de amestec spre difuzor, scade parametrul geometric "1", a cărui influență a fost studiată, dar scade și aria secțiunii 3, A_3 , ceea ce înseamnă că va crește viteza fluidului secundar în secțiunea de ieșire a ajutorului de lucru, w_3 . Datorită creșterii lui w_3 crește într-o oarecare măsură și w_5 , adică viteza amestecului la intrarea în difuzor. Deoarece Δp_0 a fost păstrată constantă în experimentele efectuate cu un același ajutor de lucru, înseamnă că la modificarea lui "1" se vor modifica și rapoartele de viteze w_3/w_2 și w_5/w_2 . Acest fapt ne oferă un criteriu util de dimensionare a lungimii camerei de amestec dacă reușim să determinăm valorile acestor rapoarte de viteze pentru care ejectorul realizează performanțele optime.

În urma efectuării încercărilor, autorul a reușit să sintetizeze rezultatele măsurătorilor în 25 de tabele cu ajutorul cărora a trasat 25 de diagrame, toate având alura din fig. 1.59. Tabelele și diagramele se găsesc în [13].

Dacă studiem fig. 1.59 observăm că cele 25 de diagrame ridicate de autor reprezintă variația parametrilor u , w_3/w_2 și w_5/w_2 în funcție de $l_x = l_{in} - l$. Randamentul η , fiind proporțional cu u , conform relației 1.155, nu a fost reprezentat în toate diagramele. Linia verticală întreruptă marchează momentul în care secțiunea de ieșire din ajutorul de lucru începe să pătrundă în zona gâtului ejectorului, zonă în care raportul w_3/w_2 , după ce a crescut continuu odată cu creșterea lui l_x , va înceta brusc creșterea, apoi va scădea ușor.

Ceilalți doi parametri, u și w_5/w_2 vor crește odată cu creșterea lui l_x , vor atinge o valoare maximă, apoi vor începe să scadă. Or acest lucru nu este explicat de teorie, deoarece pentru Δp_0 constant și A_2 constant vom avea și G_p constant, iar pentru $(p_{0s} - p_3)$ constant, G_s se micșorează odată cu micșorarea lui A_3 , deci cu creșterea lui l_x . În consecință, creșterea lui l_x ar trebui să conducă la o scădere continuă a lui u de la valoarea atinsă atunci când $w_3 = 0$. Pentru a obține creșterea lui u în condițiile micșorării lui A_3 , trebuie să admitem că presiunea statică în dreptul secțiunii 3 scade pe măsură ce crește l_x . În acest caz, fie va crește și Δp_0 , (deoarece întotdeauna $p_2 = p_3$), fie, așa cum susține autorul, Δp_0 va fi menținut constant micșorându-se presiunea totală din rezervorul de aer activ $p_{0p \text{ tot}}$. În aceste condiții, la creșterea lui l_x vor crește atât w_3 cât și w_2 . Raportul lor, w_3 / w_2 va crește însă, deoarece destinderea suplimentară a fluidului activ este proporțional mai mică decât destinderea fluidului antrenat.

În cazul unui ejector fără pierderi, u ar trebui să crească continuu pe măsură ce presiunea statică în dreptul secțiunilor 2-3 scade, deci când l_x crește, și ieșirea ajutorului de lucru se apropie de gâtul difuzorului sau chiar de intrarea în difuzor. În acest caz cresc atât debitul de fluid primar, cât și viteza amestecului. Or acest lucru nu este posibil pentru o

comprimare dată, dacă A_5 este constantă; trebuie să ținem cont că și Δp_c crește odată cu creșterea lui l_x deoarece presiunea statică în camera de amestec a scăzut. Acest lucru ne permite să acceptăm o oarecare creștere a debitului și a vitezei w_5 prin secțiunea A_5 , constantă.

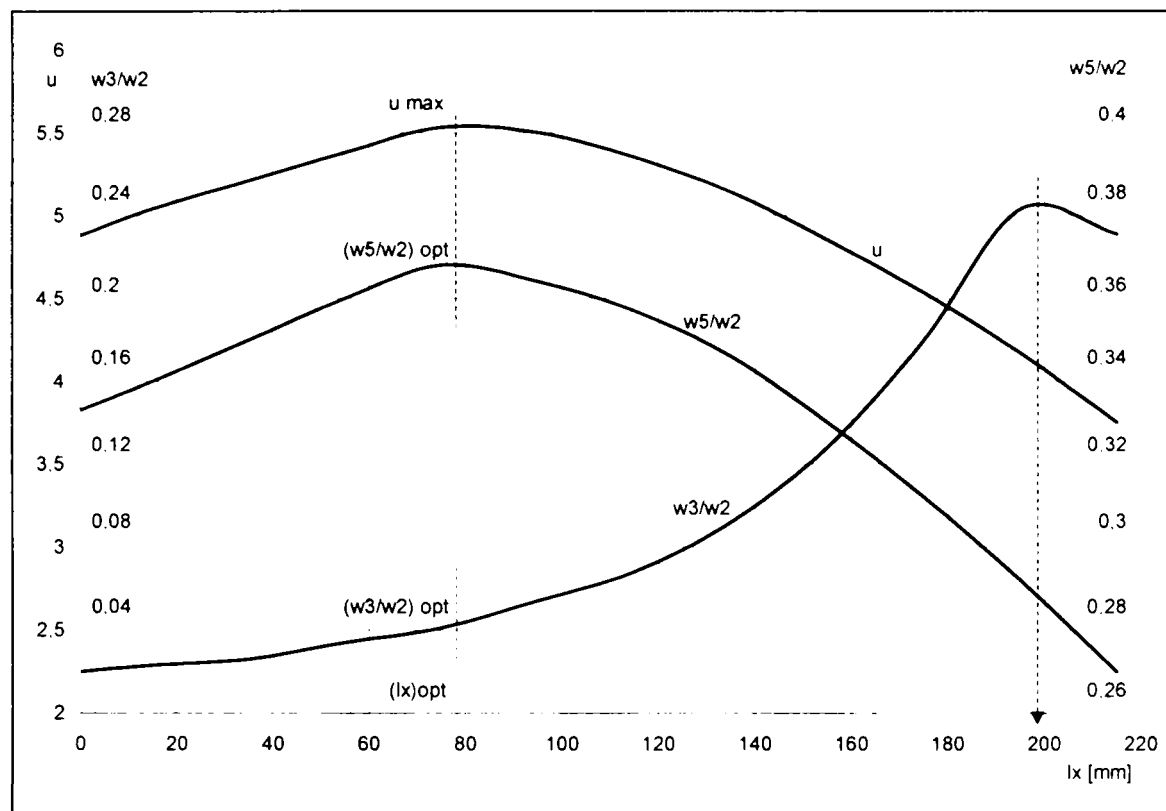


Fig. 1.59. Alura diagraamelor trasate de Z. Ardelean în urma încercărilor efectuate cu un ejector cu ajutor de lucru deplasabil (w_3/w_2 și w_5/w_2 și u în funcție de l_x)

Autorul nu lămurește care este cauza atingerii unei anumite limite pentru coeficientul de ejectie. Deși viteza fluidului secundar continuă să crească până la pătrunderea ajutorului de lucru în gâtul difuzorului, totuși, de la o anumită înaintare $l_{x\text{opt}}$, u începe să scadă. În același moment începe să scadă și w_5/w_2 , pe seama scăderii debitului G , în condițiile în care A_5 este constant. Or acest lucru nu se poate explica decât dacă analizăm fenomenele care se petrec din punct de vedere energetic: inițial l_x fiind mic, chiar nul, jetul are o lungime mare, suprafața tronconică de contact dintre cele două fluide (suprafața exterioară a jetului) este mare, iar pierderile energetice sunt relativ mari. Pe măsura ce l_x crește, jetul se scurtează și scad pierderile prin frecare în camera de amestec, dar totodată jetul începe să lovească în peretele tronconic, eveniment care conduce la pierderi energetice cu atât mai mari cu cât l_x este mai mare. De aceea când înaintarea l_x atinge o anumită valoare, suma acestor pierderi energetice devine minimă și se realizează coeficientul de ejectie maxim. Autorul nu tratează însă analitic această problemă, urmărind doar vizualizarea calitativă a fenomenelor și determinarea experimentală a lungimii $l_{x\text{opt}}$. Am denumit $l_{x\text{opt}}$ lungimea corespunzătoare lui u_{max} , deoarece valoarea maximă a lui u , numită u_{max} , asigură și randamentul maxim al ejectorului. Rapoartele de viteză corespunzătoare lungimii optime vor fi rapoartele optime de viteză, $(w_3/w_2)_{\text{opt}}$ și $(w_5/w_2)_{\text{opt}}$.

Ceea ce este și mai interesant este că, după cum arată autorul, pentru un același ajutor, indiferent de căderea de presiune Δp_0 , mărimile u_{max} , $(w_3/w_2)_{\text{opt}}$ și $(w_5/w_2)_{\text{opt}}$ își păstrează aceeași valoare; în schimb dacă vom culege valorile optime pentru aceste mărimi care apar în cele 25 de diagrame de tipul fig. 1.59, vom putea trasa diagrama 1.60 din care se observă că odată cu creșterea lui Δp_0 , u_{max} crește, $(w_3/w_2)_{\text{opt}}$ scade, iar $(w_5/w_2)_{\text{opt}}$ scade foarte ușor. Acest

fapt pare paradoxal, dar poate fi explicat foarte ușor: dacă pentru un ajutoraj dat, indiferent de căderea de presiune, valorile optime sunt aceleași, mărimea lor diferă de la ajutoraj la ajutoraj, ceea ce conduce la variațiile mărimilor optime din fig. 1.60, unde pentru două căderi de presiune diferite avem de fapt mărimile optime corespunzătoare unor ajutoraje de lucru diferite.

Pentru a explica aceasta stare de lucruri autorul introduce doi parametri geometrici, adică rapoartele de arii:

$$\Pi_1 = A_2 / A_3 \quad (1.156)$$

$$\Pi_2 = A_2 / A_5 \quad (1.157)$$

și analizează ce se întâmplă când dorim să creștem mărimea coeficientului de ejecție u .

Pentru aceasta, autorul a utilizat diagrama din fig. 1.61 care a fost trasată pornind de la ecuația (1.130) rescrisă pentru un ejector fără pierderi (omțând indicii m, E care arată că este vorba de viteza medie energetică pe secțiune):

$$0.5G_p w_2^2 + 0.5G_s w_3^2 = 0.5(G_p + G_s) w_5^2 \quad (1.158)$$

care prin împărțire cu primul termen devine:

$$1 + u (w_3/w_2)^2 - (1 + u) (w_5/w_2)^2 = 0 \quad (1.159)$$

de unde se poate explicita:

$$\frac{w_5}{w_2} = \sqrt{\frac{1}{1+u}} \cdot \sqrt{1+u \cdot \left(\frac{w_3}{w_2}\right)^2} \quad (1.160)$$

relație care ne permite să trasăm diagrama din fig. 1.61 dând valori lui u și w_3/w_2 .

Dacă pe diagramă vom lua un punct A oarecare, creșterea lui u se poate face pornind din A către un punct aflat în cele trei subdomenii notate I, II și III, respectiv chiar pe granița dintre ele, punctele posibile fiind notate B,C,D,E și F. Să examinăm pe rând cum se pot realiza aceste modificări de regim. Pentru un ejector dat, nereglabil, vom avea A_2, A_3 și A_5 constante, deci și Π_1 și Π_2 vor fi constante. Autorul arată că pentru Π_1 și Π_2 constante și pentru rapoarte de viteze constante vom avea întotdeauna o singura valoare pentru u , deci un singur punct în diagrama din fig. 1.61:

Creșterea lui u pornind din punctul A de pe diagramă se poate face:

a) pe traseul A - B; în acest caz $w_5/w_2 = \text{const.}$ și atunci avem fie:

a1) dacă w_2 e constantă și A_2 e constantă, înseamnă că G_p este constant, deci creșterea lui u se realizează prin creșterea lui G_s , ceea ce înseamnă că va crește și debitul total G . Parcursul A -B înseamnă w_5 constantă (pentru w_2 constantă), deci creșterea lui G nu se poate face decât prin creșterea lui A_5 ; de asemenea trebuie să asigurăm creșterea lui w_3 prin micșorarea lui A_3 . În concluzie, pentru un ejector dat, nereglabil ($\Pi_2 = \text{ct}$) nu se poate modifica u pe calea A - B, când w_2 e constantă

a2) dacă w_2 crește (Δp_0 crește și $A_2 = \text{const.}$) atunci w_5 trebuie să crească în aceeași proporție în așa fel încât w_5/w_2 să fie constant. Se poate demonstra că pentru o secțiune A_5 constantă, variația procentuală a lui w_5 este mai mare decât variația procentuală a lui w_2 , iar w_3 trebuie să crească (procentual) mai mult decât w_2 , ceea ce nu se poate realiza decât prin micșorarea lui A_3 , deci creșterea lui Π_1 ; deci pentru același ajutoraj, u_{max} nu se modifică oricât am crește Δp_0 .

b) pe traseul A - C; în acest caz $w_3/w_2 = ct$ și atunci avem fie:

b1) $w_2 = ct.$, și atunci w_5 trebuie să scadă, lucru realizabil prin creșterea secțiunii A_5 , imposibil de realizat pe un ejector neregabil ($\Pi_2 = ct$), sau

b2) $w_5 = ct.$, dar w_2 crește prin creșterea lui Δp_0 ; pentru a asigura constanța raportului $w_3/w_2 = ct$, va trebui ca w_3 să crească, ceea ce înseamnă că Π_1 să scadă, ceea ce este imposibil pentru un ejector dat ($\Pi_1 = ct$). De aici se vede că pentru același ajutor, u_{max} nu se modifică oricât am crește Δp_0 . Odată cu utilizarea unui ejector reglabil se poate realiza o creștere a lui u pe un traseu de tip A - D prin creșterea parametrului Π_1 , odată cu creșterea lui l_n , conform demonstrației anterioare de la a2), dar pentru traseul A-D, $(w_5/w_2)_B > (w_5/w_2)_A$, ceea ce este posibil de realizat, spre deosebire de traseul A - B, care nu se poate realiza fizic.

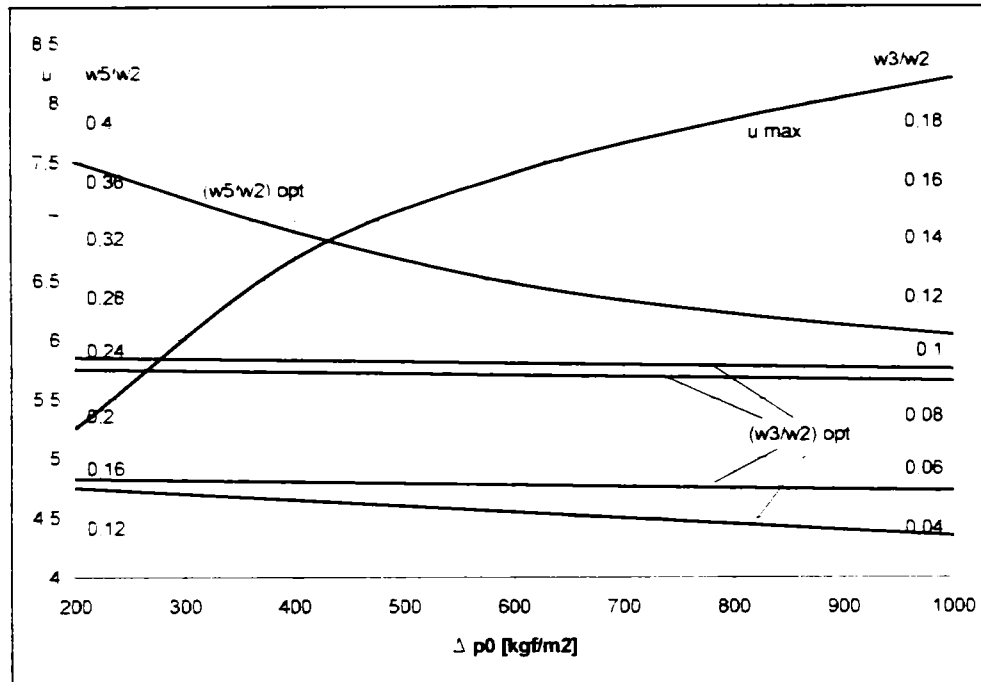


Fig. 1.60. Mărimile $(w_3/w_2)_{opt}$ și $(w_5/w_2)_{opt}$ și u_{max} în funcție de Δp_0

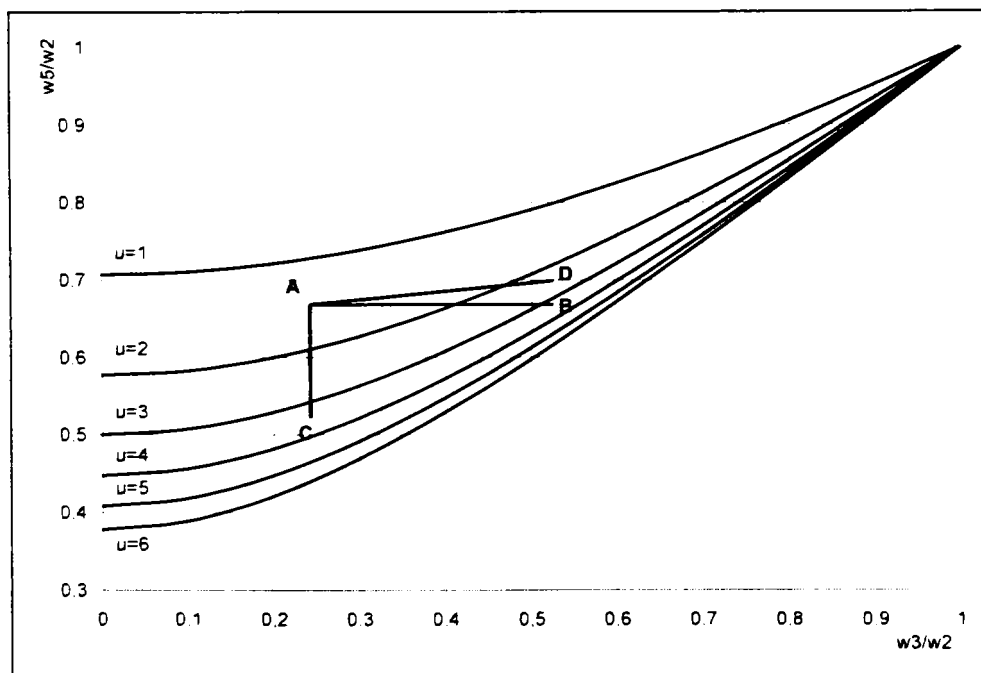


Fig. 1.61. Variația raportului de viteze w_3/w_2 în funcție de raportul de viteze w_5/w_2 pentru diferite valori ale coeficientului de ejecție u

Sursele [13], [34] și [73] au fost printre cele mai complete dintre cele disponibile și au atins în bună măsură problemele pe care le ridică optimizarea ejectoarelor axiale, arătând influența pe care o au diverși parametri geometrici sau funcționali.

În ceea ce privește standurile folosite, trebuie să amintim și standurile realizate în scop didactic, pentru realizarea unor lucrări de laborator, dar care pot fi oricând utilizate la studiul unui noi tipuri de ejectoare, sau la urmărirea influenței unui parametru. În acest sens, la Universitatea Tehnică Timișoara există, pe lângă standul cu aer comprimat descris în [13] și standul abur – aer cu care se realizează lucrările de laborator din [35]. Fluidul primar este livrat de cazanul din Laboratorul de Generatoare de Abur, iar fluidul secundar este aerul aspirat dintr-o incintă legată de atmosferă printr-un ventil de laminare, în care se creează depresiune. Tot din categoria standurilor didactice sunt cele propuse de firme specializate în livrarea echipamentelor de laborator [131] și care se pot constitui în modele pentru realizarea unui stand experimental. De asemenea, o serie de lucrări nu analizează direct performanțele ejectoarelor în sine, ci studiază efectul amplasării acestora într-o instalație asupra funcționării în general a instalației. În [108] este studiat efectul introducerii unor ejectoare la stația de uscare a unei fabrici de zahăr, urmărindu-se creșterea randamentului exergetic prin utilizarea aburului deșeu. În [105] sunt propuse diferite moduri de montare și utilizare a ejectoarelor în instalații chimice pentru menținerea depresiunilor dorite în diferite coloane de distilare, dispunerea, numărul ales de trepte, parametri aleși pentru fluidul activ având influență directă asupra menținerii vidului necesar în respectivele coloane de distilare. O problemă asemănătoare apare în [68], care studiază diferite sisteme de condensare care au în componență ejectoare de aer cu abur, tot în industria chimică, iar [78] este de fapt un studiu de caz pentru trei sisteme de ejectoare din industria chimică folosite la menținerea depresiunii în coloanele de reacție (ajungându-se la presiuni de aspirație de 4 ... 20 torr, refularea fiind la presiune atmosferică, sau chiar mai mare, 800 ... 1050 torr), fiind evidențiate problemele care apar, pericolul ruperii vidului și soluțiile care se impun pentru evitarea acestei situații în exploatare. Principiul eiecției se poate utiliza și în chimie pentru obținerea unui vid înaintat (0.1 sau chiar 0.01 torr) cu ajutorul pompelor ejector cu vapori (de mercur sau de ulei), descrise în [1]. Dacă dorim un vid și mai înaintat (10^{-4} ... 10^{-7}) se vor folosi așa numitele pompe de difuzie, care sunt tot aparte cu jet de vapori, bazate pe transferul de impuls, dar pentru care jetul e radial tronconic (oblic). Ambele pompe au nevoie de alte pompe înaintașe, deoarece nu pot ajunge singure să realizeze un vid atât de înaintat.

Cât despre performanțele ejectoarelor industriale, ele pot fi găsite în diverse broșuri sau prospecte ale firmelor producătoare de aparate cu jet, din care am citat spre exemplificare doar [130], [132] și [136], **fiind disponibile foarte multe astfel de documente**, mai ales în format electronic, o simplă căutare pe Internet punând la dispoziția celor interesați ofertele altor zeci, dacă nu sute de firme. Ca un numitor comun trebuie să remarcăm faptul că nu se oferă date despre eficiența ejectoarelor, fiind binecunoscut faptul că aceasta este mică ($\eta = 15$... 25 %), ci numai date despre depresiunile ce se pot realiza și debitele de fluid secundar extrase în condiții date (nominale), eventual consumul de fluid primar pentru menținerea unei depresiuni, sau realizarea unei comprimări dorite. Aceste broșuri sunt utile mai ales în ceea ce privește montarea și exploatarea ejectoarelor în instalațiile industriale, în acest sens [136] fiind de fapt un mic manual care poate fi consultat la orice funcționare necorespunzătoare a instalațiilor.

Tot în ceea ce privește performanțele ejectoarelor trebuie să menționăm ejectoarele cu abur care deserveșc condensatoarele turbinelor cu abur. Nu există un studiu despre ejectoarele aflate curent în exploatare, deoarece acestea sunt aparate care nu pun probleme în exploatare, iar economia realizată prin îmbunătățirea randamentului ejectoarelor, în raport cu cheltuielile întregii centrale este foarte mică, după cum rezultă din [20], agentul primar (aburul de la o priză a turbinei) fiind disponibil din belșug. În general condensatorul unei turbine este deservit de un ejector de pornire și de una sau două baterii de ejectoare de bază, fiecare cu mai

multe trepte (în general 3) între trepte putând fi amplasate mici condensatoare pentru separarea aburului din amestecul extras. Spre exemplificare am citat sursa [133] care se referă la ejectoarele utilizate la grupul 4 din CET Oradea, o turbină DSL 50, ultima fabricată la Reșița. Ejectorul de pornire e folosit în scopul accelerării formării vidului în condensator, înainte de pornirea turbinei, e dintr-o singură treaptă și funcționează cu abur de 6 ata, realizând o depresiune de -0.6 bar. Consumul de abur e de 1000 kg/h, iar debitul de aer uscat extras e de 70 kg/h, coeficientul de eiecție fiind deci foarte mic $u = 0.07$. În ceea ce privește ejectoarele de bază, acestea mențin vidul în condensator în timpul funcționării turbinei și sunt în număr de două (baterii), una în lucru și una în rezervă. Fiecare baterie are trei trepte, presiunea absolută care se poate atinge în condensator fiind 0.04 ata. Debitul de aer maxim extras este de 75 kg/h, dar să nu uităm că fluidul secundar nu este aer pur, ci un amestec abur – aer în care predomină mai mult aburul (vezi și [20], [33] și [114]), deci întregul debit de fluid secundar extras e de 178 kg/h. Fluidul primar e tot aburul de 6 ata, consumul global fiind tot de 1000 kg/h, dar repartizat pe cele trei trepte, coeficienții de eiecție fiind mult mai mari, între $u = 0.39$ pentru prima treaptă și $u = 0.75$ pentru treapta a treia. Între trepte se găsesc două condensatoare intermediare pentru a recupera aburul activ. Calculul unei astfel de baterii este dat în [103].

În [111], [114], [20] sunt date efectele pe care le provoacă prezența aerului în condensator asupra schimbului de căldură la condensare: în [111] este studiată riguros această dependență folosind mai multe tipuri de ejectoare și mai multe orificii puse pe conducta de aspirație pentru a regla debitul de fluid aspirat. Concluzia este că, dacă eficiența ejectorului nu are mare importanță asupra eficienței instalației în ansamblu, o funcționare necorespunzătoare a acestuia conduce la o înrăutățire accentuată a randamentului instalației prin creșterea presiunii de după ultima treaptă (scăderea căderii disponibile de entalpie) și prin consumul exagerat de apă de răcire (în răutățirea schimbului de căldură în condensator). De altfel există și brevete [118], [62] care propun construcții monobloc condensator – ejector, dar pentru condensatoare mici.

Datele disponibile în literatură se referă aproape în totalitate la ejectoarele axiale clasice cu un singur ajutoraj de lucru, există cel puțin câteva brevete care descriu variante mai deosebite de ejector axial. Astfel [62] se referă la o construcție destul de complexă de ejector gaz lichid pentru care în aparat este inclus și un condensator-separator, iar gazul, după separare, este comprimat mecanic mai puternic și folosit din nou ca fluid activ. Un alt tip de construcție se referă la realizarea fie a ajutorajului de lucru [59], fie a difuzorului [47], [48], [75] prin introducerea într-un tub cilindric a unui corp profilat care realizează variația de secțiune pe lungimea ajutorajului. În plus [47] și [48] propun și montarea unui rotor liber în zona de intrare în difuzor care să aibă rolul de a ordona mișcarea amestecului, însă chiar și lucrările care tratează aceste ejectoare [45], [46] oferă mai mult date despre circuitele frigorifice unde au fost montate astfel de ejectoare, decât despre ejectoarele în sine.

Ajutorajul de lucru din [59] cu corp interior profilat oferă un jet normal, circular, atunci când corpul nu ajunge în secțiunea de ieșire a ajutorajului, sau care devine circular la desprinderea de pe corpul profilat, dar nu aduce noutăți în ceea ce privește jetul, ci oferă numai o altă geometrie a miezului jetului. Mai interesante sunt ejectoarele propuse în [16] și [60] unde ajutorajul de lucru este inelar, iar fluidul secundar este absorbit prin interiorul jetului. Nici pentru acest tip de ejectoare nu dispunem de date, eventual de [71] care prezintă studiul vârtejurilor inelare cu PIV, dar **cu apă** care deșează dintr-un ajutoraj într-un acvariu, fluidul antrenat fiind la interior. Tot un fel de ejector mai deosebit apare în [101] unde fluidul activ intră într-un tor pe care sunt dispuse perpendicular pe planul torului un număr mare de ajutoraje, rezultând o multitudine de jeturi circulare dispuse pe un cerc de diametru mare față de diametrul secțiunii circulare de ieșire a fiecărui jet. În final rezultă un mănunchi de jeturi care în ansamblu seamănă cu un jet inelar, fluidul secundar fiind absorbit la atât interior, cât și la exterior.: soluția din [101] are și confuzoare multiple dispuse succesiv în așa fel încât fluidul

secundar este aspirat în mai multe etape, iar ultimul confuzor se continuă cu un gât și cu un difuzor, ca la ejectoarele axiale clasice.

Ideea jeturilor multiple apare în mai multe construcții brevetate, și practic dintre ejectoarele mai deosebite sunt singurele care se găsesc mai des în practica industrială. Soluțiile propuse de [60] și [75] au de asemenea mai multe duze care lucrează în paralel măbind astfel aria de contact între fluidul primar și cel secundar

Alt tip de brevet pentru ejector care are în vedere compactizarea construcției apare în [92], unde amestecul format este întors printr-un spațiu inelar spre zona de intrare a celor două fluide și este refulat printr-un al treilea ștuț, difuzorul fiind mai scurt decât la versiunile clasice, dar lucrând cu pierderi mai mari. Curbarea difuzorului apare și în [62], dar acolo scopul este recircularea fluidului principal.

Un brevet mai recent [103] propune un ejector reglabil, cu un ac deplasabil în ajutorul de lucru, dar soluția în sine nu este nouă, fiind testată, după cum am arătat, cel puțin de către Lojkin, în [73], în 1935, multe construcții apelând la această posibilitate de reglare.

Toate aceste brevete (cu excepția [102]) datează de la începutul secolului trecut, între anii 1900 – 1920. Faptul că aceste soluții nu s-au impus în practica industrială ne conduc la concluzia că nu au dus la performanțe mai bune decât a ejectoarelor clasice, performanțe care să justifice complicațiile constructive suplimentare. Totuși, aceste soluții nu trebuie uitate, deoarece s-a mai întâmplat ca unele soluții timpurii, dar neaplicate multă vreme, devin aplicabile și rentabile după un timp, datorită procesului tehnologic.

Tot un model mai deosebit de ejector e descris în lucrările [123] și [124] în care e prezentat studiul arzătoarelor cu ajutoraj FPJ (Fluidic Precessing Jet Nozzle). Jetul intră într-o cameră cilindrică, se lipește de un perete și suferă o recirculare. Măsurarea câmpului de viteză se face cu anemometrie laser. Se constată o eiecție bună a combustibilului gazos [123] cu efecte asupra îmbunătățirii arderii și a reducerii noxelor Nox. Lucrarea [124] studiază diferențele care apar pentru diferite corpuri deviatoare și pentru diferite presiuni la intrare.

Dacă părăsim domeniul ejectoarelor propriuzise și abordăm așa numitele "ejectoare-amestecătoare" de la motoarele de avion (vezi subcapitolul 1.1), putem cita ca surse principale câteva rapoarte de cercetare relativ voluminoase de prin anii '50, care studiază foarte serios și amănunțit această geometrie care permite amestecarea jetului cald cu aerul de postcombustie. În [56] este redat studiul acestor dispozitive de postcombustie, care sunt de fapt ejectoare inelare gaz-aer, cu manta dublă, în diferite configurații geometrice. În [65] se determină influența fluidului activ la ejectoarele de la un turboreactor, aerul aspirat fiind fie agent de răcire la poscombustie, fie la creșterea tracțiunii jetului. Se folosesc mai multe tipuri de ajutoraje de lucru, dar și ajutoraje inelare pt fluidul secundar pentru a-i imprima acestuia o viteză inițială diferită de zero. O altă problemă care se studiază mult în prezent este forma optimă a conturului duzei, pentru amestecarea mai rapidă, dar mai ales pentru reducerea zgomotelor. Sunt studiate cu metode de vizualizare și măsurare moderne jeturile rezultate în urma unor ajutoraje convergent divergente la care partea divergentă este fie decupată cu mai multe petale, rotunjite sau acuite (ca o coroană), fie ondulată, jetul rezultat fiind (în secțiune transversală) sub formă de stea. În acest sens putem cita [50], [23], [25], [26], [75], [125], iar rezultatele confirmă faptul că unele din ajutorajele propuse se comportă bine din punct de vedere al zgomotului, deci și a șocurilor, respectiv a pierderilor, și de aceea poate că încercarea unor ejectoare industriale dar care să aibă astfel de ajutoraje lobate poate fi o bună idee de a crește încă puțin eficiența acestora.

În fine tot din aviație vine încă o utilizare mai deosebită a ejectoarelor, după cum se arată în [31] unde în interiorul unor palete de elicopter sunt practicate niște canale profilate care preiau aer atmosferic și îl accelerează, fiind folosit apoi ca fluid activ pentru aspirarea stratului limită de pe profilul paletei printr-o serie de mici interstiții și evacuarea amestecului în zona bordului de fugă.

Capitolul 4. Metode de calcul pentru determinarea mărimilor caracteristice ale ejectoarelor

Rezumat: Deoarece în partea a II-a a tezei am proiectat și realizat un ejector axial și apoi unul radial reglabil, am considerat necesară cuprinderea acestui capitol în prima parte a lucrării pentru a lămurii aspectele legate de calculul termodinamic și de dimensionare a ejectoarelor. Este prezentată problematica generală a calculării ejectoarelor, mersul calculului și sunt indicate relațiile de calcul care pot fi folosite în fiecare caz, o parte din ele fiind scrise în cap. 2 și 3. Sunt prezentate apoi probleme speciale de calcul, cum ar fi metoda de calcul expeditiv pe baza nomogramelor date în literatura de specialitate, metoda de calcul cu ajutorul funcțiilor termodinamice, respectiv aspectele speciale de care trebuie să se țină cont atunci când fluidul activ este aburul. Contribuția personală constă în sistematizarea acestor metode prezentate în literatură și semnalarea corelațiilor dintre ele și a limitelor lor, sau a precauțiilor care trebuie luate la utilizarea uneia sau a alteia din metodele amintite.

4.1. Considerații generale privitoare la calculul ejectoarelor

Dacă privim fig. 1.6, vom observa că procesul care are loc într-un ejector este caracterizat de mai multe mărimi termodinamice ale celor doua fluide și a amestecului rezultat, pentru diferite secțiuni caracteristice, a căror semnificație este data în subcapitolul 2.2. Pentru a putea descrie matematic fenomenele care se petrec va trebui să determinăm toate aceste mărimi termodinamice, precum și mărimile geometrice (diametre și lungimi) care ne permit să proiectăm un ejector corespunzător din punct de vedere al eficienței termodinamice și care să nu fie foarte complicat din punct de vedere constructiv.

Desigur că pentru a calcula un ejector care să rezolve o anumită problemă concretă care poate să apară în practică, o parte din mărimile termodinamice amintite anterior vor fi considerate ca date de proiectare, sau date de pornire pentru calcul. Celelalte mărimi termodinamice vor fi determinate printr-un *calcul termodinamic*, care este urmat de un *calcul de dimensionare*. Calculul termodinamic pornește de la datele de proiectare, care pot să difere de la caz la caz; în practica vom întâlni mai frecvent următoarele cazuri:

1. Cazul în care ejectorul este folosit pentru a realiza și a menține o presiune scăzută (vid) într-o încălziță, adică cazul condensatoarelor turbinelor cu abur. De obicei în acest caz se cunosc: presiunea fluidului secundar p_{0s} , temperatura lui, T_{0s} , (care este egală sau puțin mai mică decât temperatura de saturație a aburului care urmează a fi condensat, corespunzătoare presiunii p_{0s}), debitul de fluid secundar (aer) care urmează a fi extras, G_{0s} , și presiunea p_6 la care va fi refulat amestecul (care de regulă este egală sau puțin mai mare decât presiunea atmosferică). În categoria datelor de pornire mai intră și presiunea și temperatura fluidului primar (aburul viu), p_{0p} și T_{0p} . Calculul termodinamic va furniza debitul necesar de abur viu și vitezele în diferite secțiuni pentru cele două fluide și pentru amestec. Calculul de dimensionare va furniza ariile secțiunilor de trecere și lungimile diverselor părți ale aparatului.

2. Cazul în care ejectorul lucrează ca un compresor pentru ridicarea parametrilor aburului deșeu, sau a unui fluid oarecare considerat fluid secundar; astfel de cazuri întâlnim frecvent în industria alimentară sau în industria chimică. Fluidul primar este și în acest caz de obicei abur cu parametri ridicați, dar poate fi și aer comprimat. În acest caz setul mărimilor de pornire poate fi același cu cel de la punctul anterior, cu mențiunea că presiunea de refulare p_6 este de regulă mai mare decât cea atmosferică, iar temperatura T_{0s} poate avea orice valoare. Se poate întâlni varianta în care nu se cunoaște debitul de fluid secundar G_{0s} , dar se impune G_{0p} sau chiar variante în care se dau cele două debite și se cere presiunea la care poate fi refulat amestecul în condiții optime.

3. Cazul în care ejectorul lucrează ca ventilator sau transportator (eductor). În general în acest caz se cunosc parametri și debitul disponibil pentru fluidul primar și se cere debitul fluidului secundar G_s în condițiile în care creșterea de presiune este foarte mică $p_6 / p_{0s} \cong 1.1 \dots 1.2$. Parametri fluidului secundar p_{0s} și T_{0s} pot varia în anumite limite, deoarece în general este vorba de aer atmosferic, sau, în cazul eductoarelor, de aer amestecat cu particule lichide sau solide.

Pentru cele trei cazuri trebuie să ținem cont de natura fluidelor implicate deoarece dacă fluidul principal este incompresibil (lichid), se vor folosi alte relații de calcul, caracteristice lichidelor.

De asemenea trebuie să menționăm că un calcul exact al ejectorului nu se poate realiza decât pentru ejectorul cu gaze perfecte. Cum în practică utilizăm gaze reale, calculul de proiectare va fi afectat de anumite mărimi care nu se pot determina analitic, ci se aproximează cu ajutorul indicațiilor date de literatura de specialitate. În această categorie intră coeficienții de pierdere de viteză (pentru ajutorul de lucru, camera de amestec și difuzor) și coeficienții de trecere de la o viteză medie la alta, dat de distribuția reală a vitezelor pe secțiune.

4.2. Calculul termodinamic al ejectoarelor

Calculul termodinamic apare, desigur, în multe surse bibliografice. Modul de lucru pe care îl prezentăm, cu ajutorul calculului tabelar pentru mai multe valori ale mărimilor inițial necunoscute e propus în lucrări mai vechi ca [13], [73], [103], [114], [115]. Chiar și lucrări mai noi [29], [128] ajung în unele cazuri la alegerea optimului dintr-un tabel de mărimi calculate pentru mai multe valori. În principiu, mărimile calculate bazate pe formulele de calcul parametrizat și pe funcțiile termodinamice din [17], [28], [67] și parțial [29] și [128], nu sunt diferite de primele menționate, doar metoda de lucru e diferită și va fi descrisă ulterior. Un calcul mai simplu, pentru principalele mărimi e dat în tratatele de gazodinamică [30], [83], [107], sau în cărți de termotehnică generală cum sunt [69], [84], [94].

Considerăm ca mărimi cunoscute cele menționate la cazul 1 de la subcapitolul anterior. Cunoscând parametri termodinamici de stare pentru cele două fluide, din diagramele $i-s$ a celor două fluide se citesc entalpiile i_{0p} și i_{0s} , care sunt de fapt entalpii de stagnare fiind caracteristice fluidelor în starea de repaos în care se găsesc în cele două recipiente (colectorul de abur viu, respectiv condensator). Astfel se pot reprezenta pe diagrama punctele 0 și 0s (vezi

fig. 1.7). În continuare se alege tipul ejectorului: pentru ejectorul de tip II, cu cameră de amestec cu presiune constantă, putem considera că $p_2 = p_3 = p_{0s}$. În consecință $h_s = 0$ și viteza fluidului secundar în dreptul secțiunii de ieșire a ajutorului de lucru e nulă, $w_3 \cong 0$. Dacă optăm pentru un ejector de tipul I va trebui să facem calculul pentru mai multe valori a presiunii p_3 , obținând mai multe valori pentru h_s și pentru w_3 , dimensionarea finală a camerei de amestec făcându-se pentru cea mai convenabilă valoare a lui w_3 .

În funcție de p_{0p} și de p_2 se alege tipul ajutorului de lucru conform indicațiilor din subcapitolul 2.1.1. Dacă rescriem relația 1.7 cu notațiile utilizate pentru ejector în această lucrare, vom avea condițiile:

- dacă $p_2 \geq \varepsilon_c p_{0p}$ vom utiliza un ajutor de lucru convergent
- dacă $p_2 < \varepsilon_c p_{0p}$ vom utiliza un ajutor convergent - divergent.

În general pentru ejectoarele utilizate ca pompe de vid la condensatoarele turbinelor cu abur vom avea $p_2 \gg \varepsilon_c p_{0p}$, deci se impune utilizarea ajutorului convergent - divergent. Chiar dacă se optează pentru un ejector cu mai multe trepte, adică cu o baterie de ejectoare în care amestecul (sau o parte din acesta) refulat de un ejector devine fluid secundar pentru ejectorul următor, la prima treaptă raportul de presiuni al ejectorului de lucru rămâne același ca și în cazul unui ejector cu o singură treaptă. La treptele următoare, în ipoteza că utilizăm aceeași sursă de fluid principal (abur viu), căderile de presiune pe ajutoarele de lucru se micșorează pe măsură ce crește numărul de ordine al treptei, astfel încât este posibil ca la ultima sau ultimele trepte să putem utiliza un ajutor de lucru convergent. Pentru compresoare cu jet (cazul 2 prezentat anterior) se utilizează în egală măsură ambele tipuri de ajutoare în funcție de parametri celor două fluide. Pentru ejectoare de ventilație sau eductoare (cazul 3) se folosesc aproape în exclusivitate ajutoare de lucru convergente.

În continuare se calculează vitezele w_{2t} și w_2 cu ajutorul relațiilor 1.88 ... 1.91. Entalpia fluidului la ieșirea din ajutor pentru o destindere izentropică i_{2t} se determină cunoscând presiunea p_2 și entropia punctului 0; este evident că pentru a utiliza relația 1.88 trebuie să dispunem de diagrama i-s a fluidului principal. Dacă nu dispunem de o astfel de diagramă, pentru un ajutor de lucru convergent vom calcula w_{2t} cu ajutorul relației 1.1 (rescrisă cu notațiile corespunzătoare), iar pentru un ajutor convergent - divergent vom calcula mai întâi viteza în secțiunea minimă w_{1t} cu ajutorul relației 1.10 și apoi viteza w_{2t} cu ajutorul relației 1.1. După determinarea vitezei w_{2t} se calculează w_2 cu 1.91. Coeficientul φ_{aj} nu este cunoscut în momentul proiectării, iar valoarea lui se alege conform indicațiilor din subcapitolul 2.3.1.

Utilizând aceleași relații de tipul 1.1, cunoscute de la destinderea fluidelor compresibile în ajutoare, se calculează viteza w_3 . După cum am spus, $w_{3t} = 0$ pentru un ejector de tip II, iar pentru un ejector de tip I vom da mai multe valori din ce în ce mai mici presiunii p_3 și vom calcula un șir de valori pentru w_{3t} :

$$w_{3t} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_3}{p_{0s}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (1.161)$$

Deoarece $p_2 = p_3$, pentru fiecare valoare a lui p_3 trebuie recalculată și viteza w_{2t} . Apoi se calculează viteza reală w_3 cu relația:

$$w_3 = \varphi_{aj s} w_{3t} \quad (1.162)$$

în care valoarea coeficientului de viteză a ajutorului de destindere a fluidului secundar este de asemenea necunoscut; mai mult, valorile orientative date de literatura de specialitate în general pentru ajutoare cu secțiune circulară pot fi diferite față de valorile reale a coeficientului

φ_{01} , deoarece acesta este, de regulă, un ajutoraj cu secțiune inelară.

Cele două viteze reale calculate sunt de fapt viteze medii energetice, deoarece au fost deduse din relații care exprimă energia cinetică a fluidelor respective, deci ar trebui să poarte și indicele suplimentar E. Atât pentru secțiunea 2 cât și pentru secțiunea 3 (dacă este cazul), vom calcula și vitezele medii corespunzătoare impulsului și debitului utilizând valorile orientative date de literatura de specialitate pentru coeficienții k_E , k_I , ψ și ψ_1 , așa cum sunt definiți în relațiile 1.95, 1.98, 1.122 și 1.123, *indicii numerici fiind adaptați secțiunii la care se referă*. Ori, în momentul proiectării, nu cunoaștem nici mărimea absolută a secțiunilor de curgere și nici debitele, deci nu avem nici o indicație asupra alurii distribuției de viteze pe secțiunile respective: chiar dacă am cunoaște aceste secțiuni și debite, distribuțiile reale de viteze pe respectivele secțiuni sunt practic necunoscute și după cum am văzut nu pot fi determinate decât experimental. După cum am aratat în subcapitolul 2.1.3 și mai ales în subcapitolul 3.2.1, distribuțiile de viteze pentru jetul liber turbulent sunt afine pentru toate secțiunile situate la o anumită distanță de gura ajutorajului și pentru aceste secțiuni se pot utiliza cam aceleași valori date în 3.2.2 pentru secțiunea 5 (după [13]). Pentru w_2 și w_3 ar fi mai indicat să utilizăm valorile date în subcapitolul 3.1, pentru ajutorajul de lucru. Cu aceste valori, utilizate cu o oarecare rezervă, se calculează w_{2I} , w_{2G} , w_{3I} și w_{3G} . Dacă utilizăm și coeficientul k_G , se poate determina și viteza maximă din axul vânei, care se poate măsura ulterior cu o sondă Pitot, pentru a verifica corectitudinea alegerii acestor coeficienți.

În continuare trebuie determinată valoarea vitezei la ieșirea din camera de amestec. Această viteză poate fi considerată fie w_5 , fie w_4 , după cum înglobăm sau nu în camera de amestec porțiunea convergentă a ajutorajului de comprimare. În această lucrare, urmărind în principal sursa bibliografică [13] care se referă la ejectoare cu camera de amestec tronconică, am considerat că confuzorul ajutorajului de comprimare este parte integrantă a camerei de amestec. Astfel am scris relațiile 1.124 ÷ 1.143. După cum reiese din subcapitolul 2.3.3, în aceste relații, în coeficientul de viteză al camerei de amestec $\varphi_{c\bar{a}}$ este înglobat și coeficientul de viteză al confuzorului ajutorajului de comprimare. Dacă dorim, putem scrie exact aceleași relații pentru secțiunea 4, singura deosebire fiind modificarea indicelui numeric (din 5 în 4) și utilizarea unor valori diferite pentru $\varphi_{c\bar{a}}$, (care în acest caz se va referi doar la partea cilindrică a camerei de amestec), k_G , k_I , k_E , respectiv ψ și ψ_1 , dacă dispunem de valori determinate experimental pentru aceste mărimi pentru secțiunea 4.

Pentru determinarea vitezei w_5 (sau w_4) se utilizează formula 1.126 pentru ejectorul de tip II și formula 1.125 pentru ejectorul de tip I. Formula 1.125 trebuie aplicată pentru toate perechile de valori w_2 și w_3 obținute prin parametrizarea presiunii $p_3 = p_2$. În aceste formule apare coeficientul de eiecție u , care este o marime necunoscută, deoarece nu cunoaștem debitul de fluid principal. De aceea, pentru fiecare pereche de valori w_2 , w_3 se completează un tabel în care se calculează w_5 (sau w_4), i_5 (sau i_4), i_6 și p_6 și randamentul calculat pentru mai multe valori ale lui u . Această metodă este propusă de I. Vlădea în [114] și [115].

Relațiile 1.125 și 1.126 sunt ecuații de conservare a impulsului, iar w_2 și w_3 sunt viteze medii energetice. Putem rescrie relațiile 1.125 și 1.126 astfel:

$$w_5 = \frac{\varphi_{c(4)}}{\psi_{1(5)}} \cdot \frac{w_2 \psi_{1(2)} + u w_3 \psi_{1(3)}}{1 + u} \quad (1.163)$$

pentru ejector de tipul I și:

$$w_5 = \frac{\varphi_{c(4)}}{\psi_{1(5)}} \cdot \frac{w_2 \psi_{1(2)}}{1 + u} \quad (1.164)$$

pentru ejector de tipul II.

Cu valoarea obținută pentru w_5 se poate calcula i_5 din bilanțul energetic:

$$i_{0p} + u i_{0s} = (1 + u) (i_5 + w_5^2/2) \quad (1.165)$$

$$i_5 = \frac{i_{0p} + u i_{0s}}{1 + u} - \frac{w_5^2}{2} \quad (1.166)$$

Această entalpie ne ajută să determinăm punctul de la care începe comprimarea amestecului, prin intersectarea izentalpei i_5 cu izobara p_5 . Pentru ejectoarele pentru care putem considera presiunea în camera de amestec constantă, vom avea $p_2 = p_3 = p_4$. Dacă dorim un calcul mai exact vom calcula mai întâi i_4 cu aceleași formule (1.163...1.166), ținând cont că φ_{ca} se referă doar la partea cilindrică a camerei de amestec și la intersecția izentalpei i_4 cu izobara $p_2 = p_3 = p_4$ vom găsi punctul 4 (vezi fig. 1.7).

Pornind din punctul 4 (sau din punctul 5, dacă am considerat confuzorul ca parte a camerei de amestec) vom calcula valorile din secțiunea 6 urmărind raționamentele din subcapitolul 2.3.3 și aplicând formulele 1.136 ...1.143. Pentru φ_{com} , η_{com} , respectiv φ_{dif} , η_{dif} , vom utiliza valorile care se găsesc în literatura de specialitate, fiind atenți dacă se referă la întreg ajutorul de comprimare sau doar la difuzorul propriuzis. Mai întâi se determină presiunea p_6 ridicând din punctul 5 (sau 4) un segment izentropic egal cu $w_5^2/2$ (respectiv $w_4^2/2$). Acesta este punctul 6₁ de entalpie i''_{6t} și presiune p_6 . În primă aproximație considerăm $w_6 = 0$, urmând ca după dimensionarea aparatului să se stabilească valoarea exactă a lui w_6 în așa fel încât aceasta să fie suficient de mică pentru a putea fi neglijată în calculele termodinamice, dar să nu conducă la o secțiune de curgere prea mare, ceea ce ar însemna o lungime mare a ajutorului de comprimare. Entalpia reală la ieșire, i_6 , se obține utilizând relațiile 1.140, 1.141, dacă pornim de la starea 5, și respectiv 1.138, 1.139, dacă pornim de la starea 4.

Aceste calcule se fac pentru fiecare valoare dată lui u de la 0 până la $u = 4...5$, urmând să extindem calculul, dacă parametri fluidelor permit atingerea unor valori pentru u chiar și mai mari.

Vom obține astfel un tabel pentru ejectorul de tip II și atâtea tabele pentru ejectorul de tip I, câte perechi de viteze w_2, w_3 am reținut pentru aceste calcule. Cu ajutorul acestor tabele se trasează grafice $p_6 = p_6(u)$ și $\eta = \eta(u)$, care au alura din fig 1.62. Se va observa că pentru fiecare grafic vom avea o valoare u_{lim} , pentru care p_6 devine egal cu p_{0s} . Aceasta este situația limită, când ejectorul lucrează doar pentru transportul fluidului secundar, pentru valori $p_6 < p_{0s}$ nemaifiind nevoie de ejector deoarece se poate realiza o destindere directă. În intervalul $0 \div u_{lim}$ există o valoare pentru care randamentul (care poate fi calculat cu oricare din formulele 1.83, 1.85, 1.86, dar recomandabilă este 1.83) este maxim, care va fi de fapt u_{opt} . Desigur, dacă p_6 este impusă, (de exemplu presiunea atmosferică), vom găsi coeficientul de eiecție corespunzător acestei presiuni și vom citi randamentul care se poate atinge.

După ce vom compara toate graficele trasate vom alege soluția pentru care randamentul devine maximum maximorum și care va fi de fapt varianta optimă cu ajutorul căreia se trece la dimensionarea ejectorului. Dacă în urma calculului de dimensionare rezultă dimensiuni prea mari sau prea mici, se poate încerca un calcul de dimensionare și cu variante apropiate de cea optimă, urmărindu-se realizarea unui compromis între performanțele realizabile și efortul necesar pentru construirea ejectorului.

4.3. Calculul de dimensionare

După determinarea mărimilor termodinamice, acest calcul este relativ simplu. În acest moment cunoaștem debitele fluidelor, presiunile la care se găsesc în starea inițială și presiunea de refulare a amestecului. În cazul în care din calculele termodinamice rezultă că este mai favorabil să folosim un ejector de tipul I, vom cunoaște și presiunea din dreptul secțiunilor 2, respectiv 3, care asigură viteza inițială optimă pentru fluidul secundar.

Metoda de dimensionare pe care o prezentăm este descrisă în [114], dar este foarte asemănătoare cu metodele utilizate în [13], [20], [73], diferențele fiind de amănunt.

În funcție de raportul de presiuni p_2/p_{0p} se alege tipul ajutorului de lucru. Pentru $p_2/p_{0p} \geq \varepsilon_c$, unde ε_c este raportul critic de presiuni pentru fluidul primar, vom avea un ajutoraj de lucru convergent. Secțiunea necesară pentru trecerea debitului G_p de fluid primar va fi:

$$A_2 (= A_1) = G_p / (\rho_2 w_2) \quad (1.167)$$

în care w_2 este viteza obținută în urma calculului termodinamic: w_{2t} se obține cu ajutorul relațiilor 1.1 ($p = p_2$; $p_0 v_0 = p_{0p} v_{0p}$) sau 1.88, iar w_2 cu relația 1.91, iar densitatea se citește din diagrama i-s, cunoscând i_2 și p_2 . În cazul în care $p_2/p_{0p} = \varepsilon_c$, atunci secțiunea $A_2 (= A_1)$ este secțiunea critică iar viteza w_2 este de fapt viteza critică data de relația 1.10.

Dacă secțiunea este circulară, vom determina diametrul:

$$d_2 (= d_1) = (4A_2 / \pi)^{1/2} \quad (1.168)$$

Pentru $p_2/p_{0p} < \varepsilon_c$ vom utiliza un ajutoraj convergent - divergent. În acest caz secțiunea 1 nu va mai fi aceeași cu secțiunea 2. În secțiunea 1 se stabilește presiunea $p_1 = p_c = p_{0p} \varepsilon_c$, iar pentru debitul G_p aria secțiunii A_1 va fi:

$$A_1 = G_p / (\rho_c w_c) \quad (1.169)$$

în care $w_c = a_c$, se calculează cu 1.10, iar densitatea este cea critică. Diametrul d_1 este:

$$d_1 = (4A_1 / \pi)^{1/2} \quad (1.170)$$

Secțiunea A_2 se calculează din ecuația de continuitate, după ce am determinat w_2 cu ajutorul relațiilor 1.1 și 1.91 și ρ_2 din diagrama i-s:

$$A_2 = G_p / (\rho_2 w_2) \quad (1.171)$$

și desigur diametrul:

$$d_2 = (4A_2 / \pi)^{1/2} \quad (1.172)$$

Variația ariilor secțiunilor intermediare între 1 și 2 ar trebui să respecte ecuația 1.3, fiind deci necesar un ajutoraj profilat pentru a respecta cu strictețe condițiile puse de calculul termodinamic (vezi [80]). În practică, porțiunea dintre secțiunile 1 și 2 nu este profilată, ci conică, cu un unghi de evazare de 3-4°. Odată ales acest unghi de evazare α , lungimea l_{12} între secțiunea critică și cea de ieșire a ajutorului de lucru, se calculează cu relația [114]:

$$l_{12} = (d_2 - d_1) / 2 \operatorname{tg} \alpha \quad (1.173)$$

Diametrul camerei de amestec este determinat de tipul de ejector ales. Astfel, pentru un ejector de tipul II, viteza fluidului secundar trebuie să fie foarte mică, la limită nulă, deci aria secțiunii inelare de curgere a fluidului secundar (între pereții camerei de amestec și exteriorul ajutorului de lucru) trebuie să fie relativ mare. În [114], I. Vlădea recomandă ca $d_3 = d_4 > 2d_2$. Pentru un ejector de tip II, secțiunea inelară A_3 trebuie să conducă la realizarea vitezei dorite w_3 , pe care o cunoaștem în urma calculului de optimizare termodinamic. Astfel:

$$A_3 = G_s w_3 \rho_3 \quad (1.174)$$

iar d_3 va fi:

$$d_3 = \sqrt{\frac{4A_3}{\pi} + d_2^2} \quad (1.175)$$

Pentru ejectoarele de tip II, secțiunea A_3 se găsește deja în interiorul confuzorului. Secțiunea A_4 se poate calcula cu aceeași relație $d_4 > 2d_2$, ea găsindu-se înaintea lui A_2 în sensul de curgere al fluidului; această porțiune a ejectorului poate fi și sferică sau de alte forme, nefiind camera de amestec propriuzisa, amestecarea începând după secțiunea A_2 .

Partea cilindrică a camerei de amestec se continuă cu confuzorul ajutorului de compresiune, o porțiune tronconică, pentru care vom calcula aria secțiunii de ieșire din confuzor și intrare în difuzor, sau în gâtul difuzorului.

$$A_5 = G_p (1 + u) w_{5,G} \rho_5 \quad (1.176)$$

În aceasta relație am utilizat, conform relațiilor 1.122 și 1.123:

$$w_{5,G} = \psi \psi_l w_{5,E} \quad (1.177)$$

iar $w_{5,E}$ este dată de calculul termodinamic de relația 1.164. Cu aceeași relație (1.175) se calculează și diametrul camerei și pentru ejectorul de tip I dar în 1.177 se introduce $w_{5,E}$ calculata cu 1.163. Trebuie menționat că în literatura de specialitate se găsesc multe relații de calcul pentru A_5 . În funcție de autor, ele au forme diferite, conținând foarte mulți termeni. În [28], [29] și [128] vom găsi altfel de relații, dar la o analiză mai atentă vom constata că, în principiu, ele se reduc la relația 1.176, pentru care factorii sunt explicitați din formulele anterioare. *Singurele diferențe care apar în funcție de autor se referă la coeficientul φ_{ca} , care se poate referi la întreaga cameră de amestec sau numai la partea sa cilindrică.*

Pentru a determina distanța dintre ieșirea din ajutorul de lucru și ieșirea din confuzor, adică între secțiunile A_2 și A_5 , l_{2-5} , în literatura de specialitate sunt propuse de asemenea mai multe relații; acestea se leagă de lungimea jetului liber. Astfel în [128] sunt propuse relațiile:

$$l_{jl} = \left(\sqrt{0.083 + 0.76u} - 0.29 \right) \frac{d_2}{a} \quad \text{pentru } u \leq 0.5 \quad (1.178)$$

$$l_{jl} = \frac{0.37 + u}{4.4a} \cdot d_2 \quad \text{pentru } u > 0.5 \quad (1.179)$$

unde "a" este o constantă experimentală: $a = 0.07 \dots 0.09$. Diametrul jetului liber la lungimea l_{jl} se poate calcula cu relațiile:

$$d_{j1} = 3.4 d_2 (0.083 + 0.76 u)^{1.2} \quad \text{pentru } u \leq 0.5 \quad (1.180)$$

$$d_{j1} = 1.55 d_2 (1 + u) \quad \text{pentru } u > 0.5 \quad (1.181)$$

Cu acestea, lungimea $l_{2,5}$ devine:

$$l_{2,5} = l_{j1} \quad \text{dacă } d_5 > d_{j1} \quad (1.182)$$

$$l_{2,5} = l_{j1} + 0.5 (d_{j1} - d_5) \quad \text{dacă } d_{j1} > d_5 \quad (1.183)$$

În [28] autorul propune alte relații, deduse tot din teoria jetului liber turbulent:

$$l_{2,5} = 9.14 d_2 [(u + 1)^{1.2} - 1] \quad \text{pentru } u \leq 1.12 \quad (1.184)$$

$$l_{2,5} = 2.83 d_2 (u + 0.3544) \quad \text{pentru } u > 1.12 \quad (1.185)$$

cu mențiunea că în cazul jeturilor supersonice, sistemul de unde de șoc oblice și drepte, care se formează în zona de ieșire din ajutoraj, împiedică aspirarea fluidului secundar în această zonă și de aceea, pentru acest tip de ejector, autorul propune următoarele relații empirice:

$$l_{2,5} = k d_5 \quad (1.186)$$

unde k ia următoarele valori:

$$\begin{aligned} k &= 1.82 && \text{pentru } p_{0p} < 3p_{0s} \\ k &= 1.61 + 0.07 (p_{0p} - p_{0s}) && \text{pentru } 3p_{0s} < p_{0p} < 5p_{0s} \\ k &= 1.96 && \text{pentru } p_{0p} > 5p_{0s} \end{aligned}$$

În [73], N. Lojkin propune o altă formulă empirică:

$$l_{2,5} = (0.024 h_{01} + 0.44) d_5 \quad (1.187)$$

în care h_{01} este căderea de entalpie adiabatică reprezentată în fig. 1.7, în kcal/kg.

În [13], Z. Ardelean propune determinarea pătrunderii ajutorajului în camera de amestec tronconică în funcție de rapoartele de viteza w_3/w_2 și w_5/w_2 , metodă deja descrisă la subcapitolul care tratează încercările experimentale.

În general, deși toți autorii studiați recunosc importanța deosebită a formei camerei de amestec și deci importanța stabilirii valorii optime pentru distanța $l_{2,5}$, totuși nu am găsit în literatura de specialitate relații pentru determinarea analitică a lui $l_{2,5}$, cu excepția metodei propusă de prof. Carabogban în [28] și care se bazează pe teoria jetului liber turbulent. Chiar și la această metodă, coeficienții numerici sunt determinați de distribuția adimensională de viteze, care după cum am văzut are diferite aluri, propuse de diverși autori; astfel relațiile 1.184...1.186 sunt valabile numai pentru distribuția experimentală din fig. 1.19. Prof. Bliudov în [20] și prof. Vlădea în [114] recunosc necesitatea determinării experimentale a acestei valori. În cazul proiectării unui ejector nou ei recomandă utilizarea unui prototip cu ajutoraj de lucru deplasabil.

În continuare se dimensionează lungimea gâtului ajutorajului de comprimare de diametru d_5 . Unii autori consideră că această lungime poate fi luată chiar nulă, confuzorul racordându-se cu difuzorul în dreptul secțiunii minime A_5 . Alți autori însă consideră că gâtul, adică porțiunea cilindrică între confuzor și difuzor are un rol important în omogenizarea

amestecului și uniformizarea câmpului de viteze. Astfel, Z. Ardelean, consideră că, deși viteza medie (a debitului) este aceeași în orice secțiune a gâtului, (deoarece avem aceeași secțiune prin care trece același debit), viteza medie a impulsului scade, și crește presiunea statică dinspre confuzor spre difuzor. Acest fapt este dovedit și experimental în [13], experiențele fiind efectuate cu ejectoare cu lungimi diferite pentru gât: gât lung și gât scurt. Din experiențe rezultă că lungimea gâtului influențează rapoartele de viteză w_3/w_2 și w_5/w_2 , și deci și lungimea l_{2-5} . De aceea alegerea lungimii gâtului este oarecum arbitrară, relația propusă fiind:

$$l_5 = (2 \dots 8) d_5 \quad (1.188)$$

care ne conduce la ideea determinării experimentale pe un prototip reglabil.

Pentru difuzor se alege în primul rând unghiul de evazare. Pentru a nu provoca desprinderea fluidului de pe pereții ajutorului divergent și formarea vârtejurilor, unghiul de divergență se va alege mic, $\alpha_{dif} = 6^\circ \dots 10^\circ$. Aria secțiunii 6, A_6 depinde de A_5 și de vitezele w_5 și w_6 . Viteza w_6 trebuie să fie mică, pentru a nu avea pierderi mari de energie cinetică la ieșirea din aparat, dar în același timp suficient de mare pentru a nu conduce la o lungime exagerată a difuzorului. În consecință vom alege viteza w_6 și vom calcula pe A_6 din ecuația de continuitate:

$$A_6 = A_5 (\rho_5 w_5 / \rho_6 w_6) \quad (1.189)$$

$$A_6 = G_p (1 + u) / w_6 \rho_6 \quad (1.190)$$

în care densitățile ρ_5 și ρ_6 se citesc din diagrama i-s, sau se calculează din relațiile curgerii fluidelor compresibile cu frecare, deci ținând cont de coeficienții de viteză.

În continuare determinăm diametrul de ieșire:

$$d_6 = (4A_6 / \pi)^{1/2} \quad (1.191)$$

și lungimea părții divergente:

$$l_{5-6} = (d_6 - d_5) / [2 \operatorname{tg} (\alpha_{dif}/2)] \quad (1.192)$$

Dacă lungimea rezultată este prea mare, se adoptă o viteză de ieșire w_6 mai mare, fapt care duce la o micșorare a secțiunii A_6 și la o scădere a lungimii l_{5-6} , în condițiile păstrării unghiului de evazare.

În concluzie, atât calculul termodinamic, cât și cel de dimensionare sunt legate de mărimi recomandate în literatura de specialitate, obținute pe cale experimentală. *Unele din aceste mărimi concordă la mai mulți autori, iar altele diferă de la autor la autor; mai corect, datele disponibile nu acoperă întregul domeniu de parametri de lucru care pot apare într-o aplicație practică, ele fiind corecte pentru câmpul de valori ai parametrilor pentru care s-au făcut cercetări experimentale.* De aceea aparatele cu jet și metodica proiectării nu sunt standardizate, fiecare firmă producătoare lucrând după reguli interne proprii. Pentru a proiecta un ejector care să funcționeze cu eficacitate maximă în condiții date, trebuie să pornim de la un prototip care să permită modificarea parametrilor geometrici și fluidodinamici în așa fel încât să putem determina valorile optime pentru parametri de lucru aleși.

4.4. Probleme speciale în calculul aparatelor cu jet

În literatura de specialitate sunt propuse mai multe metode pentru calculul aparatelor cu jet. Ele nu se deosebesc în esență de metoda propusă la subcapitolele 4.2 și 4.3, ci sistematizează calculul, propunând formule destul de complicate, dar care ne permit un calcul mai rapid al mărimilor termodinamice. În ceea ce privește dimensionarea, se face apel la aceleași relații prezentate în 4.3. În continuare vom prezenta pe scurt câteva din aceste metode.

4.4.1. Metoda ecuației caracteristice (sau metoda funcțiilor gazodinamice)

Această metodă este prezentată în [17] și [128], autorul capitolului din [128], fiind tot prof. A. Badea, autorul principal al tratatului [17]. Sunt propuse formule diferite pentru mai multe tipuri de ejectoare, diferind între ele prin geometrie sau/și destinație. Pentru fiecare se scrie o ecuație caracteristică, adică se exprimă un raport de presiuni în funcție de coeficientul de ejecție u , de regulă p_{06}/p_{0s} , unde prin indicele suplimentar 0 de la p_{06} indicăm că este vorba de presiunea totală a amestecului comprimat, adică presiunea de stagnare la ieșirea din compresor. În funcția $p_{06}/p_{0s} = p_{06}/p_{0s}(u)$, apar sub formă de coeficienți mărimile termodinamice cunoscute, împreună cu coeficienții de pierdere și de distribuție a vitezelor în diferite secțiuni, apreciați în urma rezultatelor publicate a încercărilor experimentale, precum și mărimile geometrice ale ejectorului, deci ecuația caracteristică se scrie doar pentru ejectoare date, la care cunoaștem geometria. Ecuația caracteristică diferă prin acești parametri de la un tip de ejector la altul, **dar de fiecare dată ea se obține pornind de la relația conservării impulsului pentru camera de amestec**. Să analizăm câteva cazuri:

a) ejector supersonic de tip I cu camera de amestec cilindrică. În acest caz vom avea $A_4 \equiv A_{5c}$, unde prin A_{5c} înțelegem aria secțiunii gâtului dinspre confuzor. Camera de amestec este considerată tocmai porțiunea cilindrică între A_{5c} și A_{5d} , adică gâtul ajutorului de comprimare, A_{5d} fiind aria secțiunii gâtului dinspre difuzor. (Notă: până acum am notat ambele secțiuni cu 5, deoarece în multe cazuri gâtul ajutorului de comprimare lipsește și A_{5c} se confunda cu A_{5d} . Secțiunea 5 este secțiunea de unde începe comprimarea în difuzor, rol preluat acum de secțiunea 5_d . Pentru a nu introduce indici suplimentari vom nota secțiunea 5_c cu 4 și 5_d cu 5). Vom împărți aria A_4 în două arii: $A_{4p} = A_2$ și aria inelară $A_{4s} = A_4 - A_{4p}$. Relația $A_4 = A_2 + A_3$ rămâne în continuare valabilă.

Ecuația conservării impulsului pentru camera de amestec cilindrică se poate scrie:

$$G_p w_2 + G_s w_3 - (G_p + G_d) w_5 = p_5 A_5 - (p_2 A_2 + p_3 A_3) \quad (1.193)$$

$$1 = \frac{p_2 A_2}{p_5 A_5} + \frac{p_3 A_3}{p_5 A_5} + \frac{G_p}{\varphi_{dif} p_5 A_5} [k_1 w_{2t} + k_2 w_{3t} - (1+u)w_{5t}] \quad (1.194)$$

în care am notat :

$$k_1 = \varphi_{aj} \varphi_{c\grave{a}} \varphi_{dif} \quad (1.195)$$

$$k_2 = \varphi_s \varphi_{c\grave{a}} \varphi_{dif} \quad (1.196)$$

iar w_{2t} , w_{3t} sunt vitezele care se obțin în urma destinderilor izentropice de la p_{0p} , respectiv p_{0s} până la $p_2 = p_3$. w_{5t} este viteza de la care ar trebui să pornească comprimarea izentropică până la p_{06} , iar coeficienții de viteză sunt cei definiți anterior.

În această relație, vitezele cu indice t , fiind calculate din ecuația energiei ar trebui

corectate cu coeficientul ψ_1 , deoarece, vitezele fără indice sunt viteze reale care respectă ecuația de conservare a impulsului. Autorul nu introduce acest indice, ceea ce indică considerarea unei viteze uniform distribuite pe secțiune, ceea ce nu este adevărat în realitate. De aceea ecuația caracteristică trebuie utilizată cu prudență.

În continuare vom scrie debitul:

$$G_p = k_p \pi_{pcr} A_{pcr} p_{0p} a_{pcr} \quad (1.197)$$

unde k_p este exponentul adiabatic al fluidului principal. Într-adevăr, pornind de la ecuația continuității:

$$G = \rho w A = \rho_{cr} a_{cr} A_{cr} \quad (1.198)$$

și de la ecuația adiabatei:

$$p\rho^{-k} = p_{cr}\rho_{cr}^{-k} = p_0\rho_0^{-k} = const \quad (1.199)$$

vom avea succesiv:

$$\begin{aligned} G_p &= (p_{cr} p_0)^{1/k} \rho_0 (kRT_{cr}) (A_{cr}/a_{cr}) = \pi_{cr}^{1/k} (p_0/RT_0) (kRT_{cr}) (A_{cr}/a_{cr}) = \\ &= (\pi_{cr}^{1/k} / \tau_{cr}) (kp_0 A_{cr} / a_{cr}) = k \pi_{cr} p_0 A_{cr} / a_{cr} \end{aligned} \quad (1.200)$$

în care, pentru a face înlocuirile, am folosit relațiile 1.10 și 1.37. Relația 1.194 devine:

$$1 = \frac{\pi_2}{\pi_5} \cdot \frac{p_{0p}}{p_{06}} \cdot \frac{A_2}{A_5} + \frac{\pi_3}{\pi_5} \cdot \frac{p_{0s}}{p_{06}} \cdot \frac{A_3}{A_5} + \frac{k_p \pi_{pcr} A_{pcr} p_{0p}}{\varphi_{dif} \pi_5 p_{06} A_5 a_{pcr}} \cdot [k_1 w_{i2} + k_2 u w_{i3} - (1+u) w_{i5}] \quad (1.201)$$

în care, conform relației 1.37, am notat:

$$\pi_2 = p_2 / p_{0p} \quad (1.202)$$

$$\pi_3 = p_3 / p_{0s} \quad (1.203)$$

$$\pi_5 = p_5 / p_{06} \quad (1.204)$$

iar dacă facem apel la 1.18 și înmulțim relația cu (p_{06} / p_{0s}) , vom obține: (1.205)

$$\frac{p_{06}}{p_{0s}} = \frac{1}{\pi_5} \cdot \left\{ \pi_2 \cdot \frac{p_{0p}}{p_{0s}} \cdot \frac{A_2}{A_5} + \pi_3 \cdot \frac{A_3}{A_5} + \frac{k_p \pi_{pcr} A_{pcr}}{\varphi_{dif} A_5} \cdot \frac{p_{0p}}{p_{0s}} \cdot \left[k_1 \lambda_2 + k_2 u \frac{a_{scr}}{a_{pcr}} \lambda_3 - (1+u) \frac{a_{cr}}{a_{pcr}} \lambda_5 \right] \right\}$$

care este forma finală a ecuației caracteristice a ejectorului cu cameră de amestec cilindrică. Cu a_{cr} am notat viteza critică pentru amestec în condițiile în care presiunea de stagnare este p_{06} , iar exponentul adiabatic al amestecului se poate calcula cu relația:

$$k = \frac{k_p + k_s u \frac{R_s \cdot k_p - 1}{R_p \cdot k_s - 1}}{1 + u \frac{R_s \cdot k_p - 1}{R_p \cdot k_s - 1}} \quad (1.206)$$

Dacă fluidul principal și cel secundar sunt de fapt unul și același fluid atunci $k_p = k_s = k$ și $R_p = R_s = R$, unde constanta caracteristică a amestecului este:

$$R = (R_p - u R_s) / (1 + u) \quad (1.207)$$

atunci ecuația caracteristică este:

$$\frac{p_{0s}}{p_{0s}} = \frac{1}{\pi_s} \cdot \left\{ \pi_2 \cdot \frac{p_{0p}}{p_{0s}} \cdot \frac{A_2}{A_s} + \pi_3 \cdot \frac{A_3}{A_5} + \frac{k \pi_{scr}}{\varphi_{diff}} \cdot \frac{A_{per}}{A_5} \cdot \frac{p_{0p}}{p_{0s}} \cdot \left[k_1 \lambda_2 + k_2 u \sqrt{\theta} \lambda_3 - (1 + u \sqrt{\theta}) \lambda_5 \right] \right\} \quad (1.208)$$

în care:

$$\theta = a_{scr} / a_{per} = (T_s / T_p)^{1/2} \quad (1.209)$$

Dacă ajutorul de lucru este convergent, atunci $A_2 = A_1 = A_{per}$ și $\pi_2 = \pi_{per}$.

Pentru a putea trasa curba caracteristică a compresoarelor cu jet avem nevoie de 3 parametri geometrici: A_2 , A_{per} și A_5 și de parametri a doi agenți: fie primar și secundar (p_{0p} , T_{0p} și p_{0s} , T_{0s}), fie primar și comprimat (p_{0p} , T_{0p} și p_{06} , T_{06}). Apoi se procedează în felul următor:

- se consideră o valoare pentru u
- se alege o valoare pentru presiunea necunoscută, $p_{0s\infty}$ sau p_{06} .
- se calculează a_{per} , a_{scr} și a_{cr} cu relații de tip 1.10 și din tab.A1.1...3 se citesc π_{per} , π_{scr} și π_{cr} în funcție de k_p , k_s și k .
- se calculează prima funcție de debit, q , pentru fluidul primar (în secțiunea 2), pentru cel secundar (în secțiunea 3) și pentru amestec (în secțiunea 5), cu ajutorul relației de definiție 1.40, obținând expresiile:

$$q_2 = \frac{A_{per}}{A_2} \quad (1.210)$$

$$q_3 = \frac{A_{scr}}{A_3} = \frac{A_{scr}}{A_3} \cdot \frac{G_p}{G_s} \cdot u = \frac{k_p}{k_s} \cdot \frac{\pi_{per}}{\pi_{scr}} \cdot \frac{p_{0p}}{p_{0s}} \cdot \frac{a_{scr}}{a_{per}} \cdot \frac{A_{per}}{A_3} \cdot u \quad (1.211)$$

$$q_5 = \frac{A_{cr}}{A_5} = \frac{A_{cr}}{A_5} \cdot \frac{G_p}{G} \cdot (1 + u) = \frac{k_p}{k} \cdot \frac{\pi_{per}}{\pi_{cr}} \cdot \frac{p_{0p}}{p_{06}} \cdot \frac{a_{cr}}{a_{per}} \cdot \frac{A_{per}}{A_5} \cdot (1 + u) \quad (1.212)$$

în care am făcut apel la 1.78 (relația de definiție a lui u) și la 1.197.

- pentru valorile calculate ale lui q_2 , q_3 și q_5 se scot din tabelele tab.A1.1...tab.A1.3 sau din fig. A1.1...A1.3, valorile corespunzătoare pentru λ_2 , λ_3 și λ_5 respectiv pentru π_2 , π_3 și π_5 . La citirea lui λ_i se ține cont că pentru un ejector supersonic $\lambda_2 > 1$, $\lambda_3 < 1$ și $\lambda_5 < 1$.

- se calculează valoarea presiunii necunoscute (p_{0s} sau p_{06}) cu ajutorul ecuației caracteristice pentru valoarea considerată a lui u

- se compară valoarea calculată cu cea adoptată inițial, iar dacă diferența nu este suficient de mică (autorul recomandă 1%) se reface calculul cu noua valoare pentru p_{0s} sau p_{06} , până când diferența devine mai mică decât o valoare satisfăcătoare pentru precizia la care dorim să ridicăm diagrama.

- se repeta calculul pentru alte valori ale lui u și se trasează grafice de forma $p_{06} = p_{06}(u)$ pentru diverse valori ale lui p_{0s} , respectiv grafice de forma $p_{0s} = p_{0s}(u)$ pentru diferite contrapresiuni p_{06} , obținându-se diagrame ca cele din fig. 1.62.

În cazul aparatelor cu jet pot apare trei regimuri limită:

- **primul regim limită** apare când viteza fluidului secundar la intrarea în camera de amestec cilindrică devine critică. În acest caz $\lambda_3 = 1$, $A_3 = A_{scr}$ și $q_3 = 1$. Acest regim se atinge când u ajunge la o anumită valoare u_{lim1} , care se poate calcula cu relația 1.213 obținută din relația 1.211:

$$u_{lim1} = \frac{G_{s,lim1}}{G_p} = \frac{k_s}{k_p} \cdot \frac{\pi_{scr}}{\pi_{pcr}} \cdot \frac{p_{0s}}{p_{0p}} \cdot \frac{A_3}{A_{pcr}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\theta}} \quad (1.213)$$

sau dacă $k_p = k_s$:

$$u_{lim1} = \frac{p_{0s}}{p_{0p}} \cdot \frac{A_3}{A_{pcr}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\theta}} \quad (1.214)$$

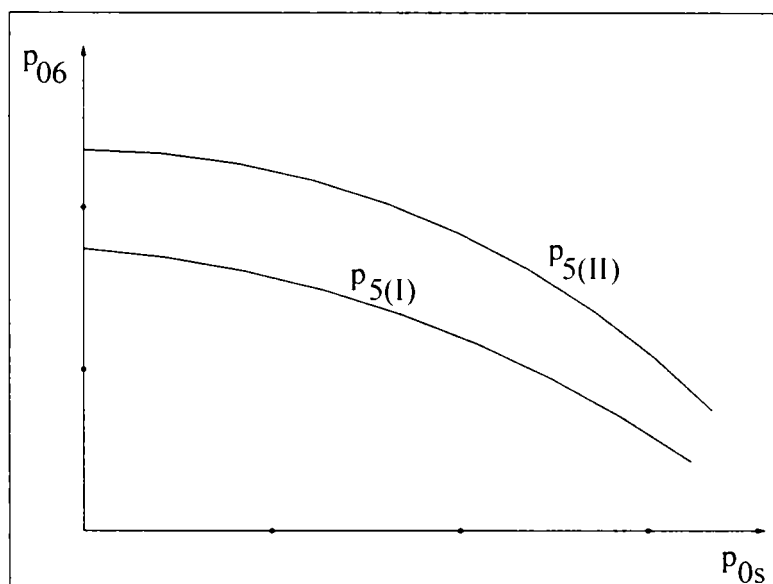


Fig. 1.62. Caracteristica unui compresor cu jet

- **al doilea regim limită**, caracterizat de u_{lim2} apare atunci când într-o secțiune oarecare a camerei de amestec cilindrice viteza agentului secundar devine critică. Această secțiune o vom nota cu X , iar indicele care se referă la ea va fi x . În acest caz $\lambda_{sx} = 1$ și $q_{sx} = 1$, iar $A_{sx} = A_{scr}$. Coeficientul de ejectie pentru care se atinge acest regim este:

$$u_{lim2} = \frac{G_{s,lim2}}{G_p} = \frac{k_s}{k_p} \cdot \frac{\pi_{scr}}{\pi_{pcr}} \cdot \frac{p_{0s}}{p_{0p}} \cdot \left(\frac{A_5}{A_{pcr}} - \frac{1}{q_{px}} \right) \cdot \frac{1}{\sqrt{\theta}} \quad (1.215)$$

iar pentru $k_p = k_s$:

$$u_{lim2} = \frac{p_{0s}}{p_{0p}} \cdot \left(\frac{A_s}{A_{px}} - \frac{1}{q_{px}} \right) \cdot \frac{1}{\sqrt{\theta}} \quad (1.216)$$

- **al treilea regim limită** apare atunci când amestecul atinge viteza critică la ieșirea din camera de amestec, deci când $\lambda_5 = 1$ și $q_5 = 1$. Pentru aceste valori, din 1.212 vom avea:

$$u_{lim3} = \frac{G_{lim3}}{G_p} - 1 = \frac{k}{k_p} \cdot \frac{\pi_{cr}}{\pi_{px}} \cdot \frac{p_{06}}{p_{0p}} \cdot \frac{a_{px}}{a_{cr}} \cdot \frac{A_s}{A_{px}} - 1 \quad (1.217)$$

iar pentru $k_p = k_s$:

$$u_{lim3} = \left(\frac{p_{06}}{p_{0p}} \cdot \frac{A_s}{A_{px}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\sqrt{\theta}} \quad (1.218)$$

De aceea, după trasarea caracteristicii, trebuie să calculăm acești coeficienți limită, curba fiind mărginită de valoarea cea mai mică dintre valorile u_{lim1} , u_{lim2} sau u_{lim3} , așa cum se vede în fig. 1.63. În aceeași lucrare [128], autorul scrie ecuațiile caracteristice și determină expresiile de calcul pentru $u_{lim1,2,3}$ și pentru alte tipuri de ejectoare, cu alte geometrii și funcționând cu diverse fluide. Metodica de determinare este aceeași, iar relațiile diferă în funcție de coeficienții geometrici și gazodinamici a fiecărui tip de aparat. Astfel, pentru ejectoare cu abur cu cameră de amestec formată dintr-o porțiune tronconică și una cilindrică, când cele două fluide au aceeași natură, coeficientul u_{lim2} , care de fapt are valoarea numerică cea mai mică, se poate determina cu relația:

$$u_{lim2} = \frac{\mu \frac{p_{0s}}{p_{06}} \frac{1}{q_5} - \frac{p_{0s}}{p_{06}} \frac{1}{q_{px}}}{1 - \mu \frac{p_{0s}}{p_{06}} \frac{1}{q_5}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\theta}} \quad (1.219)$$

în care $\mu = A_{sx} / A_5$ este un coeficient pentru care autorul oferă valoarea $\mu = 1.35 \dots 1.5$, în urma studiilor experimentale. Relația pentru gaze diferite este mai complicată conținând și rapoartele π_{scr}/π_{px} și k_s/k_p , care pentru fluide de aceeași natură devin egale cu 1. La calculul lui q_3 autorul introduce parametrul geometric $\beta = A_6 / A_5$, menționând că valoarea lui este de obicei $\beta = 2 \dots 3$.

Relația de calcul pentru q_3 , pentru fluide de aceeași natură este:

$$q_3 = \frac{u\sqrt{\theta}}{\beta(1+u\sqrt{\theta}) \cdot \frac{p_{0s}}{p_{06}} \frac{1}{q_5} - \frac{p_{0s}}{p_{0p}} \frac{1}{q_{px}}} \quad (1.220)$$

În acest caz, λ_5 este inițial necunoscut. De aceea se dau mai multe valori pentru λ_5 începând cu $\lambda_5 = 1$ și astfel se poate citi din tabelele tab.A1.1...tab.A1.3 sau din fig. A1.1...A1.3, valoarea corespunzătoare pentru q_5 , care e necesară pentru calculul lui q_3 . Autorul oferă și o relație de calcul pentru u :

$$u = \frac{k_1 \frac{a_{cr}}{a_{cr}} \lambda_{p_3} - k_3 \lambda_5}{k_4 \lambda_5 - k_2 \frac{a_{cr}}{a_{cr}} \lambda_3} \quad (1.221)$$

de unde se observa că pentru fiecare λ_5 vom avea altă valoare pentru u . În relația 1.221, k_1 și k_2 au semnificațiile din 1.195 și 1.196 (valorile recomandate fiind $k_1 = 0.83$ și $k_2 = 0.81$, $\varphi = 0.9$).

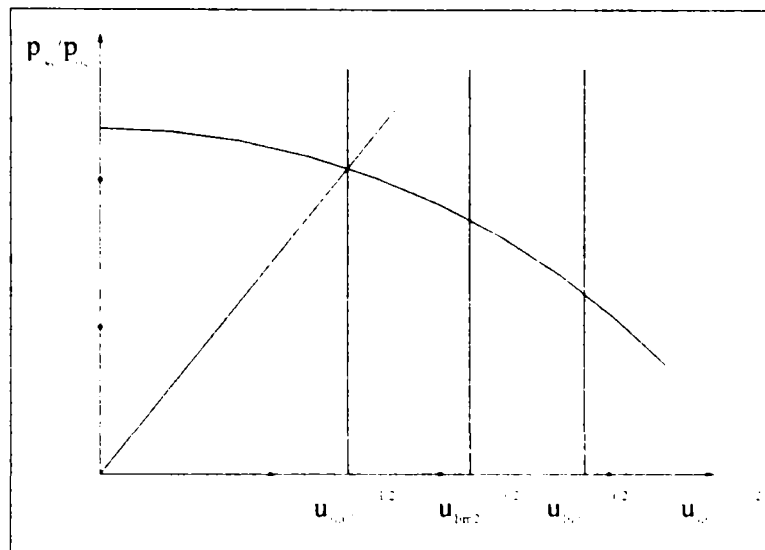


Fig. 1.63. Caracteristica $p_{06}/p_{0s} = f(u\theta^{1/2})$, cu evidențierea regimurilor limită.

Coefficienții k_3 și k_4 depind de repartizarea procesului de compresie între camera de amestec și difuzor, ambii depinzând de factorul α , unde α se poate calcula cu:

$$\alpha = \frac{\lg \frac{p_5}{p_{06}}}{\lg \frac{p_5}{p_3}} \quad (1.222)$$

Valoarea recomandată de autor pentru α este de 0.5 pentru forma optimă a camerei de amestec. Expresiile exacte pentru k_3 și k_4 se găsesc în [17] și [128], dar și în [29].

Calculul se repetă pentru mai multe valori ale lui λ_5 , rezultatele trecându-se într-un tabel, până când obținem un $u \geq u_{lim2}$. Această valoare va fi considerată optimă, urmând ca ejectorul să funcționeze la acest coeficient de ejectie.

Relații și metode de calcul asemănătoare sunt oferite și pentru injectoare de gaze ($p_{06}/p_{0s} < 1.2$), pentru eductoare (fluidul secundar este lichid sau solid granulat), pentru elevatoare (la care ambii agenți sunt fluide incompresibile) și pentru ejectoare cu apă (fluidul principal este apa). Aceste formule sunt utile și permit un calcul rapid, dar trebuie utilizate cu atenție pentru a vedea dacă condițiile pentru care au fost deduse se potrivesc cu condițiile problemei pe care o avem de rezolvat.

Și în [28] autorul ajunge la o expresie pentru ecuația caracteristică a ejectorului. El pornește tot de la ecuația impulsului 1.193 și scrie expresia funcției gazodinamice de impuls z_5 în funcție de z_2 și z_3 . Apoi introducând pe u din relația conservării energiei obține următoarea expresie, cu notațiile din această lucrare:

$$z_s = \frac{k}{\sqrt{k^2 - 1}} \left[\frac{\sqrt{k_p^2 - 1}}{k_p} \cdot \frac{z_2}{\sqrt{(1+u) \left(1 + u \frac{i_{0s}}{i_{0p}} \right)}} + \frac{\sqrt{k_s^2 - 1}}{k_s} \cdot \frac{uz_3}{\sqrt{(1+u) \left(u + \frac{i_{0p}}{i_{0s}} \right)}} \right] \quad (1.223)$$

În continuare, cu ajutorul funcției z se scot din tabelele tab.A1.1....tab.A1.3 sau din fig. A1.1...A1.3 funcțiile de debit q_i corespunzătoare diferitelor secțiuni, cu ajutorul cărora se calculează u . Se observă că și de această dată calculul este iterativ. Pentru mai multe valori ale lui u se obțin mai multe valori ale raportului p_{06}/p_{0s} și se poate trasa curba caracteristică a ejectorului. În ecuația $p_{06}/p_{0s} = f(u)$ din [28] apar și coeficienții de pierdere φ_1 , dar de data aceasta sub forma unor coeficienți ai presiunilor totale, care țin seama de pierderile din ajutorul de lucru, din ajutorul fluidului secundar și din compresor. Deci $\sigma_{aj} = p_{02}/p_{0p}$, $\sigma_s = p_{03}/p_{0s}$ și $\sigma_{dif} = p_{06}/p_{05}$, în care p_{02} , p_{03} și p_{05} sunt presiunile totale, de stagnare, din secțiunile respective. Pentru fluide de aceeași natură, relațiile deduse de autor pentru u și pentru p_{06}/p_{0s} sunt:

$$u \sqrt{\frac{i_{0p}}{i_{0s}}} = \frac{p_{0s}}{p_{0p}} \cdot \frac{\sigma_{aj}}{\sigma_s} \cdot \frac{A_3}{A_2} \cdot \frac{q_3}{q_2} \quad (1.224)$$

$$\frac{p_{06}}{p_{0s}} = \sigma_{aj} \sigma_{dif} \cdot \frac{p_{0p}}{p_{0s}} \cdot \frac{A_2}{A_5} \cdot \frac{q_2}{q_5} \cdot \sqrt{(1+u) \left(1 + u \frac{i_{0s}}{i_{0p}} \right)} \quad (1.225)$$

În [67] vom regăsi această metodă care propune aproximativ aceleași relații cu notații diferite, articolul propunând și alegerea unor anumite valori pentru mărimile care intervin în calcul și care au condus la realizarea în practică a unor ejectoare cu performanțe optime; astfel, pentru ajutaje de lucru convergente, λ_5 se ia cam 0.44...0.55, în funcție de căderea de presiune din ajutorul de lucru, iar pentru ajutaje de lucru supersonice se alege alt parametru, și anume λ_3 , cu valori $\lambda_3 = 0.6...0.7$.

4.4.2. Calculul ejectoarelor cu ajutorul nomogramelor

În unele lucrări ([29], [128]) se oferă nomograme care permit un calcul rapid al aparatelor cu jet. Baza teoretică a ridicării acestor nomograme este de fapt utilizarea funcțiilor gazodinamice și trasarea ecuațiilor caracteristice pentru foarte mulți parametri diferiți, atât cei geometrici cât și cei gazodinamici. Nomogramele prezentate sunt de forma:

$$u \theta^2 = f(p_{0p}/p_{0s}, p_{06}/p_{0s}) \quad \text{și} \quad A_5/A_{pcr} = f(p_{0p}/p_{0s}, p_{06}/p_{0s})$$

și se dau pentru diferite valori ale lui k , (1.13, 1.3 și 1.4). Astfel de diagrame permit determinarea rapidă a mărimilor necunoscute atunci când se cunosc suficiente mărimi geometrice și gazodinamice pentru a stabili punctul de lucru al ejectorului.

4.4.3. Ejectoare pentru condensatoare de abur

Calculul acestui tip de ejector prezintă dificultăți suplimentare și de aceea au fost propuse metode dedicate acestui tip de ejector (vezi [20], [73], [103], [114]). În primul rând, datorită presiunii care trebuie asigurată în condensator, și care este foarte mică în raport cu

presiunea finală de refulare (care de obicei este cea atmosferică) nu vom putea folosi un singur ejector, ci o baterie de ejectoare dispuse în serie, în așa fel încât raportul de comprimare necesar să fie repartizat pe mai multe trepte, în general 3. În [114] I. Vlădea recomandă ca presiunea de aspirație a fluidului secundar, și cele de refulare din treptele succesive să se afle în raportul de medie geometrică, adică:

$$p_{0s} p_{6l} = p_{6l} p_{6ll} = \dots = p_{6N-1} / p_{6N} \quad (1.226)$$

A doua dificultate este aceea că fluidul secundar este diferit de cel primar, care de regulă este abur supraîncălzit. Fluidul secundar ar trebui să fie aerul pătruns în condensator prin neetanșeități, dar în realitate este un amestec care conține mai mult abur (aflat la starea de saturație din condensator) decât aer, iar uneori aburul este chiar abur umed, deci amestecul conține și picături de apă. Calculul se complică și mai mult deoarece este strâns legat și de calculul și performanțele admise pentru condensatoarele intermediare, dispuse între treptele ejectorului pentru a recupera aburul utilizat și a reduce dimensiunile treptelor ulterioare. De aceea calculul aproximativ al acestor ejectoare se poate face luând ca fluid secundar tot aburul și utilizând constantele k și R și diagrama i - s pentru abur, atât pentru fluidul principal, cât și pentru cel secundar.

Calculul mai exact a unei astfel de baterii de condensatoare îl găsim în [20] și în [103]. Calculul se efectuează succesiv, treaptă cu treaptă, cu mențiunea că după ce am calculat o treaptă, trebuie să calculăm răcitorul intermediar. Dacă introducem indicii superiori I, II, ..., N, care se referă la numărul treptei și indicii a și b pentru aer și pentru abur putem scrie următoarele relații:

$$G_s = G_{sa} + G_{sb} \quad (1.227)$$

$$L = G_{sa} / G_s \quad (1.228)$$

relații care descriu proporția de aer și abur în amestecul aspirat, atunci la sfârșitul camerei de amestec entalpia aburului din amestec va fi:

$$i_{b5} = (G_p i_{5p} + G_{sb} i_{0sb}) / (G_p + G_{sb}) \quad (1.229)$$

în care i_{0sb} este entalpia aburului corespunzătoare temperaturii și presiunii la aspirație. Entalpia amestecului în secțiunea 5 va fi:

$$i_5 = \frac{(1 + Lu) i_{b5} + (1 - L) u c_{pa} T_{0s}}{1 + u} \quad (1.230)$$

în care c_{pa} este capacitatea calorică masică pentru aer. Atunci presiunile parțiale ale aburului și ale aerului în secțiunea 5 sunt:

$$p_{b5} = p_5 / [1 + 0.622 G_{sa} / (G_p + G_{sb})] \quad (1.231)$$

$$p_{a5} = p_5 - p_{b5} \quad (1.232)$$

Formula aproximativă 1.231, acceptată și în lucrări mai noi (vezi [111]), oferă rezultate bune pentru o umiditate de până la 10%. Din tabelele de abur se obține valoarea entalpiei de saturație în secțiunea 5, i_{b5}^{sat} , temperatura de saturație T_5^{sat} și căldura de vaporizare r_5 , în funcție de presiunea parțială a aburului, p_{b5} . Atunci gradul de uscare al aburului este:

$$X_5 = 1 - (i_{h5}^{sat} - i_{h5}) \cdot r_5 \quad (1.233)$$

Apoi se determină T_5 și se calculează din ecuația de stare ρ_{a5} și apoi densitatea amestecului în secțiunea 5, ρ_5 . Calculul continuându-se prin determinarea comprimării până în secțiunea 6.

Urmează apoi calculul condensatorului, având ca date de intrare mărimile amestecului în secțiunea 6. Calculul se face diferit în funcție de tipul de condensator ales. La ieșire vom avea un nou amestec, care va fi de fapt fluidul secundar pentru a doua treaptă:

$$G_s^{II} = G_a^{II} + G_b^{II} = G_a^I + (G_p + G_b^I - G_{cond}^I) \quad (1.234)$$

în care am notat cu G_{cond}^I cantitatea de abur ce condensează în primul răcitor și care depinde de debitul și temperatura apei de răcire, precum și de mărimea suprafeței de schimb de căldură a condensatorului. Procesul se reia pentru toate treptele până la evacuarea în atmosfera, unde de multe ori nu se mai montează condensator.

PARTEA A II-A

EJECTORUL ÎN VARIANTĂ RADIALĂ. PROIECTAREA ȘI REALIZAREA UNUI EJECTOR AXIAL ȘI A UNUIA RADIAL PENTRU STUDIUL LOR COMPARATIV

Rezumat: Partea a II-a a tezei de doctorat prezintă mai în detaliu concepția ejectorului în variantă radială, menționată în introducere și propune o corespondență a secțiunilor de curgere ale acestui ejector cu secțiunile corespunzătoare de curgere ale ejectorului axial, stabilind și o metodă de calcul a dimensiunilor principale pentru varianta radială. În capitolele următoare se prezintă proiectarea ejectoarelor care în final au fost realizate și încercate. Sunt trecute în revistă diverse soluții constructive, atât pentru ejectoarele propriuzise, cât și pentru standul de încercare cu metodele și aparatele de măsură necesare. În capitolul final al acestei părți sunt descrise ejectoarele realizate efectiv și se prezintă organizarea finală a standului cu indicarea precisă a punctelor de măsurare și a aparaturii folosite. Partea a II-a poate fi considerată în întregime o contribuție originală, ca o dezvoltare pornind de la ideea propusă de îndrumătorul științific al tezei, prof. dr. Gavril Creța și ținând cont de faptul că literatura de specialitate oferă foarte puține surse bibliografice în domeniul ejectoarelor radiale.

Capitolul 5. Principii de desenare a formei pentru ejectorul radial. **Calculul dimensiunilor principale**

Rezumat: În acest capitol este prezentată concepția de ejector radial, fiind evidențiate ideile care au dus la propunerea acestei variante constructive, precum și motivele pentru care considerăm că această variantă ar putea prezenta anumite avantaje, acestea urmând a fi confirmate sau infirmate în urma determinărilor experimentale. Sunt stabilite corespondențe între secțiunile de curgere caracteristice pentru cele două tipuri de ejectoare și sunt propuse relații de calcul pentru dimensionarea ejectorului radial care ulterior vor fi folosite la proiectarea ejectorului pentru încercări.

5.1. Ejectorul în variantă radială. Corespondența secțiunilor de curgere

Unul din dezavantajele ejectoarelor clasice axiale este lungimea mare cu care trebuie executat difuzorul astfel încât la ieșire să nu avem viteze prea mari. Această lungime este impusă de gradul de creștere al secțiunii: de la secțiunea 4, la ejectoarele subsonice și mixte, respectiv 5, la ejectoarele supersonice, până la secțiunea 6 de ieșire din ejector. Gradul de creșterii a secțiunii depinde de mai mulți factori, dar în principal depinde de raportul de compresie dorit: pentru rapoarte de compresie uzuale între 1.5...2.5, gradul de creștere al secțiunii $A_6 / A_{5(4)}$ ia valori între 3 și 5. Ori pentru a evita desprinderile care pot apare la curgerea amestecului în sensul măririi secțiunii, respectiv în sensul creșterii presiunii, unghiul de evazare trebuie să fie destul de mic, în literatura de specialitate recomandându-se valori de $2\alpha \leq 12^\circ$. O conicitate atât de mică conduce la o lungime foarte mare a difuzorului, care este de fapt, ca formă geometrică, un trunchi de con; lungimea poate fi de zeci de ori mai mare decât diametrul secțiunii de intrare.

De aceea difuzoarele sunt piese dificil de executat, deoarece interiorul conic este greu de prelucrat și pentru difuzoare relativ scurte, iar lungimea mare face imposibilă executarea din semifabricate pline. Ele se execută din tablă roluită pe tamburi conici care sunt mai ușor de executat deoarece prezintă conicitate exterioară. Ulterior marginile tablei se sudează sau se lipesc cu lipituri metalice. Grosimea mică a tablei face ca ulterior, difuzoarele realizate astfel

să se deformeze foarte ușor; chiar și în cazul unei manipulări, respectiv depozitări îngrijite, precizia furnizată de operația tehnologică de roluire nu este foarte ridicată și de multe ori difuzorul obținut nu este un trunchi de con suficient de precis executat, încât abaterile să nu împiețeze asupra performanțelor aparatului. În cazul în care suprafața de intrare, sau cea minimă nu sunt concentrice cu suprafața de ieșire, jetul de amestec se lovește de peretele difuzorului în zona mai apropiată de axă, fapt care duce la frânarea mai puternică a jetului în zona respectivă, apariția unor turbioane puternice și creșterea pierderilor prin frecare.

Alte metode de fabricare a difuzorului sunt mai costisitoare: ele mai pot fi obținute prin turnare, operație care necesită execuția unor forme și miezuri cu precizie ridicată, deci scumpe. Ambutisarea necesită o producție de serie mare care nu apare în cazul ejectoarelor și nu poate fi aplicată la difuzoare foarte lungi.

După cum am arătat în cap. 3, există patente pentru care difuzorul e conceput sub formă inelară, adică prin introducerea unui corp profilat în interiorul unei țevi circulare [47], [48], [75]. Corpul profilat se poate obține ușor prin strunjire, dar este mai dificil de montat coaxial cu țeava care materializează peretele difuzorului. De asemenea apar pierderi suplimentare datorită frecării fluidului nu doar de pereții țevii, ci și de peretele corpului profilat din interior, sau de lovirea suporturilor care susțin corpul interior, chiar dacă acestea sunt la rândul lor profilate aerodinamic [47], pentru minimizarea pierderilor.

Aceste inconveniente legate de lungimea difuzorului și deci de dimensiuni axiale mari pentru ansamblul ejector au condus la ideea de a realiza o creștere de secțiune prin alta metodă decât creșterea între baza mică și baza mare a trunchiului de con. O astfel de creștere se poate realiza între suprafața laterală interioară și suprafața laterală exterioară a unui tub cilindric plat, suprafețele bazelor fiind materializate prin prezența unor plăci circulare (inelare). În acest fel difuzorul poate fi materializat cu ajutorul a două plăci inelare situate la o anumită distanță una față de cealaltă. Jetul de fluid va intra undeva prin interior și va curge în direcție radială în sensul creșterii razei plăcilor inelare. Modalitatea de curgere prin difuzorul axial și prin cel radial este evidențiată în fig. 2.1.

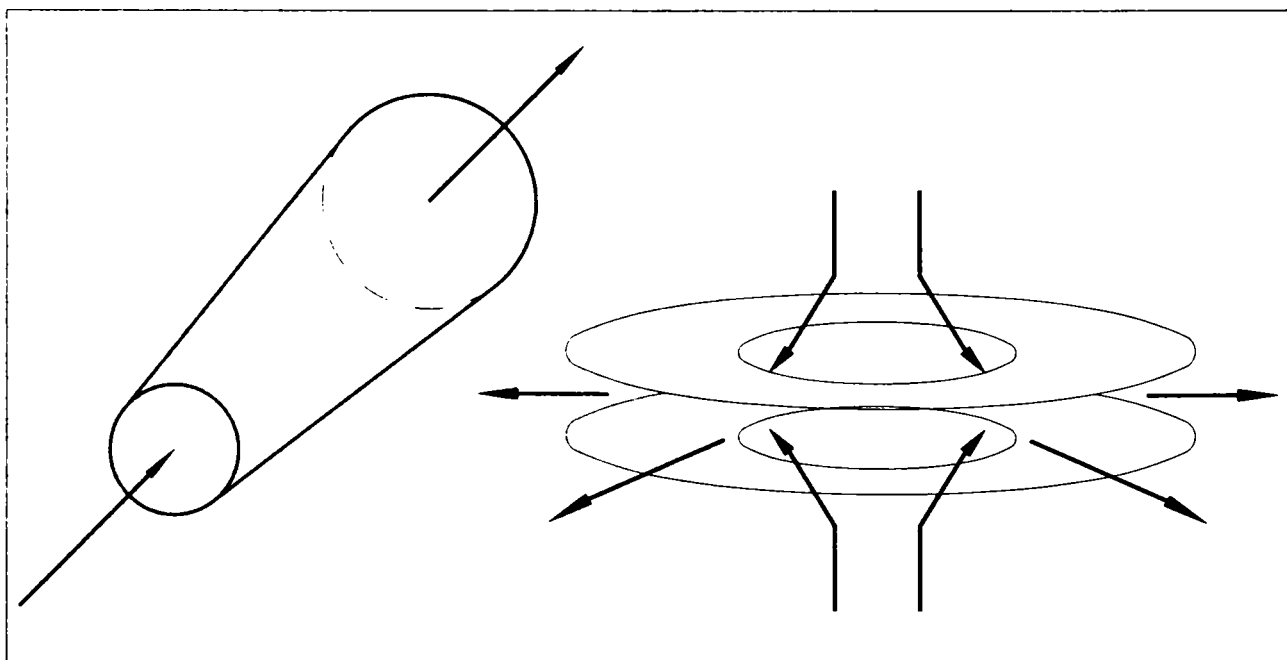


Fig. 2.1. Modul de curgere al fluidului prin difuzorul axial și prin cel radial

Cele două plăci vor lucra ca un *ajutaj divergent* și vor comprima sau vor destinde fluidul care trece printre ele după cum viteza în secțiunea minimă este mai mică / egală cu viteza sunetului, respectiv mai mare decât aceasta. Dacă este necesar ca difuzorul să fie un *ajutaj convergent - divergent*, adică să prezinte o secțiune minimă, atunci plăcile se pot

rotunji la intrare pe grosimea tablei, dacă aceasta este suficient de groasă, sau se pot adauga niște bușe speciale la intrare care să asigure această reducere de secțiune de la secțiunea de intrare până la secțiunea minimă.

Pentru ca cele două plăci să poată lucra ca un ajutoraj de comprimare, este necesar ca jetul în secțiunea de intrare să fie de asemenea radial. Acest jet poate fi obținut dacă și ajutorajul de lucru va fi un ajutoraj cu ieșire radială, deci va fi materializat tot cu ajutorul a două plăci circulare inelare, de diametre corespunzător mai mici. Acest fapt poate fi realizat pentru ejectoarele supersonice și mixte care au ca ajutoraj de lucru un ajutoraj convergent - divergent. Corespondența între varianta axială și cea radială a unui ajutoraj divergent este dată în fig. 2.2 (care de fapt e o secțiune pentru reprezentarea izometrică din fig. 2.1), iar în fig. 2.3 se prezintă aceeași echivalență pentru un ajutoraj convergent - divergent.

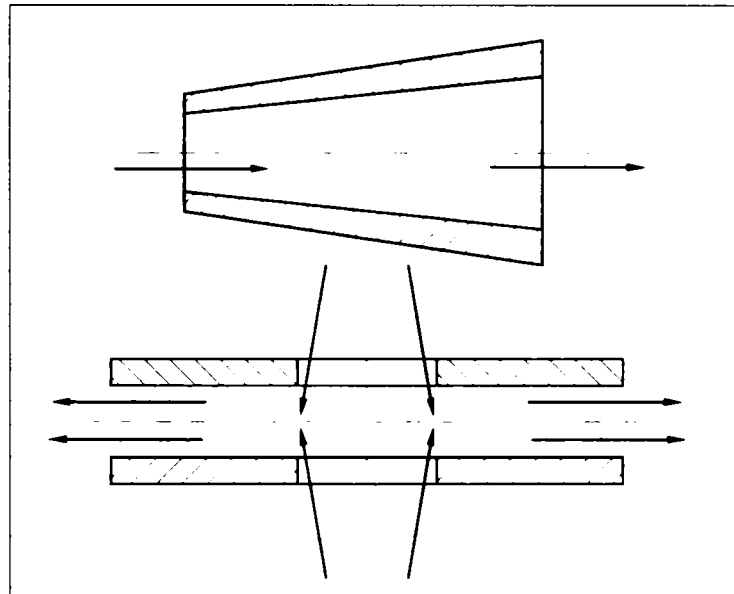


Fig. 2.2. Corespondența între un difuzor axial și unul radial

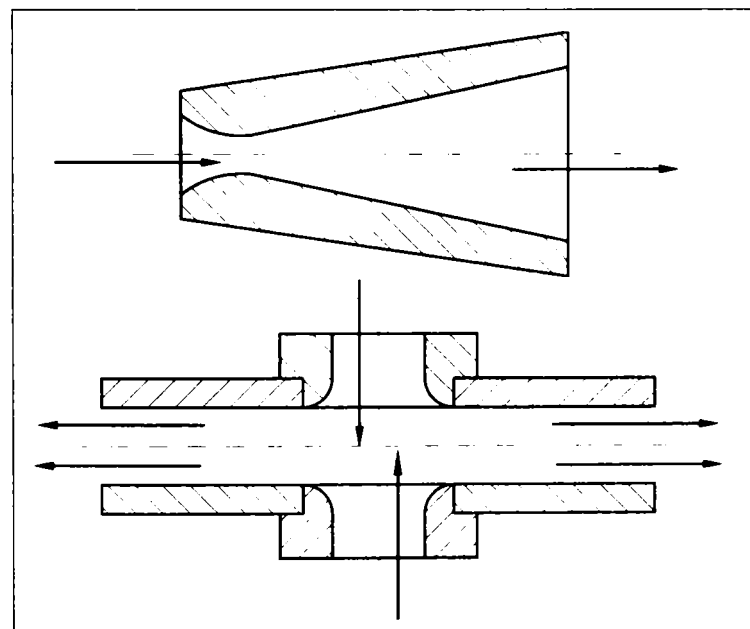


Fig. 2.3. Ajutoraj convergent - divergent în variantă axială și în varianta radială

Pentru ejectoarele subsonice ajutorul de lucru este un ajutor convergent, care este mai dificil de realizat în varianta radială. Totuși, teoretic există posibilitatea de a realiza un ajutor convergent radial, așa cum se vede în fig. 2.4.

Nu cunoaștem cum va evolua jetul rezultat în absența unor plăci care să-l ghideze. Pentru a ne pronunța asupra modului de curgere a fluidului de lucru printr-un astfel de tip de ajutor sunt necesare studii experimentale care ar presupuneși măsurarea cu ajutorul unui tub Pitot, sau a metodelor opto-electronice, repartizarea vitezelor în jet, deci evazarea și direcția jetului după ieșire. În absența plăcilor care ar constitui o zonă de divergență, chiar și cele mai mici imperfecțiuni în execuția ajutorului pot devia jetul de la direcția perpendiculară pe suprafața inelară de ieșire, care este direcția dorită, putând ajunge la o formă radială oblică, tronconică, de umbrelă. De aceea ejectorul radial pe care dorim să-l construim va fi proiectat ca un ejector supersonic, eventual mixt, dacă viteza la intrare în difuzor va scădea sub cea subsonică, și ulterior, prin montarea unui ajutor radial subsonic ca cel din fig. 2.4, va putea fi încercat și ca ejector subsonic.

Ejectorul în variantă radială nu diferă principial de ejectorul axial prezentat în primele capitole ale lucrării: ceea ce diferă este doar direcția de curgere a fluidelor, ceea ce conduce la forme diferite ale jetului în cele două cazuri și implicit la forme diferite ale secțiunilor de curgere. În cazul ejectorului axial secțiunile de curgere semnificative, adică de la A_0 până la A_6 , sunt *suprafețe circulare plane*, cu excepția secțiunii de intrare a fluidului secundar A_3 , care este inelară, dar care nu prezintă o importanță deosebită, deoarece avem în vedere un ejector de tip II, deci cu o viteză neglijabilă a fluidului la intrare. În cazul ejectorului radial, secțiunile A_2 , A_4 , A_5 și A_6 sunt, ca formă geometrică, *suprafețe cilindrice*, care prin desfășurare devin dreptunghiuri pentru care o latură are lungimea egală cu lungimea cercului închis de suprafața respectivă, iar cealaltă latură este distanța dintre plăcile printre care curge fluidul. Secțiunea de intrare a fluidului principal rămâne circulară, fiind de fapt secțiunea interioară a conductei de aducțiune a fluidului principal. Secțiunea minimă a ajutorului de lucru, A_1 , poate fi tot o secțiune circulară, unde se va atinge viteza critică, urmând ca ulterior, curentului supersonic să-i fie modificată direcția de curgere spre direcția de ieșire radială, având grijă la proiectarea geometriei ajutorului ca secțiunea să crească continuu de la secțiunea minimă la cea de ieșire.

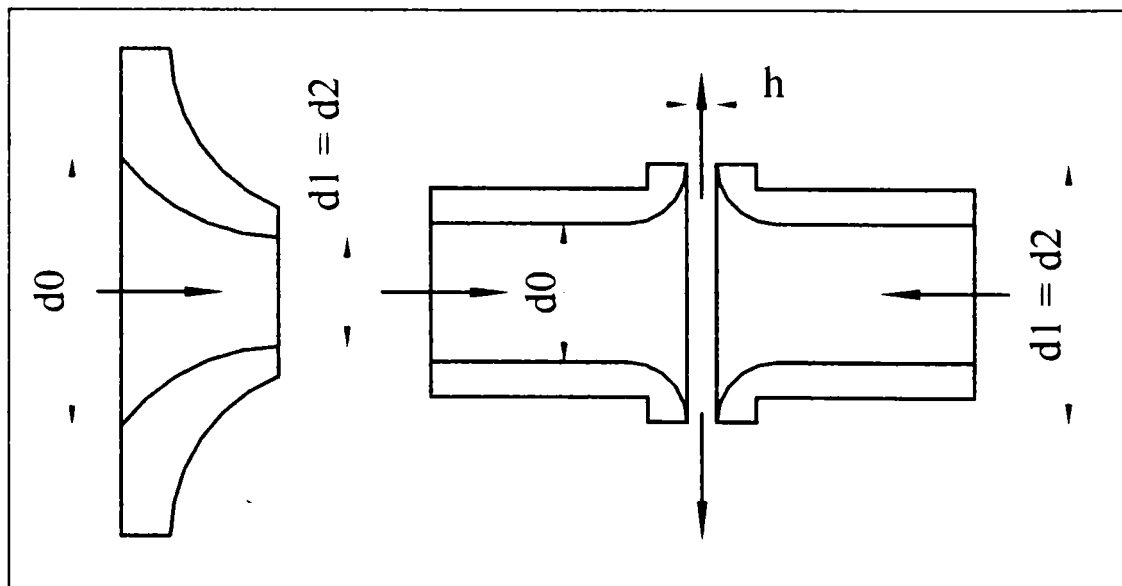


Fig. 2.4. Ajutajul convergent în variantă axială și radială

Totuși, secțiunea A_1 poate fi realizată și ea ca o secțiune cilindrică, prin alegerea corespunzătoare a dimensiunilor geometrice ale ajutorului, în așa fel încât în zona în care

fluidul își schimbă direcția să se realizeze cea mai mică secțiune de curgere. Se poate realiza un ajutor foarte simplu constructiv cu un alezaj de secțiune constantă și egală cu A_0 la capătul căruia se plasează o placă la o distanță mai mică decât jumătatea razei alezajului. Atât ieșirea ajutorului, cât și placa din față se prelungesc radial pentru a materializa partea divergentă a ajutorului de lucru.

În fig. 2.5. este evidențiată corespondența secțiunilor de curgere semnificative ale ejectorului axial și a celui radial. Aceeași figură pune în evidență și corespondența dintre piesele componente care materializează aceste suprafețe, precum și deosebirile geometrice dintre ele. De exemplu, camerele de amestec CA au formă cilindrică în ambele cazuri, dar la ejectorul axial lungimea este de obicei mai mare decât diametrul, pe când la cel radial este de așteptat ca diametrul să fie mai mare decât lungimea. Colectorul C, care la ejectorul axial este conducta montată pe flanșa de ieșire a difuzorului, devine un tambur destul de aplatizat în cazul ejectorului radial.

Oricum, camera de amestec, CA, are un rol mai puțin important atâta timp cât geometria sa nu influențează viteza de curgere a fluidului secundar, adică dacă dimensiunile sale sunt relativ mari. De asemenea colectorul C poate lipsi în cazul în care ejectorul de bușează în atmosferă, ceea ce este cazul pentru treapta a doua a ejectorului. În continuare vom urmări proiectarea formei geometrice și a dimensiunilor determinante pentru ajutorul de lucru și pentru difuzor, atât în varianta axială cât și în varianta radială, pentru fiecare din cele două trepte ale ejectorului.

5.2. Forme constructive și dimensionarea ajutorului de lucru

a). ajutor convergent - divergent axial

Forma geometrică a ajutorului convergent divergent axial și dimensiunile geometrice se observă în fig. 2.6. Secțiunile de curgere fiind circulare, diametrele se calculează cu relația:

$$d_i = \sqrt{\frac{4A_i}{\pi}} \quad (2.1)$$

în care $i = 0 \div 2$

Lungimile se aleg astfel încât pierderile în ajutor să fie minime. Lungimea $l_{0,1}$ se poate lua constructiv, dar este preferabil ca trecerea de la secțiunea A_0 la secțiunea A_1 să se facă cu o rază de racordare. În acest caz lungimea va fi:

$$l_{0,1} = (d_0 - d_1) / 2 \quad (2.2)$$

Unghiul de evazare pentru porțiunile divergente nu poate lua o valoare prea mare. Valoarea maximă recomandată este $\alpha_{12} = 12^\circ$. În acest caz lungimea porțiunii divergente poate fi calculată cu relația:

$$l_{12} = \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha_{12}}{2}} \quad (2.3)$$

b) ajutor convergent - divergent radial

Așa cum am menționat, în acest caz ajutorul nu are numai rolul de a accelera fluidul principal, ca în cazul variantei axiale, ci are și rolul de a schimba direcția de curgere. Ajutorul va avea intrarea axială, iar ieșirea va fi radială, pentru a realiza acel jet radial în formă de disc.

de care avem nevoie. Între intrare și ieșire va trebui să existe o secțiune minimă în care, pentru o cădere de presiuni dată și pentru un debit bine determinat, se atinge viteza locală a sunetului și se face trecerea de la regimul subsonic la cel supersonic. Această secțiune se poate realiza în formă circulară, la fel ca la ajutorajul clasic, urmând ca schimbarea de direcție să se facă în domeniul supersonic, adică pe porțiunea crescătoare a secțiunii de curgere.

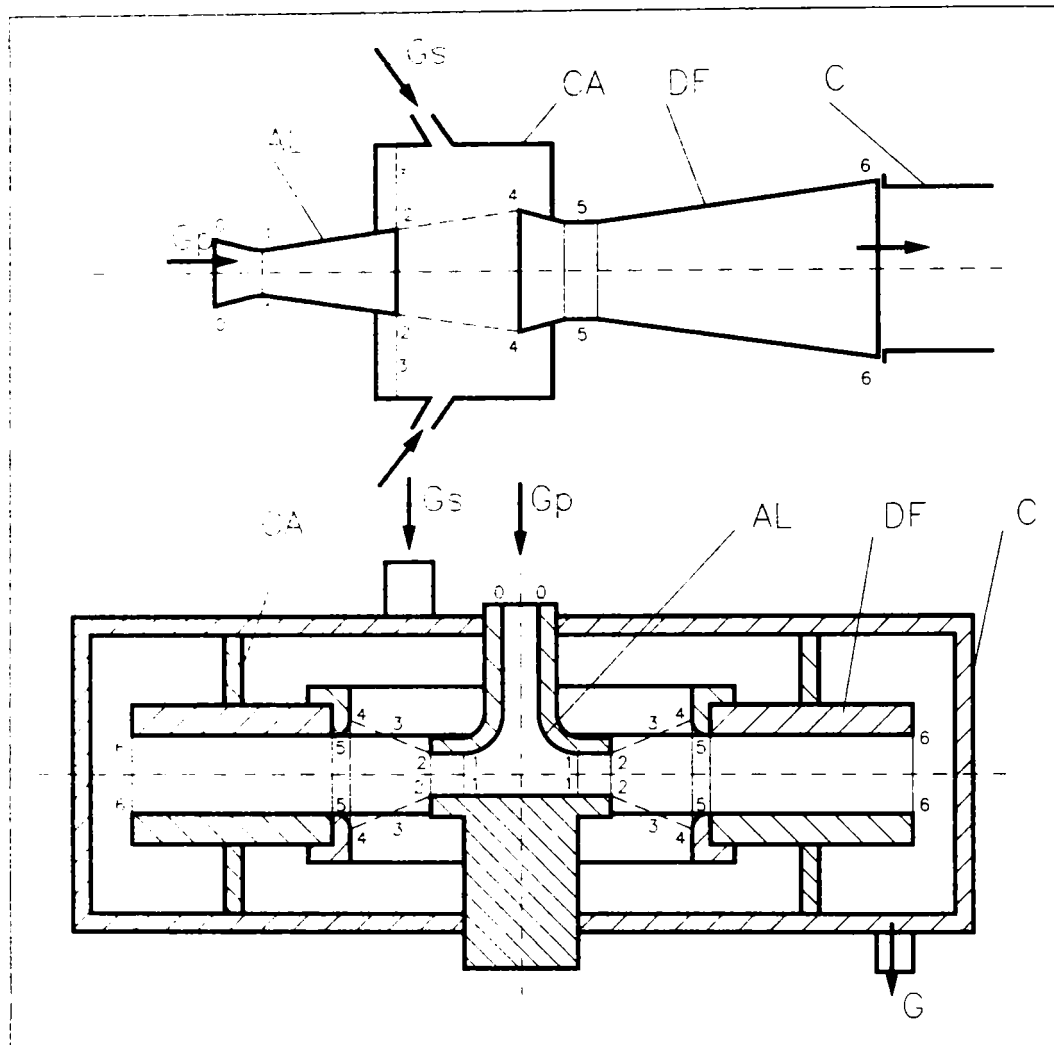


Fig. 2.5. Corespondența secțiunilor de curgere semnificative între un ejector axial și unul radial

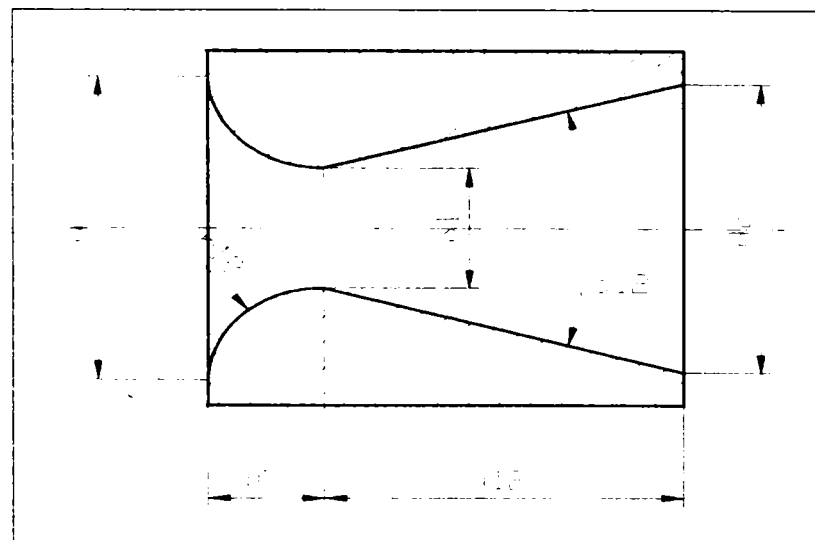


Fig. 2.6. Dimensiunile principale ale ajutorajului de lucru în variantă axială

Trebuie menționat că în literatura de specialitate nu există date despre acest tip de ajutaje. Ele sunt folosite pentru dispersia lichidelor - de exemplu la utilajele pentru stropit gazonul, sau la curățirea pneumatică a suprafețelor, în special în industria producătoare de componente electronice. Totuși, deși astfel de ajutaje sunt oferite de diverse firme, nu am găsit date referitoare la construcția acestor ajutaje, la geometria optimă sau despre pierderile acestor ajutaje în comparație cu pierderile ajutajelor axiale. De aceea, pentru proiectarea ajutajului de lucru în varianta radială va trebui să ne bazăm mai mult pe supoziții, adoptând aceeași coeficienți de viteză ca la ajutajele cunoscute, axiale, urmând ca încercările ulterioare a unui număr oarecare de variante constructive să ne edifice asupra soluției optime și a pierderilor energetice reale care apar în asrfel de ajutaje.

Este de așteptat ca pentru a reduce pierderile în ajutajul radial să asigurăm o trecere lină de la direcția de curgere axială la cea radială. Această trecere se poate realiza cu un ajutaj ca cel prezentat în fig. 2.7. Pentru acest ajutaj, secțiunea minimă va fi circulară și va avea o rază:

$$r_1 = h_2 \quad (2.4)$$

Pornind de la secțiunea minimă, peretele ajutajului se curbeaza radial cu o anumită raza R_{1c} , care trebuie determinată prin calcul, pornind de la valorile pentru A_1 și A_2 stabilite prin calculul termodinamic, iar contrapiesa va fi prevazută cu un vârf prelucrat la raza $(R_{1c} + h_2)$. Se poate demonstra că, pentru această geometrie, secțiunea de curgere este continuu crescătoare între 1 și c, în care am notat cu "c" secțiunea din dreptul locului de unde curgerea devine radială, deci unghiul cu care a fost schimbată direcția a atins 90° . Într-adevăr, cele două secțiuni semnificative vor avea valorile:

$$A_1 = (\pi d_1^2 / 4) = \pi h_2^2 \quad (2.5)$$

$$A_c = \pi d_c h_2 \quad (2.6)$$

în care d_c va avea valoarea:

$$d_c = 2 (R_{1c} + h_2) \quad (2.7)$$

O secțiune intermediară "d", fiind aria laterală a unui trunchi de con va avea valoarea:

$$A_d = \pi (R_d + r_d) h_2 \quad (2.8)$$

în care am notat cu:

$$R_d = d_c / 2 - R_{1c} \cos \alpha_d \quad \text{raza bazei mari a trunchiului de con} \quad (2.9)$$

$$r_d = d_c / 2 - (d_c / 2) \cos \alpha_d \quad \text{raza bazei mici a trunchiului de con} \quad (2.10)$$

cu care A_d devine:

$$A_d = \pi (d_c - 2R_{1c} \cos \alpha_d - h_2 \cos \alpha_d) h_2 \quad (2.11)$$

în care introducem relația pentru d_c , (2.7) și obținem:

$$A_d = \pi [2 (R_{1c} + h_2 - R_{1c} \cos \alpha_d) - h_2 \cos \alpha_d] h_2 \quad (2.12)$$

Dacă studiem aceasta relație, observăm că pentru $\alpha_d = 0$, obținem aria circulară din relația (2.5), iar pentru $\alpha_d = \pi/2$, obținem aria cilindrică A_c , data de relația 2.6. Dacă derivăm relația 2.12 în raport cu unghiul α_d și egalăm această derivată cu 0, vom obține:

$$dA_d / d\alpha_d = \text{const.} \times \sin \alpha_d = 0 \quad \sin \alpha_d = 0 \quad \alpha_d = 0 \quad (2.13)$$

deci extremul funcției se atinge pentru secțiunea 1 și este un minim.

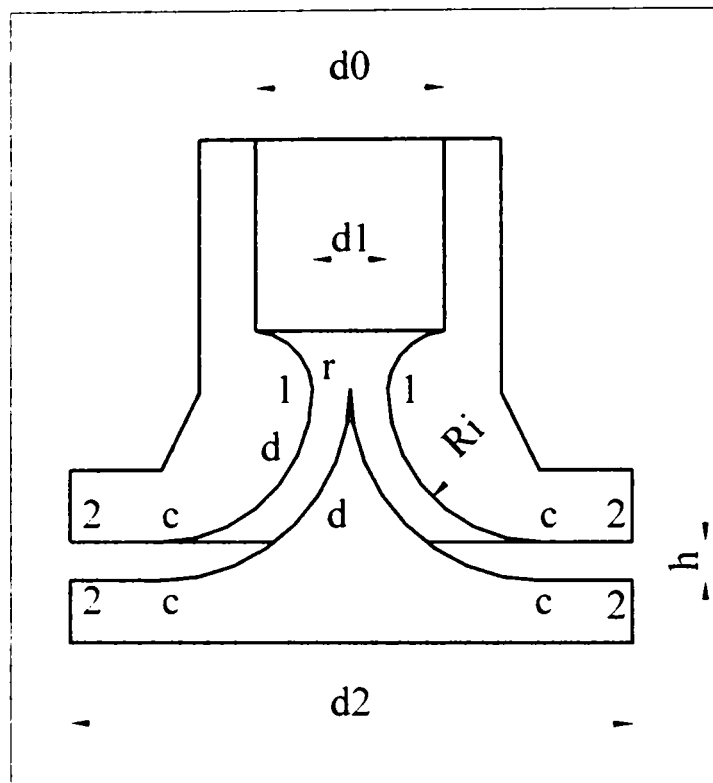


Fig. 2.7. Ajutajul de lucru în varianta radială (varianta I) cu secțiune de curgere constant crescătoare, după secțiunea minimă

După secțiunea "c" ajutajul se continuă cu o porțiune prelucrată plan, c -2, care generează un spațiu de curgere cilindric: este evident că în acest caz secțiunile sunt constant crescătoare în raportul razelor. Lungimea l_{2c} se va determina în așa fel încât secțiunea de ieșire A_2 să fie cea rezultată din calculul termodinamic.

Ajutajul prezentat anterior are dezavantajul că este dificil de realizat, adică este netehnologic. Strunjirile precise la raza R_{1c} sunt greu de realizat, necesită scule speciale profilate, iar vârful ascuțit al contrapiesei se poate uza foarte ușor, adică se poate toci sau se poate rupe. De aceea, în practica se poate realiza o varianta mai simplă constructiv dar care în principiu este asemănătoare cu varianta I. Această variantă, (II), este prezentată în fig. 2.8.

Pentru această variantă, calculul este ceva mai dificil. Există riscul ca după secțiunea minimă 1 să urmeze o creștere a secțiunii, așa cum e de dorit, dar se poate întâmpla ca secțiunea să nu aibă o creștere constantă, ci chiar să scadă puțin și abia apoi să crească din nou până în secțiunea "c", care este maximă în domeniul 1 - c. Acest lucru înseamnă că fluidul este accelerat, apoi este frânat puțin, apoi este accelerat din nou până în secțiunea "c" și apoi mai departe până în secțiunea 2. Apariția unei zone în care secțiunea de curgere scade nu are consecințe prea mari atâta timp cât scăderea de secțiune nu coboară viteza supersonică din nou până la viteza locală a sunetului. Din punct de vedere termodinamic, în zona supersonică, micșorarea vitezei și a secțiunii înseamnă, după cum am văzut în cap. 1, o creștere a presiunii. Curgerea are loc în sensul creșterii de presiune, deci pot apare desprinderi ale curentului de

fluid, zone puternic turbionate și în consecință ne putem aștepta la pierderi energetice importante.

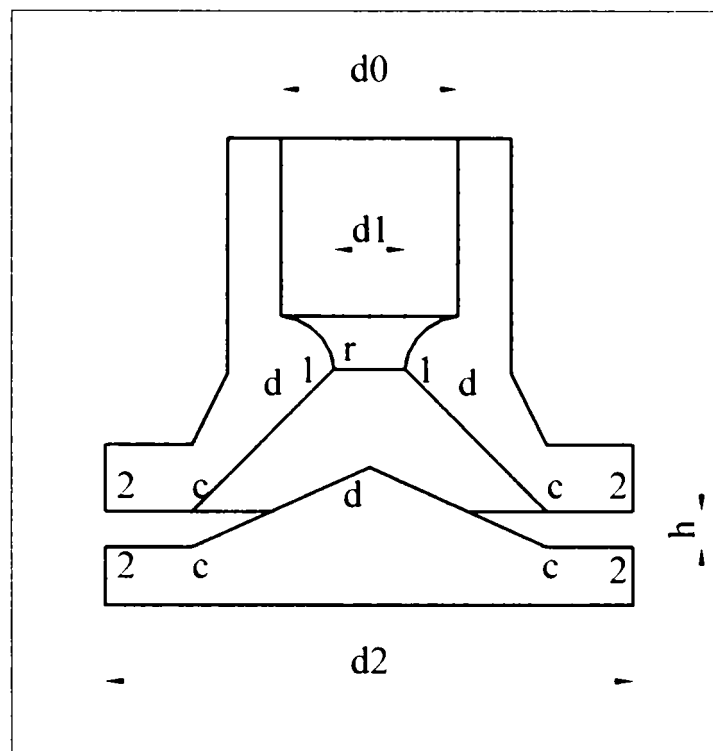


Fig. 2.8. Ajutajul de lucru în varianta radială (variante II) cu generatoare drepte (conuri)

De aceea trebuie proiectăm cu atenție un astfel de ajutor, în așa fel încât raportul între conicitatea interioară a ajutorului și conicitatea exterioară a contrapiesei să nu ne conducă la o astfel de situație. Cum secțiunile de curgere sunt secțiunile perpendiculare pe liniile de curent, problema se rezolvă prin calcul grafic, desenând aproximativ liniile de curent, care nu sunt cunoscute ci doar presupuse, secțiunile de curgere fiind perpendiculare în orice punct la liniile de curent. Vor rezulta niște suprafețe aproximativ tronconice, dar ușor curbate, a căror arii se pot determina prin integrare grafică.

Pentru ejectorul radial pe care ne propunem să-l realizăm am optat pentru un alt tip de ajutor de lucru, principal diferit de primele două variante prin faptul că secțiunea minimă este aceeași cu secțiunea de schimbare a direcției de curgere "c". Construcția unui astfel de ajutor este pusă în evidență în fig. 2.9. Ajutajul are o secțiune de curgere constantă și egală cu A_0 , în care se realizează o viteză de curgere mică, apoi este constrâns să - și schimbe direcția de curgere în dreptul secțiunii cilindrice minime $c = 1$, zonă în care se accelerează până la atingerea vitezei critice. Deci în secțiunea $1 = c$ numărul Mach va fi egal cu 1, iar el va crește până în secțiunea 2.

Acest tip de ajutor este ușor de calculat și foarte ușor de realizat din punct de vedere tehnologic, dar nici acest tip de ajutor nu a fost studiat în literatura de specialitate, așa că nu avem nici un fel de date despre pierderile care ar putea să apară într-un astfel de ajutor. În momentul proiectării ejectorului radial, vom dimensiona ajutorul de lucru în varianta radială presupunând că rămâne valabilă valoarea cuprinsă între 0.95 ... 0.98 a coeficientului de viteză φ_{aj} , cu care de regulă se recomandă să se facă dimensionarea ajutorajelor în variantă axială. Condiția ca în secțiunea $1 = c$ să se realizeze secțiunea minimă este:

$$A_1 < A_0 \quad \text{adică} \quad \pi d_0 h_2 < \pi d_0^2 / 4.$$

deci

$$h_2 < d_0 / 4$$

(2.14)

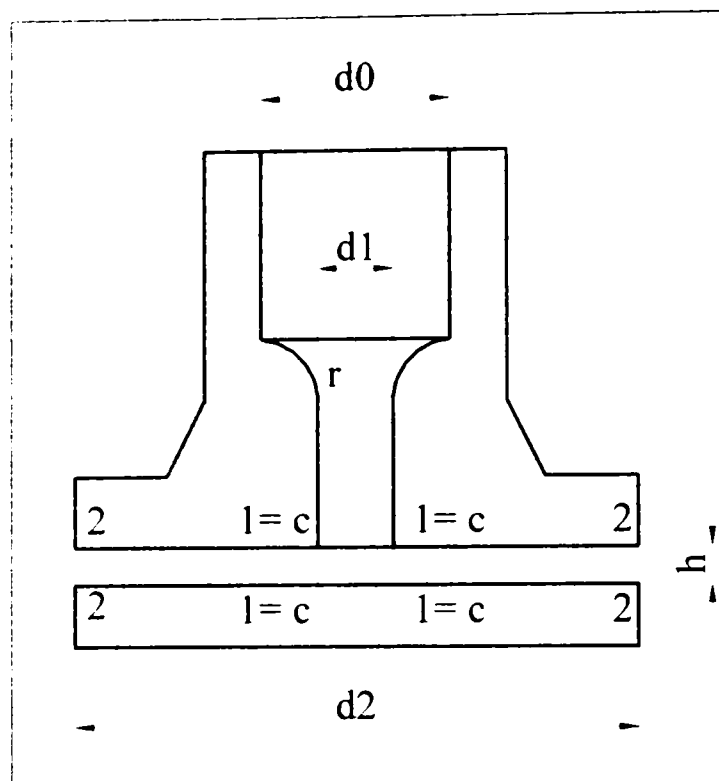


Fig. 2.9. Ajutaj de lucru cu secțiunea minimă în cot (varianta III)

5.3. Dimensionarea ajutorului de comprimare

a) varianta axiala

După cum am arătat în capitolul 1, ajutorul de comprimare preia amestecul în formare, care dispune de energie cinetică, și îl frânează, comprimându-l. Forma sa depinde de viteza pe care o are amestecul în secțiunea 4, considerată secțiunea de intrare a amestecului în ajutorul de comprimare. Dacă ejectorul este subsonic sau mixt, secțiunea 4 va trebui să fie secțiunea minimă, iar ajutorul de comprimare va fi un ajutor divergent. Dacă ejectorul este supersonic, așa cum dorim noi să-l realizăm, ajutorul de comprimare va fi un ajutor convergent - divergent.

În practică, forma ajutorului de comprimare este rareori pur divergentă. Chiar și la ejectoarele subsonice sau mixte, ajutorul de comprimare are porțiunea divergentă precedată de un tronson de secțiune constantă și egală cu secțiunea A_5 , numit gâtul difuzorului și care are rolul de a uniformiza repartiția vitezelor pe secțiune. Acest gât este precedat la rândul său de o porțiune convergentă, care la ajutoarele subsonice sau mixte nu are rolul termodinamic de la cele supersonice și anume de a reduce viteza (supersonică) până la viteza sunetului. Dimpotrivă, reducerea secțiunii la un ejector subsonic conduce la accelerarea amestecului, care ulterior este frânat, fapt care introduce pierderi suplimentare. Totuși acest așa numit confuzor se găsește la aproape toate ejectoarele subsonice axiale și are rolul de a capta jetul și de a-l conduce spre secțiunea minimă, A_5 . Existența confuzorului s-a dovedit necesară deoarece nu există un consens de păreri în privința mărimii evazării jetului. După ce fluidul primar iese din ajutorul de lucru (secțiunea 2), începe amestecarea lui cu fluidul secundar aflat în camera de amestec. Apar astfel mai multe zone puse în evidență în fig. 2.12: 1) zona hașurată cu liniuțe orizontale este miezul jetului, format numai din fluid activ; miezul se subțiază în direcția de curgere, iar măsurătorile au arătat că lungimea lui, pentru un jet axial este cam de două ori și jumătate diametrul secțiunii de ieșire.

2) zona hașurată cu puncte și cu carouri este zona de amestecare. Conturul acestei zone înspre exterior, adică spre fluidul secundar, nu este bine determinată, dar se consideră ca margine a jetului suprafața conică în care viteza măsurată pe direcția de curgere a jetului este cam o zecime din viteza măsurată în centrul jetului, la aceeași secțiune transversală, fapt pentru care suprafața conturului exterior al jetului se mai numește și A_w 1/10. În cadrul acestei zone, subzona hașurată cu caroiaj reprezintă evazarea jetului în timpul formării amestecului. Deși nu există un consens de păreri nici în această problemă, se poate aprecia că evazarea jetului păstrează unghiul de evazare al zonei divergente a ajutorului de lucru, care este de 12 - 14 °. Deci conturul circular al secțiunii 4 se găsește în prelungirile generatoarei conului de ieșire a ajutorului de lucru (vezi fig. 2.12).

În fig. 2.10 sunt puse în evidență dimensiunile principale ale ajutorului de compresiune pentru un ejector axial. Stabilirea mărimilor pentru diametre se face pornind de la valorile lui A_4 , A_5 și A_6 stabilite în calculul termodinamic, iar lungimile diferitelor tronsoane se calculează în așa fel încât evazările să nu depășească anumite valori.

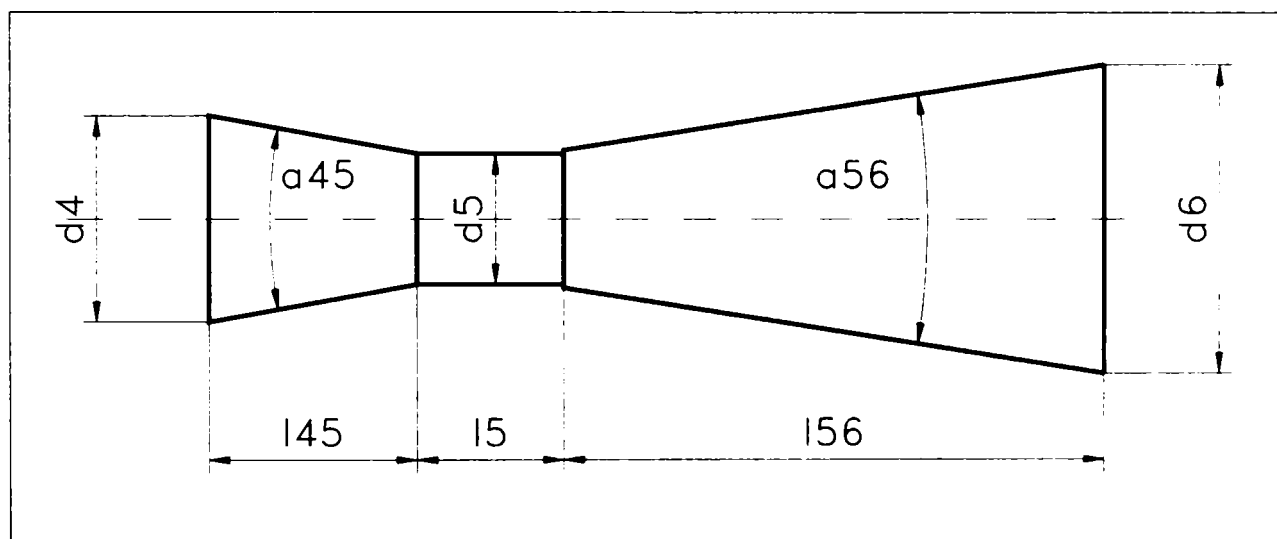


Fig. 2.10. Dimensiunile principale ale ajutorului de comprimare la ejectorul axial

Se observă că uneori diferența între A_4 și secțiunea minimă A_5 este foarte mică și se poate realiza printr-o teșire a gâtului difuzorului în zona de intrare. Totuși, așa cum am motivat anterior, este util să se dispună o zonă confuzoare, dimensionată constructiv, cu un d_4 ales mai mare decât d_4 calculat și cu o lungime l_{45} aleasă constructiv în funcție de celelalte dimensiuni ale ejectorului.

b) varianta radială

Aceleași secțiuni se pot construi și în variantă radială. Nu putem realiza pentru ajutorul de compresie radial o zonă echivalentă gâtului 5 - 5. Principalele dimensiuni care trebuie stabilite în acest caz sunt evidențiate în fig. 2.11, ariile fiind obținute la calculul termodinamic și având aceeași semnificație cu ariile corespondente de la ajutorul de compresiune axial.

Se observă că diametrele secțiunii de ieșire sunt cu atât mai mari cu cât dorim să realizăm un raport de comprimare mai mare. Ori necesitatea utilizării unor plăci compresoare de diametru mare anulează dezavantajul lungimii mari a difuzorului de la ejectoarele axiale. Acest lucru se poate modifica prin modificarea distanței dintre plăci, dar această distanță este legată de distanța dintre plăcile ajutorului de lucru. Diferența dintre ele nu poate fi foarte mare, tocmai datorită faptului că jetul radial se evazează pe direcție radială și mai puțin pe direcție transversală, după cum se vede comparând figurile 2.12 și 2.13

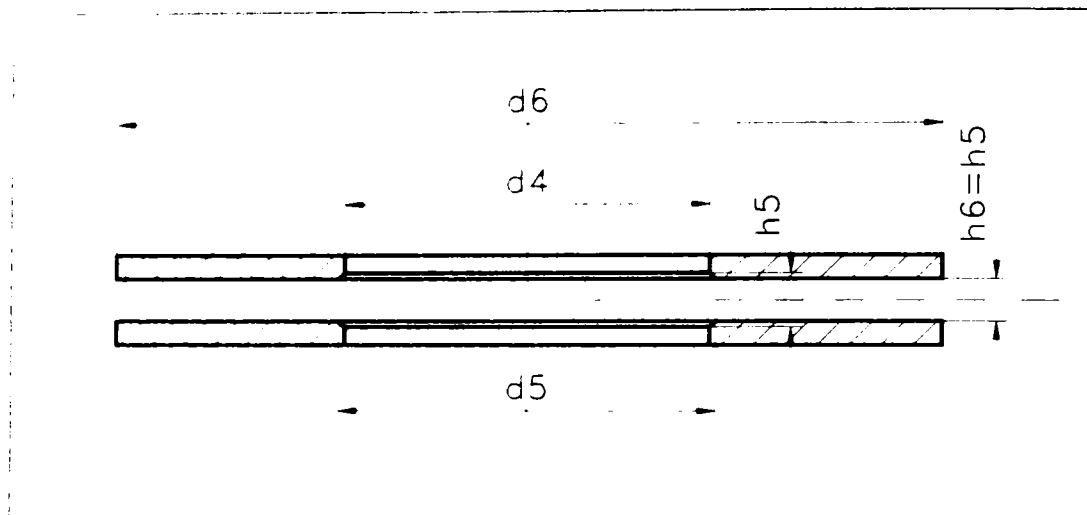


Fig. 2.11. Principalele dimensiuni pentru difuzorul radial

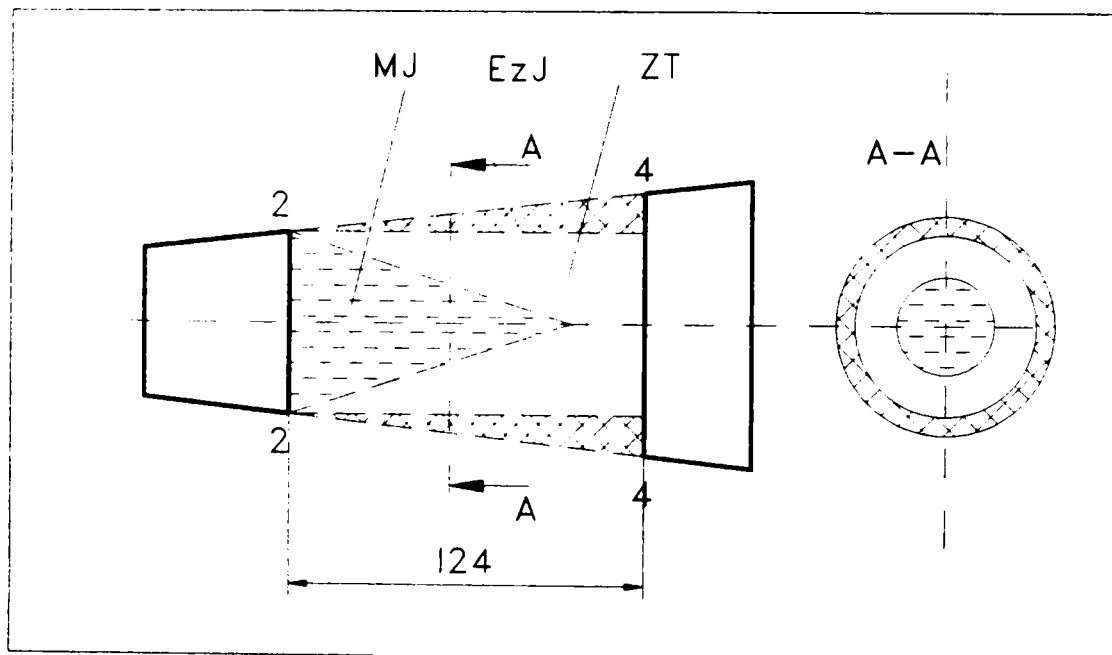


Fig. 2.12. Evazarea jetului la un ejector axial

În fig. 2.13 unghiul pentru care am desenat evazarea jetului pe direcție radială trebuie înțeles că fiind un unghi infinit mic deoarece fenomenul de evazare se produce pe întreaga circumferință (360°). Semnificația acestui lucru poate fi o scurtare a jetului pe direcție radială, lungimea miezului rămas neamestecat putând fi mai mică decât în cazul jetului axial, dar acest fapt rămâne de dovedit. Notațiile din figura fig. 2.13 înseamnă:

MJ - miezul jetului rămas neamestecat. Lungimea sa în cazul ejectorului radial trebuie determinată experimental

ZT - zona de turbulență, în care are loc amestecarea celor două fluide și are loc schimbul de impulsuri

EzJ - zona de evazare a jetului, care fenomenologic face parte din zona de turbulență. Marginea acestei zone este considerată suprafața în care viteza scade la o zecime față de cea din axă. Pentru jetul radial, dimensiunea transversală, adică perpendiculara pe direcția de curgere a fluidului trebuie determinată experimental. Datorită creșterii dimensiunii circumferențiale a jetului în acest caz, este posibil ca evazarea transversală să fie foarte mică sau chiar nulă sau negativă, adică jetul se poate chiar îngusta pe direcție transversală datorită

creșterii dimensiunii radiale (a circumferinței).

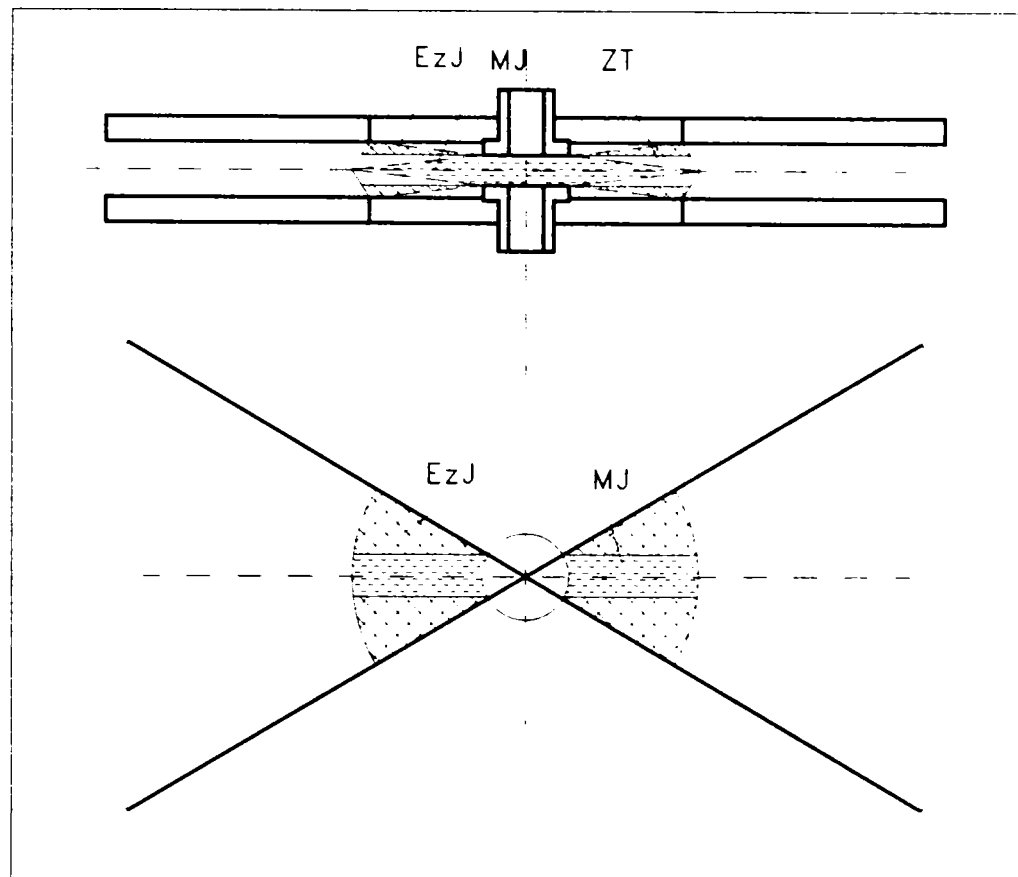


Fig. 2.13. Evazarea jetului la ejectorul radial

În acest ultim caz nu se justifică alegerea unei distanțe prea mari pentru h_4 . Dacă vom folosi plăci plane pentru materializarea difuzorului, diametrul exterior al acestor plăci va rezulta relativ mare, deoarece secțiunile cresc în raportul de creștere al diametrelor. Soluția alternativă pentru micșorarea diametrului d_6 este mărirea distanței între plăci doar pentru secțiunea de ieșire. În acest caz $h_6 > h_5$, iar plăcile vor avea o porțiune conică, așa cum se vede în fig. 2.14.

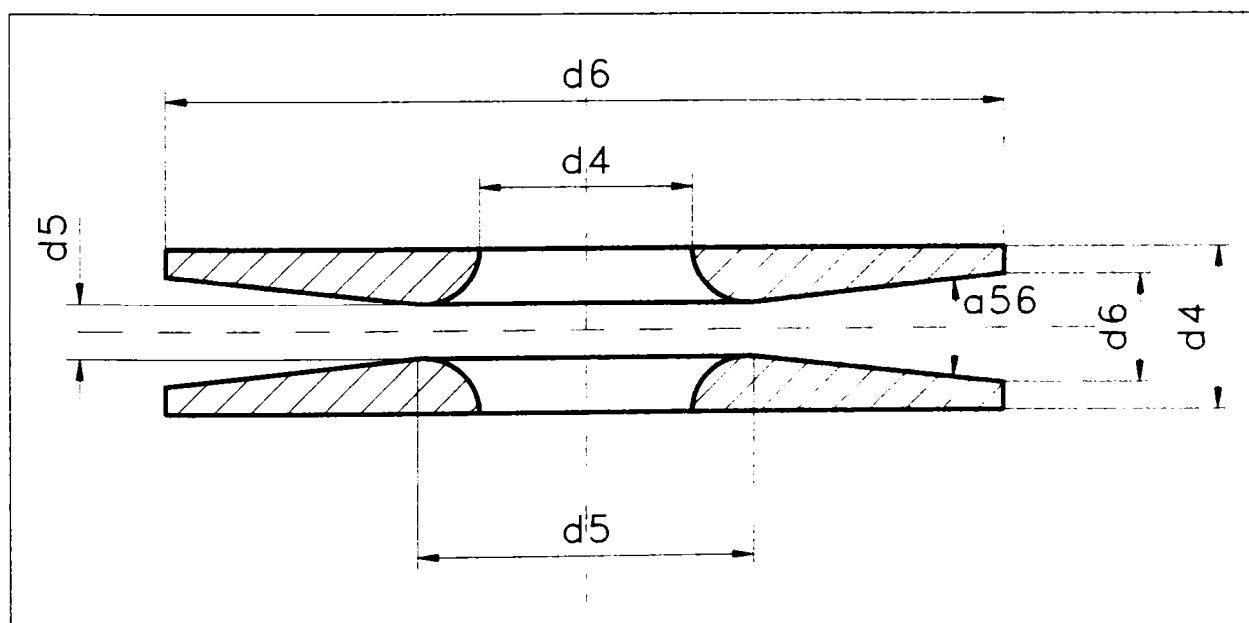


Fig. 2.14. Varianta a difuzorului radial pentru micșorarea diametrului de ieșire

În cazul acestei variante se pierde avantajul simplității tehnologice față de ejectoarele axiale, deoarece strunjirea conică a celor două plăci este aproape la fel de dificilă ca și realizarea difuzorului axial despre care am vorbit la începutul capitolului. Totuși, pentru ejectorul experimental este indicat să nu trebuiască să avem dimensiuni prea mari pentru plăci, deoarece acest lucru înseamnă o dimensiune mare și pentru carcasă, și este puțin probabil ca un astfel de material, adică țevă de diametru foarte mare (0.7 ... 1 m) să fie disponibilă pentru construirea carcasei ejectorului radial experimental. În acest caz se poate încerca să realizăm o anumită conicitate pentru plăci, sau vom admite un grad mai mic de creștere a presiunilor la efectuarea încercărilor.

Considerațiile făcute în acest capitol asupra posibilității realizării unui ejector radial, precum și principiile de stabilire a corespondenței secțiunilor de curgere și de desenare a formelor, au fost sintetizate și publicate în articolul [4].

Capitolul 6. Utilizarea programului de simulare FLUENT pentru studiul funcționării unui ejector radial

Rezumat: Acest capitol cuprinde precizări asupra utilizării calculatoarelor numerice pentru și a programelor de calcul specializate pentru studierea unui anumit tip de curgere, obținându-se predicții asupra fenomenelor reale care apoi urmează a fi verificate prin experimente concrete: în acest sens capitolul prezintă cercetările făcute în special de autor, dar nu numai, în domeniul determinării formei optime a ejectorului radial, înainte de realizarea lui efectivă, utilizând în acest scop metoda simulării numerice a funcționării ejectorului la câteva din regimurile la care ulterior va fi testat. Pentru această simulare am folosit programul FLUENT, care permite studiul comportării unui fluid în curgere printr-un spațiu cu geometrie anterior definită, date fiind condițiile de contur ale domeniului și natura fluidului. Studiul cu element finit a parametrilor aerului în interiorul a două modele de ejector, cu intrare normală, respectiv cu intrare oblică, ne-a condus la concluzii interesante, o parte confirmând supozițiile teoretice, cum ar fi poziția zonelor de viteză maximă sau crearea depresiunii în camera de amestec, iar o parte oferind informații care nu au putut fi deduse direct din teorie, cum ar fi necesitatea unei distanțe mici între plăcile difuzoare, deoarece simularea indică o evazare redusă a jetului pe direcție transversală. Rezultatele obținute în urma simulării au fost utilizate ca punct de plecare pentru proiectarea ulterioară a ejectorului radial.

6.1. Simularea proceselor de curgere. Prezentare și stabilirea obiectivelor simulării.

6.1.1. Simularea curgerii fluidelor cu ajutorul programelor de calcul cu element finit

Cercetările moderne care privesc curgerea fluidelor au aproape întodeauna o componentă care urmărește descrierea matematică a comportamentului fluidului respectiv la curgerea sa printr-un spațiu delimitat, de studiu, precizând pentru fiecare punct din acest

spațiu valoarea diversilor parametri de interes, ca de exemplu: viteza, numărul Mach, temperatura, densitatea, intensitatea turbulenței, etc. Acest fapt este posibil prin utilizarea unui calculator și a unui *program de calcul cu element finit*, capabil să determine mărimile menționate pentru o rețea de puncte, pornind de la valorile cunoscute la marginile domeniului spre punctele imediat vecine din respectiva rețea. Calculul se face prin rezolvarea numerică a ecuațiilor diferențiale care guvernează procesul studiat și care se constituie într-un model matematic al fenomenului. Primele programe cu element finit au fost dedicate calculului de rezistență a mediilor solide, urmărind determinarea tensiunilor și deformațiilor în fiecare punct a diferitelor piese, în funcție de solicitările aplicate; ulterior s-au dezvoltat și programe capabile să gestioneze probleme de curgere a fluidelor, mai mult sau mai puțin apropiate de fluidele reale din aplicațiile tehnice, în prezent luându-se în considerare și schimbul de căldură care apare la curgerea fluidului prin spațiul de studiu, precum și problemele complexe legate de modelul de turbulență de adoptat, legătura dintre stratul limită și vâna principală de fluid etc. Faptul că aplicațiile concrete rulate cu ajutorul diverselor programe de calcul cu element finit oferă predicții de comportament, uneori cu imagini grafice detaliate, iar uneori, la calcule în regimuri nestaționare, chiar cu animație, a condus la asimilarea denumirii de *programe de simulare* pentru aceste programe de calculator, iar rularea diferitelor aplicații se mai numește *simularea funcționării* aparatului considerat. Rularea succesivă a mai multor modele virtuale pentru respectivul aparat permite optimizarea formei constructive fără confecționarea concretă, fizică a modelelor reale, și fără a folosi resurse cu acces limitat cum sunt standurile de probă (tunele aerodinamice), ceea ce conduce la importante economii.

Există o bogată literatură de specialitate care utilizează diverse metode numerice pentru lămurirea funcționării diverselor aparate care presupun curgerea unui fluid. Nu am găsit în literatura de specialitate simulări ale funcționării aparatelor cu jet, probabil și pentru că optimizarea acestora a fost realizată fizic, prin metode tradiționale, de-a lungul timpului. În schimb jeturile axiale, similare cu cele livrate de ajutorul de lucru al unui ejector axial, sunt încă intens studiate deoarece își găsesc numeroase aplicații în tehnica aerospațială, unde e necesară creșterea tracțiunii și reducerea zgomotului produs de aceste jeturi. Lucrările mai recente care se referă la simulări ale comportamentului jeturilor propun fie diverse tipuri de coordonate (polare) și în consecință diferite tipuri de rețele pentru discretizarea spațiului, fie diverse modele matematice ale curgerii, ale dezvoltării turbulenței sau a fenomenelor din stratul limită, fie prezintă diferite jeturi în condiții specifice, urmând ca aceste jeturi să fie reproduse în mod real, iar mărimile inițial calculate, să fie determinate ulterior experimental, urmărind cât de precisă este predicția programului de simulare.

O trecere în revistă a cercetărilor mai recente oferă o multitudine de lucrări care abordează într-un fel sau altul domeniul CFD (Computational Fluid Dynamics). În continuare vom menționa câteva din aceste articole, rapoarte de cercetare, studii, etc., cu precizarea programelor folosite, a ecuațiilor pe care se bazează acestea, a modelelor de turbulență adoptate, a grilei de discretizare alese și a stabilității și convergenței obținute în final. Vom accentua desigur partea care ține de metodica simulării și nu de rezultate în sine, decât acolo unde aceste rezultate au tangență cu problemele care apar și la aparatele cu jet.

Astfel, lucrarea [36] este un bun exemplu de utilizare a metodelor numerice pentru rezolvarea unei probleme practice. Metodologia este clasică: pentru domeniul spațial studiat (interiorul și exteriorul -până la o anumită lungime – unui ajutor de reacțiune) se concepe o rețea suficient de densă (rețea cu simetrie radială, cu celule dreptunghiulare, rafinată în anumite zone de interes, programul de generare al grilei fiind *Pontwise Gridgen*) și se aplică un program de simulare (în acest caz programul *WIND*) scris pe baza unui set de ecuații care formează un model matematic (RANS), specific fenomenului studiat (curgerea fluidului prin ajutor și în exterior, ca jet liber, pentru mai multe viteze la ieșire – $M = 0.9; 1.2$ -, respectiv mai multe rapoarte de presiuni pe ajutor – $p_0 / p_2 = 4; 6$), și eventual pentru mai multe modele de descriere a turbulenței (model *Spalart - Allmaras*, model *Shear Stress Transport SST*, modelul *k-ε Chien*, modelul *k-ε Rumsetz - Gatsky*). Imaginile și datele culese în urma

simulării sunt comparate cu datele obținute prin măsurători efectuate pe un stand experimental (Tunelul transsonic de 16 " de la NASA). Imaginile simulate și cele reale (generate tot pe computer în urma achiziției de date de la încercările ajutorului) sunt foarte asemănătoare și evidențiază toate fenomenele de interes pentru care s-a și făcut acest studiu: poziția undelor de expansiune în jet, locul unde are loc desprinderea jetului de pe peretele ajutorului, localizarea și extinderea zonelor de recirculare, etc. Poziția zonei de desprindere depinde de modelul ales pentru turbulență: de altfel și în [87], o lucrare care accentuează importanța unor determinări experimentale precise, se menționează că o alegere neadecvată a modelului de turbulență poate conduce la rezultate ale simulării diferite de rezultatele experimentale. Tot o lucrare care prezintă tehnici experimentale moderne, [89], subliniază faptul că toate simulările rulate au nevoie și de niște condiții inițiale realiste, care nu pot fi obținute decât experimental, altfel fie calculul nu va fi convergent spre o soluție stabilă, fie rezultatele simulării vor fi eronate.

Cât despre modele de turbulență care pot fi adoptate pentru simularea curgerii fluidelor, lucrarea [97], care este o teză de doctorat consacrată un întreg capitol acestei teme, clasificând modelele în funcție de numărul ecuațiilor de transport înglobate (0, 0.5, 1 și 2), iar modelele cu 2 ecuații sunt clasificate după liniaritatea lor: liniare ($k-\epsilon$, $k-\omega$, $k-\sigma$), neliniare ($k-\epsilon$ neliniar) și "ușor" neliniare (WNL și $k-\epsilon$ Goldberg). Apoi lucrarea prezintă, în cadrul unui capitol separat, simulările efectuate cu diverse modele de turbulență și compară rezultatele simulărilor, problema tratată fiind aspectul curgerii supersonice a aerului printr-un canal dreptunghiular în care s-a practicat o priză de prelevare în peretele inferior, fapt ce conduce la apariția unei unde de șoc în acea zonă. Teza continuă cu determinări experimentale și cu concluziile ce se impun în urma complexului studiu efectuat.

Lucrarea [32] vine în ajutorul celor care doresc să scrie coduri pentru a descrie comportamentul fluidelor la curgeri cilindrice (jeturi, conducte) deoarece propune o metodă de a scrie ecuațiile de bază ale curgerii (de continuitate, de mișcare, de transport pentru diferite proprietăți) în coordonate polare prin dezvoltare în serie și apoi utilizarea lor pentru a scrie programe care să rezolve mult mai rapid simularea unei curgeri cu simetrie radială, decât un set de ecuații în coordonate carteziane. Lucrarea oferă și imagini ale liniilor de curent și a câmpurilor de densități pentru jeturi (forțat laminar și turbulent) pentru rezolvări numerice obținute cu alte seturi de ecuații, folosite de alți autori, precum și pentru rezolvări obținute cu noul set de ecuații, evidențiindu-se o convergență mai rapidă și valori mai apropiate de măsurătorile experimentale. Tot un model care oferă o convergență mai rapidă simulărilor e propus în [42] pentru turbulența la marginea unui curent (jet) liber de fluid. Soluția parametrică pentru ecuațiile scrise e mai apropiată de determinările experimentale decât soluția "funcție de putere" acceptată până acum. În [38] se propune un model matematic pentru curgerea fluidului printre două plăci, dar este mai dificil de urmărit deoarece figurile pentru sursa citată nu sunt disponibile.

În [15] sunt studiate diverse modele de turbulență pentru stratul de amestecare care apare la contactul între doi curenți de fluid cu viteze diferite. Practic sunt trecute în revistă o multitudine de modele matematice disponibile în literatura de specialitate, relativ la turbulența din zona de amestecare și se analizează adecvarea lor urmărind de asemenea și datele experimentale disponibile. În final sunt evaluate modelele existente și, punctual, sunt propuse îmbunătățiri ale modelelor matematice, care, conform autorilor, ar apropia rezultatele simulărilor de rezultatele experimentale. Nu se dau detalii în ceea ce privește programele de simulare folosite sau a discretizării unei anumite zone de studiu.

În lucrarea [12] se studiază trecerea de la curgerea laminară la cea turbulentă pentru două cazuri: curgere peste o placă plană (flux 2D), respectiv peste un cilindru (flux 3D). În ambele cazuri curentul este supersonic $M = 3$, și se urmărește prin determinare experimentală predicția numerică a factorului N (la care apare tranziția) urmând a fi comparat cu valorile date de simulări. Simularea se face cu programul CASTET dedicat fenomenelor de apariție și propagare a instabilităților în curgerea unui mediu fluid.

Lucrarea [14] prezintă stadiul atins în anul 2004 de unul din programele de cercetare ale Organizației Europene de Cercetări Aerospațiale, program vast (2000 – 2005) și cu multe obiective, cum ar fi: construirea unui tunel aerodinamic supersonic pentru perturbații mici, studiul tranziției laminar – turbulent la curgererea aerului peste diverse suprafețe, în special a propagării stratului limită turbulent de pe părțile anterioare ale unui fuselaj spre bordul de atac al aripii, fenomen numit LEC (Leading Edge Contamination). Cercetările au fost în bună măsură experimentale, dar de fiecare dată au fost precedate de simulări ale aceluiași fenomen folosind modele matematice diferite. De exemplu, determinarea numerică a tensiunilor tangențiale care apar în fuselaj datorită frecării cu aerul a fost simulată pentru o zonă discretizată printr-o rețea de 30600 de puncte, folosind ecuațiile Navier Stokes dezvoltate în programul de simulare "elsA" și mai multe modele de turbulență (Spalart-Allmaras, k-l Smith, k- ω Wilcox, k- ω /k- ϵ Menter, k- ϵ Jones Launder), cele mai apropiate predicții față de măsurătorile ulterioare fiind date de modelele k- ϵ și k- ω /k- ϵ . Au mai fost făcute simulări pentru prizele de aer, folosind modelul matematic denumit "RANS- solver" (Reynolds Averaged Navier Stokes), modelul turbulenței fiind Spalart-Allmaras, debitul de aer prelevat calculat fiind apropiat valoric de cel măsurat, la simulare apărând o zonă de reculare care ulterior, la măsurări, s-a dovedit mult mai redusă, autorii punând acest fapt pe inadecvarea totală a modelului de turbulență ales. În fine, acustica jetului a fost studiată cu programul CEDRE, care permite folosirea unor rețele nestructurate, cu celule de diferite forme și rafinarea rețelei în zonele de interes. Simularea oferă imagini interesante ale câmpului de presiuni și ale fluctuațiilor de viteză în zona jetului, pasul următor fiind testarea diferitelor ieșiri de ajutor zimțate (tip coroană) pentru a observa dacă există vreo tendință de reducere a zgomotului.

În [43] se folosește același cod (RANS), același program (WIND) și se urmărește amestecarea care apare la injectarea sub presiune proprie a combustibilului într-un canal dreptunghiular supersonic de aer, prin orificii de diferite forme (pătrate, dreptunghiulare, circulare, rombice, etc): imaginile jetului de combustibil în interiorul curentului de aer sunt date atât axial cât și azimutal (pe direcția de curgere), concluzia fiind aceea că orificiile rombice sunt cele mai avantajoase din punct de vedere al rapidității și adâncimii penetrării jetului.

Lucrarea [18], care de fapt este o teză de doctorat în domeniul "mecanica fluidelor" studiază curgerea supersonică a aerului printr-un canal dreptunghiular de secțiune variabilă, cu baza plană. Pereții laterali sunt dintr-un material transparent pentru a permite investigațiile optice, și sunt și ei plani, iar variația secțiunii se realizează prin forma peretelui superior, care prezintă o gâtuire la o anumită cotă longitudinală, urmată de o porțiune dreaptă și apoi de o altă îngustare dată de o porțiune mobilă de perete a cărei mișcare e efectuată periodic prin mișcarea unei came. Pentru testarea modelelor matematice propuse pentru propagarea perturbațiilor date de rotirea camei și mișcarea peretelui se face o simulare a curgerii pe tronsonul de canal de studiu, discretizând domeniul într-o rețea plană de 178×371 de noduri (considerând curgerea în planul median al canalului față de o direcție perpendiculară pe cea de curgere). Calculele staționare au fost efectuate după modelul denumit "Baldwin – Lomax - convergent", cele care privesc perturbația cu un model matematic numit URANS (Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes equations), iar modelele de turbulență adoptate au fost trei: k- ϵ Chien, k- ϵ Launder – Sharma și k- σ , despre care sunt date detalii în anexa C a lucrării citate. Câmpurile de viteze, presiune, intensitate a turbulenței și poziția în timp a undei de șoc, rezultate în urma rulării simulării pe rețeaua descrisă au fost ulterior comparate cu cele măsurate direct cu ajutorul tehnicilor interferometriei laser și a filmărilor de foarte mare viteză. Mai mult decât rezultatele aerodinamice în sine, din punct de vedere al studiului ejectoarelor prin metode numerice, interesează mijloacele de simulare și modelele matematice folosite în această lucrare, pentru realizarea lucrărilor pe modelul propriu.

Tot prin simulare se pot testa și diferite configurații pentru forma ajutorului de reacțiune la un motor de avion. În [25] se dau câteva imagini obținute prin simulare care

descriu variația mărimilor TKE (Turbulent Kinetic Energy), respectiv ASD (Acoustic Source Density) în zona de ieșire a jetului turbulent fierbinte. Nu se dau date despre modelele matematice folosite, sau despre programul de simulare folosit, menționând că e vorba de același cod "RANS + (k-ε)" adică ecuații Navier – Stokes mediate Reynolds și model k-ε pentru turbulență, binecunoscut în CFD (Computational Fluid Dynamics). În general lucrarea prezintă mai mult măsurătorile acustice asupra jetului și mai puțin simulările inițiale.

Lucrarea [27] prezintă studiul numeric și experimental al interacțiunii dintre unda de șoc și stratul limită la lovirea unui curent supersonic de aer ($M = 10$) de un tub cu pereți subțiri așezat longitudinal pe direcția curentului. Accentul e pus pe tehnica experimentală, și nu se dau și imagini ale câmpurilor de parametri simulate, dar se menționează utilizarea programului NASCA (bazat tot pe codul RANS) și pe o rețea cu simetrie radială de 289×97 (axial \times radial) puncte de calcul.

Simularea comportamentului unui jet e utilă și pentru prezicerea nivelului de zgomot care va fi generat la debușarea curentului cald. În acest sens lucrarea [49] prezintă comparații între simulările de turbulență la scară mare LES (Large Eddy Simulation) și datele obținute prin determinări experimentale, observându-se o bună concordanță pentru vitezele medii, pentru intensitatea turbulenței și pentru PSD (Power Spectral Density – Densitatea spectrală de putere), un indicator al nivelului de zgomot radiat de jet. Și în [55], cercetările din domeniul reducerii zgomotului unui jet au condus la simulări capabile să ofere imagini foarte sugestive ale câmpurilor de viteze, de temperatură și de presiune pentru mai multe jeturi axiale rotunde, reci sau calde, codul folosit fiind numit ONERA MSD, bazat tot pe ecuațiile RANS și modelul de turbulență k-ε. Sunt prezentate și grilele utilizate (celule dreptunghiulare cu simetrie radială), precum și zonele unde grila a trebuit să fie rafinată. În [64] este prezentată zona cercetată (interiorul și ieșirea dintr-un ajutoraj convergent divergent), discretizarea aleasă și zonele de rafinare ale grilei, precum și câmpurile vitezelor axiale, ale Energiei cinetice a turbulenței (TKE), precum și date obținute experimental pentru acustica jetului. Programul folosit pentru simulare a fost tot WIND, ca în [36] și [43].

În general pentru jeturi axiale există o evidentă simetrie radială a ajutorajului prin care debușează jetul. Rețelele sunt în general structurate în plan, tridimensionalitatea fiind conferită de simetria radială. În general celulele plane sunt dreptunghiulare (mai rar triunghiulare) devenind tetraedale prin activarea simetriei radiale. Lucrarea [72] propune o rețea nestructurată hexaedrală (în locul uneia tetraedale) pentru studiul cu element finit al zgomotului produs de un jet cu unde de expansiune și concluzionează că noua rețea crește stabilitatea calculului și reduce memoria necesară și timpul efectiv de calcul (CPU-time). Lucrarea dezvoltă aparatul matematic necesar calculului curgerii pentru rețele hexaedrale și spre exemplificare prezintă imagini ale suprafețelor izobare de diferite valori ale presiunii, pentru diferite momente de timp, de unde se poate observa evoluția zonelor de presiuni diferite în jet, în timp.

Simulările se folosesc desigur și la studiul profilelor aerodinamice [58]. Lucrarea prezintă studiu cu element finit a curgerilor transsonice, la aviație. Sunt folosite solveuri bazate pe ecuațiile Euler și Navier – Stokes denumite CANARI și elsA Pentru partea de aerodinamică nestaționară, respectiv codul REELC pentru ecuațiile Euler liniarizate pentru excitațiile armonice ale structurii aripă-fuselaj. Deoarece contururile aerodinamice sunt deformabile, și rețeaua de puncte de calcul trebuie să fie deformabilă, lucru luat în considerare la efectuarea simulării prin conceperea legăturilor elastice între punctele rețelei (Batina Spring Network). Metode de calcul cu element finit se extinde deci și la deformarea structurii solide (aripa), fiind oferite imagini (simulate) ale deformării în funcționare dar și a distribuției de presiuni pe aripă.

Iată deci o multitudine de aplicații care doar deschid o perspectivă asupra subiectului. Menționarea lor ne permite să abordăm prezentarea unui studiu propriu de acest fel, realizat asupra unor configurații de ejector radial, cu ajutorul programului FLUENT.

6.1.2. Stabilirea obiectivelor simulării pentru modelul de ejector radial

După cum am văzut în subcapitolul 2.1, construcția clasică a aparatelor cu jet întâlnită la toate ejectoarele de uz industrial este varianta axială, dar ejectoarele se pot construi și în variantă radială. În literatura de specialitate se găsesc foarte puține date despre performanțele unor astfel de ejectoare. Partea a II –a a tezei tratează tocmai eforturile de realizarea efectivă a unui ejector radial pentru determinarea ulterioară a performanțelor sale prin încercarea pe stand. Una din etapele premergătoare realizării acestui obiectiv presupune tocmai studiul, cu ajutorul programului cu element finit FLUENT, a curgerii fluidelor printr-un astfel de ejector, studiu care este sintetizat în acest capitol.

Pentru a studia comportarea ejectorului radial s-a optat pentru modelarea numerică, folosind în acest scop programul FLUENT disponibil curent la catedra de Mașini și Echipamente Termice a Universității „ Politehnica” din Timișoara, în versiunea 5 și recent în versiunea 6. Programul FLUENT - versiunea 6 este disponibil și în cadrul Centrului Național pentru Ingineria Sistemelor cu Fluide Complexe a Academiei României, Filiala Timișoara. Etapele simulării au fost executate conform [85], care este de fapt un manual de utilizare a programului, exemplificarea fiind făcută pe un model de ardere și de curgere a gazelor arse, sub îndrumarea domnului conf. dr. ing. Paul Dan Oprișă – Stănescu.

Simularea funcționării unui ejector radial este utilă deoarece nu dispunem de date despre mărimea coeficienților de pierderi, iar în momentul realizării simulării, instalația experimentală era încă în curs de realizare. Ca și în cazul ejectorului axial, geometria ejectorului este esențială pentru performanțele lui, iar explicația este că performanțele maxime se obțin pentru acea geometrie pentru care pierderile interne sunt minime, adică atunci când din punct de vedere aerodinamic *nu apar recirculații interne disipatoare de energie*. Unul dintre obiectivele simulării a fost determinarea unei geometrii corecte, care să poată fi ulterior optimizată. Una din problemele care le ridică acest tip de ejector este aceea că ajutorul pentru accelerarea fluidului activ este de tip convergent – divergent, viteza la ieșirea din ajutoraj fiind supersonică. Procesul de amestecare și de schimb de impulsuri între fluidul activ și cel antrenat poate conduce la scăderea vitezei până la valori subsonice în secțiunea de intrare în ajutorajul de comprimare, dar dacă coeficientul de eiecție este suficient de mic, viteza poate fi încă supersonică în această secțiune. Astfel ajutorajul de comprimare trebuie să fie pur divergent pentru o intrare subsonică, sau convergent – divergent pentru o intrare supersonică. În primul caz plăcile difuzoare vor fi drepte pe diametrul de intrare, creșterea secțiunii realizându-se odată cu creșterea razei. În al doilea caz trebuie prevăzută o teșire sau racordare a plăcilor în zona de intrare, pentru a asigura mai întâi o scădere a secțiunii și doar după atingerea secțiunii minime va urma zona divergentă.

Toate studiile care privesc simularea funcționării ejectorului radial au fost sintetizate în articolul [3], și vor fi expuse în acest capitol, în continuare. Modul de lucru și etapele simulării au fost pretestate pe un model de ejector axial, pentru care comportamentul real era deja cunoscut din [13]. Simularea funcționării ejectorului axial este prezentată în [86].

6.2. Definierea domeniului de analiză

Geometria ejectorului radial se pretează la stabilirea unui domeniu de analiză axial-simetric. Partea care prezintă interes este camera de amestec. Geometria propusă pentru varianta de bază trebuia să genereze cele două ajutoraje convergent – divergente și este prezentată în fig. 2.15. Deoarece în urma simulării s-a constatat că coeficientul de eiecție, u, definit ca raportul dintre debitul masic al fluidului antrenat și debitul masic al fluidului activ este destul de scăzut, s-a propus o geometrie alternativă, cu secțiunea celui de al doilea ajutoraj mărită, geometrie prezentată în fig. 2.16. Cele două figuri prezintă **doar câte jumătate de ejector**, geometria fiind radială, iar axa de simetrie este dreapta din partea inferioară a figurilor.

În ambele variante fluidul activ intră axial printr-un racord cu diametrul de 40 mm. Partea convergentă a ajutorajului este formată de cotul spre direcția radială cu raza de 5 mm, iar partea divergentă de porțiunea radială cu lățimea de 5 mm dintre diametrele 50 și 67.4 mm. Cota de 67.4 mm a rezultat dintr-un calcul preliminar pentru destinderea cu un raport de presiuni de 0.1. Valorile presupuse ale presiunilor au fost la intrare 100 000 Pa, iar la ieșirea din ajutoraj, la diametrul de 67.4 mm de 10 000 Pa.

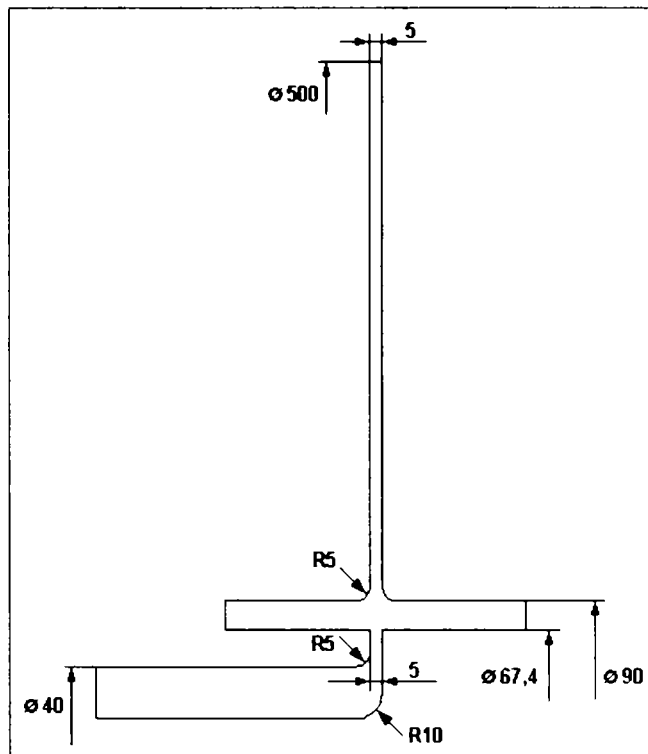


Fig. 2.15 Geometria variantei de bază.

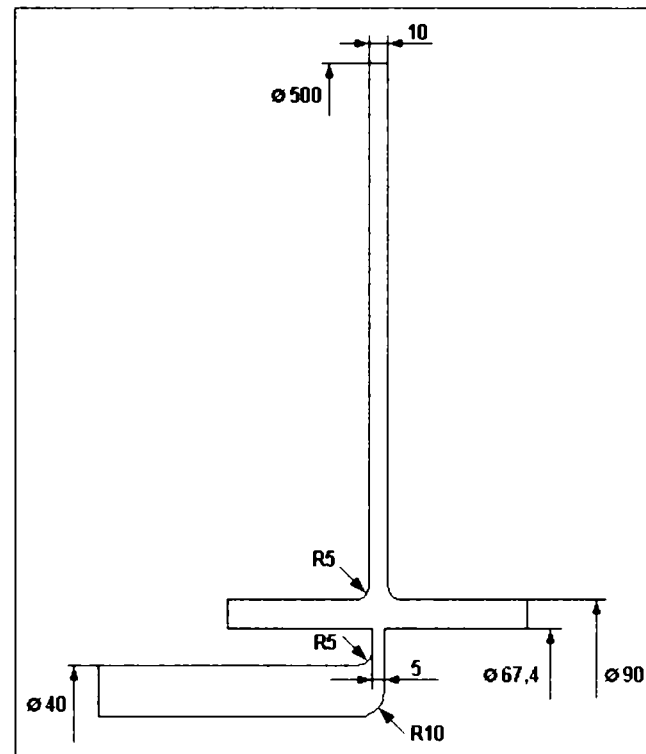


Fig. 2.16 Geometria variantei alternative.

Fluidul antrenat intră prin două intrări axiale **inelare** situate de fiecare parte a ajutorajului activ, secțiunea fiind cuprinsă între diametrele 67.4 și 90 mm. Partea convergentă a celui de al doilea ajutoraj este formată tot de o racordare cu raza 5 mm, plasată la diametrul 90 mm, iar partea divergentă de o porțiune situată între diametrele de 100 și 500 mm și având o grosime de 5 mm la varianta de bază, respectiv 10 mm la varianta alternativă. Domeniul a fost discretizat în mai multe zone, pentru a permite inițializarea lor separată. Discretizarea s-a făcut cu elemente inelare cu secțiune patrulateră. Pentru că geometriile studiate sunt de fapt experimente numerice s-a folosit o discretizare cât se poate de economică, cu numai 800 de celule. În fig. 2.17 și 2.18 sunt prezentate discretizările zonelor de maxim interes.

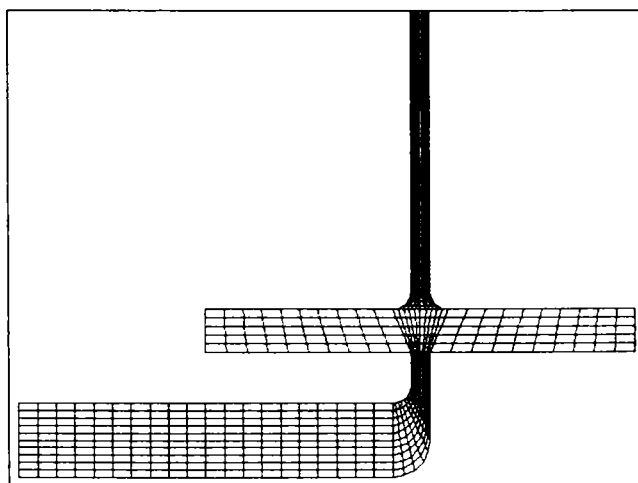


Fig. 2.17 Discretizarea variantei de bază.

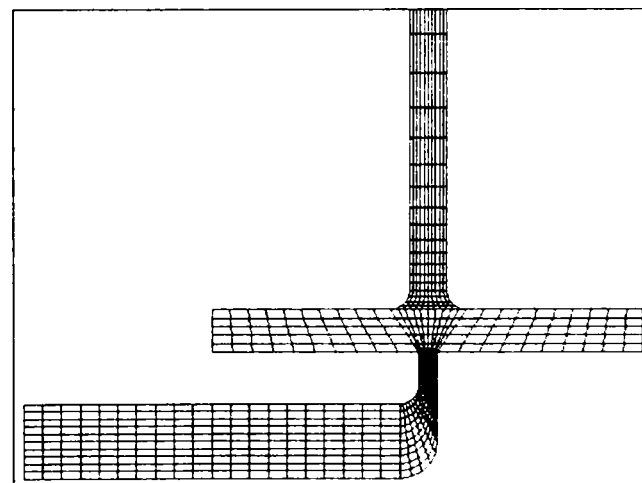


Fig. 2.18 Discretizarea variantei alternative.

6.3. Alegerea modelelor matematice. Condiții la limită. Rezolvarea numerică

Curgerea compresibilă necesită folosirea unui solver cuplat. El rezolvă ecuațiile pentru conservarea masei, impulsului, energiei și pentru parametrii modelului de turbulență.

Fluidul de lucru este aerul, deoarece programul FLUENT nu dispune de posibilitatea modelării cu abur decât considerat ca un gaz perfect. Deoarece una din posibilitățile de încercare a ejectorului radial este cu aer livrat de un compresor, am decis ca pentru început simulările să se facă cu aer, considerat gaz perfect, calculele preliminare fiind mai simple. Deoarece curgerea este considerată compresibilă este necesar (a fost activat automat) calculul ecuației energiei.

Modelul de turbulență (vâscozitate) ales a fost k- ϵ , varianta realizabil.

Ambele variante au avut aceleași condiții la limită. Atât intrările, cât și ieșirea au fost considerate intrări, respectiv ieșire de presiune. Presiunea de operare a fost de 100 000 Pa. Suprapresiunea la intrarea fluidului activ a fost 0 Pa, la intrările fluidului antrenat -70 000 Pa, iar la ieșire -50 000 Pa. Temperaturile, atât la intrarea fluidului activ, cât și la a celui antrenat au fost considerate 300 K.

Deoarece atât intrările cât și ieșirea au fost de presiune, inițializarea a vizat câmpul de presiuni. Zona de intrare a fluidului activ a fost inițializată cu 0 Pa, cea de intrare a fluidului antrenat cu -70 000 Pa, restul domeniului, inclusiv camera de amestec, a fost inițializat cu -50 000 Pa. Criteriile de stabilizare au fost 0,001 pentru toate variabilele, valori standard pentru solverul cuplat.

6.4. Rezultate și concluzii

În continuare se prezintă rezultatele obținute pentru cele două variante.

Fig. 2.19 și 2.20 prezintă liniile de curent. În varianta de bază nu apare nici o recirculație și există linii de curent care pornesc din intrarea fluidului antrenat și se continuă spre ieșire, ca urmare există efect de ejeție, bilanțul debitelor confirmând calculele preliminare

În varianta cu intrare mărită în difuzor, liniile de curent deviază în direcția din care intră fluidul activ. În plus, apar linii de curent care pornesc din intrarea fluidului activ și se continuă spre intrarea fluidului antrenat, ca urmare apar curgeri inverse prin această intrare. În plus, apar recirculații. Ca urmare geometria nu este adecvată pentru producerea efectului de ejeție, simularea confirmând supoziția că evazarea jetului datorată creșterii razei este suficientă și nu este necesară anticiparea unei evazări suplimentare a jetului în plan transversal.

Fig. 2.21 și 2.22 prezintă vitezele, iar fig. 2.23 și 2.24 numerele Mach. Viteza maximă a fost de cca. 480 m/s corespunzătoare unui număr Ma de 1,7 la temperatura de 190 K. În varianta de bază se obține o viteză supersonică și în secțiunea critică a celui de al doilea ajutor, în timp ce în varianta alternativă acest lucru nu se obține.

Fig. 2.25 și 2.26 prezintă suprapresiunile. La ieșirea din primul ajutor apare o depresiune de cca. -85 000 Pa, care corespunde bine cu depresiunea de -90 000 Pa teoretică, pentru care a fost calculat ajutorul. Această depresiune este mai mare decât depresiunea de la intrarea fluidului antrenat, justificând direcția curgerilor prin ejector. În varianta de bază apare o depresiune mare și în secțiunea critică a celui de al doilea ajutor, depresiune care nu apare în varianta alternativă, lucru de așteptat dacă în secțiunea critică a acestei variante nu se obține o viteză supersonică.

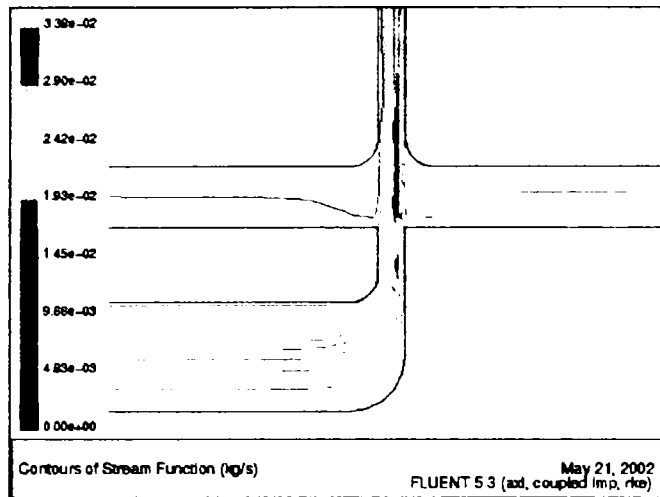


Fig. 2.19 Liniile de curent în varianta de bază.

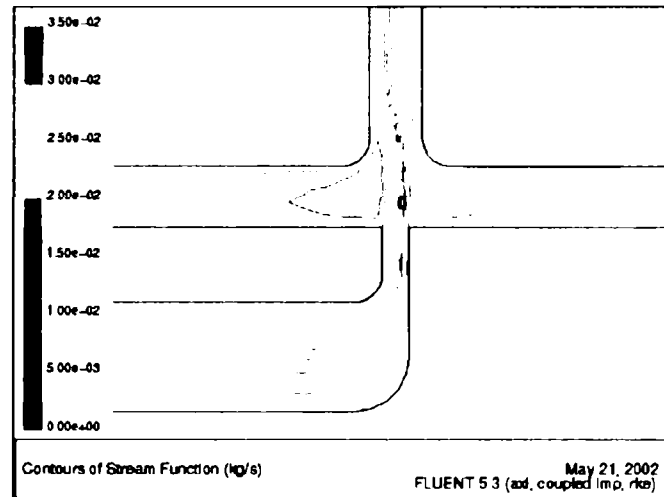


Fig. 2.20 Liniile de curent în varianta alternativă.

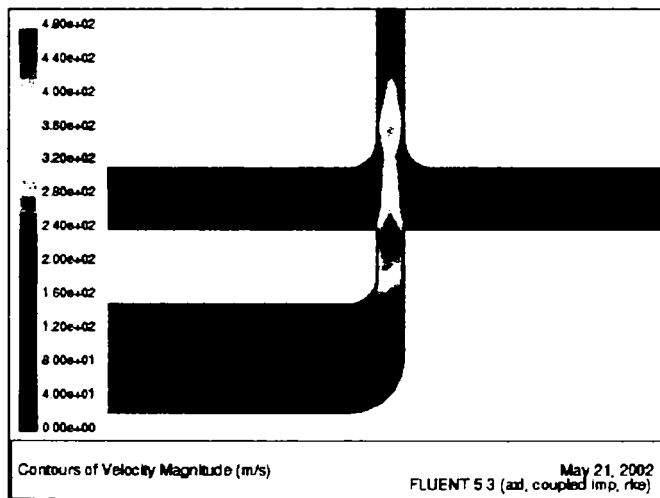


Fig. 2.21 Vitezele în varianta de bază.

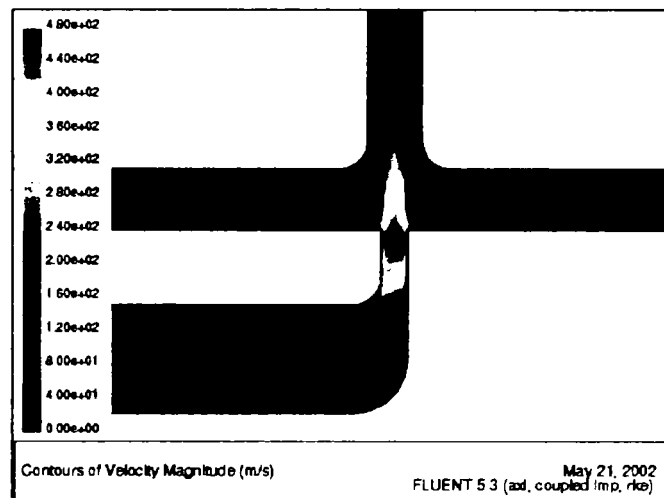


Fig. 2.22 Vitezele în varianta alternativă.

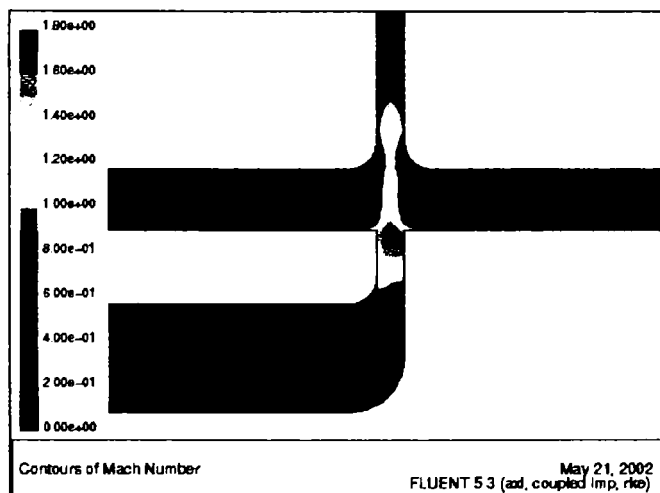


Fig. 2.23 Numarul Mach în varianta de bază.

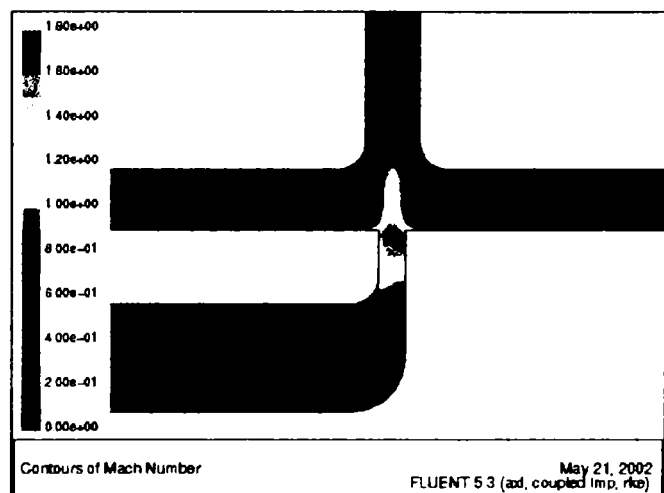


Fig. 2.24 Numarul Mach în var. alternativă.

Fig. 2.27 și 2.28 prezintă temperaturile. La ieșirea din duză temperatura a scăzut de la 300 K la cca. 190 K, în bună corespondență cu temperatura teoretică calculată. În varianta de bază apare o scădere mare a temperaturii și în secțiunea critică a celui de al doilea ajutoraj, scădere care nu apare în varianta alternativă, din același motiv, anume că în această variantă nu se obține o viteză supersonică în secțiunea critică a celui de al doilea ajutoraj.

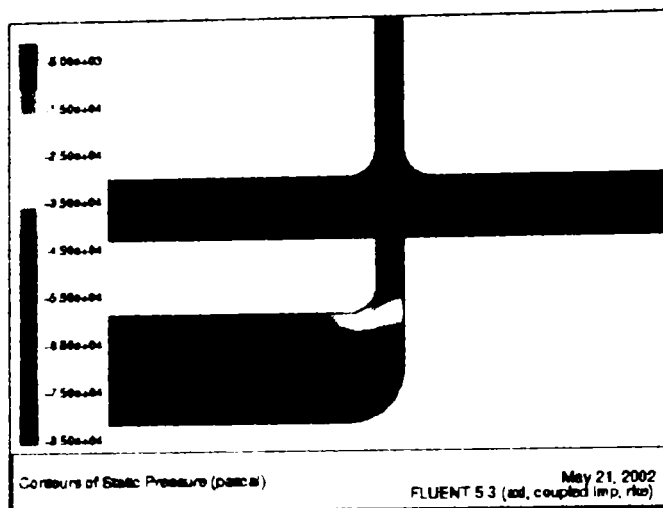


Fig. 2.25 Presiunile în varianta de bază.

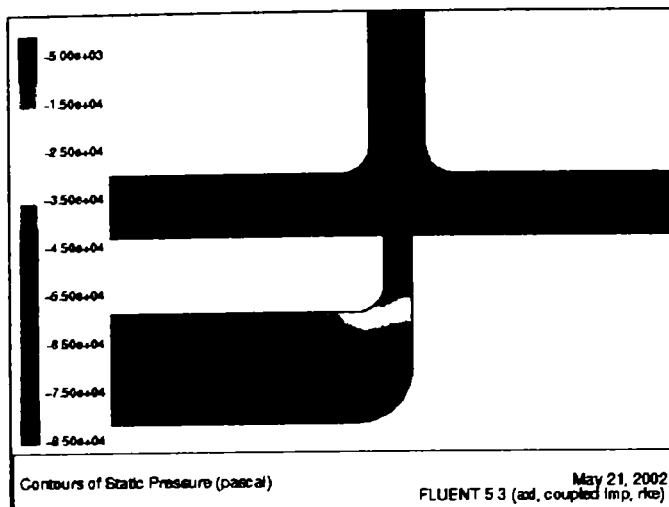


Fig. 2.26 Presiunile în varianta alternativă.

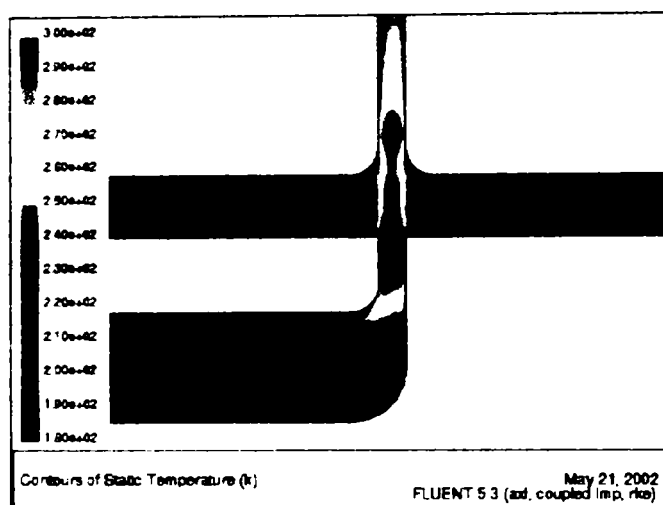


Fig. 2.27 Temperaturile în varianta de bază.

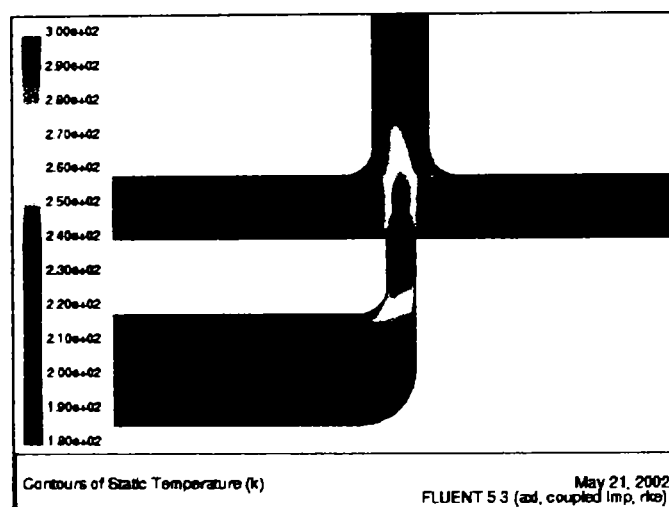


Fig. 2.28 Temperaturile în varianta alternativă.

Fig. 2.29 și 2.30 prezintă intensitatea turbulenței. Generarea turbulenței are loc la limita jetului activ, această turbulență asigurând transferul impulsului și antrenarea fluidului secundar. Zonele de contact între jeturi se întind în varianta de bază în interiorul celui de al doilea ajutor, jetul activ acționând în acest caz ca un piston. În varianta alternativă zonele de turbulență intensă sunt mult mai scurte, deci amestecul jeturilor are loc practic înainte de intrarea în cel de al doilea ajutor.

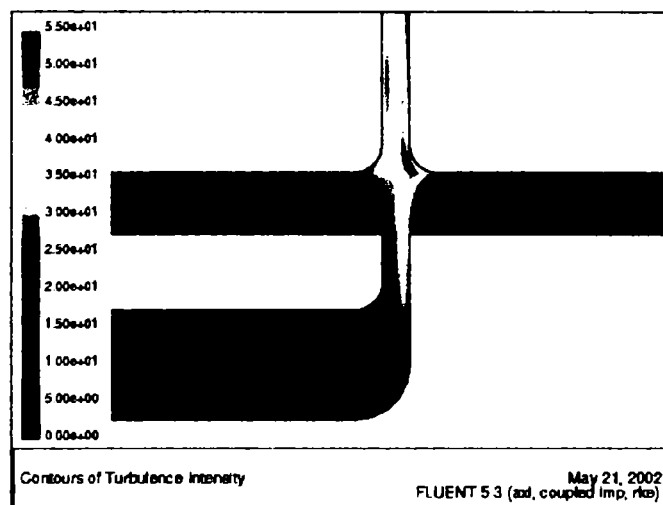


Fig. 2.29 Intensitatea turbulenței pentru varianta de bază.

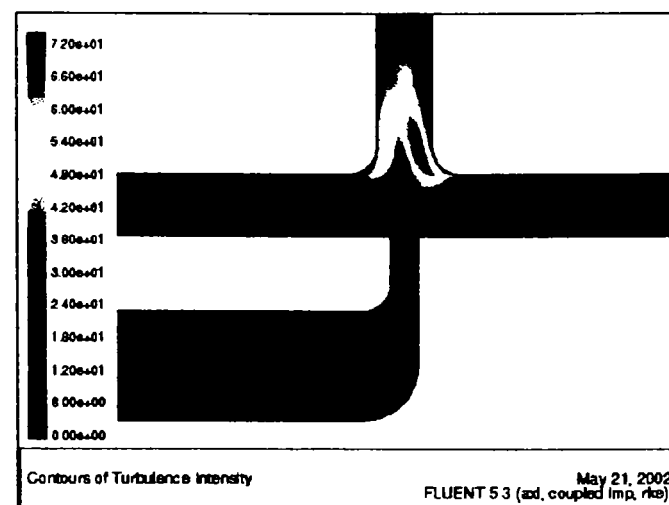


Fig. 2.30 Intensitatea turbulenței pentru varianta alternativă.

Fig. 2.33 prezintă liniile de curent. Nu există recirculații, deci geometria este corespunzătoare, iar liniile de curent care pleacă din intrarea fluidului antrenat se continuă spre ieșire, ca urmare efectul de ejecție este prezent. Se observă o oarecare apropiere a liniilor de curent imediat după secțiunea critică a celui de al doilea ajutoraj, ceea ce sugerează că forma plană a acestuia este perfectibilă.

Fig. 2.34 prezintă vitezele. Vitezele maxime atinse sunt de cca. 500 m/s, corespunzătoare unei cifre $Ma = 1.9$ la temperatura de 180 K. Se observă o mică îmbunătățire față de variantele precedente, îmbunătățire atribuită formei mai potrivite a cotului fluidului activ.

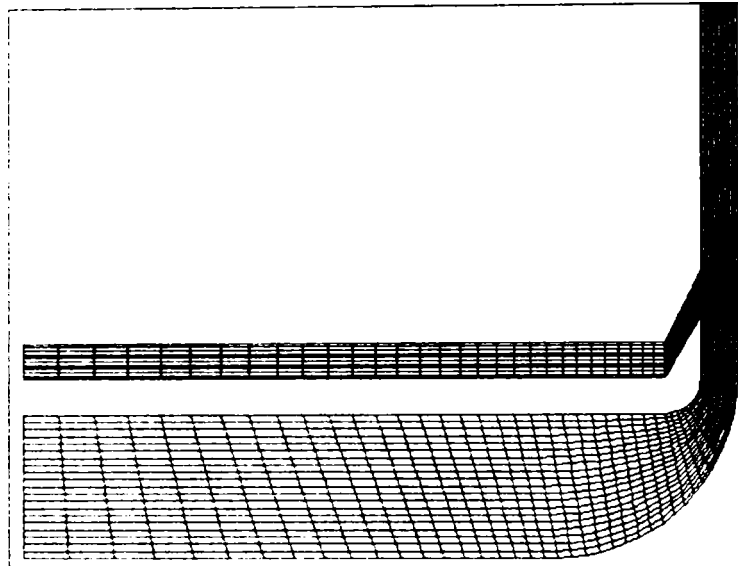


Fig. 2.32 Discretizarea domeniului.

Fig. 2.35 prezintă cifrele Ma . Se observă că și în secțiunea critică a celui de al doilea ajutoraj se obține o viteză supersonică.

Fig. 2.36 prezintă presiunile. Forma deformată în care se obține viteza sunetului în secțiunea critică a ajutorajului fluidului activ se datorează tocmai acestei distribuții de presiuni, distribuție care rezultă din scăderea presiunii pe frontiera cu raza $R5$ a cotului.

Fig. 2.37 prezintă temperaturile. Distribuția temperaturilor este practic identică cu distribuția presiunilor în ajutorajul fluidului activ, dar diferă considerabil în ajutorajul al doilea, această distribuție caracterizând chiar limita jetului activ. În difuzorul final temperaturile se uniformizează doar în urma amestecului.

Fig. 2.38 prezintă intensitatea turbulenței. Aceasta, apărând în zona de contact a celor două fluide caracterizează foarte plastic limitele jetului fluidului activ.

Pe baza celor prezentate se poate trage concluzia că ultima variantă este adecvată pentru construcția unui ejector radial.

În ceea ce privește simularea altor configurații de ejector radial, d-nul Opreșă – Stănescu a continuat la Timișoara aceste studii și a publicat recent, împreună cu d-na Gheorghiu, lucrarea [52], care analizează influența mai multor parametri geometrici asupra funcționării aparatului. Sunt studiate (după aceeași metodă ca cea descrisă în [3]) două configurații ale intrării fluidului secundar: conică și curbă (sau cu racordare), pentru fiecare din aceste două variante fiind propuse trei diametre pentru intrarea plăcilor difuzoare. Pe lângă reprezentarea liniilor de curent, a câmpurilor de viteze, de presiuni și de temperaturi, datele culese asupra presiunilor realizate, coroborate cu informațiile despre debite au permis trasarea dependențelor p_6 / p_2 în funcție de u (notațiile fiind din teză, în [52] fiind folosite alte notații). Concluzia studiului a fost că forma intrării fluidului secundar are o mult mai mică importanță decât mărimea spațiului inelar de contact între fluide.

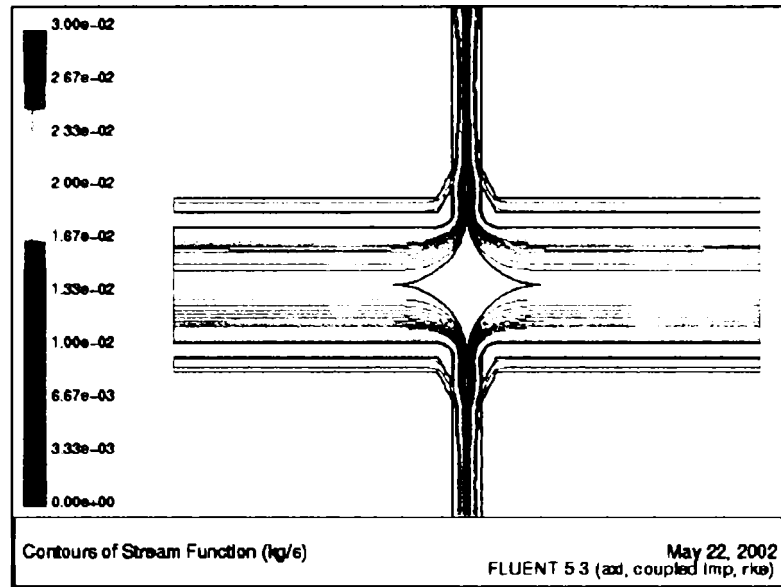


Fig. 2.33 Linile de curent în varianta cu intrare oblică

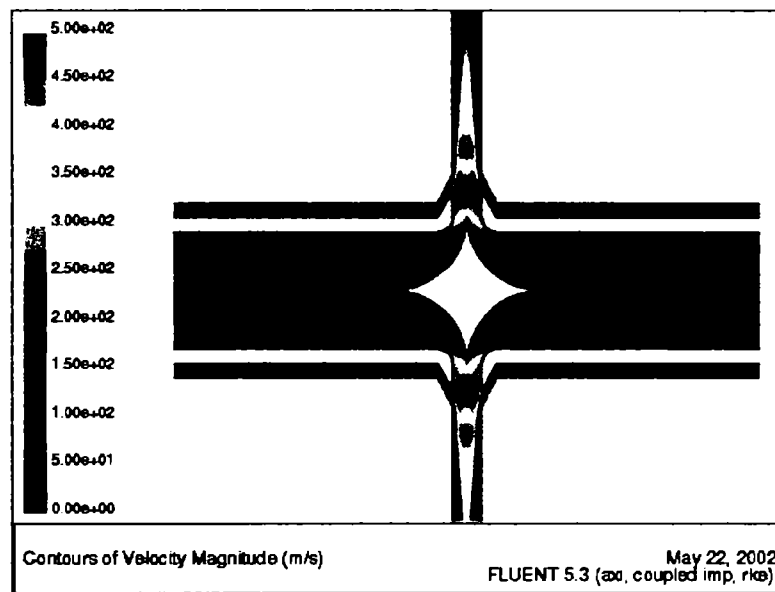


Fig. 2.34. Vitezele în varianta cu intrare oblică

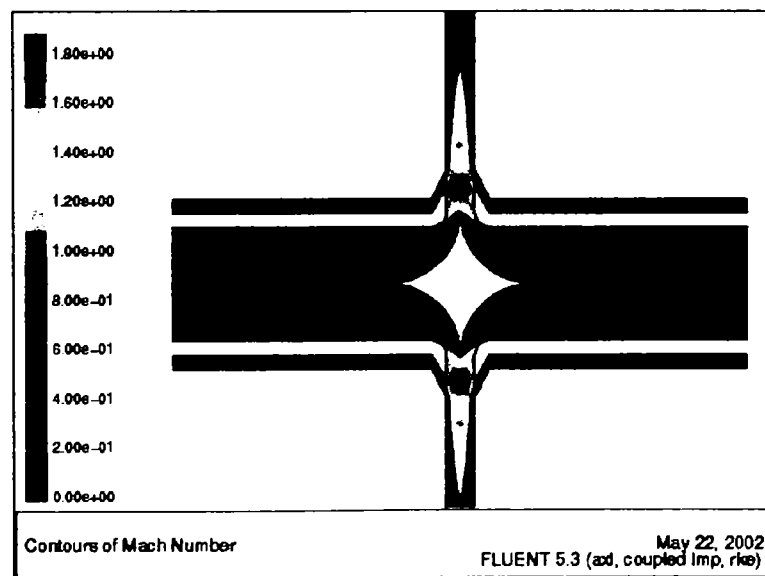


Fig.2.35. Numarul Mach pentru varianta cu intrare oblică

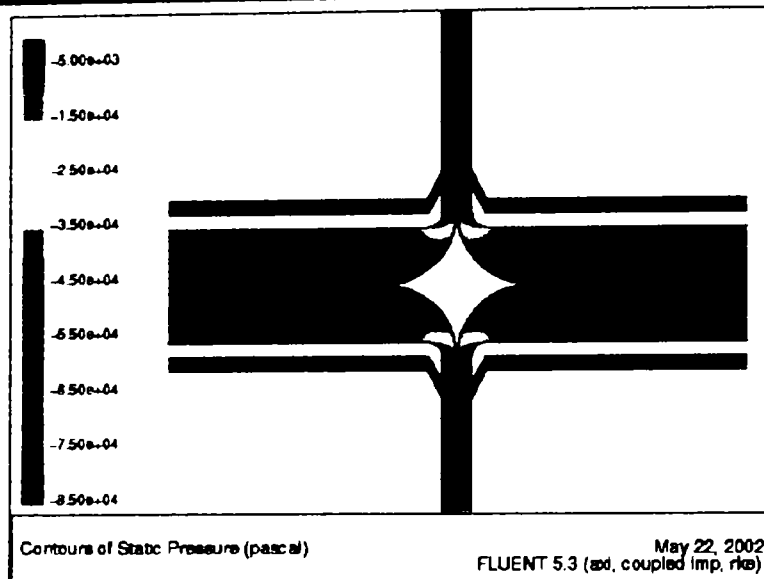


Fig. 2.36. Presiunile în ejectorul cu intrare oblică

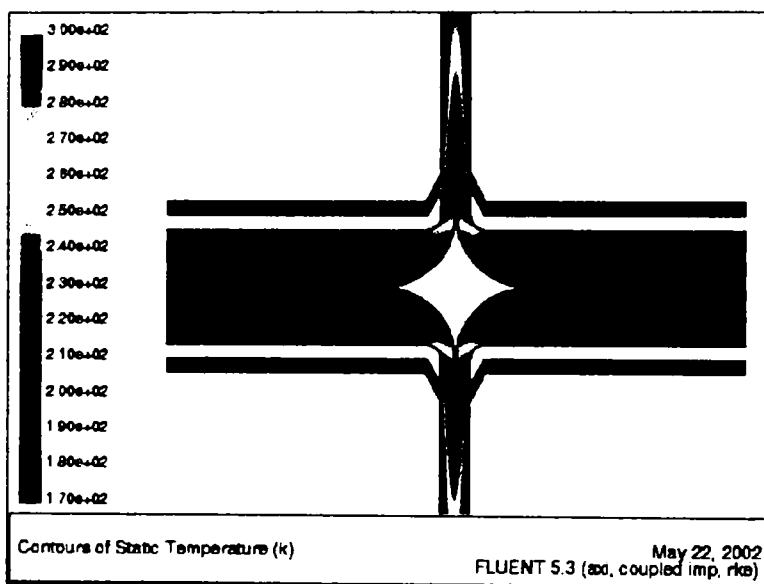


Fig. 2.37. Temperaturile în ejectorul cu intrare oblică

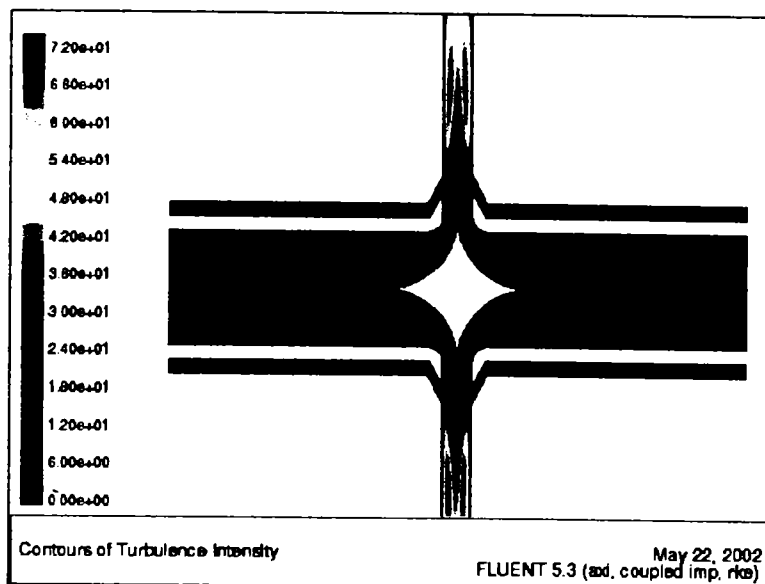


Fig. 2.38. Intensitatea turbulenței la ejectorul cu intrare oblică

Capitolul 7. Calculul termodinamic al ejectorului și dimensionarea în variantă axială și radială

Rezumat: În capitolul 7 se prezintă calculul termodinamic și de dimensionare pentru ejectoarele ce urmează a fi realizate și încercate, având ca fluid principal aerul comprimat, iar ca fluid secundar aerul atmosferic, laminat printr-un ventil de strangulare. Pornind de la parametri uzuali pentru aceste fluide am efectuat calculul termodinamic, conform metodologiei expuse în capitolul 4 și apoi am dimensionat secțiunile de curgere pentru cele două variante de ejector, axială, respectiv radială, în așa fel încât debitul de fluid principal să nu depășească valoarea care poate fi oferită de stația de comprimare, iar debitul de fluid secundar să fie încă măsurabil. De asemenea am ținut cont de posibilitățile de a realiza prin tehnologii accesibile dimensiunile obținute prin calcul pentru secțiunile semnificative de curgere pentru cele două ejectoare, iar secțiunile corespondente să aibă, pe cât posibil, aceleași valori.

7.1. Date de pornire. Consideratii generale asupra calculului termodinamic

După cum am precizat încă de la început, unul din punctele pe care și le propune această lucrare este realizarea și punerea la punct atât a unui ejector axial cât și a unui radial, care să aibă, pe cât posibil, aceleași arii ale secțiunilor de curgere pentru a putea realiza încercări comparative cu aceste două ejectoare. Inițial am dorit să realizăm proiectarea acestor ejectoare pentru a funcționa cu abur ca fluid principal, pentru a testa chiar condițiile de lucru care apar la utilizarea lor pentru extracția aerului din condensatoarele turbinelor cu abur. Totuși, aburul este mai dificil de utilizat și în plus nu este disponibil altundeva decât la C.E.T. De aceea ne-am orientat spre folosirea altui agent primar, și anume aerul comprimat, care poate fi disponibil oriunde se dispune de un compresor suficient de puternic.

Primul obiectiv a fost proiectarea și realizarea unui ejector axial. Inițial am încercat să obținem un ejector mai vechi, scos din uz, dar nu am găsit, și în consecință am proiectat și am executat un astfel de ejector în ideea de a obține, pornind de la parametrii fluidului principal oferii de compresorul disponibil, a unor secțiuni corespondente de curgere de aceeași mărime

la cele două ejectoare, radial și axial, secțiuni a căror dimensiuni care să poată fi realizate practic cu ajutorul mașinilor unelte disponibile.

Spre deosebire de ejectorul axial, care nu a fost realizat decât cu un singur set de secțiuni de curgere, deci fără piese interșanjabile, ejectorul radial a fost conceput în ideea de a putea fi încercat la mai multe regimuri, secțiunile de curgere fiind reglabile în anumite limite, deci, în funcție de valorile pe care le vom obține în urma calculului termodinamic pentru diferite regimuri, să nici nu fie nevoie de modificarea dimensiunilor pieselor (schimbarea pieselor) pentru acest ejector, ci doar de re poziționarea lor cu ajutorul unor adaosuri.

Calculul termodinamic nu este diferit la cele două variante decât în momentul în care, după determinarea valorii ariei secțiunii de curgere respective, trecem la determinarea diametrului pentru ejectorul axial, respectiv la determinarea distanței dintre plăci și a diametrului la cel radial. Calculul nu este diferit *deoarece principiul de funcționare este același*, iar ejectorul radial fiind o concepție nouă, nu are indicații de calcul speciale în literatura de specialitate.

După cum vom explica mai în detaliu la subcapitolul rezervat descrierii realizării și utilizării standului, ejectoarele vor funcționa cu aer comprimat furnizat de un compresor, care se va destinde în ajutorul de lucru și, odată ajuns în camera de amestec a ejectorului, va antrena aerul provenit fie dintr-un rezervor special (în care prin extracția aerului se va crea depresiune), fie va fi aspirat direct din atmosferă, dar laminat de un ventil de laminare astfel încât pe conducta de aducțiune să se realizeze o presiune mai mică decât cea atmosferică. Amestecul format în camera de amestec a ejectorului va fi apoi comprimat în difuzor și va fi refulat la presiunea atmosferică (sau la o presiune puțin mai mare). Dacă vom folosi fluid activ cu aceeași parametri la încercarea celor două variante (axială și radială), iar presiunea de refulare va fi aceeași (adică cea atmosferică), atunci ne vom putea pronunța asupra performanțelor celor două ejectoare măsurând depresiunea pe care o va realiza fiecare în rezervorul de aspirație, iar acest lucru, în limita posibilităților îl vom face la mai multe regimuri de funcționare.

În continuare vom prezenta calculul termodinamic al ejectorului axial conform metodelor din cap. 4, respectând în principal algoritmul din [114], iar acolo unde e cazul folosind relațiile corespunzătoare din diferite cursuri de termotehnică [69], [84] sau capitole care tratează curgerea gazelor din alte cărți [33], [83], precizând de fiecare dată ce dimensiuni vor avea secțiunile de curgere ale ejectorului radial. Ca date de pornire vom lua parametri aerului comprimat din rezervorul de liniștire al compresorului, o presiune și o temperatură în rezervorul de aspirație pe care dorim să le atingem la funcționarea ejectorului la regim nominal și o presiune de refulare, care va fi presiunea atmosferică. Calculul în sine se aseamănă în principiu cu cel care se utilizează pentru abur, dar există și deosebiri la relațiile care trebuie aplicate deoarece aerul utilizat poate fi considerat un gaz perfect, deci vom lucra mai mult cu mărimi termodinamice de stare (temperaturi), decât cu cele calorice de stare (entalpii). De asemenea valoarea unor constante și a unor coeficienți vor avea valori specifice pentru aer.

Datele de la care trebuie să pornim pentru calculul termodinamic al ejectorului axial aer-aer, sunt impuse de performanțele instalației de compresoare de la C.E.T. Oradea, unde am organizat standul de încercare:

1. Fluidul principal : aer comprimat

- presiunea de stagnare (în rezervorul compresorului):	$p^*_{0p} = 6.5 \text{ bar}$
- temperatura de stagnare (în rezervorul compresorului):	$t^*_{0p} = 80^\circ \text{ C}$
- viteza aburului în rezervor:	$w^*_{0p} = 0 \text{ m/s}$
- exponentul adiabatic (gaz perfect):	$k_{0p} = 1.399$
- caldura specifică la presiune constantă (gaz perfect):	$c_{p\ 0p} = 1.006 \text{ kJ/kg}$
- caldura specifică la volum constant (gaz perfect):	$c_{v\ 0p} = 0.719 \text{ kJ/kg}$
- constanta caracteristică a gazului:	$R_{0p} = 0.287 \text{ kJ/kg}$

2. Fluidul secundar : aer

- presiunea de stagnare (în rezervorul de absorbție): $p^*_{0s} = 0.45 \text{ bar}$
- temperatura de stagnare (în rezervorul de absorbție): $t^*_{0s} = 10^\circ \text{ C}$
- viteza aburului în rezervor: $w^*_{0s} = 0 \text{ m/s}$
- exponentul adiabatic (gaz perfect): $k_{0s} = 1.399$
- căldura specifică la presiune constantă (gaz perfect): $c_{p\ 0s} = 1.006 \text{ kJ/kg}$
- căldura specifică la volum constant (gaz perfect): $c_{v\ 0s} = 0.719 \text{ kJ/kg}$
- constanta caracteristică a gazului: $R_{0s} = 0.287 \text{ kJ/kg}$

3. Amestecul refulat : aer

- presiunea de refulare: $p_6 = 1.0 \text{ bar}$
- viteza de ieșire a amestecului: $w_6 = 20 \text{ m/s}$

4. Mărimi medii din literatura de specialitate:

- coeficientul de viteză a ajutorului: $\varphi_{aj} = 1 (0.95)$
- coeficientul de viteză al camerei de amestec: $\varphi_{c\grave{a}} = 0.90$
- coeficientul de viteză al difuzorului: $\varphi_{dif} = 1 (0.925)$
- coeficientul de repartiție a vitezelor (secțiunea 4): $\psi_4 = 0.94$
- coeficientul de repartiție a vitezelor (secțiunea 5): $\psi_5 = 0.94$

7.2 Calculul termodinamic al ejectorului în variantă axială

7.2.1. Destinderea aburului în ajutorul de lucru

Pentru fluidul activ, sau principal folosim aer livrat de compresor, la presiunea relativă de 5.5 bar . Presupunem că în rezervorul de liniștire pentru fluidul principal vom avea o presiune absolută $p^*_{0p} = 6.5 \text{ bar}$. Apreciem că în urma schimbului de căldură care are loc prin pereții neizolați ai rezervorului compresorului, temperatura aerului comprimat în rezervorul de liniștire al compresorului este $t^*_{0p} = 80^\circ \text{ C}$, sau, ca temperatură absolută, $T^*_{0p} = 353.15 \text{ K}$.

Celelalte mărimi care ne interesează pentru starea de stagnare le calculăm cu ajutorul ecuației de stare și a relației de definiție a entalpiei aplicate aerului ca un gaz perfect. Entalpia de stagnare va avea valoarea:

$$i^*_{0p} = c_{p0p} \cdot T^*_{0p} = 1.006 \cdot 353.15 = 355.267 \text{ kJ / kg}$$

Volumul specific al aerul din rezervorul compresorului:

$$v^*_{0p} = \frac{R_{0p} T^*_{0p}}{p^*_{0p}} = \frac{0.287 \cdot 10^3 \cdot 353.15}{6.5 \cdot 10^5} = 0.156 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Densitatea este inversul volumului specific:

$$\rho^*_{0p} = \frac{1}{v^*_{0p}} = \frac{1}{0.156} = 6.413 \text{ kg / m}^3$$

Viteza sunetului în condițiile din rezervorul compresorului va fi:

$$a^*_{0p} = \sqrt{k_{0p} R_{0p} T^*_{0p}} = \sqrt{1.399 \cdot 0.287 \cdot 10^3 \cdot 353.15} = 367.58 \text{ m/s}$$

Curgerea aerului comprimat din rezervor spre camera de amestec are loc printr-o conductă la capătul căreia se află ajutorul de lucru. Deoarece este vorba de un ejector supersonic, acest ajutor este un ajutor convergent – divergent. Acest ajutor, care servește la accelerarea aerului comprimat până la viteze supersonice va avea o secțiune minimă, numită și secțiune critică în care se va stabili raportul critic de presiuni:

$$\varepsilon_{cr} = \frac{p_1}{p^*_{0p}} = \left(\frac{2}{k_{0p} + 1} \right)^{\frac{k_{0p}}{k_{0p} - 1}} = \left(\frac{2}{1.399 + 1} \right)^{\frac{1.399}{1.399 - 1}} = 0.528$$

de unde se poate calcula presiunea care se stabilește în această secțiune minimă, numită și critică:

$$p_1 = \varepsilon_{cr} \cdot p^*_{0p} = 0.528 \cdot 6.5 = 3.4347 \text{ bar}$$

iar temperatura la care coboară aerul în aceasta secțiune o obținem făcând ipoteza că destinderea aerului în ajutoraj este izentropică (adiabatică):

$$T_1 = T^*_{0p} \cdot \varepsilon_{cr}^{\frac{k_{0p}}{k_{0p} - 1}} = 353.15 \cdot 0.528^{\frac{1.399}{1.399 - 1}} = 294.394 \text{ K}$$

adică:

$$t_1 = 21.244 \text{ }^\circ\text{C}$$

Entalpia în această secțiune va fi:

$$i_1 = c_{p0p} \cdot T_1 = 1.006 \cdot 294.394 = 296.16 \text{ kJ/kg}$$

Volumul specific și densitatea se pot obține tot cu ajutorul ecuației de stare, scrisă pentru secțiunea 1:

$$v_1 = \frac{R_{0p} T_1}{p_1} = \frac{0.287 \cdot 10^3 \cdot 294.364}{3.4347 \cdot 10^5} = 0.246 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Densitatea este inversul volumului specific:

$$\rho_1 = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0.246} = 4.065 \text{ kg/m}^3$$

Viteza care se atinge în această secțiune este de fapt viteza critică, adică o viteză a aerului egală cu viteza sunetului prin fluid în condițiile de presiune și temperatură care se ating în secțiunea minimă a ajutorajului de lucru. Viteza poate fi calculată cu ajutorul mai multor relații, echivalente între ele care ne indică și corectitudinea calculului. De exemplu

putem obține valoarea vitezei în secțiunea minimă din valoarea căderii de entalpie de la starea de stagnare până la valoarea presiunii din aceasta secțiune:

$$w_1 = \sqrt{2(i_{0p}^* - i_1) + w_{0p}^*} = \sqrt{2(355.267 - 296.16) \cdot 10^3} = 343.827 \text{ m/s}$$

iar dacă scriem expresia vitezei cu ajutorul mărimilor termice de stare vom găsi pentru destindere adiabatică:

$$w_1 = \sqrt{\frac{2k_{0p}}{k_{0p}-1} p_{0p}^* v_{0p}^* \left(1 - \varepsilon_{cr}^{\frac{k_{0p}-1}{k_{0p}}}\right)} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1.399}{1.399-1} \cdot 6.5 \cdot 10^5 \cdot 0.156 \cdot \left(1 - 0.528^{1.399-1}\right)} = 343.827 \text{ m/s}$$

iar dacă luăm în considerare viteza maximă care se poate atinge pornind de la condițiile de stagnare vom obține de fapt aceeași valoare:

$$w_1 = \sqrt{2 \frac{k_{0p}}{k_{0p}+1} p_{0p}^* v_{0p}^*} = 343.826 \text{ m/s}$$

Această viteză, pe care am obținut-o pe trei căi diferite este de fapt viteza sunetului:

$$a_1 = \sqrt{k_{0p} R_{0p} T_1} = \sqrt{1.399 \cdot 0.287 \cdot 10^3 \cdot 294.394} = 343.827 \text{ m/s}$$

iar numărul Mach în această secțiune este:

$$M_1 = \frac{w_1}{a_1} = \frac{343.827}{343.827} = 1$$

Dacă fluidul se destinde în continuare până la presiunea din camera de amestec, pe care o considerăm egală cu presiunea din rezervorul de absorbție $p_2 = p_{0s}^*$, atunci pentru ieșirea aerului din ajutoraj vom putea calcula următoarele mărimi:

Raportul de presiuni de la ieșire va fi:

$$\varepsilon_2 = \frac{p_2}{p_{0p}^*} = \frac{0.45}{6.5} = 0.0692$$

ceea ce ne conduce, din ecuația izentropiei la o temperatură a aerului la ieșire:

$$T_2 = T_{0p}^* \cdot \varepsilon_2^{\frac{k_{0p}-1}{k_{0p}}} = 353.15 \cdot 0.0692^{\frac{1.399-1}{1.399}} = 164.86 \text{ K}$$

ceea ce înseamnă, în grade Celsius:

$$t_2 = -108.3^\circ\text{C}$$

Dacă aplicăm din nou ecuația de stare pentru condițiile din secțiunea de ieșire, vom găsi:

$$v_2 = \frac{R_{0p} T_2}{p_2} = \frac{0.287 \cdot 10^3 \cdot 164.86}{0.45 \cdot 10^5} = 1.051 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Densitatea este inversul volumului specific:

$$\rho_2 = \frac{1}{v_2} = \frac{1}{1.051} = 0.951 \text{ kg} / \text{m}^3$$

iar cu ajutorul temperaturii determinăm valoarea entalpiei în această secțiune:

$$i_2 = c_{p0p} \cdot T_2 = 1.006 \cdot 164.86 = 165.847 \text{ kJ} / \text{kg}$$

Viteza la ieșirea din ajutorajul de lucru se poate calcula acum prin două metode, odată cu formula căderii de entalpie, iar în al doilea rând cu relația transformării adiabatică, adică doar cu ajutorul mărimilor termice de stare. Cele două relații, care de fapt furnizează aceeași valoare sunt:

$$w_2 = \sqrt{2(i_{0p}^* - i_2) + w_{0p}^{*2}} = \sqrt{2(355.267 - 165.847) \cdot 10^3} = 615.5 \text{ m} / \text{s}$$

$$w_2 = \sqrt{\frac{2k_{0p}}{k_{0p} - 1} p_{0p}^* v_{0p}^* \left(1 - \varepsilon_2^{\frac{k_{0p}-1}{k_{0p}}}\right)} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1.399}{1.399 - 1} \cdot 6.5 \cdot 10^5 \cdot 0.156 \cdot \left(1 - 0.0692^{\frac{1.399-1}{1.399}}\right)} = 615.5 \text{ m} / \text{s}$$

Dacă calculăm viteza sunetului în secțiunea de ieșire vom obține:

$$a_2 = \sqrt{k_{0p} R_{0p} T_2} = \sqrt{1.399 \cdot 0.287 \cdot 10^3 \cdot 164.86} = 257.3 \text{ m} / \text{s}$$

iar numărul Mach în această secțiune este:

$$M_2 = \frac{w_2}{a_2} = \frac{615.5}{257.3} = 2.39$$

ceea ce înseamnă că la ieșirea din ajutorajul de lucru aerul comprimat are o viteză supersonică, așa cum ne-am așteptat, iar impulsul pe care particulele de fluid activ îl vor ceda particulelor de aer care se găsesc în camera de amestec va conduce la antrenarea acestora din urmă și la comprimarea amestecului format în difuzorul ejectorului.

Apoi calculăm și secțiunile de curgere. Vom impune o valoare pentru secțiunea critică, realizabilă constructiv pe mașinile existente și vom determina debitul care trece prin această secțiune. Alegerea valorii diametrului secțiunii critice îl vom face bazându-ne pe criterii tehnologice, adică vom alege acest diametru suficient de mare pentru a nu întâmpina dificultăți în realizarea lui, dar nu prea mare pentru a nu depăși posibilitățile de lucru ale compresorului.

În consecință vom alege un diametru al secțiunii critice $d_1 = 12 \text{ mm}$. Secțiunea critică va fi:

$$A_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$$

$$A_1 = \frac{\pi \cdot 0.012^2}{4} = 11.31 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Debitul care trece prin secțiunea critică, pentru un raport de presiuni mai mic sau egal cu cel critic, este debitul critic pe care îl calculăm din ecuația continuității curgerii:

$$G_p = \rho_1 w_1 A_1$$

$$G_p = 4.065 \cdot 343.827 \cdot 11.31 \cdot 10^{-5} = 0.158 \text{ kg/s}$$

Tot din ecuația continuității vom determina acum aria A_2 a secțiunii de ieșire:

$$A_2 = \frac{G_p}{\rho_2 w_2}$$

$$A_2 = \frac{0.158}{0.951 \cdot 615.5} = 27 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

la care corespund diametrele de ieșire:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4A_2}{\pi}}$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 27 \cdot 10^{-5}}{\pi}} = 0.01854 \text{ m} = 18.54 \text{ mm}$$

Considerând un unghi de evazare, adică o conicitate de 8° suntem în măsură să calculăm lungimea ajutorului între cele două secțiuni, 1 și 2.

$$l_{12} = \frac{d_2 - d_1}{2 \tan \frac{\alpha_1}{2}}$$

$$l_{12} = \frac{(18.54 - 12) \cdot 10^{-3}}{2 \tan 4^\circ} = 0.04678 \text{ m} = 46.78 \text{ mm}$$

Tot acum vom dimensiona și secțiunea de intrare A_0 , cunoscând debitul și alegând o conductă de aducțiune de diametru $d_0 = 50 \text{ mm}$. Secțiunea de intrare va avea mărimea:

$$A_0 = \frac{\pi d_0^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.05^2}{4} = 196.3 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

În această secțiune aerul comprimat nu mai are parametri de stagnare, ci are o anumită viteză w_0 . Toate celelalte mărimi de stare vor primi indicele 0 (fără*). Din ecuația de continuitate ar rezulta viteza dacă am cunoaște densitatea ρ_0 :

$$w_0 = \frac{m}{\rho_0 A_0}$$

iar pe de alta parte, densitatea se poate calcula din ecuația destinderii izentropice de la starea de stagnare până la starea cu care aerul comprimat intră în ajutorul de lucru:

$$\frac{p_{0s}^*}{\rho_{0s}^{*\kappa}} = \frac{p_0}{\rho_0^\kappa}$$

iar viteza w_0 se poate determina din relația:

$$w_0 = \sqrt{2c_{p0p}(T_{0s}^* - T_0)}$$

Se observă că toate aceste mărimi sunt legate între ele iar sistemul de ecuații nu este liniar. El se poate rezolva numeric, iterativ, dând valori pentru una din mărimile din secțiunea de intrare, de exemplu pentru densitate și calculând viteza până vom obține aceleași valori și din ecuația de continuitate și din ecuația energiei. Am utilizat funcția "Goal seek" din Excel care permite rezolvarea unor astfel de sisteme neliniare, și anume modifică succesiv valoarea numerică a unui parametru care intră în formula de calcul a altuia în așa fel încât acesta din urmă să atingă o anumită valoare. În cazul de față am căutat care este valoarea densității în așa fel încât diferența dintre valoarea vitezei în secțiunea de intrare calculată din ecuația de continuitate și valoarea aceleiași viteze calculate din ecuația energiei să fie mai mică de 10^{-5} m/s. Am obținut pentru densitate valoarea:

$$\rho_0 = 6.409 \text{ kg/m}^3$$

Diferențele față de starea de stagnare din rezervorul compresorului sunt mici, și probabil nici nu pot fi puse în evidență prin măsurare, dar le-am calculat totuși. Valorile în secțiunea de intrare sunt:

$$w_0 = 12.56 \text{ m/s} \quad T_0 = 353.07 \text{ K}$$

$$p_0 = 6.495 \text{ bar} \quad i_0 = 355.19 \text{ kJ/kg}$$

7.2.2. Procesul din camera de amestec

În camera de amestec aerul comprimat antrenează o anumită cantitate de aer care vine din rezervorul de aspirație, numit fluid secundar, cu parametri dați în 2.3.2.1. Celelalte mărimi le calculăm cu ajutorul ecuației de stare și a ecuației entalpiei pentru gazul perfect ca în cazul fluidului principal din rezervorul compresorului:

Entalpia de stagnare pentru fluidul secundar va avea valoarea:

$$i_{0s}^* = c_{p0s} \cdot T_{0s}^* = 1.006 \cdot 383.15 = 284.7 \text{ kJ/kg}$$

Volumul specific al aerului din rezervorul de aspirație va fi:

$$v_{0s}^* = \frac{R_{0s} T_{0s}^*}{p_{0s}^*} = \frac{0.287 \cdot 10^3 \cdot 283.15}{0.45 \cdot 10^5} = 1.806 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Densitatea este inversul volumului specific:

$$\rho_{0s}^* = \frac{1}{v_{0s}^*} = \frac{1}{1.806} = 0.554 \text{ kg/m}^3$$

Ipoteza în care analizăm procesele care se petrec în camera de amestec este aceea că în întreaga cameră vom avea aceeași presiune și anume o presiune egală cu cea din rezervorul de extracție, adică:

$$p_2 = p_{0s} = p_3 = p_4 = 0.45 \text{ bar}$$

Dacă pentru ajutorul de lucru și pentru pentru difuzor vom face calculul în ipoteza că pierderile energetice sunt neglijabile, pentru camera de amestec vom alege o valoare $\varphi_{ca} = 0.90$ a coeficientului de viteză, iar din punct de vedere a repartiției vitezelor pe secțiuni vom alege un coeficient de neuniformitate de $\psi = 0.94$. Aceste valori sunt recomandate de literatura de specialitate și nu pot fi neglijate nici în cazul unui fluid gaz perfect, deoarece amestecarea vânei de fluid activ cu fluidul secundar staționar din cameră este un proces ireversibil care se desfășoară cu creștere a entropiei, frecările sunt intense, dar tocmai aceste frecări conduc la antrenarea fluidului secundar.

Pentru a calcula parametri amestecului în secțiunea 4, cea de intrare în difuzor, adică în secțiunea unde considerăm că amestecul este complet format și omogen, vom avea nevoie de valoarea debitului de fluid secundar, sau de coeficientul de eiecție "u", așa cum l-am definit în capitolul 2. Debitul de fluid secundar, prin valoarea lui u intră însă și în relațiile de calcul ale procesului de comprimare din ajutorul convergent – divergent de la ieșire, ceea ce va influența valoarea presiunii de refulare a acestui amestec, adică p_6 . Ori pentru noi valoarea acestei presiuni este dată, fiind de fapt presiunea atmosferică, pe care o putem modifica în limite restrânse prin montarea unui ventil pe conducta de refulare. Deci ar trebui să calculăm valoarea coeficientului de eiecție u pornind de la secțiunea 6 și efectuând calculul înspre secțiunea 1. Din păcate ecuațiile care rezultă sunt exponențiale, rezultând sisteme neliniare care sunt greu de rezolvat analitic. De aceea rezolvarea sistemelor se face grafic sau numeric, utilizând același program Excel și funcția "Goal seek", așa cum am procedat și la calculul parametrilor din secțiunea 0 de la intrarea în ajutorul de lucru.

Procedând astfel am obținut o valoare pentru coeficientul de eiecție:

$$u = 0.764$$

În continuare vom prezenta calculele în succesiunea lor care respectă sensul de curgere a amestecului, respectiv secțiunile 4 și apoi 6, urmând că ulterior să calculăm diametrul secțiunii critice a difuzorului, 5, care apare doar în cazul în care ejectorul este pur supersonic, adică viteza amestecului în secțiunea 4 este mai mare decât viteza locală a sunetului. Dacă acest lucru nu se întâmplă înseamnă că procesul de amestecare s-a făcut într-o proporție care a condus la o viteză subsonică a amestecului în secțiunea 4, deci în consecință această secțiune va fi secțiunea minimă a difuzorului, care nu va mai avea forma unui ajutor convergent - divergent, ci va fi doar divergent, iar secțiunea 5 practic nu există.

Pentru secțiunea 4 avem un amestec de aer provenit de la compresor și aer provenit de la rezervorul de extracție (sau de la ventilul de laminare). Proporția determinată, calculată iterativ, de care am vorbit anterior (sau coeficientul de eiecție) ne permite să calculăm debitul de fluid secundar:

$$G_s = u G_p = 0.764 \times 0.158 = 0.1207 \text{ kg/s}$$

ceea ce ne conduce la debitul total de amestec:

$$G = G_p + G_s = 0.158 + 0.1207 = 0.2788 \text{ kg/s}$$

Pentru a determina viteza amestecului în această secțiune trebuie să aplicăm legea conservării impulsului. Dacă un debit de aer activ G_p , cu viteza w_2 , se amestecă cu un debit G_s , de fluid secundar, cu viteza $w_3 = w_{3s}^* = 0$ (considerăm că viteza fluidului secundar nu are componentă pe direcția de deplasare a fluidului principal, ci doar una perpendiculară pe aceasta), va rezulta un debit G de amestec, iar viteza va fi o medie ponderată a vitezelor celor două fluide. Valoarea vitezei finale după amestecare, w_4 , va fi afectată însă de coeficientul de pierdere de viteză al camerei de amestec, φ_{ca} , dar și de faptul că ea nu este uniform repartizată pe secțiune, având valori mai mari în axul conductei și mai mici la periferia jetului, fiind deci o viteză medie a impulsului. Factorul de neregularitate ψ_4 apare în formula de bilanț la numitor, deoarece cu cât gradul de neregularitate este mai apropiat de 1, cu atât viteza medie este mai apropiată ca valoare de viteza maximă din axul conductei. Viteza o vom calcula deci cu ajutorul relației următoare care ne oferă o viteză medie a impulsului:

$$w_4 = \frac{\varphi_{ca}}{\psi_4} \cdot \frac{w_2 + u \cdot w_3}{1 + u} = \frac{\varphi_{ca}}{\psi_4} \cdot \frac{w_2}{1 + u} \quad (w_3 = 0)$$

$$w_4 = \frac{0.9}{0.94} \cdot \frac{615.5}{1 + 0.764} = 334.066 \text{ m/s}$$

Temperatura o calculăm după o relație asemănătoare, valoarea mediei ponderate nefiind afectată de coeficienți:

$$T_4 = \frac{T_2 + uT_3}{1 + u} = \frac{164.86 + 0.764 \cdot 283.15}{1 + 0.764} = 216.028 \text{ K}$$

de unde :

$$t_4 = T_4 - 273.15 = -57.12^\circ\text{C}$$

ceea ce corespunde la o entalpie a amestecului:

$$i_4 = c_p \cdot T_4 = 1.006 \cdot 216.028 = 217.32 \text{ kJ/kg}$$

Volumul specific al amestecului în această secțiune va fi:

$$v_4 = \frac{R T_4}{p_4} = \frac{0.287 \cdot 10^3 \cdot 216.028}{0.45 \cdot 10^5} = 1.377 \text{ m}^3/\text{kg}$$

ceea ce corespunde la o densitate medie în această secțiune:

$$\rho_4 = \frac{1}{v_4} = \frac{1}{1.377} = 0.7258 \text{ kg/m}^3$$

Viteza sunetului în condițiile de presiune și temperatură ale secțiunii 4 va fi:

$$a_4 = \sqrt{k R T_4} = \sqrt{1.399 \cdot 0.287 \cdot 10^3 \cdot 216.028} = 294.53 \text{ m/s}$$

ceea ce corespunde la un număr Mach:

$$M_4 = \frac{w_4}{a_4} = \frac{334.066}{294.53} = 1.134$$

adică ejectorul va lucra ca ejector supersonic, difuzorul va avea o secțiune minimă 5, în care se va atinge viteza locală a sunetului, iar forma sa va fi de ajutoraj convergent – divergent.

Dimensiunile secțiunii 4 se pot obține din ecuația de continuitate:

$$A_4 = \frac{G}{\rho_4 w_4}$$
$$A_4 = \frac{0.1207}{0.7258 \cdot 334.066} = 115 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

ceea ce corespunde unui diametru, pentru secțiunea axială de:

$$d_4 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_4}{\pi}}$$
$$d_4 = \sqrt{\frac{4 \cdot 115 \cdot 10^{-5}}{\pi}} = 0.03827 \text{ m} = 38.27 \text{ mm}$$

Entalpia de stagnare se calculează făcând suma dintre entalpia fluidului în mișcare și energia sa cinetică, adică este entalpia pe care ar avea-o fluidul dacă ar fi complet frânat: pentru secțiunea 4 această entalpie va fi:

$$i^*_4 = i_4 + \frac{w_4^2}{2} = 217.32 + \frac{334.066^2}{2 \cdot 10^3} = 273.12 \text{ kJ/kg}$$

Cu aceste valori ale parametrilor termici și calorici de stare, amestecul format în camera de amestecare intră în difuzor, care este de fapt un ajutoraj convergent – divergent și se comprimă până la presiunea (atmosferică) p_6 .

7.2.3. Compresia din difuzor

Considerăm procesul de compresie în difuzor un proces fără pierderi spre mediul ambiant. În aceste condiții, energia cinetică de care dispune fluidul (amestecul) în secțiunea 4 se va transforma în mare parte în energie potențială de presiune, doar o mică parte de energie cinetică fiind necesară pentru a asigura ieșirea fluidului din difuzor. Această afirmație se traduce prin egalitatea entalpiilor de stagnare din cele două stări, adică:

$$i^*_4 = i^*_6$$

sau dacă explicităm entalpia de stagnare pentru starea din secțiunea 6 de ieșire din difuzor și alegem o valoare rezonabilă de $w_6 = 20 \text{ m/s}$ pentru viteza de curgere a amestecului prin conducta de refulare, putem calcula entalpia reală a fluidului în această secțiune, presupunând desigur că evoluția aerului prin difuzor este o curgere izentropică.

$$i_6 = i^*_6 - \frac{w_6^2}{2} = 273.12 - \frac{20^2}{2 \cdot 10^3} = 272.92 \text{ kJ/kg}$$

ceea ce corespunde unei temperaturi absolute a fluidului gaz perfect de:

$$T_6 = \frac{i_6}{c_p} = \frac{272.92}{1.006} = 271.3 \text{ K}$$

sau la o temperatura exprimată în grade Celsius cam de -1.75°C .

Din ecuația de stare suntem în măsură să calculăm volumul specific și densitatea amestecului în secțiunea de ieșire din difuzor:

$$v_6 = \frac{R T_6}{p_6} = \frac{0.287 \cdot 10^3 \cdot 271.3}{1.0 \cdot 10^5} = 0.779 \text{ m}^3/\text{kg}$$

ceea ce corespunde la o densitate medie în această secțiune:

$$\rho_6 = \frac{1}{v_6} = \frac{1}{0.779} = 1.284 \text{ kg/m}^3$$

Cum viteza de ieșire w_6 este mică, nu este necesar să calculăm pentru această secțiune valoarea vitezei sunetului sau numărul Mach. În schimb acum suntem în măsură ca din ecuația de continuitate să dimensionăm această secțiune de ieșire:

$$A_6 = \frac{G}{\rho_6 w_6}$$

$$A_6 = \frac{0.1207}{1.284 \cdot 20} = 1085 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$d_6 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_6}{\pi}}$$

$$d_6 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1085 \cdot 10^{-5}}{\pi}} = 0.11758 \text{ m} = 117.58 \text{ mm}$$

Vom trece acum la determinarea valorilor parametrilor și dimensiunilor secțiunii minime a difuzorului, adică secțiunea 5. Dacă considerăm că între secțiunea 5 și secțiunea 6 are loc o compresiune izentropică, atunci în secțiunea 5 sunt atinși parametri critici, deci viteza w_5 va trebui să fie egală cu viteza locală a sunetului în această secțiune a_5 , iar raportul de presiuni care se stabilește între cele două secțiuni este tocmai raportul critic $\varepsilon_{cr} = 0.5284$, caracteristic aerului.

În acest caz presiunea din secțiunea 5 va fi:

$$p_5 = \varepsilon_{cr} \cdot p^*_6 = 0.5284 \text{ bar}$$

iar temperatura o determinăm din ecuația izentropiei (adiabatei) scrisă între secțiunile 5 și 6:

$$T_5 = T_6 \cdot \varepsilon_{cr}^{\frac{k-1}{k}} = 271.3 \cdot 0.5284^{\frac{1.399-1}{1.399}} = 226.16 \text{ K}$$

cu care, din ecuația de stare, putem determina volumul specific și densitatea:

$$v_5 = \frac{R T_5}{p_5} = \frac{0.287 \cdot 10^3 \cdot 226.16}{0.5284 \cdot 10^5} = 1.228 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

ceea ce corespunde la o densitate medie în această secțiune:

$$\rho_5 = \frac{1}{v_5} = \frac{1}{1.228} = 0.814 \text{ kg} / \text{m}^3$$

iar dacă neglijăm valoarea energiei cinetice la ieșire, care reprezintă cam 0.5% din energia totală a amestecului, vom putea calcula viteza în secțiunea 5 cu relația:

$$w_5 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_6^* v_6^* \left(1 - \varepsilon_{r,5}^{\frac{k-1}{k}}\right)} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1.399}{1.399-1} \cdot 1.0 \cdot 10^5 \cdot 0.779 \cdot \left(1 - 0.528^{1.399-1}\right)} = 301.36 \text{ m/s}$$

Pe de altă parte, calculând viteza sunetului în această secțiune obținem aceeași valoare:

$$a_5 = \sqrt{kRT_5} = \sqrt{1.399 \cdot 0.287 \cdot 10^3 \cdot 226.16} = 301.36 \text{ m/s}$$

ceea ce desigur înseamnă că numărul Mach este 1.

Dacă în continuare vom dimensiona această secțiune vom constata că dimensiunile obținute sunt mai mici decât ale secțiunii 4, dar nu cu mult. În practică acest lucru se poate realiza executând secțiunea 5 la cota obținută prin calcul, iar secțiunea 4 se va materializa pe o piesă de racordare pe care o vom monta la intrarea în difuzor pentru a canaliza curentul de amestec spre difuzor și a elimina șocurile la intrare, care pot să apară din cauza unor imprecizii în execuție sau în cazul în care coeficienții de pierdere reali sunt diferiți de cei luați în calcul. Secțiunea 5 va fi:

$$A_5 = \frac{G}{\rho_5 w_5}$$

$$A_5 = \frac{0.1207}{0.814 \cdot 301.36} = 113.7 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

ceea ce corespunde unui diametru:

$$d_5 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_5}{\pi}}$$

$$d_5 = \sqrt{\frac{4 \cdot 113.7 \cdot 10^{-5}}{\pi}} = 0.03805 \text{ m} = 38.05 \text{ mm}$$

Cu aceste valori putem calcula lungimea difuzorului, luând în calcul o conicitate obișnuită pentru difuzoare de $\alpha_2 = 12^\circ$:

$$l_{3c} = \frac{d_c - d_s}{2 \tan \frac{\alpha_c}{2}}$$

$$l_{3c} = \frac{(117.58 - 38.05) \cdot 10^{-3}}{2 \tan 6^\circ} = 378.34 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 378.34 \text{ mm}$$

În final mai avem nevoie de o dimensiune pentru a putea trece la execuția ejectorului axial. Aceasta este distanța dintre secțiunea de ieșire din ajutorul de lucru și secțiunea de intrare în difuzor, l_{24} . Se recomandă ca această distanță să asigure o evazare continuă a jetului care iese din ajutorul de lucru cu aceeași conicitate pe care o are acest ajutor, în cazul nostru 4° . Lungimea între cele două secțiuni va fi:

$$l_{24} = \frac{d_4 - d_2}{2 \tan \frac{\alpha_1}{2}}$$

$$l_{24} = \frac{(38.27 - 18.54) \cdot 10^{-3}}{2 \tan 4^\circ} = 141.07 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 141.07 \text{ mm}$$

Această dimensiune este totuși constructivă și în final, pentru ejector vom construi o cameră de amestec cu o dimensiune l_{24} ceva mai mare decât cea obținută din calcul pentru a putea monta conducta de aducțiune a fluidului secundar.

7.3. Determinarea dimensiunilor ejectorului radial.

Calculul termodinamic de proiectare este același și pentru varianta radială, iar ariile secțiunilor de curgere stabilite prin acest calcul vor fi materializate prin alegerea corespunzătoare a diametrelor plăcilor ajutorului de lucru și a plăcilor difuzoare, precum și a distanțelor dintre plăci. Pentru a realiza o corespondență perfectă între secțiunile de curgere ar fi nevoie de o reglare continuă a distanțelor dintre plăci, dar nu am putut realiza acest lucru din cauza problemelor legate de etanșare pe care le-am întâmpinat. Ejectorul radial care a fost construit în final este reglabil, dar numai pas cu pas, adică permite modificarea distanțelor, atât între plăcile ajutorului de lucru, $h_1 = h_2$ (între 0 și 20 mm, din 2 în 2 mm), cât și între plăcile difuzorului $h_6 = h_5$ (între 0 și 40 mm). Distanța h_4 este puțin mai mare decât h_5 , fiind obținută prin țesirea muchiei de intrare în difuzor..

Pentru secțiunea minimă a ajutorului de lucru avem o secțiune calculată:

$$A_1 = 113 \text{ mm}^2$$

iar cum ajutorul radial existent are un orificiu cu diametrul $d_1 = 10 \text{ mm}$ vom putea calcula distanța necesară între plăci ținând cont că secțiunea de curgere este aria laterală a unui cilindru de diametru d_1 și înălțime h_1 .

$$h_1 = \frac{A_1}{\pi d_1}$$

$$h_1 = \frac{113}{\pi \cdot 10} = 3.596 \text{ mm}$$

Diametru secțiunii de ieșire din ajutorul de lucru radial va avea valoarea:

$$d_2 = \frac{A_2}{\pi \cdot h_1} = \frac{270}{3.5\pi} = 24.55 \text{ mm}$$

Piesa existentă, care a fost calculată și realizată în vederea efectuării încercărilor având ca fluid principal aburul destins de 11 bar la 0.6 bar, are un diametru exterior $d_2 = 40 \text{ mm}$. În consecință, după realizarea încercărilor cu acest diametru inițial, se impune strunjirea diametrului exterior a acestei piese până la diametrul calculat de 24.55 mm.

Pentru difuzor, constrângerea vine de la diametrul d_6 . Pentru plăcile existente el are valoarea de 300 mm și nu putem folosi plăci mai mari de 340 mm din cauza carcasi. În principiu se pot folosi și plăci de diametru mai mare dar ele nu încap în carcasă, iar funcționarea ejectorului fără a avea carcasa montată, deși este posibilă, nu ne va mai permite să colectăm amestecul pentru a măsura debitul de amestec și nici să reglăm contrapresiunea la refulare. Acesta ar trebui să fie suma dintre debitul de fluid activ și secundar și nu ar trebui neapărat măsurat, decât pentru a verifica scăpările sau infiltrările de aer fals, deci se pot organiza experimente și cu discuri de diametru mai mare: pe de altă parte este destul de dificil să confecționăm discuri de diametru mare, așa că ne vom orienta spre utilizarea discurilor existente.

Aria de ieșire A_6 are valoarea:

$$A_6 = 10850 \text{ mm}^2$$

ceea ce ne conduce la o distanță între plăci:

$$h_6 = \frac{A_6}{\pi \cdot d_6} = \frac{10850}{\pi \cdot 300} = 11.51 \text{ mm}$$

Din păcate, plăcile actuale au un orificiu interior de $d_4 \approx d_5 = 70 \text{ mm}$, iar dacă calculăm diametrul pentru discuri plate cu $h_6 = h_5 = 11.5 \text{ mm}$, vom obține un diametru necesar (calculăm d_5 , deoarece d_4 se obține prin teșire):

$$d_5 = \frac{A_5}{\pi \cdot h_6} = \frac{1137}{\pi \cdot 11.5} = 31.47 \text{ mm}$$

Ori acest diametru nu este mult mai mare decât diametrul $d_2 = 24.55 \text{ mm}$, ceea ce reduce foarte mult zona în care fluidul activ și cel antrenat vin în contact, această zonă fiind o suprafață dublă inelară de diametru mediu 28 mm și grosime 6 mm, ceea ce este foarte puțin. Mai mult, diametrul d_5 de 31.47 mm este chiar mai mic decât dimensiunea inițială de 40 mm a diametrului d_2 , calculat și realizat pentru încercările cu abur, pe care în final nu le-am mai putut realiza din cauza faptului că nu am găsit nici o sursă disponibilă de abur la care să putem conecta standul. În consecință, *nu am putut realiza o corespondență perfectă între toate secțiunile de curgere pentru cele două ejectoare simultan*, ci doar între unele din aceste secțiuni, apoi între altele, prin modificarea adausurilor care reglează distanțele dintre plăci, cel puțin una din arii fiind diferită ca valoare pentru cele două ejectoare, din motivele arătate anterior. În final, după cum se va arăta în capitolul dedicat rezultatelor încercărilor experimentale, am realizat încercarea ejectorului radial pentru multe poziții relative ale plăcilor difuzoare și ale ajutorului de lucru, în unele din cazuri rezultând valori foarte apropiate ale ariilor secțiunilor de curgere față de cele corespondente de la ejectorul axial.

Capitolul 8. Conceperea și realizarea standului. **Aparate de măsură. Realizarea ejectoarelor**

Rezumat: Acest capitol descrie realizarea efectivă a ejectoarelor și soluțiile constructive adoptate în final, subliniind posibilitățile de reglare a ejectorului radial. De asemenea sunt studiate diferitele metode posibile de măsurare a parametrilor de interes, sunt prezentate aparatele de măsură disponibile și cele care au fost în final alese pentru a fi montate pe stand. Soluția pentru măsurarea celor trei debite fiind metoda orificiului, este prezentat calculul celor trei diafragme și sunt descrise cele trei module de măsurare realizate, care înseamnă că pentru fiecare fluid am grupat modular toate aparatele de măsură: diafragmele cu tronsoanele rectilinii obligatorii din amonte și aval pe care am montat termometre și manometre. În final este prezentată configurația finală a standului cu conductele sau furtunile de legătură pentru încercările celor două ejectoare și poziția exactă de amplasare a aparatelor de măsură.

8.1. Plan de măsurători și planificarea încercărilor

Organizarea standului pentru încercarea celor două ejectoare presupune conceperea unei instalații care să ne permită să urmărim modul lor de funcționare și să notăm valorile de presiune, temperatură și debit pentru fiecare din cele trei fluide. Va trebui să atingem câteva regimuri de lucru staționare modificând pe rând câte unul din acești parametri și notând modificările suferite de ceilalți parametri. Scopul măsurătorilor este să determinăm dependența dintre coeficientul de eiecție și creșterea de presiune din difuzor, pentru mai multe presiuni ale fluidului activ, iar în cazul ejectorului radial, care este reglabil, chiar pentru mai multe valori ale distanțelor dintre plăci.

O cercetare amănunțită a fenomenelor care se petrec la curgerea fluidelor prin ejectoare ar presupune și determinarea altor mărimi, cum ar fi vitezele de curgere. Determinarea alurii câmpului de viteze pentru diferitele secțiuni ale ejectoarelor ar fi foarte utilă pentru a ne putea pronunța asupra coeficienților de repartiție pe secțiune. Valorile medii pentru câmpurile neomogene de viteze pe secțiune ne-ar permite să calculăm prin integrare grafică valoarea vitezei medii pe care să o comparăm ulterior cu cea obținută pe cale teoretică. Diferența dintre aceste valori ne-ar putea da informații despre valoarea reală a coeficienților de pierdere în ajutorul de lucru, în cameră și în difuzor. Există în literatura de specialitate multe lucrări care descriu diferite metode de determinare a câmpului de viteze, eventual a câmpurilor și pentru alți parametri, în urma prelucrării datelor care privesc deplasarea particulelor de fluid. Dacă facem o scurtă trecere în revistă a metodelor de determinare a valorilor locale ale parametrilor, vom cita o serie de lucrări deja menționate în cap. 3, la prezentarea rezultatelor experimentale, dar de data aceasta subliniind aparatura și tehnica de măsurare utilizată.

În acest sens, una din tehnicile de bază utilizată în prezent pentru determinarea câmpurilor de parametri este tehnica PIV. Această tehnică (vezi subcapitolul 2.3.2) este folosită în [63], [2], pentru studiul zonei de ieșire a jetului din ajutorul de reacțiune, cu evidențierea undelor de șoc în jet, oblice și normale, respectiv în [26] unde sunt prezentate imagini prelucrate pe direcție azimutală ale unui "mixer-ejector" cu guler ondulat. În [63] sunt prezentate alături imagini ale undelor de expansiune în jet obținute prin tehnica PIV și tehnica de fotografiere Schlieren, cu precizarea limitelor și incertitudinilor tehnicii PIV. Aceeași tehnică (PIV) se poate folosi și la studiul fluidelor incompresibile, ca în [37] unde e investigată debușarea unui jet de apă într-un acvariu, urmărindu-se evoluția vârtejurilor inelare care apar. În [19] se studiază, tot cu tehnica PIV, un jet turbulent care lovește un perete plan (perpendicular pe jet) la o anumită distanță de ieșirea din ajutor, cu evidențierea unei zone de desprindere la începerea curgerii radiale – caz asemănător cu ajutorul de lucru radial de la ejectorul studiat în cadrul acestei teze, doar că la ejector distanța până la contrapiesă e mult mai mică. O altă lucrare ca cărei metodă ar putea fi aplicată la studiul ejectorului radial este [53], care folosește tot tehnica PIV pentru a studia lovirea jetului de un perete curb, determinând câmpurile de viteze. Vizualizarea se face printr-o metodă numită LT (Laser Tomography), utilizându-se un generator de fum cu glicerină și apă, capacitatea de culegere a imaginilor fiind de 1000 cadre/s.

În alte lucrări e utilizată tehnica LDV (sau LDA, velocimetry \cong anemometry), amintită tot în subcapitolul 2.3.2, la studiul comportamentului jetului turbulent. Pentru studiul curgerii unui curent supersonic printr-un canal dreptunghiular, în [21] autorii pun în evidență apariția undelor de șoc în interiorul canalului, cu o puternică componentă normală, iar distribuția presiunii statice de-a lungul canalului e foarte apropiată cu cea descrisă în [33] (și puse în evidență experimental ca în [35]) la ajutoarele convergent divergente care funcționează cu o presiune la ieșire mai mare decât cea de calcul. Pentru determinarea a trei componente pentru vitezele punctuale pentru fiecare punct al spațiului cercetat, ei folosesc două lasere cu argon, fiecare rază fiind ulterior despărțită în trei, care la final ele vor interfera creînd o rețea de franje; citirea automată a acestei rețele poate fi convertită cu ajutorul unui microprocesor în imagini color pentru câmpul de viteze ale zonei studiate. Anemometria Laser (LA) e folosită și în [54], în paralel cu anemometria cu fir cald pentru a pune în evidență nivelele scăzute ale turbulenței care apar pe traseul de evacuare a gazelor arse de la o turbină cu gaze, curentul deplasându-se printr-un spațiu inelar. Un alt acronim pentru măsurări în curent cu ajutorul efectului Doppler este DGV (velocimetrie globală doppler), cu raze laser care își modifică lungimea de undă lovind particule în mișcare din fluid. Lucrarea [66] descrie într-un vast raport de cercetare aparatura existentă și metodele folosite la Glenn Resh Center (GRC), care este de fapt unul din laboratoarele NASA pentru studii dedicate jeturilor. În lucrările [87], [88], [89], [90] și [104] echipa de cercetători condusă de J. Panda a studiat comportamentul unor jeturi diferite cu ajutorul unei metode special dezvoltată în acest scop, denumită tehnica

dispersiei moleculare Rayleigh, care folosește un laser, un interferometru Fabry-Perot și un contor de fotoni, intensitatea fiind măsurată cu două tuburi fotomultiplicatoare. Moleculile de aer induc un efect Doppler măsurabil la raza laser, metoda putând fi clasificată ca o metodă mai deosebită de LDV. În [99] tehnica LDV se folosește pentru a studia zonele de recirculare la diferite ajutaje de expansiune (duze de rachetă), dar în paralel se folosesc și tehnici mai clasice precum tubul Pitot –Prandtl, sau anemometria cu fir cald. În fine tehnicile LDA/PDA se pot folosi [119] și la studiul injecției de combustibil sub presiune proprie, fiind studiat jetul de picături dispersat în aerul ambiant

În [18] se folosește tehnica numită în franceză VLF (Velocimetrie Laser au Franges), care de fapt este tot interferometrie laser, care pune în evidență prin interferență efectul Doppler suferit de razele laser care trec printr-un mediu în mișcare. O tehnică și mai nouă, dezvoltată în anii 2001-2002, e descrisă în [39] și [40] și prezintă tot un tip de interferometrie laser, dar combinată cu utilizarea tehnicii holografice, care permite vizualizarea în culori și în timp real a imaginilor unui curent sau jet și măsurarea diversilor parametri din zona studiată. Exemplificarea e făcută cu imagini de vârtejuri la frecvență de 20 000 imagini/sec și timp expunere 2 μ s, pentru un curent subsonic peste un cilindru. Tehnica se pretează la studiul fenomenelor cu modificări ultrarapide.

În [22] e folosită o tehnică de vizualizare numită Cranz – Schardin care constă în generarea de trenuri de lumini intense intermitente (flash-uri, scânteii) și receptarea imaginilor reflectate de o oglundă sferică. Prelucrând imaginea receptată a acestor flash-uri, influențată de mișcarea mediului, un aparat integrator poate determina câmpul gradientilor de densitate pentru zona studiată.

O altă tehnică denumită PLIF (floreșcență indusă cu laser) e utilizată în [24] și folosește un marker, în acest caz acetonă injectată 3% în jet de aer cald de 500K, iar ceea ce se măsoară este temperatura și concentrația markerilor în jet. Lucrarea folosește PLIF în paralel cu tehnica PIV. O utilizare în paralel a celor două tehnici e propusă în [71], fenomenul studiat putând apare la un ejector axial inelar, adică antrenarea unui fluid secundar la interiorul unui jet inelar. Cuplarea celor două tehnici e folosită și în [57] PLIF folosind acetonă ca marker, (sau radical OH), studiul realizându-se în gaze arse sau chiar la vizualizarea arderii picăturilor combustibile în curentul de aer. Tot fluorescența e folosită și în [27] care realizează o investigație cu fascicol de raze X a densității unui curent de fluid iar vizualizarea se face cu fascicol de electroni excitați pentru fluorescență, în final realizându-se fotografiere unde de șoc ce apare la lovirea unui curent supersonic de muchia subțire a unui tub circular. În prezent tehnica PLIF este în plină dezvoltare.

Există și rapoarte de cercetare vaste care descriu în amănunțime standuri complexe în care pot fi utilizate simultan mai multe din metodele amintite anterior; în acest sens lucrările [14], [66] și [91] analizează standurile mari și complexe realizate de ONERA, NASA și respectiv Agenția Rusă pentru Cercetări Aerospațiale.

Realizarea unui stand care să permită investigarea cu precizie și a câmpului de viteze este dificilă și nu a constituit obiectivul nostru prioritar, această variantă putând fii avută în vedere pentru cercetări ulterioare. De aceea am preferat realizarea unui stand mai simplu și mai robust, care să ne dea în primă fază doar informații asupra coeficienților de eiecție, a creșterii de presiune și a randamentului pentru cele două ejectoare, eventual și a presiunii statice pe plăcile difuzoare în cazul ejectorului radial.

Pentru realizarea standului am luat ca model de pornire standul existent la Universitatea Politehnică Timișoara, stand descris anterior și schițat în fig. 1.29 (vezi și [13]). Acesta este un stand aer – aer utilizat pentru determinarea performanțelor unui ejector subsonic, urmărindu-se în special influența geometriei camerei de amestec și implicit a vitezei fluidului secundar, ejectorul fiind de tipul I, pentru care viteza fluidului secundar nu este neglijabilă. Mărimile măsurate au fost: presiunea, temperatura și debitul, atât pentru fluidul principal, cât și pentru fluidul secundar, dar și pentru amestec. Presiunile măsurate au fost în general presiuni statice. Vitezele nu au fost măsurate în mod direct, ci au fost calculate din

ecuația de continuitate, cunoscându-se parametri fluidului, debitul acestuia și aria secțiunii de curgere respective.

Pentru încercarea unui ejector supersonic este nevoie de un compresor mai mare și mai puternic, care este mai scump și care nu se găsește decât în cadrul unor întreprinderi mari. La realizarea standului pentru încercările ejectorului radial comparativ cu cel axial vom lua ca model acest stand descris anterior, ținând cont că presiunea din rezervorul compresorului trebuie să fie relativ mare pentru a putea realiza viteze supersonice la ieșirea din ajutorul de lucru. Conceperea standului pornește de la ideea realizării lui în cadrul CET - ului 1 Oradea, având ca sursă de fluid activ aerul comprimat de către un compresor de debit mare cu presiunea în rezervorul de liniștire de 6.5 - 7 bar. Un astfel de stand trebuie să aibă componentele minimale din fig. 2.39. Aceasta este componenta strict necesară pentru ca standul să poată funcționa, iar aparatele de măsură sunt cele strict necesare pentru ca măsurătorile să ne permită să ne pronunțăm asupra performanțelor ejectorului.

Ca aparate de măsură, după cum se observă din lista componentelor, avem nevoie de trei debitmetre, pentru aer comprimat, fluidul principal, pentru aer (fluidul secundar) și unul pentru amestec, care ar trebui să indice suma indicațiilor primelor două, altfel am avea un semn clar a necetanșității ejectorului, sau a altor scăpări în alt punct de pe traseul celor două fluide. Cel mai probabil aceste debitmetre vor fi niște diafragme industriale realizate conform STAS 7347 /1 - 83, STAS 7347/2 - 90, STAS 7347 /3 - 83 și STAS 7347 /4 - 74 care reglementează execuția și măsurarea debitelor cu aceste aparate. Dacă optăm pentru confecționarea diafragmelor, presiunea diferențială pe diafragmă se poate măsura cu manometre diferențiale cu tub U, cu apă.

Presiunile trebuie măsurate cu manometre: un manometru industrial, care poate fi cu burduf sau cu rezervor elicoidal, pentru presiunea de stagnare din rezervorul de liniștire al aerului comprimat, un vacuometru cu mercur pentru vidul din rezervorul de aer secundar și în final, un manometru cu apă pentru presiunea de refulare de la ieșire din ejector, pentru suprapresiuni mici, până la 0.1 bar sau un manometru industrial pentru contrapresiuni mai mari. Termometrele pot fi termometre cu lichid, termocuple sau termorezistențe.

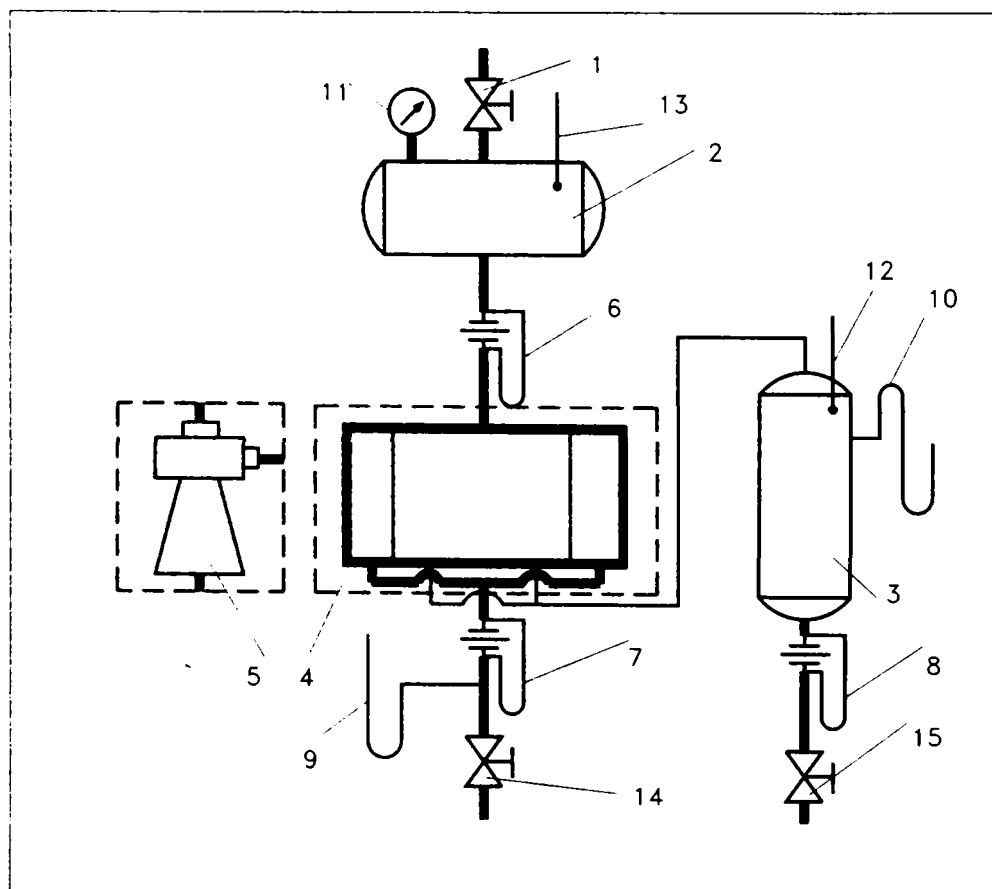


Fig. 2.39. Standul aer - aer pentru încercarea ejectoarelor

Pozițiile marcate pe figură au următoarea semnificație:

- 1). Ventil de închidere laminare de la sursa de aer de 6.5 bar
- 2). Rezervor de liniștire pentru aerul comprimat
- 3). Rezervor de liniștire pentru aerul de joasă presiune
- 4). Ejectorul radial
- 5) Ejectorul axial
- 6). Diafragmă pentru măsurarea debitului de aer comprimat (fluid principal)
- 7). Diafragmă pentru măsurarea debitului de amestec
- 8). Diafragmă pentru măsurarea debitului de aer extras (fluid secundar)
- 9). Manometru pentru măsurarea presiunii amestecului (coloană de apă)
- 10). Manometru cu coloană de mercur (vacuumetru) pentru depresiunea aerului extras
- 11). Manometru pentru măsurarea presiunii aerului comprimat
- 12) Termometru pentru aerul extras
- 13) Termometru pentru aerul comprimat
- 14) Ventil pentru modificarea contrapresiunii amestecului
- 15) Ventil pentru laminarea aerului de joasă presiune (sau supapă reglabilă)

Această structură minimală poate fi extinsă dacă se dorește realizarea încercării în paralel a unui ejector axial și a unuia radial, având aceleași secțiuni de curgere și parametri identici pentru două fluide: fie pentru fluidul principal și cel secundar, fie pentru fluidul principal și pentru amestec, sau doar pentru un fluid, cel principal.

Măsurătorile pe care dorim să le realizăm se vor face după următoarea metodă, inspirată de studiul încercărilor ejectoarelor axiale ([13], [34], [73]) :

- se deschide ventilul de izolare / laminare a aerului comprimat în rezervorul de liniștire, eventual robinetul dintre rezervor și ejector dacă este montat, dar acesta nu este neapărat necesar. Aerul comprimat pătrunde în ejector, în care se găsește aer la presiunea atmosferică și îl deplasează în zona de refulare. Desigur, debitul de aer comprimat nu este debitul nominal, dar deoarece sarcina este mică, adică aerul extras (fluidul secundar) nu este încă comprimat, ci doar vehiculat dintr-o parte în alta, ne așteptăm la coeficienți de eiecție mari. Aerul este extras din rezervor și presiunea în interior scade. În tot acest timp păstrăm presiunea de refulare la valoarea de calcul prin manevrarea ventilului de reglare a contrapresiunii.

- în momentul în care presiunea în rezervorul de aer a ajuns egală cu cea de calcul, ea va fi menținută prin manevrarea ventilului 15, sau mai bine cu ajutorul unei supape reglabile care se deschide la o depresiune prescrisă. În acest moment citim indicațiile termometrelor și mai ales a debitmetrelor, precum și poziția relativă a placilor pentru calculul secțiunilor de curgere în cazul ejectorului radial reglabil. Cu ajutorul debitelor calculăm coeficientul de eiecție " u", care poate avea o valoare diferită de cea de calcul, ceea ce înseamnă că nu am apreciat corespunzător pierderile. Cu ajutorul parametrilor termodinamici calculăm căderile de entalpie și se poate determina randamentul conform indicațiilor de la capitolul 1. Pentru o precizie mai bună ar trebui măsurate și vitezele în interiorul conductelor cu un tub Pitot - Prandtl, dar acest lucru este mai dificil.

- se modifică treptat una din presiuni, fie cea din rezervorul de aer, fie contrapresiunea, realizându-se diferiți coeficienți de eiecție u_i , în care i este numărul de ordine al încercării. În urma unor încercări repetate se pot trasa diagrame în care se urmărește depresiunea realizată în funcție de coeficientul de eiecție, sau diagrame care arată creșterea de presiune ($p_6 - p_{0s}$) în funcție de coeficientul de eiecție. Pentru două presiuni fixe se poate determina și randamentul în funcție de coeficientul de eiecție.

- se repetă întregul protocol cu laminarea aerului comprimat (a fluidului principal), urmărind variația randamentului la sarcini parțiale, adică la alte regimuri decât cel pentru care a fost proiectat ejectorul. Acest lucru se realizează și prin modificarea secțiunilor de curgere, pentru stabilirea randamentului optim pentru fiecare regim.

- prin măsurători precise și bilanțuri energetice riguroase se pot face aprecieri asupra mărimii coeficienților de pierdere; mai dificilă este repartizarea acestor pierderi pe ajutoraj, camera de amestec și difuzor. Singura modalitate de a ne putea pronunța asupra repartiției reale a acestor pierderi este aceea de a încerca mai multe tipodimensiuni pentru fiecare din aceste piese (ajutoraj, cameră de amestec și difuzor) și compararea rezultatelor.

8.2. Aparat de măsură. Calculul diafragmelor.

8.2.1. Măsurarea presiunilor și temperaturilor

Alegerea aparatelor de măsură a fost realizată după corelarea indicațiilor din literatura de specialitate cu posibilitățile reale existente în momentul organizării standului. În literatură există surse utile la alegerea metodelor de măsurare, și în acest sens putem cita [11] și [109] care sunt cărți dedicate măsurătorilor mărimilor neelectrice (din energetică sau din mașinile termice) și [135] care este un vast compendiu (peste 2000 de pagini) despre metode, aparate și senzori pentru măsurarea în tehnică a diferitelor mărimi de interes. Foarte utile au fost și lucrările mai recente referitoare la studiul jeturilor, amintite în subcapitolul 8.1, dintre care unele menționează și determinări ale presiunii și/sau temperaturii, cum ar fi [53], unde se folosesc prize de presiune pentru determinarea fluctuațiilor față de o presiune de referință pe peretele curb, sau [18] unde canalul dreptunghiular e prevăzut cu prize de presiune pe toată lungimea de studiu. În [12] se fac determinări directe de temperatură cu ajutorul unor termocuple montate în locuri precise pe un tub perturbator introdus în curentul supersonic, iar pentru curgerea pe placa plană se vizualizează câmpul de temperaturi prin filmări în infraroșu, pentru aprecieri calitative, iar prin determinări precise a culorii și intensității se pot obține chiar valorile efective ale temperaturii în diferite puncte. O metodă asemănătoare cu aceasta, dar pentru determinarea presiunii este cea a vopselelor sensibile la presiune, care prin aplicarea lor pe o suprafață care este ulterior supusă la presiuni variabile în spațiu și timp, își schimbă culoarea în funcție de mărimea presiunii aplicate în punctul respectiv. Lucrarea [106] tratează chiar îmbunătățirea compoziției chimice a unei astfel de vopsele pentru mărirea preciziei și a stabilității măsurării. Metoda este utilă la fenomene cu variații ultrarapide de presiune și are avantajul că nu perturbă curgerea, nici în stratul limită, nici în curentul principal. Din păcate precizia determinărilor lasă încă de dorit, și în plus metoda necesită și aparatură pentru filmare rapidă, eventual și echipament de calcul pentru extragerea informațiilor din filmarea efectuată.

Aceste metode și/sau aparate pentru determinarea presiunilor și temperaturilor sunt scumpe sau nedisponibile și de aceea am optat pentru metode mai simple, mai ieftine, dar capabile să realizeze determinarea presiunilor și temperaturilor pentru fluidele studiate la încercările ejectoarelor. Principalele aparate de măsură au fost împrumutate de la biroul AMC de la CET Oradea, locația disponibilă fiind stația de compresoare de pe lângă stația de descărcare a vagoanelor de combustibil solid.

După cum am spus, pentru măsurarea presiunilor avem nevoie de un manometru pentru aerul comprimat, aparat care este de tip industrial, cu burduf elastic, cu scala de max. 10 bar. Pentru compresorul cu piston în două trepte pe care dorim să-l folosim la efectuarea încercărilor există un astfel de manometru amplasat pe rezervorul de colectare (de liniștire) al compresorului și nu mai este nevoie de altul pe conducta de aducțiune spre ejector, deși am prevăzut posibilitatea montării și a unui astfel de manometru pentru a măsura chiar pierderile de presiune care au loc pe conducta de aducțiune.

Presiunea de refulare a amestecului se va măsura (pentru primele încercări cel puțin) cu un manometru de tip U cu coloana de apă cu brațe cam de un metru, care poate măsura suprapresiuni de refulare până la 0.1 bar. Dacă dorim să încercăm ejectoarele la presiuni de comprimare mai mari putem folosi fie manometre de tip U cu mercur cu brațe cam de 75 cm,

cu care putem măsura suprapresiuni de până la 1 atm (sau presiuni de 2 ata), sau manometre cu burduf și ac indicator cu scala până la max. 2...3 bar.

Pentru măsurarea depresiunii din rezervorul de extracție este absolut necesar un vacuometru, adică un manometru de tip U cu brațe cam de 75 cm cu mercur sau un vacuometru cu burduf. Pentru măsurarea temperaturilor avem nevoie de termometre cu lichid (mercur sau alcool). Termometrul montat pe rezervorul de aer comprimat, dublat de un termometru pe conducta de aducțiune trebuie să poată măsura temperaturi de până la 150°C, deoarece nu știm până la ce temperatură se răcește în rezervor aerul încălzit prin comprimare. Din calculul comprimării, dacă compresorul nu ar avea sistem de răcire, temperatura aerului în rezervor ar trebui să fie cam de 160°C, care în realitate va fi ceva mai mică, deoarece rezervorul nu este izolat. Compresorul are un sistem de răcire intermediară și are și aripioare de răcire pe carcasă, dar nu avem nici un fel de date despre capacitatea de răcire a acestui sistem. Pentru calculele termodinamice am apreciat că temperatura în rezervor este cam de 80°C și rămâne ca măsurătorile directe să confirme sau să infirme această apreciere.

Termometrul de pe conducta de refulare este unul obișnuit cu mercur cu scala între $-20 \div 100^\circ\text{C}$, deoarece nu ne așteptăm la temperaturi care să nu se încadreze în acest domeniu.

Pentru aerul extras, temperatura pe conducta de absorbție nu ar trebui să fie mai mică decât cea atmosferică, deoarece în cazul în care rezervorul lipsește, aerul secundar este de fapt aer atmosferic laminat de un ventil montat la capatul conductei de admisiune. Ori laminarea este un proces izentalpic, care în cazul unui gaz perfect, cum este aerul atmosferic, este de fapt un proces izoterm. Dacă judecăm că aerul din rezervorul de extracție se destinde de la presiune atmosferică la presiunea din camera de amestec a ejectorului (adică 0.45 bar), iar destinderea se desfășoară fără schimb de caldură cu mediul, adică adiabat, atunci temperatura la care fluidul secundar ajunge prin destindere este din calculele noastre cam de -70°C , deci în acest caz termometrul de pe conducta de extracție trebuie să fie un termocuplu sau o termorezistență.

8.2.2. Măsurarea debitelor

a) măsurarea debitului cu diafragma

Problema cea mai delicată este cea a măsurării debitelor de aer. În practica industrială există multe modalități de măsurare a debitului pentru fluide în mișcare. Aceste metode se bazează pe diferite principii și constau în punerea în evidență și măsurarea unei proprietăți fizice care este în strânsă legătură cu debitul de fluid care trece prin conductă, iar dependența dintre acea mărime fizică și debitul căutat este cunoscută și bine definită.

Principalele metode de măsurare a debitelor de fluide (lichide și gaze) sunt desprinse din aceleași surse bibliografice, citate în subcap. 8.2.1, adică [11], [109] și [135]:

Metoda volumetrică:

- cu rezervor etalonat
- cu contor volumetric pentru lichide
- cu contor volumetric umed pentru gaze
- cu contor volumetric cu burduf pentru gaze
- cu contor cu palete rotitoare

Metoda gravimetrică:

- cu contor de masă simplu sau interferențial
- cu contor de masă direct

Metoda micșorării locale a secțiunii de curgere (metoda orificiului):

- cu ajutor de măsurare
- cu ajutor Venturi
- cu tub Venturi
- cu diafragmă circulară sau tip segment
- cu orificiu calibrat de ieșire
- cu deversor (de diferite tipuri, pentru lichide)

Metoda centrifugală:

- cu cot și prize pe raza interioară, respectiv exterioară

Metoda rezistenței opuse de un corp la înaintarea fluidului:

- cu rotamtru cu corp liber
- cu rotamtru cu corp ghidat
- cu rotamtru cu corp articulată

Metoda explorării câmpului de viteze:

- cu flotor
- cu sondă pentru gaze de tip Lambrecht
- cu tub Pitot Prandtl
- cu morișcă în jetul de fluid
- cu contor cu elice

Metoda electromagnetică:

- cu contor electromagnetic (doar la lichide cu o anumită conductibilitate)

Metoda injectării sau diluției:

- cu injectarea de trăsori radioactivi sau neradioactivi

Metoda ultrasonică:

- control ultrasonic sau acustic (măsoară devierea produsă de curgere asupra unui fascicol de unde)

Metoda termoelectrică:

- cu contor termoelectric (măsoară crioefectul produs de fluidul care curge asupra unei rezistențe încălzite)

Metoda cu laser:

- contor cu laser (se bazează pe proporționalitatea dintre debitul de fluid și accelerarea unei raze laser care străbate fluidul)

Dintre toate aceste metode am ales metoda de măsurare cu micșorarea secțiunii de curgere, iar în cadrul acestei metode am optat pentru măsurarea debitelor cu diafragma tratată pe larg în cele trei tratate [11], [109] și [135], dar și în [51], [126], [127], deoarece această metodă prezintă anumite avantaje:

- este una din cele mai **răspândite** metode de măsurare a debitului și una din primele apărute în decursul timpului, ceea ce înseamnă că este o metodă verificată și sigură

- diafragmele sunt considerate elemente primare în condițiile în care respectă prescripțiile STAS 7347 /1 - 83, STAS 7347/2 - 90, STAS 7347 /3 - 83 și STAS 7347 /4 – 74, care reglementează construcția și metodologia de măsurare cu astfel de aparate, **deci nu necesită etalonare.**

- sunt relativ **accesibile**, adică pot fi achiziționate la un preț relativ mic în comparație cu alte aparate existente, sau pot fi confecționate în ateliere cu tehnologii mai puțin pretențioase.

O parte din aceste aceste avantaje s-ar păstra și dacă am folosi alte aparate deprimogene, cum sunt ajutajele sau tuburile Venturi. Acestea sunt mai utile dacă dorim să avem presiuni remanente mai mici și în plus există metode de măsurare a debitului și dacă acesta este cu picături (vezi [74]), cum ar fi cazul dacă am folosi abur umed. Se pierde însă simplitatea constructivă.

Pentru realizarea standului am decis să confecționăm cele trei diafragme necesare, inclusiv conductele din amonte și din aval de diafragme, deoarece una din numeroasele prevederi ale STAS-urilor mai sus menționate este aceea că pentru ca debitele măsurate să se încadreze în limitele prevăzute de $\pm 3\%$, în amonte de diafragmă este necesară o porțiune de conductă dreaptă de lungime de minim 10 diametre ale conductei, iar în aval un alt tronson tot drept de lungime de minim 5 diametre. Elementele geometrice ale diaframelor sunt evidențiate în fig. 2.40.

Principiul măsurării cu diafragma (sau cu oricare element de strangulare) este următorul: în cazul strangulării secțiunii, datorită apariției unei rezistențe la curgerea fluidului, se produce o pierdere locală de presiune, măsurată ca diferență între presiunea statică a

fluidului în amonte, și respectiv în aval de elementul de strangulare considerat (diafragmă, ajutoraj, tub Venturi...). Această pierdere de presiune este proporțională cu debitul care trece prin secțiunea stragulată.

Determinând cantitativ această diferență de presiune și cunoscând condițiile de utilizare ale aparatului de măsură (numit uneori și aparat deprimogen, de la căderea de presiune care apare pe aparat), în cazul existenței unei similitudini geometrice și hidrodinamice între aparatul utilizat și un alt aparat de același tip care a fost anterior supus unei operațiuni de etalonare directă, se poate calcula debitului. După cum se vede în fig. 2.40, pentru măsurarea căderii de presiune pe diafragmă sunt necesare două prize de presiune statică, una în amonte și una în aval de orificiu. După modul în care sunt practicate aceste orificii de prelevare a semnalului de presiune deosebim:

- diafragme cu prize de presiune la fețele diafragmelor, cu camere inelare sau directe oblice
- diafragme cu prize de presiune la distanță, în flanșe sau la D în amonte și $D/2$ în aval

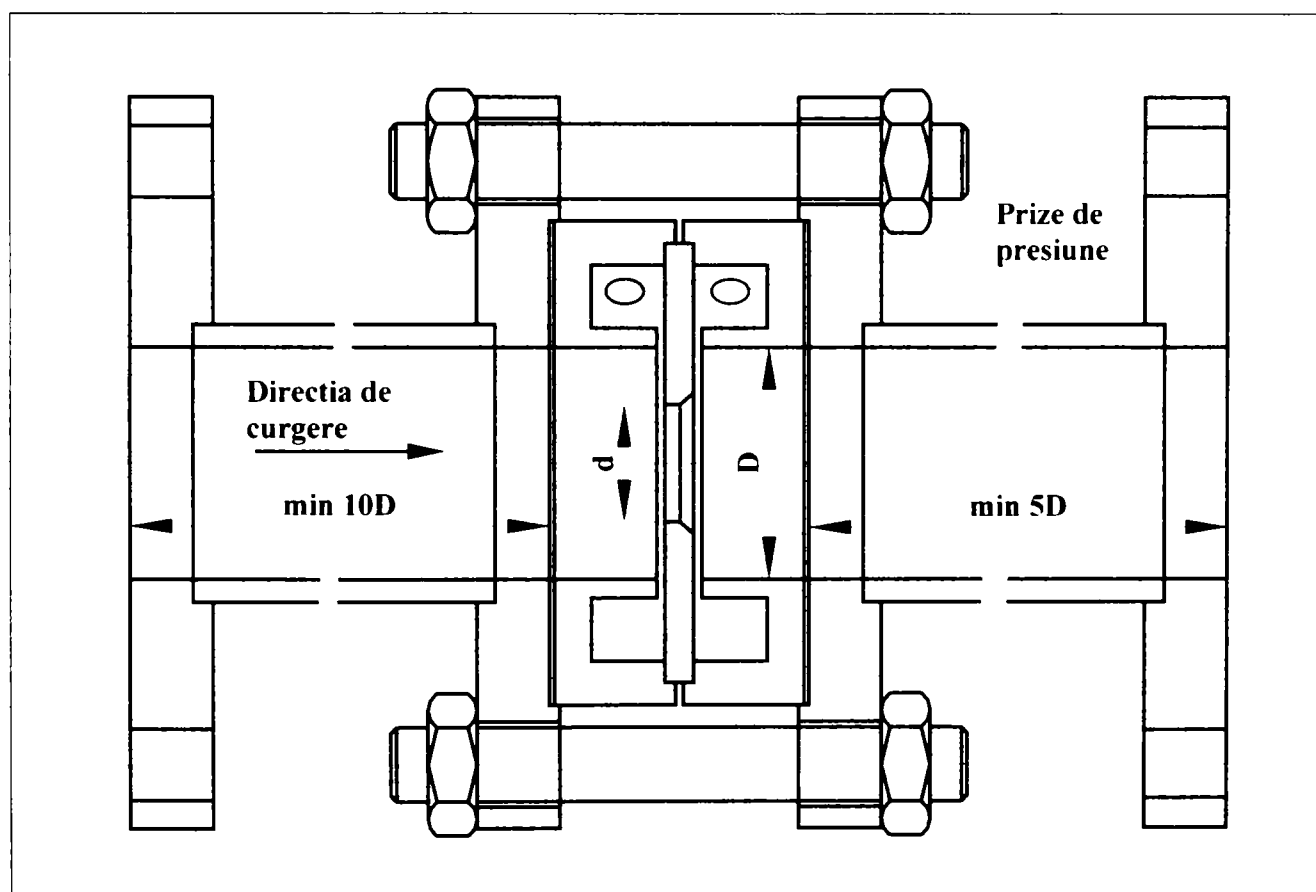


Fig. 2.40. Elementele geometrice ale diafragmelor de măsurare, inclusiv tronsoanele necesare în amonte și în aval

Determinarea debitului, după citirea căderii de presiune pe diafragmă Δp este descrisă în multe surse [35], [109], exemplificarea fiind făcută urmărind sursa [51].

Pentru toate tipurile de diafragme debitul masic se poate calcula cu relația:

$$G_v = \alpha \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_1} \quad (2.15)$$

în care mărimile care intervin au următoarea semnificație:

α - coeficientul de debit

ε - coeficient de detentă
 d - diametrul orificiului diafragmei
 Δp - căderea de presiune pe diafragmă
 ρ_1 - densitatea în amonte de diafragmă

Coeficientul de debit depinde de mai multe mărimi în felul urmator:

$$\alpha = \alpha_0 \cdot r \cdot f \quad (2.16)$$

în care:

α_0 - coeficientul de debit necorectat
 f - coeficient care ține seama de gradul de ascuțire al muchiei diafragmei
 r - coeficient care ține seama de rugozitatea conductei

Coeficientul de debit necorectat, α_0 , depinde de geometria diafragmei și de regimul de curgere. Geometria diafragmei este exprimată fie prin mărimile m și β , adică raportul dintre aria orificiului diafragmei și aria secțiunii transversale a conductei, respectiv raportul dintre diametrele acestor secțiuni:

$$m = \frac{s}{S} = \frac{d^2}{D^2} = \beta^2 \quad \beta = \frac{d}{D} = \sqrt{m} \quad (2.17)$$

Regimul de curgere este dat de numarul Reynolds scris fie pentru conductă în amonte, fie chiar pentru strangulare:

$$Re = \frac{w_1 D}{\nu_1} \quad Re_d = \frac{w_d d}{\nu_1} \quad (2.18)$$

unde w este viteza fluidului, indicele fiind corespunzator secțiunii respective, D și d sunt diametrul interior al conductei, respectiv al orificiului diafragmei, iar ν_1 este vâscozitatea cinematică a fluidului în amonte de diafragmă.

Valoarea acestui coeficient de debit necorectat se dă în diagrame sau tabele în funcție de m și Re . Deoarece nu cunoaștem viteza reală de curgere a fluidului prin conductă, calculul lui α_0 se face iterativ, dând o valoare oarecare vitezei de curgere, calculând debitul într-o primă aproximație și apoi, pornind de la valoarea debitului, calculăm o altă valoare pentru viteza de curgere. Cu noua valoare pentru viteza de curgere repetăm calculul, iar în final obținem o a treia valoare pentru viteză. Acest calcul va fi repetat până când două valori ale vitezei de curgere obținute în urma unor calcule succesive sunt suficient de apropiate pentru a ne pronunța că ultimul debit calculat este cel real. Diferența relativă între valorile vitezelor obținute în urma a două calcule succesive nu trebuie să fie mai mare de 3%. Coeficienții r și f se obțin tot din diagrame, în funcție de m și D și sunt foarte apropiați de 1.

Coeficientul ε din formula debitului masic depinde în special de raportul dintre căderea de presiune pe diafragmă și presiunea în amonte de diafragmă ($\Delta p / p_1$), dar mai depinde și de geometria diafragmei prin mărimea m și de natura fluidului prin exponentul adiabatic k :

$$\varepsilon = \varepsilon(\Delta p/p_1, m, k) \quad (2.19)$$

Valorile numerice pentru acest coeficient se scot din diagrame în funcție de mărimile menționate, dar pentru viteze de curgere mici acest coeficient este foarte apropiat de 1.

b) calculul diafragmelor

Pentru standul pe care dorim să-l realizăm trebuie să confecționăm trei diafragme, una pentru aerul comprimat, una pentru aerul extras și una pentru amestecul care se formează între acești doi curenți de aer în interiorul ejectorului. Vom numi în aceasta ordine diafragmele ca Df1, Df2 și Df3. Sarcina noastră este de a alege dimensiunile geometrice ale acestor diafragme pentru ca înălțimea coloanei de apă la elementul secundar, adică la manometrul diferențial de tip U cu coloană de apă să fie de ordinul sutelor de milimetri (dar nu mai mare de 600 mm H₂O), pentru a avea o bună precizie la determinarea căderii de presiune și apoi la determinarea debitului.

În continuare vom prezenta calculul celor trei diafragme. Trebuie să menționăm că diametrele D ale conductelor au fost alese constructiv, iar diametrul orificiului diafragmei a fost stabilit prin încercări succesive în așa fel încât debitele pe care ne așteptăm să le obținem la regimul nominal de lucru al ejectorului să provoace o cădere de presiune pe manometrul diferențial U cu coloană de apă cam între 250 și 400 mm H₂O.

Diafragma Df1

Pentru Df1 am ales din motive constructive o conductă cu diametru interior D = 80 mm și o diafragmă cu orificiul d = 40 mm. Raportul diametrelor va fi:

$$\beta = \frac{40}{80} = 0.5$$

iar raportul ariilor va fi:

$$m = \left(\frac{40}{80}\right)^2 = 0.25$$

În continuare, indicii 1 se referă la amonte de diafragmă pentru a deosebi mărimile de stare de după diafragmă notată cu indicii 2. Presiunile și temperaturile sunt cele din conducta de aducțiune. Pentru aerul comprimat la p₁ = 6.5 bar din conducta de aducțiune, care are temperatura t₁ = 80°C, respectiv T₁ = 353.15 K, am calculat o densitate ρ₁ = 6.413 kg / m³, iar debitul calculat pentru regimul nominal al ejectorului este G_p = 0.158 kg / s.

Pornind de la formula debitului masic la măsurarea cu diafragma, scrisă la subpunctul a), vom scoate expresia căderii de presiune pe diafragmă, care va fi:

$$\Delta p = \frac{1}{2\rho_1} \cdot \left(\frac{G_p}{\alpha \cdot \varepsilon \cdot s} \right)^2 = \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{G_p}{E \cdot C \cdot \varepsilon \cdot s} \right)^2 \quad (2.20)$$

în care am utilizat o metoda de calcul a coeficientului de debit, fără a utiliza diagramele, scriind (vezi [126], [127]):

$$\alpha = E C \quad (2.21)$$

în care E se numește coeficientul vitezei de apropiere, iar C este coeficientul de descărcare. Pentru Df1 acești coeficienți au valorile:

$$E = \frac{D^2}{\sqrt{D^4 - d^4}} = \frac{80^2}{\sqrt{80^4 - 40^4}} = 1.0328$$

$$C = 0.5959 + 0.0312\beta^{2.1} - 0.184\beta^8 + 0.029\beta^{2.5} \cdot \sqrt{\frac{10^5}{Re_D}} =$$

$$= 0.5959 + 0.0312 \cdot 0.5^{2.1} - 0.184 \cdot 0.5^8 + 0.029 \cdot 0.5^{2.5} \cdot \sqrt{\frac{100000}{119760}} = 0.60497$$

Această relație este o relație numerică care aproximează curbele de etalonare din diagramele de care am vorbit la subpunctul a). Mărimea Re pe care am utilizat-o am obținut-o în urma unui calcul iterativ, folosind programul Excel. În urma calculului am determinat o viteză de curgere a aerului comprimat prin conducta de aducțiune de $w_1 = 4.91 \text{ m/s}$. Pentru o valoare a vâscozității cinematice de $\nu_1 = 3.27 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, vom avea numărul Reynolds pe care l-am introdus în formulă, adică:

$$Re_D = \frac{w_1 D}{\nu_1} = \frac{4.91 \cdot 0.08}{3.27 \cdot 10^{-6}} = 119760$$

Cu aceste mărimi coeficientul de debit devine:

$$\alpha = 0.60497 \times 1.0328 = 0.6248$$

Pentru calculul coeficientului de compresie ε , trebuie să apreciem căderea de presiune pe diafragma. Apreciem căderea de presiune la $\Delta p = 350 \text{ mm H}_2\text{O}$. O altă relație numerică menită să înlocuiască diagramele pentru ε ne permite să calculăm valoarea acestuia:

$$\varepsilon = 1 - (0.41 + 0.35 \cdot \beta^4) \frac{\Delta p}{p_1} = 1 - (0.41 + 0.35 \cdot 0.5^4) \cdot \frac{350 \cdot 9.81}{6.5 \cdot 10^5} = 0.9977$$

adică o valoare apropiată de 1, așa cum ne-am așteptat.

Cu mărimile calculate până acum putem determina diferența de nivel dintre înălțimile atinse de apă în cele două brațe ale manometrului diferențial tip U:

$$\Delta p_{H_2O} = \frac{1}{2 \cdot 6.413 \cdot 9.81} \left(\frac{0.158}{0.6248 \cdot 0.9977 \cdot 1256 \cdot 10^{-6}} \right)^2 = 324 \text{ mm H}_2\text{O}$$

adică o înălțime corespunzătoare, care ne permite să facem citiri precise fără să folosim tuburi U cu brațe prea lungi.

Diafragma Df2

Pentru Df2 am ales tot din motive constructive o conductă cu diametru interior $D = 80 \text{ mm}$ dar o diafragma cu orificiul $d = 60 \text{ mm}$. Raportul diametrelor va fi:

$$\beta = \frac{60}{80} = 0.75$$

iar raportul ariilor va fi:

$$m = \left(\frac{60}{80} \right)^2 = 0.5625$$

Presiunile și temperaturile sunt cele din conducta de extracție a aerului secundar. Pentru aerul secundar la $p_1 = 0.45 \text{ bar}$ din conducta de extracție, care are temperatura $t_1 = 10^\circ\text{C}$, respectiv $T_1 = 283.15 \text{ K}$, am calculat o densitate $\rho_1 = 0.553 \text{ kg/m}^3$, iar debitul calculat pentru regimul nominal al ejectorului este $G_s = 0.120 \text{ kg/s}$.

Folosim aceeași metodă și aceleași formule ca la diafragma Df1 și vom avea:

$$E = \frac{D^2}{\sqrt{D^4 - d^4}} = \frac{80^2}{\sqrt{80^4 - 60^4}} = 1.210$$

$$C = 0.5959 + 0.0312 \beta^{2.1} - 0.184 \beta^8 + 0.029 \beta^{2.5} \cdot \sqrt{\frac{10^5}{Re_D}} =$$

$$= 0.5959 + 0.0312 \cdot 0.75^{2.1} - 0.184 \cdot 0.75^8 + 0.029 \cdot 0.75^{2.5} \cdot \sqrt{\frac{100000}{90957}} = 0.60306$$

Mărimea Re pe care am utilizat-o am obținut-o în urma unui calcul iterativ, folosind programul Excel, din care am determinat o viteză de curgere a aerului comprimat prin conducta de aducțiune de $w_1 = 43.11 \text{ m/s}$. Pentru o valoare a vâscozității cinematice de $\nu_1 = 37.92 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, vom avea numărul Reynolds pe care l-am introdus în formulă, adică:

$$Re_D = \frac{w_1 D}{\nu_1} = \frac{43.11 \cdot 0.08}{37.92 \cdot 10^{-6}} = 90957$$

Cu aceste mărimi, coeficientul de debit devine:

$$\alpha = 0.60306 \times 1.21 = 0.7297$$

Pentru calculul coeficientului de compresie ε , trebuie să apreciem căderea de presiune pe diafragmă. Apreciem și pentru Df2 căderea de presiune tot la $\Delta p = 350 \text{ mm H}_2\text{O}$. Aplicăm relația numerică menită să înlocuiască diagramele pentru ε și calculăm valoarea acestuia:

$$\varepsilon = 1 - (0.41 + 0.35 \cdot \beta^4) \frac{\Delta p}{p_1} = 1 - (0.41 + 0.35 \cdot 0.75^4) \cdot \frac{350 \cdot 9.81}{0.45 \cdot 10^5} = 0.9601$$

adică o valoare care nu mai este chiar așa de apropiată de 1, deoarece în conducta de extracție presiunea este foarte mică, la fel și densitatea, iar viteza este destul de mare, de 43 m/s. Totuși nu vom alege o conductă mai groasă pentru a micșora această viteză, ci vom calcula diferența de nivel dintre înălțimile atinse de apă în cele două brațe ale manometrului diferențial tip U:

$$\Delta p_{H_2O} = \frac{1}{2 \cdot 0.553 \cdot 9.81} \left(\frac{0.12}{0.7297 \cdot 0.9601 \cdot 2827 \cdot 10^{-6}} \right)^2 = 338 \text{ mm H}_2\text{O}$$

adică o înălțime corespunzătoare, la fel ca la Df1, care ne permite să facem citiri precise fără să folosim tuburi U cu brațe prea lungi.

Diafragma Df3

Pentru Df3 am ales tot din motive constructive o conductă cu diametru interior $D = 120 \text{ mm}$ dar o diafragmă cu orificiul $d = 80 \text{ mm}$. Raportul diametrelor va fi:

$$\beta = 80 / 120 = 0.667$$

iar raportul ariilor va fi:

$$m = (120 / 80)^2 = 0.4444$$

Presiunile și temperaturile sunt cele din conducta de refulare a amestecului format în ejector. Pentru amestecul la $p_1 = 1.0 \text{ bar}$ din conducta de refulare, care are temperatura $t_1 = -1.5^\circ\text{C}$, respectiv $T_1 = 271.8 \text{ K}$, am calculat o densitate $\rho_1 = 1.275 \text{ kg/m}^3$, iar debitul calculat pentru regimul nominal al ejectorului este $G = 0.287 \text{ kg/s}$.

Folosim aceeași metodă și aceleași formule ca la diafragmele Df1 și Df2 și vom avea:

$$E = \frac{D^2}{\sqrt{D^4 - d^4}} = \frac{120^2}{\sqrt{120^4 - 80^4}} = 1.116$$

$$C = 0.5959 + 0.0312\beta^{2.1} - 0.184\beta^8 + 0.029\beta^{2.5} \cdot \sqrt{\frac{10^5}{Re_D}} = 0.60651$$

Mărimea Re pe care am utilizat-o am obținut-o în urma unui calcul iterativ, folosind programul Excel, din care am determinat o viteză de curgere a amestecului prin conducta de refulare de $w_1 = 19.89 \text{ m/s}$, care este foarte apropiată de viteza pe care am apreciat-o la calculul termodinamic de 20 m/s . Pentru o valoare a vâscozității cinematice de $\nu_1 = 16.46 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, vom avea numărul Reynolds pe care l-am introdus în formulă, adică:

$$Re_{11} = \frac{w_1 D}{\nu_1} = \frac{19.89 \cdot 0.12}{16.46 \cdot 10^{-6}} = 145025$$

Cu aceste marimi coeficientul de debit devine:

$$\alpha = 0.60651 \times 1.116 = 0.6769$$

Pentru calculul coeficientului de compresie ε , trebuie să apreciem căderea de presiune pe diafragmă. Apreciem pentru Df3 căderea de presiune la $\Delta p = 300 \text{ mm H}_2\text{O}$. Aplicăm relația numerică menită să înlocuiască diagramele pentru ε și calculăm valoarea acestuia:

$$\varepsilon = 1 - (0.41 + 0.35 \cdot \beta^4) \frac{\Delta p}{p_1} = 1 - (0.41 + 0.35 \cdot 0.667^4) \cdot \frac{300 \cdot 9.81}{1.0 \cdot 10^5} = 0.99859$$

adică o valoare care nu mai este chiar așa de apropiată de 1 ca la Df1, dar nici așa de mică ca la Df2, ceea ce era de așteptat, deoarece aerul de refulare are parametri medii între cel comprimat și cel secundar. Calculând diferența de nivel dintre înălțimile atinse de apă în cele două brațe ale manometrului diferențial tip U:

$$\Delta p_{H_2O} = \frac{1}{2 \cdot 1.275 \cdot 9.81} \left(\frac{0.287}{0.6869 \cdot 0.9859 \cdot 5026 \cdot 10^{-6}} \right)^2 = 292 \text{ mm H}_2\text{O}$$

adică o înălțime corespunzătoare, la fel ca la Df1 sau Df2, care ne permite să facem citiri precise fără să folosim tuburi U cu brațe prea lungi.

8.3. Realizarea ejectoarelor și a modulelor de măsurare.

Pentru a putea realiza studiul comparativ a celor două tipuri de ejectoare a fost necesară realizarea lor practică, deoarece nu am găsit nici un ejector axial disponibil, iar ejectorul radial este chiar o concepție nouă. Pentru a putea compara noua concepție constructivă, radială, cu modelul clasic, axial, în condițiile oferite de un același stand de încercare, am construit de asemenea și un ejector axial precum și cele trei diafragme pentru măsurarea debitelor celor trei curenți de fluid, împreună cu tronsoanele necesare din amonte și din aval pe care am montat prizele pentru manometre și tecile pentru termometre, rezultând trei module de măsurare (presiune, temperatură, debit). Realizarea ejectoarelor și a tronsoanelor de măsură a fost efectuată respectând valoarea dimensiunilor obținute în cadrul calculului de proiectare prezentat în subcapitolele 7.2, 7.3 respectiv 8.2.2.b. Ca surse bibliografice care s-au dovedit a fi folositoare pe parcursul proiectării constructive și a realizării concrete, fizice, putem menționa: [109], [51]- la realizarea tronsoanelor de măsură [126], [127] – la respectarea standardelor în vigoare pentru construcția și amplasarea diafragmelor, [13],[35],[73] – la realizarea ejectorului axial și a standului în ansamblu. Pentru partea de organe de mașini am consultat [41]. Pentru realizarea ejectorului radial sursele studiate din literatura existentă vor fi menționate la descrierea realizării acestui ejector, dar principala sursă a fost [110].

8.3.1. Realizarea ejectorului axial

Ejectorul axial prezentat în fig. 2.41 a fost realizat în așa fel încât să se poată stabili secțiunile de curgere obținute prin calcul în 7.2. Din cauza resurselor limitate și ținând cont de faptul că pentru ejectoarele axiale au mai fost făcute cercetări și există date în literatura de specialitate, am decis ca ejectorul axial să nu fie reglabil, prezentând doar un set de secțiuni de curgere. Aceste secțiuni trebuie să fie egale cu secțiunile corespondente ale ejectorului radial pentru cel puțin o poziție relativă între plăcile acestui ejector; ejectorul radial a fost realizat reglabil, adică cu posibilitatea de a modifica anumite secțiuni de curgere prin înlocuirea unor adaosuri, ceea ce va conduce la modificarea distanțelor dintre plăcile ejectorului radial. Astfel pentru un anumit set de adaosuri ale ejectorului radial, aceste două ejectoare pot fi încercate pe rând la (aproximativ) aceeași parametri, iar rezultatele pot fi comparate între ele. Dacă nu am realiza egalitatea secțiunilor de curgere corespondente, atunci compararea rezultatelor nu ar avea nici o relevanță.

Ejectorul a fost realizat în funcție de materialele și tehnologiile disponibile. El a fost conceput în ideea de a putea înlocui ajutorul de lucru, și în ultimă instanță chiar și difuzorul cu alte astfel de elemente, dar diferite dimensional. Până la urmă, din motive obiective, am realizat un singur ajutor de lucru și un singur difuzor. Celelalte dimensiuni, în afara celor care apar calculate la 7.2, au fost alese constructiv.

Corpul ejectorului a fost improvizat dintr-un element T de conductă, deci camera de amestec are o formă cilindrică pe aproape întreaga lungime, fiind prevăzută doar la capătul dinspre difuzor cu o porțiune conică menită să ghideze jetul de amestec. (cărui în realitate nu îi cunoaștem exact diametrul la distanța dată de ieșirea din ajutorul de lucru), spre intrarea în ajutorul convergent - divergent de compresiune.

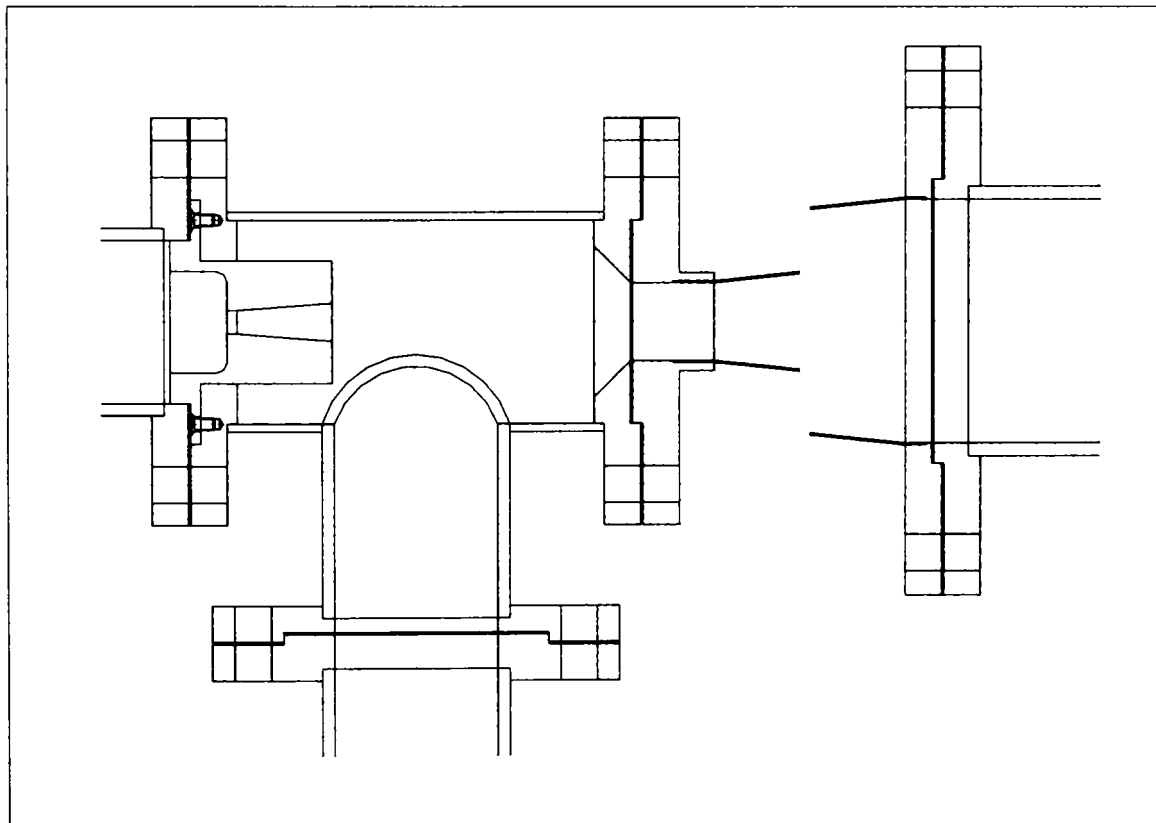


Fig. 2.41. Schița ejectorului axial și a legăturilor spre tronsoanele de măsurare

La celălalt capăt este prevăzută o portpiasă care permite schimbarea ajutorului de lucru cu altul, cu alte dimensiuni, pentru ca ejectorul să fie poată fi încercat ulterior la mai multe regimuri. Deoarece este vorba de un subansamblu demontabil, am prevăzut o etanșare statică radială cu inel de cauciuc O, introdus în canalul de inel (standardizat) practicat în portajutaj.

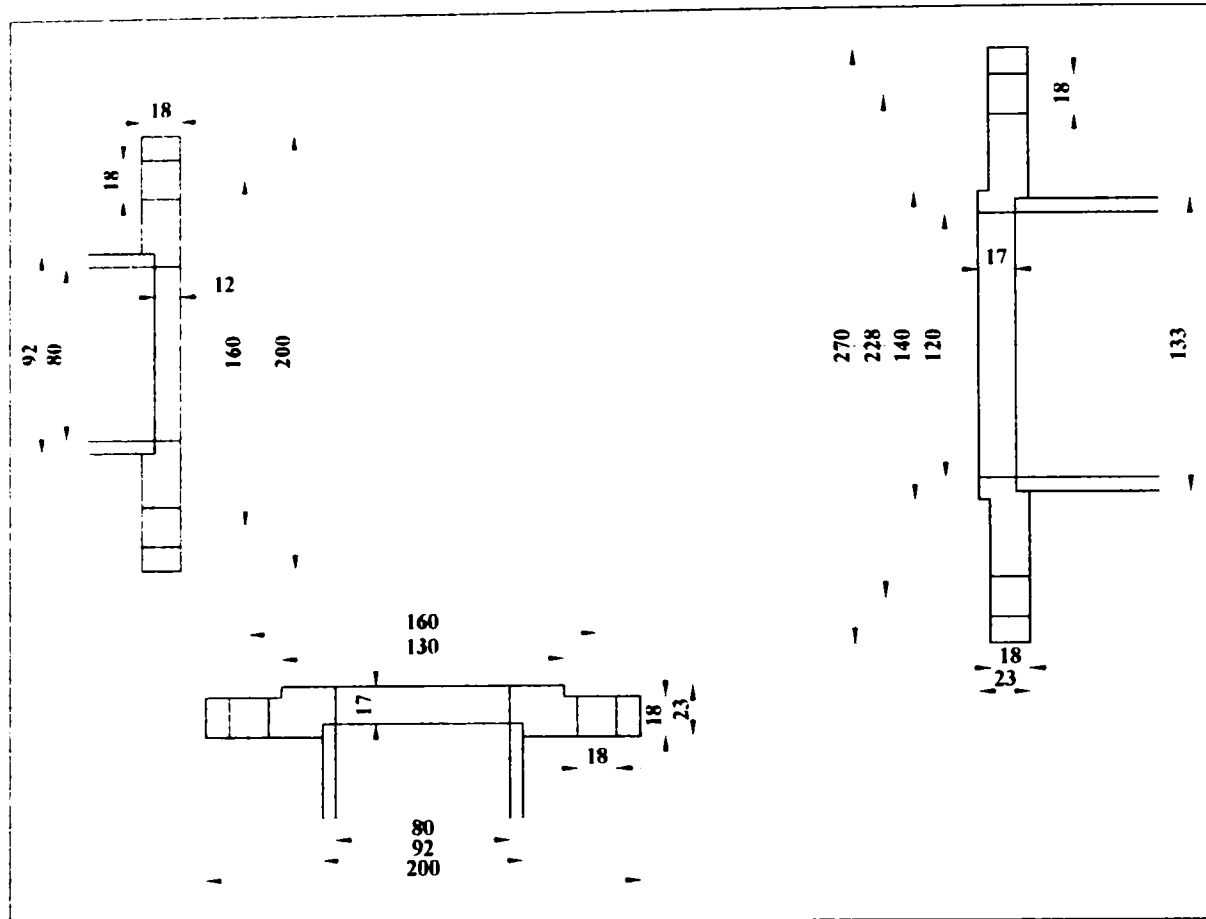


Fig. 2.42. Detalii geometrice ale legăturilor spre diafragme

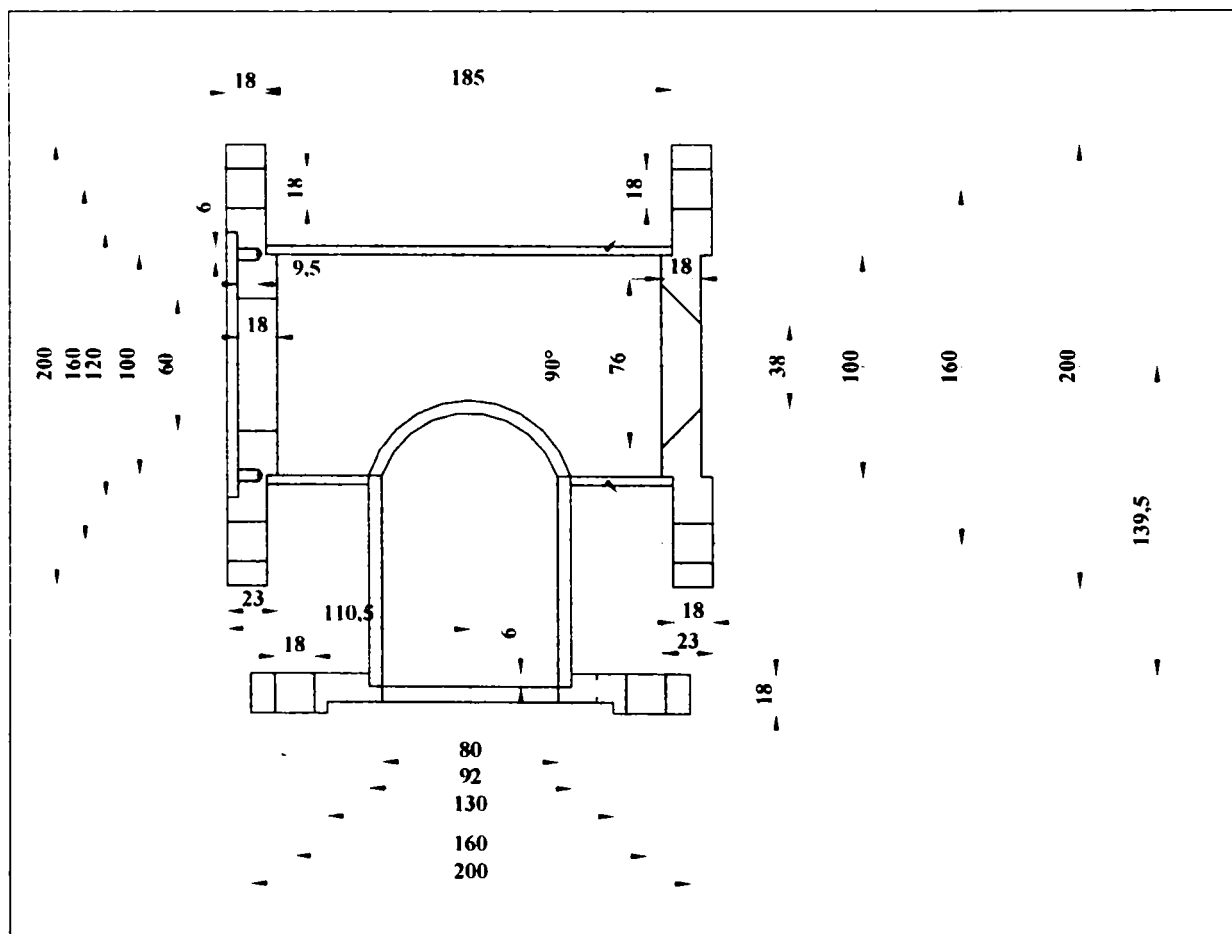


Fig. 2.43. Detalii geometrice pentru corpul ejectorului

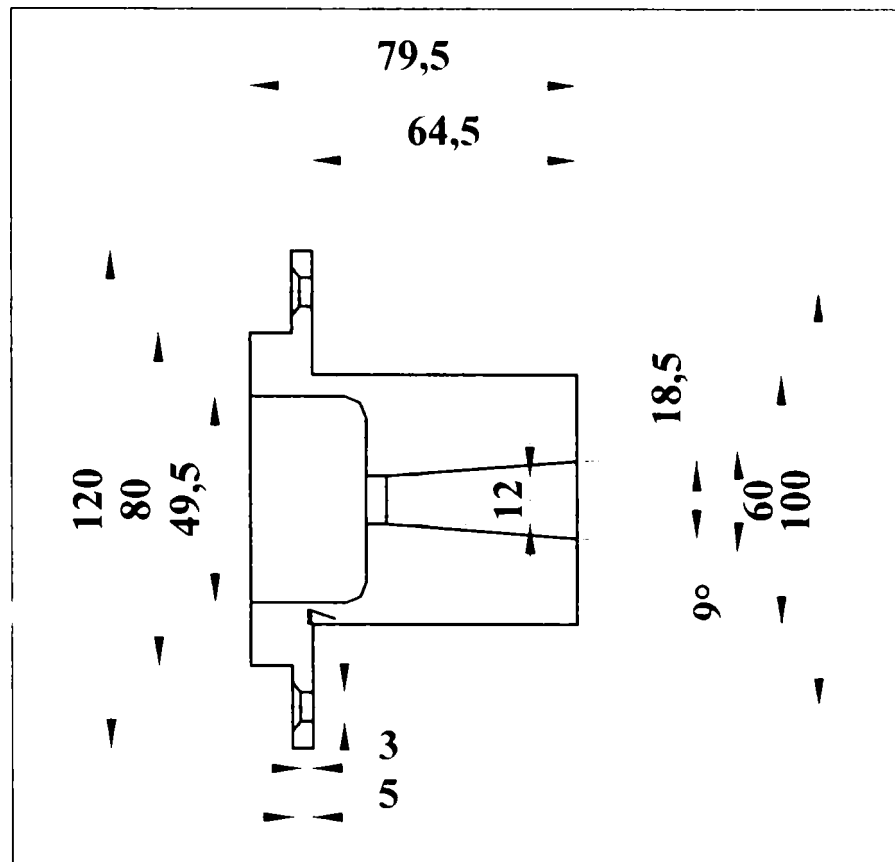


Fig. 2.44. Detalii geometrice pentru ajutorul de lucru

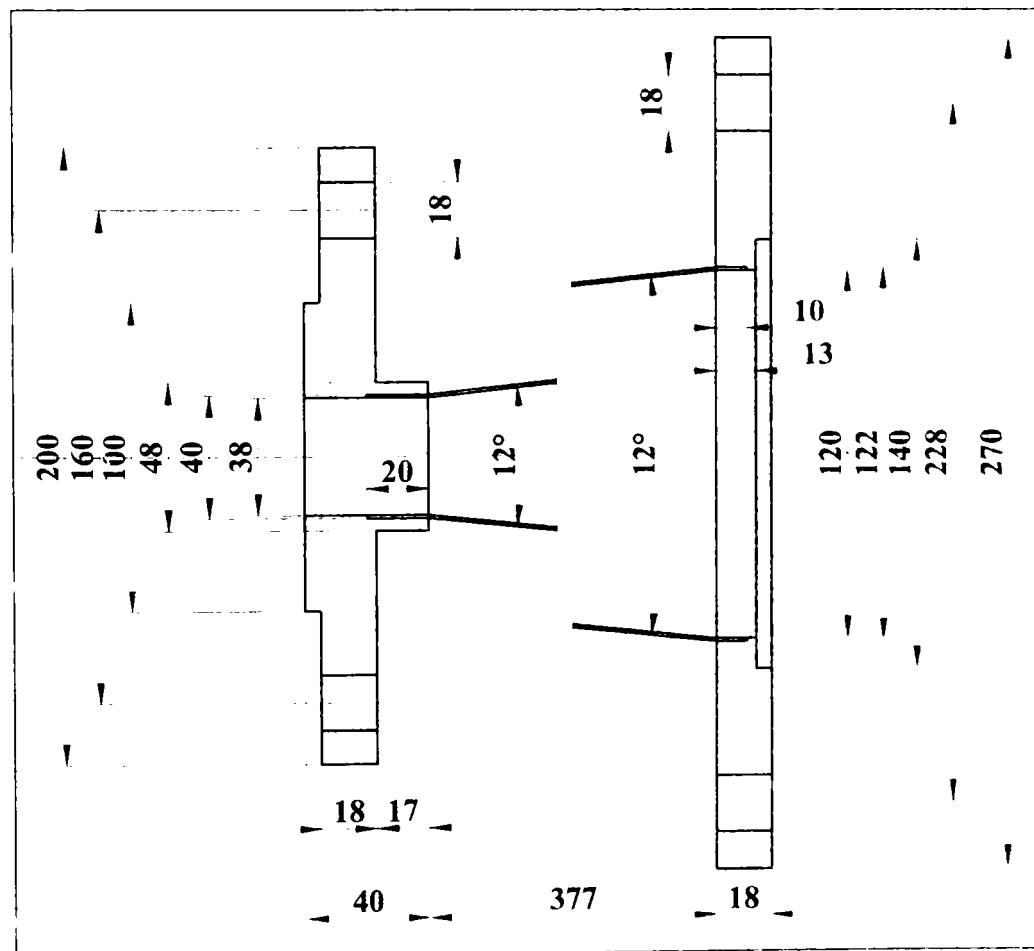


Fig. 2.45. Detalii geometrice pentru difuzor

Difuzorul a fost realizat prin roluire, din tablă de 1 mm și a fost lipit (cositorit) la cele două capete de două flanșe speciale care permit montarea difuzorului pe corpul ejectorului, respectiv pe diafragma Df3.

La celelalte capete ale elementului T care constituie corpul ejectorului au fost sudate flanșe corespunzătoare, care să permită montarea diafragmelor Df1, la ajutorul de lucru, pe axa țevii groase a T-ului, respectiv a diafragmei Df2 pe tronsonul mai subțire al T-ului, perpendicular pe axa ejectorului, aceasta fiind direcția de curgere a fluidului secundar.

Toate etanșările fixe care apar au fost concepute ca etanșări statice cu garnituri de clingherit de 1 mm grosime, iar la montaj, pentru o mai bună etanșare, fețele flanșelor și ale garniturilor se vor unge cu vopsea, acest procedeu urmând a se repeta la fiecare demontare și remontare.

Legăturile spre tronsoanele cu aparatele de măsură sunt schițate în fig 2.42 iar corpul ejectorului în 2.43. Ajutorul de lucru este schițat în fig 2.44, iar difuzorul în fig. 2.45. În fotografia foto.2.1 se observă ejectorul axial montat pe standul de probe.

În lucrarea [5], în care am sintetizat descrierea eforturilor pentru realizarea celor două ejectoare și de organizare a standului pentru încercarea lor, sunt publicate și datele despre ejectorul axial, prezentate în acest capitol

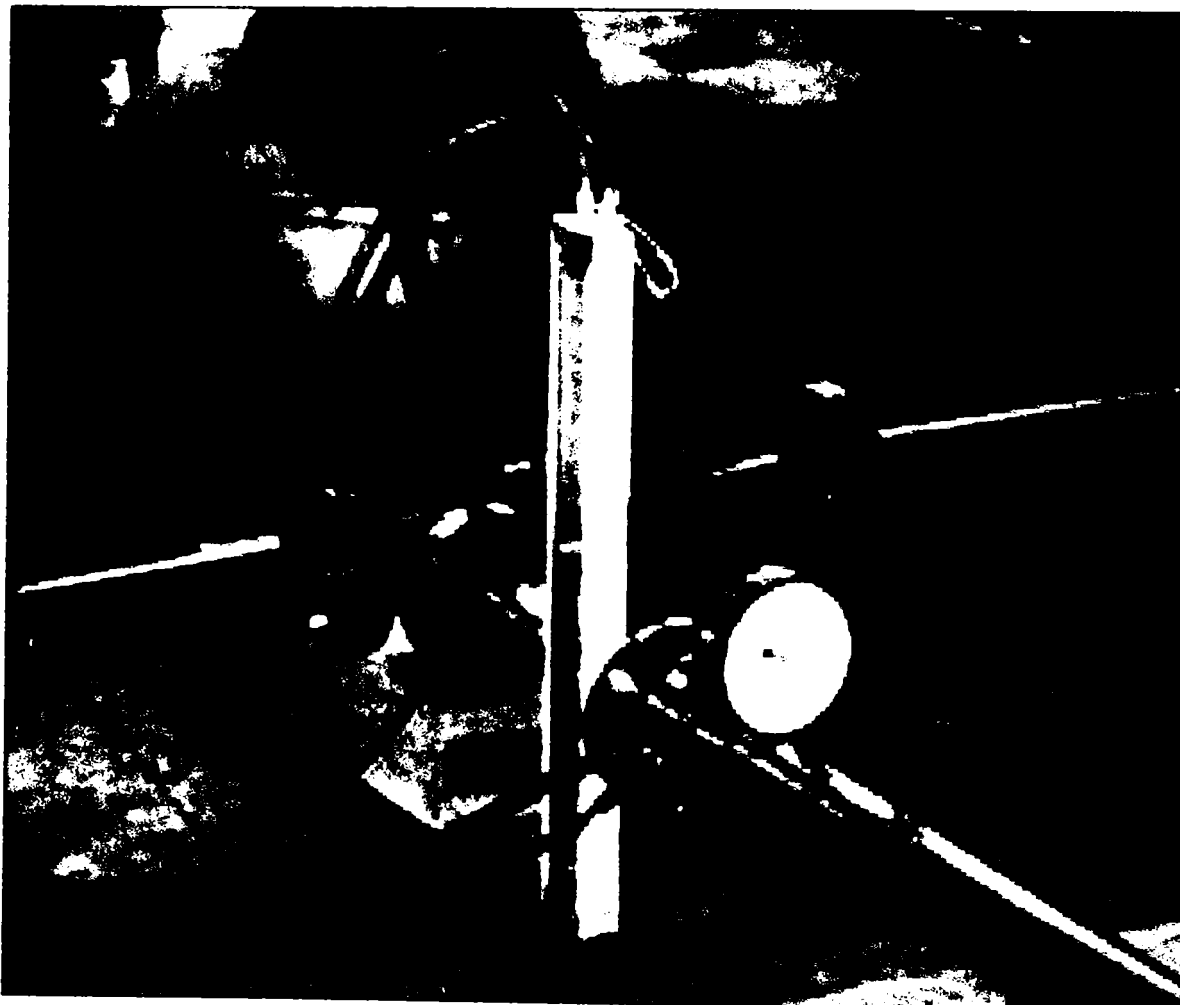


Foto.2.1. Ejectorul axial realizat (montat pe stand)

8.3.2. Realizarea ejectorului radial

a) Soluții constructive pentru ejectorul radial în literatura de specialitate

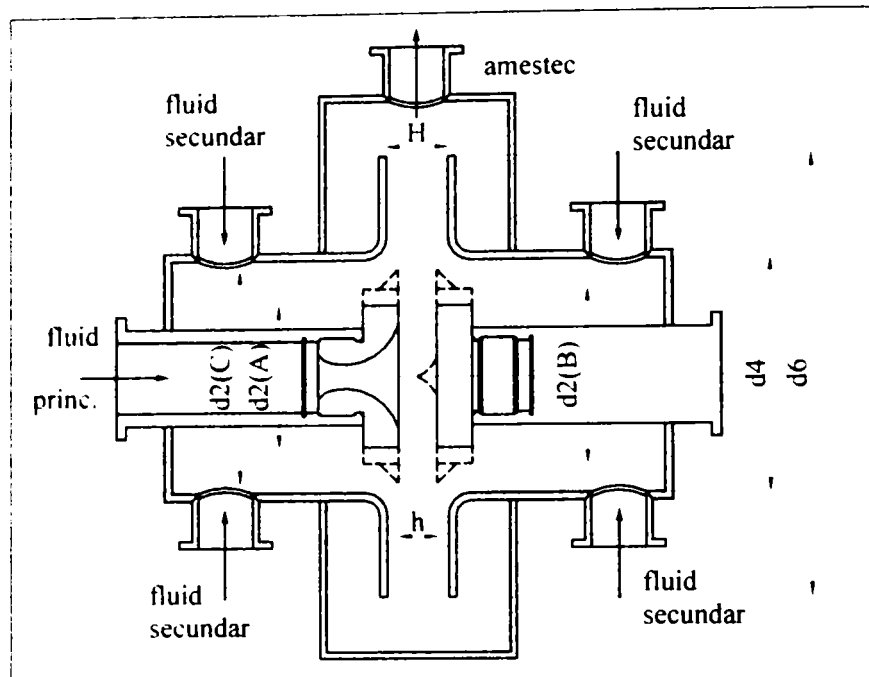
Scopul primordial al acestei lucrări de doctorat a fost **realizarea și încercarea unui ejector radial**, scop care în cele din urmă a fost atins. Pentru a înțelege mai bine configurația și elementele constructive ale ejectorului care, în final, a fost montat și încercat pe stand trebuie să menționăm că inițial am dorit să proiectăm și să realizăm ejectorul radial în ideea de a avea posibilitatea modificării în mod continuu a distanțelor dintre plăcile ajutorului de lucru, respectiv dintre plăcile difuzoare. Pentru aceasta am studiat soluțiile constructive disponibile din literatura de specialitate.

Trebuie să menționăm în primul rând lucrarea [110], care este de fapt un proiect de diplomă realizat în urmă cu 25 de ani de către studentul Török Alexandru, sub îndrumarea d-lui prof. dr. ing. Gavril Creța, unde este descrisă realizarea unui ejector radial, abur – aer, care ulterior și fost încercat în cadrul Laboratorului de Turbine cu Abur din cadrul Universității Politehnice Timișoara, lucrarea cuprinzând și rezultatele acestor încercări, fiind de altfel și singurele rezultate disponibile care descriu performanțele unui ejector radial. În 1988, aceste lucrări au fost reluate de studentul Oprea Vasile, sub îndrumarea aceluiași prof. G. Creța.

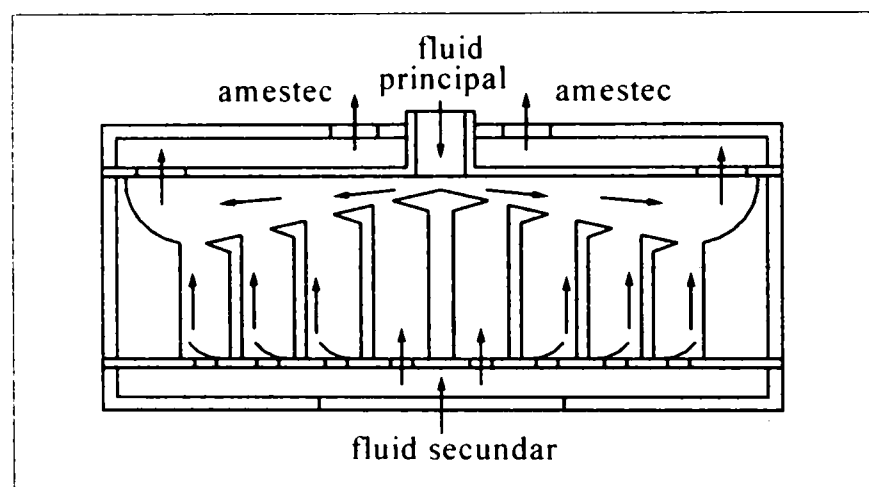
Ejectorul a fost încercat cu mai multe variante constructive pentru ajutorul de lucru și contrapiesă (vezi fig. 2.46a): în varianta A diametrul de ieșire din ajutor a fost de 40 mm, contrapiesă fiind plană, pentru varianta B, diametrul d_2 a fost de 48 mm, iar contrapiesă a avut un vârf conic, iar în varianta C diametrul d_2 a fost de 58 mm obținut prin adăugarea unor bușe tronconice, contrapiesă fiind și în acest caz cu vârf. În toate cazurile, ajutorul de lucru a fost conceput ca un ajutor convergent - divergent axial, cu o secțiune minimă de diametru 13.6 mm, iar trecerea la curgerea radială s-a făcut pe partea divergentă a ejectorului. Fiecare din aceste perechi de ajutor + contrapiesă a fost încercată cu trei interstii h , cu diferite valori (fantă normală, mărită, respectiv redusă) valorile variind între 2 mm și 4.25 mm. Plăcile difuzoare au avut un diametru interior d_4 de 95 mm, care a putut fi redus la 85 mm prin montarea unor inele rotunjite, și un diametru exterior, d_6 de 250 mm, distanța dintre plăcile difuzoare, H , fiind fixă în timpul încercărilor, de 9 mm.

În urma încercărilor cu fluid activ abur, fluidul secundar fiind aerul aspirat dintr-un rezervor, s-au ridicat curbele caracteristice și s-a încercat formularea unor concluzii în ceea ce privește funcționarea ejectorului radial, cele mai importante fiind existența unei caracteristici avantajoase în zona de supraîncărcare, iar diferențele față de valorile de calcul la regimul nominal au fost de 21% pentru u și 11% pentru Δp . Diametrul optim pare a fi cel intermediar, contrapiesă având acel vârf conic pentru redirecționarea fluidului principal, iar în ceea ce privește fantele h , valorile mai mici au oferit performanțe mai bune. Lucrarea nu calculează randamentul ejectorului în nici o accepțiune, toate dependențele fiind între depresiunea realizată și debitul de fluid secundar extras, așa că nu se pot trage concluzii asupra eficienței variantei radiale față de una axială. În plus este urmărită creșterea de presiune pe plăcile difuzoare prin măsurarea presiunii statice la 6 prize distribuite de-a lungul razei curbele obținute arătând o creștere mai întâi puternică, iar apoi mai lină a presiunii statice pe plăci de la valoarea ei din camera de amestec până la presiunea barometrică de la exterior.

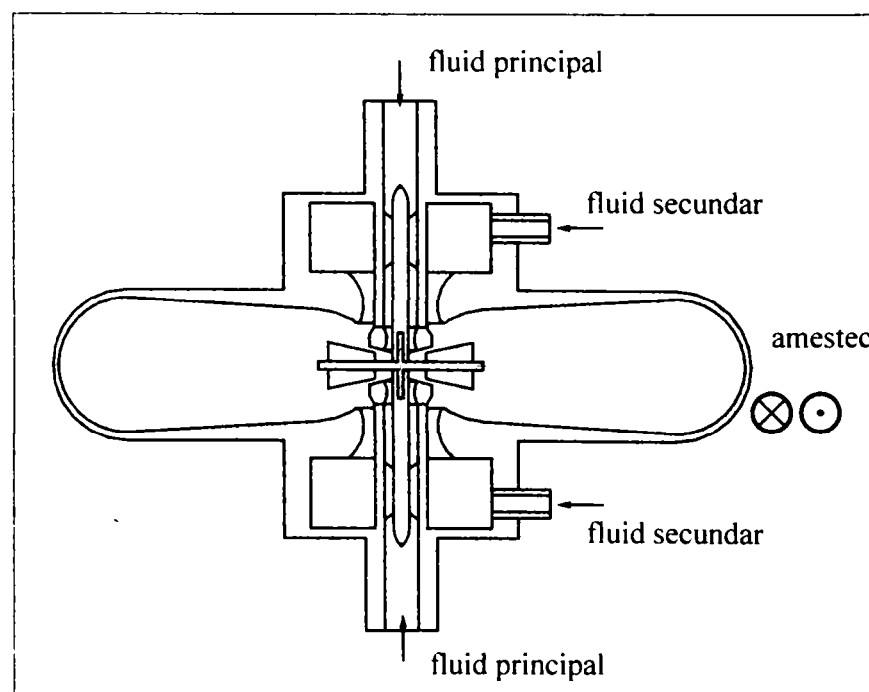
În rest am găsit puține surse în literatura de specialitate care să trateze ejectorul în varianta sa radială. Câteva mențiuni asupra utilizării unui ajutor în variantă radială se fac în legătură cu instalațiile de curățare cu aer comprimat utilizate în diferite industrii unde e necesară îndepărtarea impurităților din zona de lucru, unde prin suflarea aerului prin ajutorul radial se materializează principiul eductorului, jetul radial antrenând toate obiectele de dimensiuni mici (praf, picături, fărâmituri, etc) care nu sunt dorite în zona de lucru. Din păcate nu sunt oferite nici un fel de date despre acest sistem. Același sistem, dar funcționând ca un injector se folosește la stropitoarele de grădină, unde tot un ajutor radial cu fantă foarte mică împrăștie apă sub presiune proprie.



a). – după [110]



b). – după [116]



c). – după [47]

Fig. 2.46. Variante de ejector radial propuse în literatura de specialitate

O aplicație mai deosebită a curgerii radiale a fost brevetată vizând aplicații în domeniul manipulării pieselor [122]. Fluidul este destins între două plăci circulare fixate rigid una față de cealaltă cu ajutorul unor știfturi. Fluidul e introdus printr-un orificiu la interior și curge radial spre exterior. Pe una din plăci, la o anumită rază apropiată de exterior sunt practicate niște orificii care sunt în legătură cu niște emisfere semielastice așezate pe o suprafață plană a unei piese. În momentul când fluidul (aerul) este lăsat să curgă printre plăci, aerul din canale și din camerele emisferice este aspirat, depresiunea realizată în interiorul emisferelor făcând ca acestea să se fixeze puternic pe suprafața piesei, ca niște ventuze, care astfel e prinsă și poate fi transportată. În momentul în care dorim să eliberăm piesa e suficient să întrerupem fluxul de aer comprimat și presiunea în emisferele cu rol de ventuze va reveni la valoarea inițială. Nici pentru această construcție nu avem date care să descrie încercări sau performanțe.

Pe de altă parte există și câteva lucrări care tratează din punct de vedere matematic curgerea radială printre plăci plane. Modelele vizează descrierea câmpurilor de viteze, de densități și mai ales de presiuni, deoarece aceste modele matematice ([38], [82]) au fost concepute în special pentru a determina forța de susținere a lagărelor axiale de tip fluidostatic. În [82] se încearcă o abordare adimensională a curgerii printr-o geometrie asemănătoare ajutorului de lucru radial, numai că parametri sunt astfel aleși încât curgerea să fie subsonică în orice punct. Ipotezele simplificatoare făcute de autor îndepărtează și mai mult modelul matematic de ceea ce presupunem că se petrece la ajutorul de lucru al unui ejector radial și de aceea distribuția de presiuni dedusă matematic, confirmată ulterior experimental, cu un maxim în prima treime a razei, nu prezintă interes pentru realizarea ejectorului radial

Cât despre ejectoare radiale propriuzise am mai găsit câteva brevete. Astfel, în [116] și [117], brevete acordate relativ recent, în anii 1994-1996, autorul descrie sub denumirea de "ejector pump" un ejector radial cu intrarea fluidului principal printr-un ajutor convergent – divergent cu partea radială profilată. Urmează apoi mai multe discuri, dispuse ca în fig. 2.46b, profilate și ele, montate la capătul unor țevi concentrice. Diametre țevelor și respectiv ale plăcilor sunt alese în așa fel încât între discuri să se creeze un spațiu inelar care să absoarbă fluidul secundar ce ocupă camerele inelare ce se formează între țevi, el pătrunzând în aceste camere (dintr-o cameră inferioară conectată la un rezervor de aspirație) prin niște supape de sens care se deschid doar dacă în interiorul camerelor inelare se realizează o presiune mai mică decât în rezervorul de extracție. Soluția este denumită impropriu "cu mai multe trepte", deoarece soluția nu prezintă mai multe trepte reale, ca la bateriile de ejectoare de la condensatoarele turbinelor, ci doar zone diferite de aspirație pentru fluidul secundar. Jetul de fluid principal aspiră o anumită cantitate de fluid secundar la trecerea peste primul inel de absorbție, apoi jetul activ devine de fapt un jet *de amestec*, cu o pondere tot mai mare de fluid secundar pe măsură ce jetul radial trece peste mai multe inele de aspirație. Prin amestecare, dar și prin creșterea secțiunii de curgere, odată cu raza și odată cu evazarea adusă de profilare, viteza jetului activ scade, deci depresiunile realizate în camerele inelare succesive ar trebui să fie din ce în ce mai mici. Cum toate camerele inelare sunt legate prin supapele de sens amintite la același rezervor, înseamnă că presiunea va fi aceeași în toate, iar cantitatea de fluid secundar va scădea pe măsură ce camera e mai aproape de periferia aparatului, iar după 3-4 camere creșterea cantității de fluid secundar extras ar trebui să fie foarte mică, cel puțin din considerente teoretice, deoarece nici în acest caz nu dispunem de date experimentale). Coeficientul de eiecție va scădea încă și mai mult, ceea ce interesează în final fiind doar coeficientul global de eiecție pentru întregul aparat.

Un alt brevet care abordează varianta radială a ejectorului este un brevet românesc din 1999, utilizat pentru transportul substanțelor chimice. [77]. Autorii propun o variantă foarte apropiată de cea din proiectul de diplomă discutat anterior. [110]. Contrapiesa pătrunde într-o țevă și solidarizându-se cu aceasta printr-un dop sudat sau prins cu șuruburi, formează un ajutor convergent sau convergent - divergent radial, dar cu intrare axială inelară. Fluidul activ

pătrunde în spațiul inelar printr-o serie de orificii practicate în dopul contrapiesei, ajunge în zona de secțiune minimă (după care poate urma sau nu o zonă de extindere radială) și apoi aspiră printr-o fantă inelară (în acest brevet este oblică) fluidul secundar din camera de aspirație. După aspirație urmează amestecarea și frânarea amestecului între două plăci difuzoare, circulare și plane. Brevetul prezintă mai multe variante constructive pentru zona de ieșire din ajutorul de lucru (dreaptă, cu racordare, oblică), care pot asigura eventual și reglarea fantei de ieșire a fluidului principal h, sau a dimensiunii transversale a spațiului inelar tronconic prin care se face aspirația. Nu avem cunoștință despre realizarea concretă a variantei brevetate și despre eventuale încercări cu această variantă. Tot în industria chimică își găsesc aplicabilitatea pompele de difuzie cu jet de vapori de mercur sau ulei, [1], în care jetul nu e pur radial ci se găsește într-un plan meridional, așa cum e zona de aspirație în [77], fiind prezentate variante cu multe astfel de duze radiale, sau mai bine zis tronconice, așezate una peste alta (4...8 duze) și capabile să mărească succesiv impulsurile moleculelor de fluid aspirat, îndepărtându-l de zona camerei de aspirație. Astfel de pompe lucrează ca etaj final într-o succesiune de pompe de vid, ajungând să realizeze depresiuni extrem de înaintate.

În fine, în [47] autorul propune trei variante constructive pentru ceea ce el numește "ejector schimbător de presiune" (vezi subcapitolul 3.2). Două variante sunt axiale, dar a treia este o variantă radială. Toate variantele propun ca element de noutate *montarea în camera de amestec a unui rotor paletat care se poate roti liber* sub acțiunea jetului de fluid principal și de amestec, amestecarea având loc chiar în zona rotorului. Presupunerea autorului e că ordonarea mișcării fluidelor prin ejector va duce la diminuarea pierderilor. În varianta radială (vezi fig. 2.46c), fluidul primar intră biaxial, printr-un spațiu inelar de tipul « corp cu aripioare de susținere, introdus în țevă », apoi își schimbă direcția axială într-una radială printr-un racord și apoi intră printre paletetele rotorului liber, cam în acea zonă realizându-se și amestecul cu fluidul secundar, absorbit de depresiunea creată. După ieșirea din rotorul liber fluidul nu mai are o mișcare pur radială, ci are o mișcare spirală de curgere radială, compusă cu o mișcare de rotație. Mișcarea se continuă într-un difuzor inelar asemănător celor de la compresoarele centrifugale, care are rolul de a reduce viteza și de a crește presiunea amestecului refulat de ejector.

Pornind de la aceste puține soluții constructive menționate în literatura de specialitate, am conceput și am studiat mai multe variante constructive proprii, apoi am realizat practic varianta considerată cea mai avantajoasă. Trebuie precizat că varianta ejectorului radial care a fost în final încercată este rodul unor etape succesive de perfecționare, urmate de montarea ejectorului pe stand și încercarea acestuia în respectivul stadiu. Am proiectat și construit inițial o variantă cu reglare continuă a secțiunilor de curgere, reglare care ar fi trebuit să se realizeze în timpul funcționării, fără demontarea vreunei părți a ejectorului ; această variantă nu a corespuns funcțional, adică nu am putut realiza efectul de eiecție, din cauza realizării unor etanșări mobile necorespunzătoare. Pe lângă acest fapt, după cum aveam să constatăm după îmbunătățiri succesive, secțiunile pe traseul fluidului secundar au fost prea mici, iar traseul presupunea multe rezistențe hidraulice locale, astfel încât jetul de fluid principal nu putea să aspire fluidul secundar. Pentru a remedia aceste neajunsuri și pentru a putea realiza încercările ejectorului în varianta radială, am fost nevoiți să modificăm substanțial ejectorul față de variantele sale timpurii, renunțând la posibilitatea reglării continue și fără demontări.

b) Caietul de sarcini pentru ejectorul radial experimental

După ce am stabilit dimensiunile principale în subcapitolul 7.2, și am realizat ejectorul axial, am putut trece la realizarea ejectorului radial. Caietul de sarcini pentru acest ejector a presupune materializarea unei soluții constructive care să permită modificarea secțiunilor de curgere, și deci încercarea ejectorului pentru mai multe regimuri.

Nu putem realiza variația continuă a diametrelor plăcilor, deoarece acest lucru nu se poate realiza decât printr-un mecanism asemănător diaframelor de la aparatele de fotografiat. Variația acestor diametre, atât pentru ajutorul de lucru, cât și pentru ajutorul de comprimare s-

ar putea face schimbând plăcile cu altele, cu alte dimensiuni, deci în limita posibilităților, vom prevedea mai multe perechi de plăci, cu diametre diferite care să poată fi schimbate în vederea modificării secțiunilor de curgere.

Ceea ce putem modifica continuu, între anumite limite, este distanța dintre plăci. Acest lucru se poate realiza continuu, cu ajutorul unor mecanisme cu filet, sau pas cu pas, prin montarea și demontarea unor adaosuri. Pentru a menține întotdeauna fix un plan de simetrie al ejectorului, atât plăcile ajutorului de lucru, cât și plăcile difuzoare trebuie să se deplaseze în mod egal față de acest plan. Mai mult, reglarea distanței h_2 trebuie să fie independentă de reglarea distanței $h_5 = h_6$. Acest lucru se poate realiza cu ajutorul a două mecanisme duble cu șurub - piuliță, prevăzute cu filet pe stanga pentru deplasarea unei plăci și cu filet normal pentru deplasarea contraplăcii.

În fig. 2.47 se pot observa cerințele pe care am dorit ca ejectorului radial experimental să le îndeplinească. Mecanismele care asigură deplasările plăcilor una față de cealaltă sunt notate cu MdA, pentru ajutorul de lucru, respectiv MdP pentru plăcile difuzoare. Ajutajul de lucru și contrapiesa să se deplasează față de planul median prin rotirea unei bucșe filetate stanga la un capăt – dreapta la celălalt capăt, această mișcare ducând la deschiderea / închiderea furcii care ține țeava de aducțiune a fluidului principal, respectiv dornul contrapiesei. Furca ar urma să fie fixată rigid de aceste piese prin sudurile S.

Plăcile difuzoare pot fi deplasate prin rotirea unei tije filetate la cele două capete cu două filete, stanga - dreapta, care deplasează în direcții opuse două piulițe de care sunt fixate rigid cele două plăci difuzoare. Acest mecanism se găsește în interiorul carcasei, dar acționarea lui se va face din afară, ceea ce aduce în discuție cea mai delicată problemă a realizării ejectorului experimental, și anume etanșările. Construcția ejectorului presupune o zonă de presiune înaltă, IP, pe conducta de aducțiune a fluidului principal, o camera de joasă presiune, JP, legată de rezervorul de unde se aspiră fluidul secundar și o cameră de refulare de medie presiune MP, în care este refulat amestecul, aceste presiuni având aproximativ valorile:

$$IP = 6.5 \text{ bar}$$

$$JP = 0.45 \text{ bar}$$

$$MP = 1.05 \dots 1.2 \text{ bar}$$

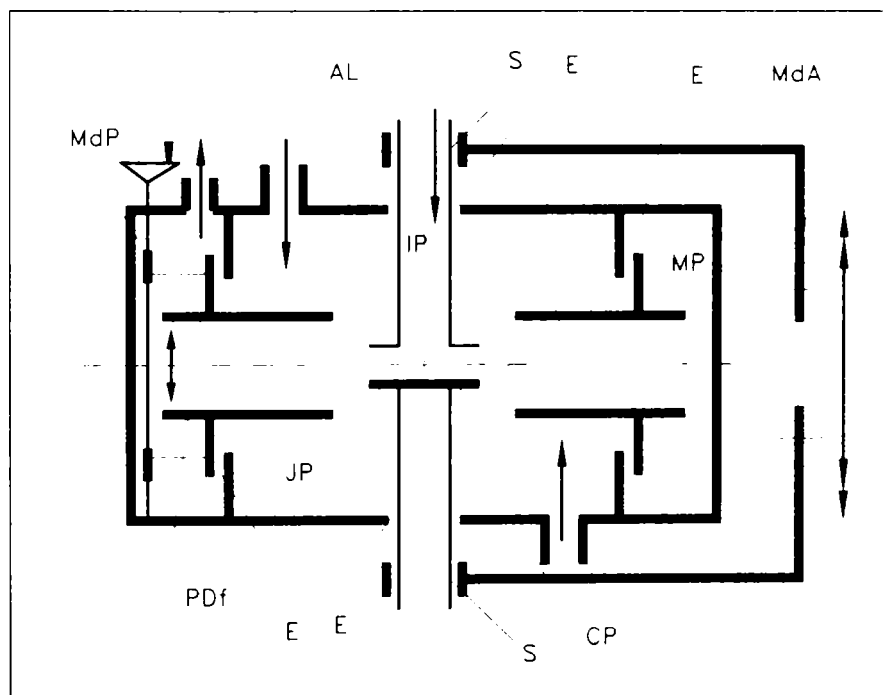


Fig. 2.47. Schema de principiu a ejectorului radial experimental

Pentru reglarea continuă în timpul funcționării, apar piese în mișcare relativă și zone prin care fluidele pot curge din incintele cu presiune mare înspre cele cu presiune mai mică. Zonele în care trebuie să asigurăm etanșarea sunt notate cu E pe schema din fig. 2.46.

Problema etanșării poate fi rezolvată în cadrul unui atelier dotat corespunzător. Apare însă problema etanșării mobile de pe țeava de 6,5 bar, care ar trebui evitată din motive de siguranță. De aceea ne propunem să realizăm un ejector la care țeava de aducțiune a aerului comprimat este fixă, renunțând la etanșarea de 6.5 bar. În consecință ajutorul de lucru este fix, iar pentru modificarea secțiunilor de curgere se va deplasa doar contrapiesa. Acest lucru înseamnă că la o deplasare a contrapiesei pe distanță oarecare "l", planul median dintre cele două plăci ale ajutorului de lucru se va deplasa cu $l/2$. Deoarece jetul este simetric față de acest plan median, trebuie să asigurăm la orice deplasare a contrapiesei ajutorului de lucru și deplasarea planului median dintre plăcile difuzoare PDF cu jumătate din această distanță.

Acest lucru se poate realiza legând cinematic ansamblul plăcilor difuzoare de dornul care ține contrapiesa, prin intermediul unui ax filetat cu două filete, unul normal, care asigură deplasarea contrapiesei față de partea fixă a ajutorului de lucru, și altul, **filet pe stânga la jumătate de pas** față de filetul de deplasare a contrapiesei. În momentul în care deplasăm contrapiesa pe distanța l prin rotirea axului, ansamblul plăcilor difuzoare s-ar deplasa pe aceeași distanță dacă ar fi solidar cu axul; filetul pe stânga îl face să se deplaseze însă în direcție opusă, și pasul filetelor fiind la jumătate, ansamblul celor două PDF se va deplasa în sens opus contrapiesei cu jumătate din distanța de deplasare a acesteia, ceea ce înseamnă că **planul median al PDF va fi întodeauna la jumătatea distanței dintre ajutorul de lucru și contrapiesa să**. Desigur că pentru a obține deplasările axiale dorite trebuie să împiedicăm rotațiile care au tendința să se producă la rotirea axului. De aceea piulița cu pas normal e montată în ansamblul fix de susținere al ejectorului, iar ansamblul plăcilor difuzoare este împiedicat să se rotească de un ghidaj longitudinal.

Odată rezolvată problema păstrării planului de simetrie între cele două perechi de plăci, mai trebuie rezolvată și problema deplasării plăcilor difuzoare una față de cealaltă. Această deplasare se realizează printr-un mecanism descris anterior cu filete stânga - dreapta (și piulțele corespunzătoare), dar care **sunt cu pas egal** pentru a asigura o depărtare egală față de planul de simetrie. Problema care apare acum este ca acest mecanism să fie complet independent de mecanismul de deplasare a plăcilor în ansamblu pentru păstrarea planului median. Trebuie să ținem cont și de faptul că spațiul dintre plăcile difuzoare trebuie să fie liber, adică nu avem voie să afectăm jetul prin montarea unor piese ale mecanismului de deplasare între aceste plăci. Legătura dintre plăci trebuie realizată undeva în spațiul de refluxare, în zona în care jetul a ieșit deja dintre plăci.

O soluție alternativă este de a lega prin șuruburi cele două plăci difuzoare, cu ajutorul unor urechi fixate pe circumferință, distanța dintre aceste plăci urmând a fi reglată prin manevrarea unor piulițe. Placa difuzoare de pe partea ajutorului contrapiesei nu ar mai trebui legată de capac, deci mantaua nu va mai avea nici un rol în lanțul de dimensiuni. Distanța dintre suprafața frontală a ajutorului și a plăcii difuzoare de pe partea sa, precum și distanța dintre cealaltă placă difuzoare și suprafața frontală a contrapiesei se vor fixa la aceeași valoare cu ajutorul a două adaosuri inelare. În acest fel putem avea un reglaj continuu a celor două distanțe care ne interesează, h și H, dar nu independent, ele fiind legate de perechea de adaosuri montată la un moment dat. De asemenea reglarea nu s-ar putea face în această variantă fără demontare.

În acest sens, pentru proiectarea și realizarea ejectorului a trebuit să avem în vedere și necesitatea demontării și montării ușoare și rapide a pieselor intersanjabile, adică a diferitelor ajutoare de lucru (cu contrapiesele lor) și a plăcilor difuzoare de diferite dimensiuni. Este important să putem avea acces ușor în interiorul ejectorului, montarea și demontarea să nu presupună desfacerea și strângerea unui număr mare de șuruburi, iar reglajul inițial să se poată reface ușor.

Montarea și demontarea ușoară presupun în primul rând o soluție specială pentru aducerea fluidelor în interiorul ejectorului. Soluția cu flanșe fixe și cu țevi de aducțiune rigide presupune montarea și demontarea lor la schimbarea fiecărei piese, fapt care ar trebui evitat; de asemenea, dacă deplasarea AL sau a PDF presupun și mișcări ale carcusei, țevile de

aducțiune, respectiv de refulare ar trebui înlocuite cu furtunuri. În cazul în care fluidele au o presiune mai mică decât cea atmosferică, adică pentru fluidul secundar, trebuie să folosim furtune speciale *rezistente la burdușire*, deoarece presiunea atmosferică mai mare din exterior va strânge furtunul, împiedicând curgerea fluidelor; astfel de furtunuri au o armatură interioară care împiedică strângerea lor la presiune exterioară mai mare decât cea interioară, dar sunt mai scumpe decât un furtun obișnuit.

c) Descrierea variantei de ejector radial realizate efectiv

La varianta finală, care a fost încercată și cu care am reușit să realizăm efectul de ejectie, reglarea este o reglare în trepte, realizabilă prin montarea și demontarea diferitelor adaosuri alese dintr-un set de adaosuri special confecționat în acest scop. Pentru a elimina problemele legate de etanșare, o serie de piese, care la primele variante erau piese distincte și se puteau deplasa față de piesele învecinate, au fost cuprinse în ansambluri sudate, fapt care a redus posibilitatea de a folosi plăci difuzoare de alte dimensiuni, modificarea secțiunilor de curgere fiind realizată doar prin modificarea pas cu pas a distanțelor dintre plăcile ajutorului de lucru, respectiv reglarea continuă dintre plăcile difuzoare. Această variantă care în final a fost testată pe stand este prezentată în fig. 2.48.

Varianta radială încercată, fiind rodul unor îmbunătățiri succesive diferă de soluția principală propusă în caietul de sarcini, deși în primele etape am încercat să realizăm o variantă care să respecte toate cerințele autoimpuse inițial. Varianta realizată în final a fost totuși menționată ca o variantă alternativă în caietul de sarcini, pentru reglarea discontinuă, cu adaosuri. Posibilitățile tot mai reduse de realizare a prelucrărilor mecanice au impus renunțarea la soluții complicate și la adoptarea, în timp, a unor soluții mai simple, dar robuste, și care să permită realizarea tuturor reglajelor dorite, chiar dacă acest lucru presupune o serie de montări și demontări. Am încercat să păstrăm pentru varianta finală cât mai multe piese aflate deja în componența variantelor timpurii. Astfel am păstrat mantaua, capacele laterale, camerele de aspirație și plăcile difuzoare, iar unde a fost necesar am modificat dimensional în mod corespunzător aceste piese. Plăcile difuzoare au fost sudate de perții camerelor de aspirație, renunțând la gulerele de prindere care au fost prevăzute la început pentru a putea schimba între ele diferite tipodimensiuni de plăci difuzoare. Față de primele variante, realizate în concordanță cu ideile de la punctul b), am ajuns în final la alte soluții constructive pentru modificarea distanțelor dintre plăci, respectiv între ajutorul de lucru și contrapiesa sa, precum și alte modalități de aducere a fluidelor, respectiv de scoatere a amestecului în, respectiv din ejector.

Pentru susținerea ejectorului am realizat un ansamblu sudat, un trepied, pe care este așezată placa inferioară, iar inelul de susținere al trepiedului se află la o înălțime de 1100 mm față de sol. Aducțiunea fluidului principal se face central prin capacul inferior, iar în capacul superior e sudat central un ștuț pentru refulare. Fluidul secundar intră prin mai multe ștuțuri în camera inferioară și prin unul singur în camera de aspirație superioară, legătura la această cameră făcându-se prin capacul superior cu un furtun închis în spațiul de refulare. Pentru prinderea capacelor pe manta am folosit șase perechi de urechi pentru șase prezoane de strângere. În această variantă finală, ejectorul radial funcționează astfel:

Fluidul primar, care este aerul comprimat livrat de stația de compresoare, trece printr-un ventil de laminare spre tronsonul de măsură destinat măsurării debitului, presiunii și temperaturii fluidului primar. De aici este adus prin intermediul unui furtun cu diametrul interior $\varnothing 42$ la țeava interioară de aer comprimat 30, legăturile fiind realizate cu ajutorul ștuțului 29 și a flanșelor 27 și 28. Fluidul primar trece prin zona convergentă a ajutorului de lucru 34 și se destinde până la presiunea existentă în camerele de aspirație, trecând prin secțiunea minimă, (aria cilindrică din dreptul orificiului ajutorului) spre secțiunea de ieșire (aria cilindrică dintre marginile ajutorului și contrapiesei).

Trebuie să menționăm că în fig. 2.48, distanțele dintre ajutor și contrapiesă, respectiv între plăcile difuzoare *au fost reprezentate la valori mult mai mari* față de valorile pe care le

vor avea aceste distanțe în timpul funcționării. din considerente de claritate a desenului de ansamblu. Poziția relativă a ajutorului de lucru față de placa difuzoare inferioară se realizează cu un set de adaosuri inelare de Cu (poz.33), care au și rol de etanșare între zona de presiune înaltă din interiorul țevii de aer comprimat și depresiunea din camera de aspirație inferioară. Cel mai subțire adaos are grosimea de 3.2 mm, montarea acestui adaos însemnând că planul frontal al ajutorului de lucru se găsește la același nivel cu planul plăcii difuzoare inferioare. Setul mai cuprinde încă 6 adaosuri. cu grosimi tot mai mari, (din mm în mm), cel mai gros fiind de 9.2 mm.

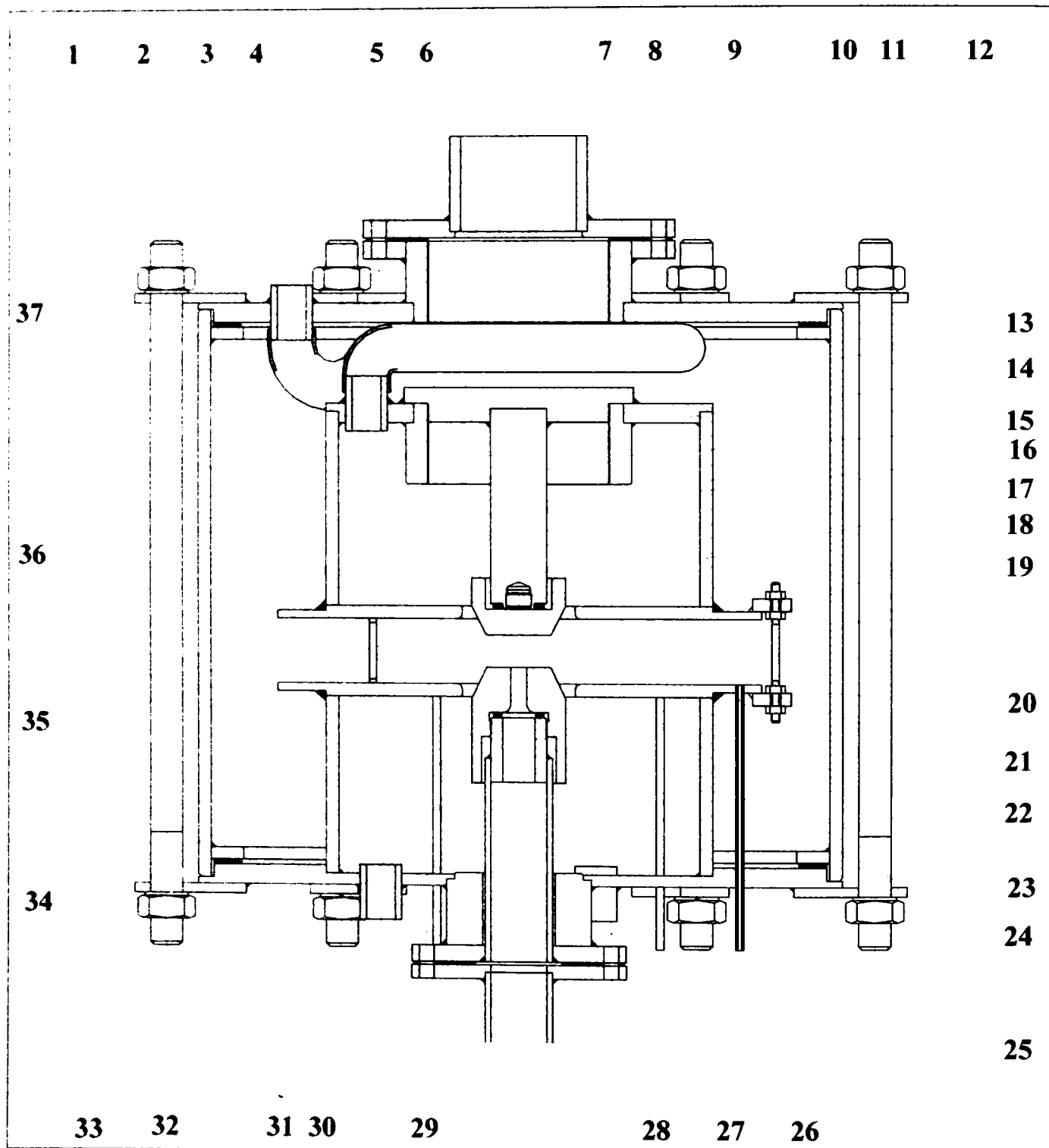


Fig. 2.48. Varianta finală a ejectorului radial

Pozițiile de pe desenul de ansamblu au următoarea semnificație:

1. manta
2. ureche (6 × 2 buc)
3. capac superior
4. ștuț pentru furtunul de aducțiune a fluidului secundar prin capacul superior
5. conductă pentru refularea amestecului
6. ștuț pentru furtunul de refulare
7. flanșă ștuț furtun de refulare
8. flanșă conductă refulare capac superior
9. furtun interior pentru aducțiune fluid secundar la camera de aspirație superioară
10. inel sprijin capace (2 buc)
11. garnitură de etanșare de cauciuc (2 buc)
12. prezon (6 buc)
13. piesă centrare dorn contrapiesă
14. capac cameră superioară
15. guler de centrare contrapiesă
16. dorn port-contrapiesă
17. perete cameră de aspirație (2 buc, identic cu cel de la camera inferioară)
18. piuliță de reglare a distanței dintre plăcile difuzoare (3 buc)
19. prezon distanțier pentru plăcile difuzoare (3 buc)
20. piuliță poziționare prezon (3 buc)
21. ureche (2 × 3 buc)
22. piuliță strângere (3 buc)
23. plăci difuzoare (2 buc)
24. țevă priză presiune statică pe plăci (5 buc)
25. piuliță strângere capace (2 × 6 buc)
26. capac inferior
27. flanșă racord capac inferior
28. flanșă ștuț furtun aer comprimat
29. ștuț furtun aer comprimat (fluid primar)
30. țevă interioară aer comprimat (fluid primar)
31. ștuț furtun de aducțiune fluid secundar la camera de aspirație inferioară (3 buc)
32. bucșă cu filet, sudată de șeava interioară de aer comprimat
33. adaos distanțier de Cu, cu rol suplimentar de garnitură
34. ajutoraj de lucru
35. contrapiesă
36. adaos distanțier de O1
37. ștuț futun interior pe camera de aspirație superioară

Cu aceste adaosuri, distanța dintre planul suprafeței frontale a ajutorajului de lucru și planul suprafeței frontale a plăcii difuzoare inferioare **se poate modifica din mm în mm de la 0 la 6 mm**. Un sistem similar avem și la contrapiesă 35 care poate fi deplasată față de placa difuzoare superioară prin înlocuirea adaosului de O1, 36. Am realizat contrapiesă în așa fel încât cel mai subțire adaos, care este montat atunci când dorim ca cele două plane să se găsească la același nivel, să aibă grosimea tot de 3,2 mm. Și pentru acest adaos avem de fapt un set de 6 piese cu grosimi diferite, din mm în mm, până la cel mai gros, de 9.2 mm. Montarea a două adaosuri, 33 și 36, de aceeași grosime *asigură un plan comun de simetrie* pentru plăcile difuzoare pe de o parte și ajutoraj și contrapiesă pe de altă parte, indiferent de distanța care există la un moment dat între plăcile difuzoare. Atât ajutorajul, cât și contrapiesă au fost realizate prin strunjire, din hexagon de 46 mm pentru a putea fi strânse pe adaosuri cu ajutorul unei chei tubulare.

După ce trece de secțiunea maximă dintre ajutoraj și contrapiesă, fluidul principal, care curge sub forma unui jet radial supersonic, vine în contact cu fluidul secundar, care este aerul din camerele de aspirație. Camerele de aspirație sunt în legătură cu tronsonul de măsură a fluidului secundar prin intermediul a mai multor ștuțuri de aducțiune a acestui fluid, și anume trei care debușează în camera inferioară și unul care face legătura cu camera superioară. Inițial am prevăzut doar câte un singur astfel de ștuț pentru fiecare cameră, dar cum din motive constructive nu am putut folosi ștuțuri de diametre prea mari, a trebuit să mărim numărul acestora pentru a asigura o secțiune de curgere corespunzătoare pentru fluidul secundar.

Desigur că ar fi fost indicat să asigurăm un număr egal de ștuțuri, de același diametru, pentru ambele camere de aspirație, dar, pentru a nu complica montarea și demontarea capacului superior, a trebuit să ne limităm la un singur orificiu de intrare în această zonă. Astfel, un al doilea, și apoi un al treilea ștuț au fost sudate succesiv pe camera de aspirație inferioară. Față de debitul aspirat prin două ștuțuri (unul superior și unul inferior), debitul aspirat prin trei ștuțuri (unul superior și două inferioare) a crescut semnificativ, cu 60 – 70 %. Adăugarea celui de-al treilea ștuț inferior a mai adus o creștere suplimentară a debitului aspirat, dar mai mică, de doar 10 – 15 %, ceea ce ne-a făcut să nu mai adăugăm alte orificii suplimentare pentru aducțiunea fluidului secundar.

Legătura acestor ștuțuri cu tronsonul de măsură a fluidului secundar se face prin furtune cu diametrul interior $\varnothing 32$, ramificațiile realizându-se cu ajutorul a trei sisteme de țevi sudate în T. Acest traseu va fi prezentat în capitolul destinat organizării standului și realizării măsurătorilor. Pe întreg traseul, pe care inițial se găsește aer la presiune atmosferică, se va crea (prin aspirarea aerului de către jetul radial de fluid principal) o anumită depresiune, creată prin manevrarea unui robinet cu bilă montat la capătul de intrare al tronsonului de măsură al fluidului secundar. Deoarece nu am reușit să obținem un rezervor pentru a-l folosi ca incintă de aspirație, putem considera spațiul interior al tronsonului de măsurare (și a restului traseului de aducțiune) ca incintă de aspirație, mențiunea fiind aceea că nu se poate realiza liniștirea curentului secundar care s-ar fi putut obține dacă aspirația s-ar fi realizat printr-un rezervor.

În varianta finală plăcile difuzoare au fost sudate de perții camerelor de aspirație, renunțându-se deci la folosirea altor perechi de plăci difuzoare. Camera de aspirație superioară nu mai are legătură cu capacul superior decât prin intermediul unui furtun interior 9 care face legătura între ștuțul de aducțiune al fluidului secundar, sudat pe capacul superior și ștuțul de intrare, sudat pe capacul camerei de aspirație superioare. Această soluție s-a impus deoarece altfel nu se poate realiza ridicarea capacului superior pentru demontarea și montarea adaosurilor. Orificiul care exista la camera de aspirație superioară la primele variante a fost acoperit cu un capac, 13, în care a fost sudat un dorn port-contrapiesă, 16. Deși am încercat o centrare cât mai bună a tuturor pieselor, a fost necesară și o prelucrare ulterioară prin strunjire, datorită deformațiilor care au apărut în urma realizării sudurilor. Găurirea și filetarea găurii pentru contrapiesă s-a făcut în final, după sudarea urechilor de susținere – poziționare a plăcii difuzoare și a camerei de aspirație superioare.

Distanța dintre plăcile difuzoare se poate regla la orice distanță între 0 și 40 mm. Acest lucru se poate realiza cu ajutorul sistemului de prezoane 19 și piulițe opritoare 18. Se fixează prezoanele într-o anumită poziție cu ajutorul piulițelor 22, apoi poziția se consolidează prin strângerea piulițelor 20. Se coboară apoi piulițele 18 până aproximativ la distanța pe care o dorim pentru placa difuzoare superioară, apoi se așează această placă (cu întreg ansamblul camerei de aspirație superioare) pe cele trei piulițe de reglare. Distanța dintre plăcile difuzoare nu va fi de la bun început aceeași pe circumferință și de aceea această distanță se verifică în mai multe puncte pe circumferință cu ajutorul unei calei corespunzătoare, aleasă dintr-un set de cale, egală cu distanța pe care dorim să o stabilim între plăci. Vom regla distanța dorită prin deplasarea ușoară succesivă a celor trei piulițe, în sus sau în jos, după cum este cazul, până când calea va pătrunde cu o ușoară strângere în oricare punct am alege de pe circumferință. Nu am prevăzut nici un dispozitiv pentru a asigura centrarea ansamblului camerei superioare față de ansamblul inferior, dar poziția găurilor din urechile sudate pe placa difuzoare superioară a fost determinată prin așezarea celor două ansambluri unul peste celălalt și suprapunerea cu grijă a circumferințelor plăcilor difuzoare apoi fixarea poziției relative cu niște bride și apoi găurirea celor trei urechi suprapuse. Este adevărat că aceste găuri sunt găuri de trecere, deci între ele și prezoane există un joc, dar acesta este mic. În plus, înainte de a strânge piulițele superioare, cu ajutorul unei rigle sau a unui echer se poate verifica, tot pe mai multe puncte pe circumferință, concentricitatea celor două plăci difuzoare, poziție care dacă nu e corespunzătoare se poate corecta prin aplicarea unor ușoare lovituri cu un ciocan de cauciuc.

Toate aceste reglaje se fac cu capacul superior și cu mantaua demontate. Fiecare modificare, fie a distanței dintre plăci prin manevrarea piulițelor 19, fie a poziției relative dintre plăci și ajutoraj, respectiv contrapiesă, prin schimbarea adaosurilor 33 și 36, nu se poate face decât după demontarea capacului și scoaterea mantalei, fapt care constituie un dezavantaj al variantei finale. Totuși, această soluție este mai robustă și asigură o precizie a poziționării relative mai bună decât varianta de la pct.b). În plus etanșarea capacelor pe manta se face prin strângerea între capace și inelele 10, sudate în carcasă, a unor garnituri de cauciuc 11, de grosime 3 mm. La variantele timpurii nu am putut folosi garniturile de cauciuc deoarece strângerea acestor garnituri ar fi dereglat lanțul de dimensiuni pe care se baza poziționarea relativă la ajutoraj-contrapiesă, respectiv la plăcile difuzoare, dar pentru varianta realizată în final, distanța dintre capace nu influențează poziția relativă a plăcilor difuzoare sau a ajutorajului și a contrapiesei. Am realizat presiuni interioare de până la 2 bar, prin închiderea aproape completă a refulării, (dar fără efect de ejecție care dispare la contrapresiuni de 1.1 ... 1.3 bar în funcție de depresiune și de presiunea fluidului principal). Nu am reușit să punem în evidență scurgeri de aer din carcasă chiar la suprapresiuni interioare de 1 bar, nici prin control manual și nici prin urmărirea perturbării unei flăcări de brichetă, deci putem să considerăm etanșarea incintei de refulare ca fiind corespunzătoare.

Prin sudarea subansamblor în ansambluri mai mari am eliminat problemele legate de etanșările interioare. Singura etanșare interioară, care nu am putut să o verific, a fost la adaosul de cupru 33. Aerul comprimat din interiorul țevii de aducțiune are tendința să scape prin această zonă spre spațiul din camera de aspirație inferioară, unde se creează, prin ejecție, depresiune. Totuși realizarea filetului cu joc mic și materialul moale al adaosului ne fac să apreciem că aceste scăpări, dacă există, nu sunt foarte mari. În ceea ce privește alte posibilități de scăpare a aerului între incinte de presiuni diferite, trebuie să menționăm că toate furtunile montate pe ștuțurile de aducțiune, respectiv refulare, au fost prevăzute cu coliere sau strânse cu mai multe inele de sârmă moale, iar pe parcursul încercărilor am urmărit periodic toate aceste zone și nu am constatat existența unor scăpări sesizabile de fluid.

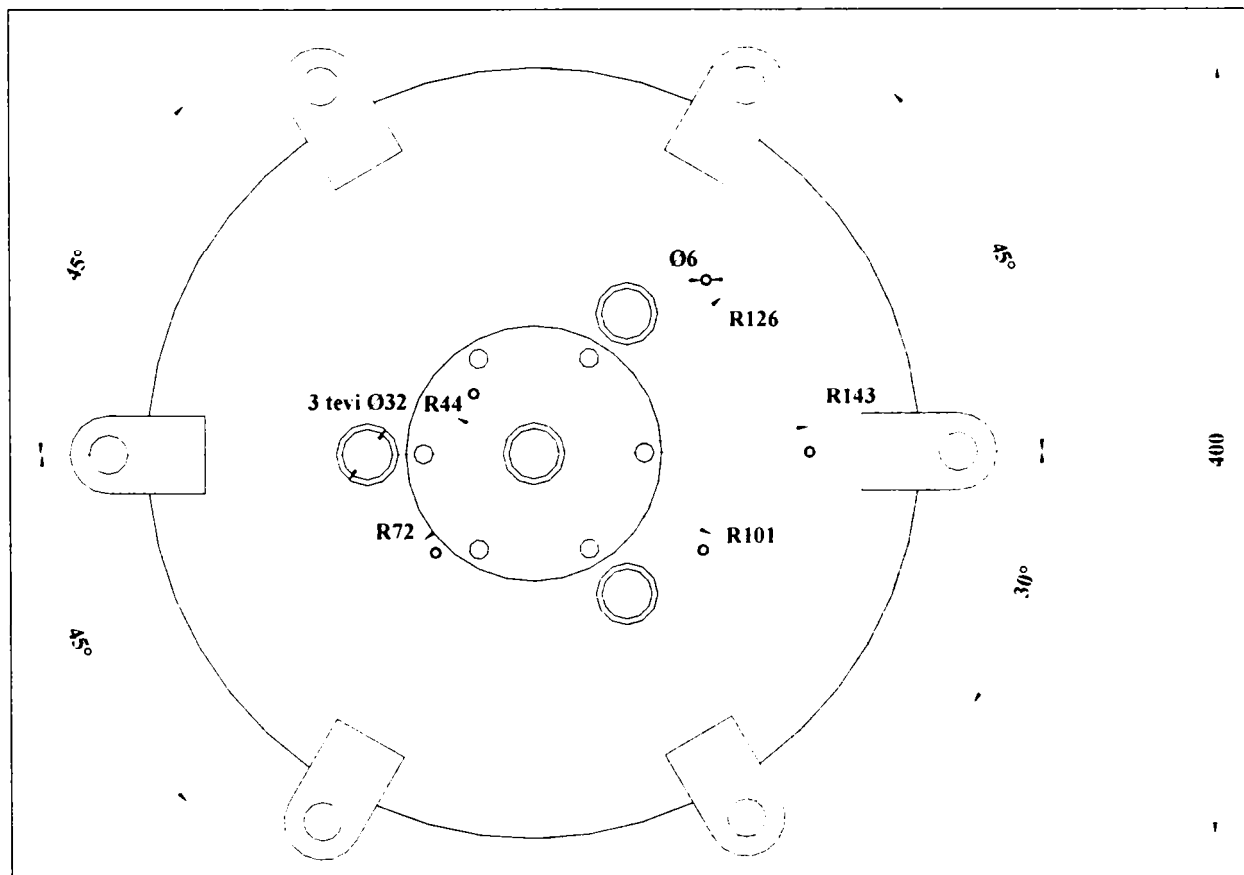


Fig. 2.49. Vederea de jos a ansamblului capac inferior

Urmărind în continuare traseul fluidelor prin ejector, după ce fluidul principal vine în contact cu cel secundar la ieșirea din secțiunea maximă dintre ajutor și contrapiesă ele se amestecă și fac schimb de impulsuri, fluidul secundar fiind antrenat de cel primar, a cărui viteză scade. Contactul dintre cele două fluide se face pe două suprafețe inelare, ușor tronconice situate pe cele două fețe ale jetului radial, între diametrul exterior al ajutorului de lucru și a contrapiesei (inițial $\varnothing 40$ mm) și diametrul interior al plăcilor difuzoare ($\varnothing 70$ mm). Jetul de amestec intră între cele două plăci difuzoare, unde energia sa cinetică se transformă în energie potențială (de presiune). După ieșirea amestecului dintre plăcile difuzoare el umple incinta de refulare dintre manta și capace și apoi este evacuat prin conducta 5 spre tronsonul de măsură pentru parametri amestecului, de unde este evacuat în atmosferă prin vana de reglare a contrapresiunii, montată la capătul tronsonului de măsură.

La varianta finală am montat și 5 prize pentru măsurarea presiunilor statice de-a lungul plăcilor difuzoare. Prizele sunt confecționate din țevă de alamă cu diametrul interior $\varnothing 4$ mm, cu grosimea peretelui de 1 mm, fiind cea mai subțire țevă care s-a putut alămi în orificiile special practicate în plăcile difuzoare. De asemenea a mai fost necesară alămirea în zona de trecere prin capacul inferior, pentru a păstra etanșarea camerei de refulare. Poziționarea prizelor s-a făcut astfel: prima priză și ultima priză s-au poziționat cât mai aproape posibil (din punct de vedere constructiv) de diametrul interior, respectiv exterior al plăcii difuzoare inferioare, adică la $\varnothing 88$ (R 44), respectiv la $\varnothing 286$ (R 143) pentru ultima. Celelalte trei prize au fost distribuite aproximativ egal pe distanța rămasă pe rază, la diametrele $\varnothing 144$ (R 72), $\varnothing 202$ (R 101), respectiv $\varnothing 252$ (R 126). Ultima priză ar fi trebuit dispusă mai în interior, dar nu am putut datorită peretelui camerei de aspirație inferioare. Desigur că aceste prize au fost dispuse pe raze diferite pentru a nu se influența foarte mult reciproc, fapt care s-ar fi întâmplat dacă ar fi fost dispuse pe aceeași rază. Amplasarea prizelor și a ștuțurilor de aspirație pentru fluidul secundar pe capacul inferior se poate observa în fig. 2.49, care reprezintă vederea de jos a capacului inferior. Unele dimensiuni se pot observa mai bine în fig. 2.50 care reprezintă secțiunea prin ansamblul sudat al capacului inferior.

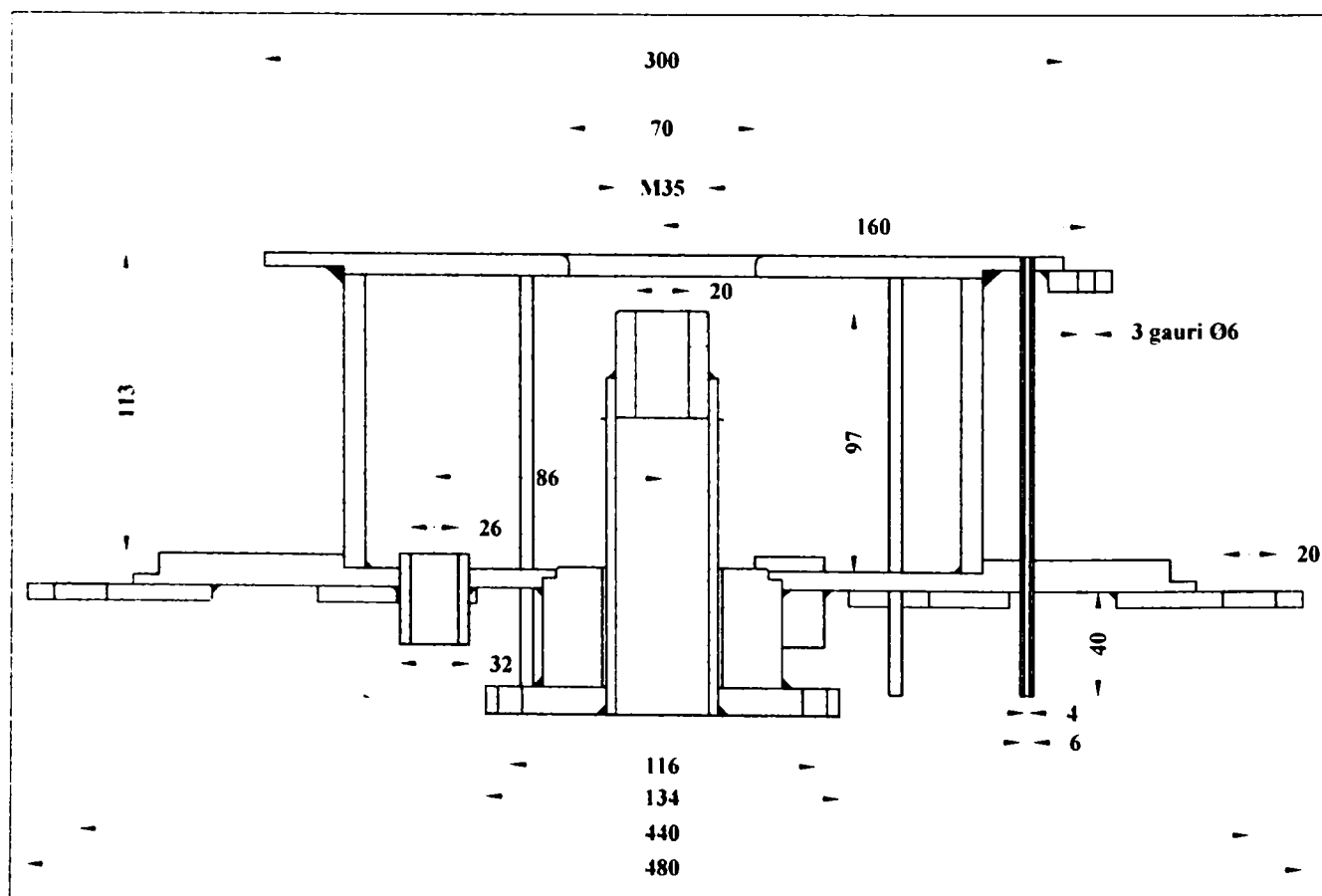


Fig. 2.50. Secțiune prin ansamblul capac inferior

Pentru toate piesele și subansamblele ejectorului radial, pentru o proiectare judicioasă din punctul de vedere al construcției de mașini, a am consultat [41].

8.3.3. Realizarea modulelor de măsurare.

Ținând cont de faptul că pentru a ne putea pronunța asupra performanțelor ejectoarelor trebuie să cunoaștem pentru fiecare dintre cele trei fluide (primar, secundar și amestec) cel puțin doi parametri termodinamici de stare, precum și debitul fluidului respectiv care trece prin ejector, am conceput pentru fiecare fluid câte o porțiune de stand pe care să fie grupate instrumentele de măsură. Forma finală a acestor instalații de măsură a rezultat asemănătoare pentru cele trei fluide, ele deosebindu-se doar prin valoarea dimensiunilor geometrice.

Deoarece soluția aleasă pentru măsurarea debitelor pentru toate cele trei fluide a fost cea a orificiului, elementul deprimogen fiind câte o diafragmă normalizată, am obținut în final trei module tubulare de măsură având în componență fiecare câte un tronson în amonte de diafragmă, apoi diafragma propriuzisă și apoi un tronson în aval de de diafragmă. Dimensiunile principale ale diaframelor fiind alese (vezi 8.2.2) am determinat constructiv celelalte dimensiuni pentru tronsoanele din amonte și aval precum și pentru flanșele de legătură, ținând cont de specificațiile din STAS 7347 /1 - 83, STAS 7347/2 - 90, STAS 7347 /3 - 83 și STAS 7347 /4 – 74 precum și recomandările suplimentare din [51] și [109]. În final, pentru toate cele trei module de măsurare, tronsoanele din amonte respectă condiția de a avea o lungime de 10 ori mai mare decât diametrul interior al conductei, iar tronsoanele din aval de diafragmă respectă condiția de a avea o lungime de 5 ori mai mare decât același diametru.

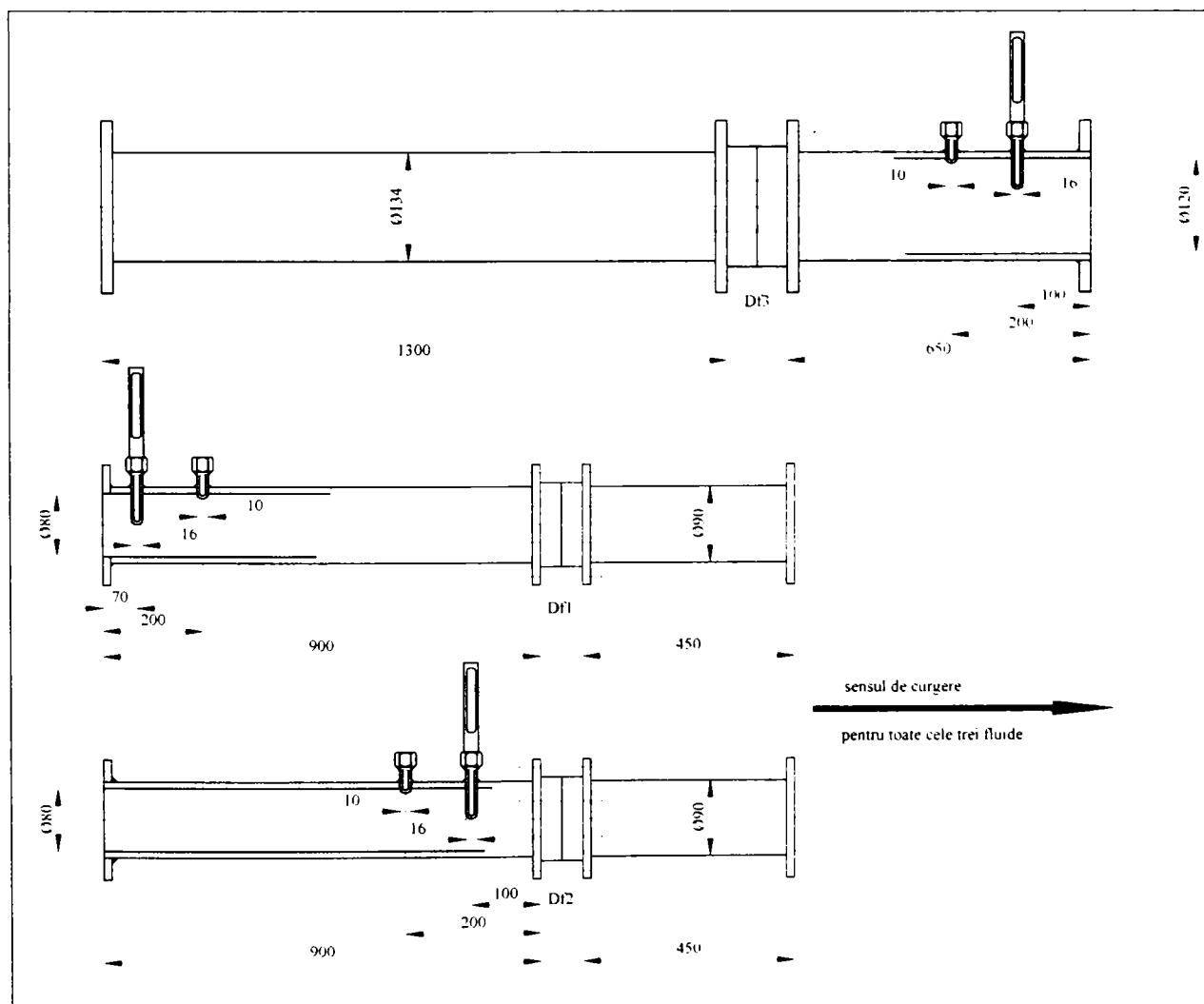


Fig. 2.51. Detalii geometrice ale modulelor de măsurare. Amplasarea prizelor de presiune și a tecilor pentru termometre.

Cele trei debite se determină măsurând căderea de presiune pe diafragme. Aceste căderi de presiune se determină cu ajutorul a câte un manometru diferențial cu tub U cu coloană de apă, legăturile spre ștuțurile prizelor de presiune de la fețele diafragmelor realizându-se cu furtune de cauciuc, asigurate pe ștuțuri cu coliere de strângere. Grosimea peretelui fiecărui furtun de cauciuc a fost aleasă corespunzătoare presiunilor interioare din tronson: pentru măsurarea căderii de presiune pe diafragma fluidului primar a fost ales un furtun cu perete gros de 6 mm, diametrul interior fiind de $\varnothing 6$ mm, furtunul fiind forțat pe ștuțurile de $\varnothing 8$ mm ale prizelor diafragmei, respectiv ale manometrului. Același furtun l-am folosit și pentru fluidul secundar pentru a rezista la burdușirea cauzată de depresiunea interioară. Pentru diafragma amestecului am folosit un furtun cu perete mai subțire, doar de 2 mm, deoarece în această zonă nu avem decât o ușoară suprapresiune.

Pentru fiecare fluid am măsurat temperatura cu ajutorul unui termometru cu mercur cu domeniul $0-100^{\circ}\text{C}$, pentru fluidul secundar și amestec, respectiv $0-120^{\circ}\text{C}$ pentru fluidul primar. Termometrele au fost montate în tecile sudate pe conductele modulelor de măsură, amplasate așa cum se observă în fig. 2.51. Capătul tecilor ajunge până în axul conductelor pe care au fost montate. Pentru a asigura o mai bună transmitere a căldurii spre rezervorul termometrelor, tecile au fost umplute cu ulei. Celălalt capăt al tecilor a fost prevăzut cu câte un dispozitiv de prindere cu filet pentru a permite montarea unor termocuple sau termorezistențe, în cazul în care inerția termică a termometrelor cu mercur ar conduce la măsurători necorespunzătoare.

Deoarece nu am dispus de rezervoare de liniștire pentru nici unul dintre fluide, am măsurat presiunile statice din conductele modulelor de măsură. Pentru fluidul primar am folosit un manometru industrial cu membrană cu domeniul de măsură $1...10$ bar, presiunea indicată fiind deci presiunea absolută din interiorul conductei de aer comprimat. Manometrul a fost amplasat prin filetare pe un ștuț corespunzător sudat pe tronsonul din amonte.

Pentru fluidul secundar am folosit inițial un vacuumetru industrial cu membrană pe care l-am înlocuit cu un manometru cu tub U cu coloană de mercur. Legătura dintre manometru și punctul de măsură se face cu un furtun armat (pentru a nu se deforma la depresiune), tras pe ștuțul de furtun sudat pe tronsonul din amonte de diafragma fluidului secundar.

Pentru amestec am folosit tot un manometru industrial, care poate funcționa și ca vacuumetru, montat pe un ștuț sudat pe tronsonul din aval de diafragma respectivă, domeniul fiind $0...2$ bar, acul indicator fiind poziționat la valoarea 1 pentru presiunea atmosferică. Pozițiile în care au fost sudate ștuțurile de manometru se observă tot în fig. 2.51.

Detaliile despre realizarea ejectorului radial prezentate în acest capitol au fost publicate și în [5].

8.3.4. Organizarea finală a standului în vederea realizării măsurătorilor

Locația standului în vederea efectuării măsurătorilor a fost stabilită în cadrul C.E.T. Oradea, deoarece rampa de descărcare a vagoanelor de cărbune dispune de o stație proprie de compresoare pentru a furniza aerul comprimat necesar pentru deschiderea pneumatică a vagoanelor. Cele patru compresoare sunt dispuse câte două în câte o încăpere, ele refulând într-un rezervor tampon (cu un volum de 10 m^3), amplasat afară, între cele două încăperi. Am primit acceptul de a amplasa standul de încercare pentru ejectoare într-una din cele două încăperi, testarea ejectoarelor urmând a fi realizată doar atunci când consumul standului nu afectează procesul de descărcare al vagoanelor. În fig. 2.52 este reprezentată schematic stația de compresoare și amplasarea standului.

În fig. 2.53 se observă amplasarea modulelor de măsurare pentru ejectorul axial, mărimile fizice măsurate (temperaturi, presiuni și căderi de presiune pe diafragme), precum și locurile unde sunt amplasate aceste puncte de măsură. În fig. 2.54, se observă același aspecte, dar pentru ejectorul radial. După cum se observă în fig. 2.53, amplasarea modulelor de măsurare, în cazul ejectorului axial se face direct pe corpul ejectorului. Singurul furtun din

utilizat pe traseul unuia din cele trei fluide se găsește pe traseul fluidului primar între vana de racordare la circuitul de aer comprimat și modulul de măsură al fluidului principal, fiind un furtun armat cu diametrul interior de 42 mm, având o lungime de aproximativ 1600 mm. Celelalte furtune din componența standului sunt legături de la prizele de presiune de pe fețele diafragmelor la manometrele diferențiale corespunzătoare, lungimile și diametrele lor fiind specificate pe schiță. Aerul comprimat este adus la ejector prin deschiderea unei vane de laminare, prin manevrarea căreia se poate modifica presiunea fluidului principal înainte de ajutorul de lucru. La capătul modulului de refulare se găsește o vană cu clapetă, a cărei închidere parțială conduce la creșterea contrapresiunii la refularea amestecului. De asemenea la intrarea fluidului secundar (aer atmosferic) este montat un robinet cu bilă; închiderea parțială a acestui robinet, în condițiile în care fluidul principal aspiră o anumită cantitate de fluid secundar din camera de amestec a ejectorului, conduce la crearea unei depresiuni pe tronsonul de aspirație și în camera de amestec.

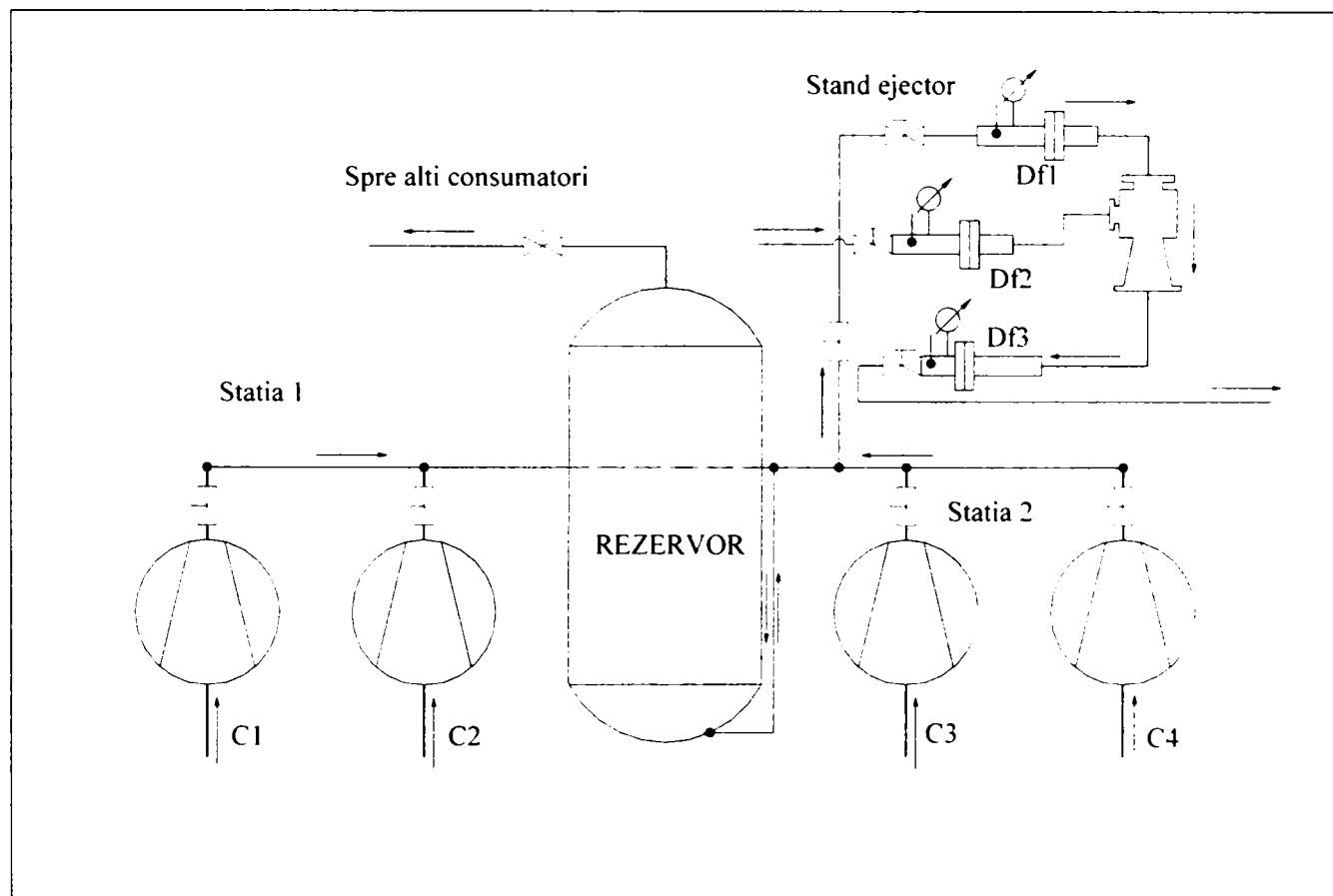


Fig. 2.52. Stația de compresoare și amplasarea standului

În cazul încercării ejectorului radial, variantele succesive au condus în final la o organizare a standului de încercare așa cum se observă în schița din fig. 2.54. Modulele de măsurare nu mai sunt cuplate direct ca la cel axial, ci cu ajutorul unor furtune trase pe ștuțuri sudate (sau pe ștuțuri cu flanșe) și etanșate cu ajutorul unor coliere de strângere.

Pe traseul fluidului principal furtunul dintre vana de cuplare la circuitul de aer comprimat și vana de laminare are același diametru interior (42 mm), dar am folosit un tronson ceva mai lung (2000 mm). De la ieșirea din modulul de măsurare și până la intrarea în ejector am folosit tot un furtun, de același diametru interior dar de lungime 1600 mm.

Pe traseul fluidului secundar am prevăzut inițial două orificii de aspirație cu diametrul interior de 26 mm, unul în camera inferioară și unul în camera superioară, cel din camera superioară fiind în legătură cu un ștuț identic sudat în capac, legătura fiind asigurată cu ajutorul unui furtun cu diametrul interior egal cu diametrul exterior al ștuțurilor (32 mm) și de lungime 600 mm dispus liber în interiorul camerei de refulare. După primele teste ale ejectorului radial, debitul de fluid secundar aspirat fiind mic în comparație cu același debit.

dar pentru ejectorul axial, am decis să mărim aria totală a orificiilor de absorbție prin creșterea numărului acestora.

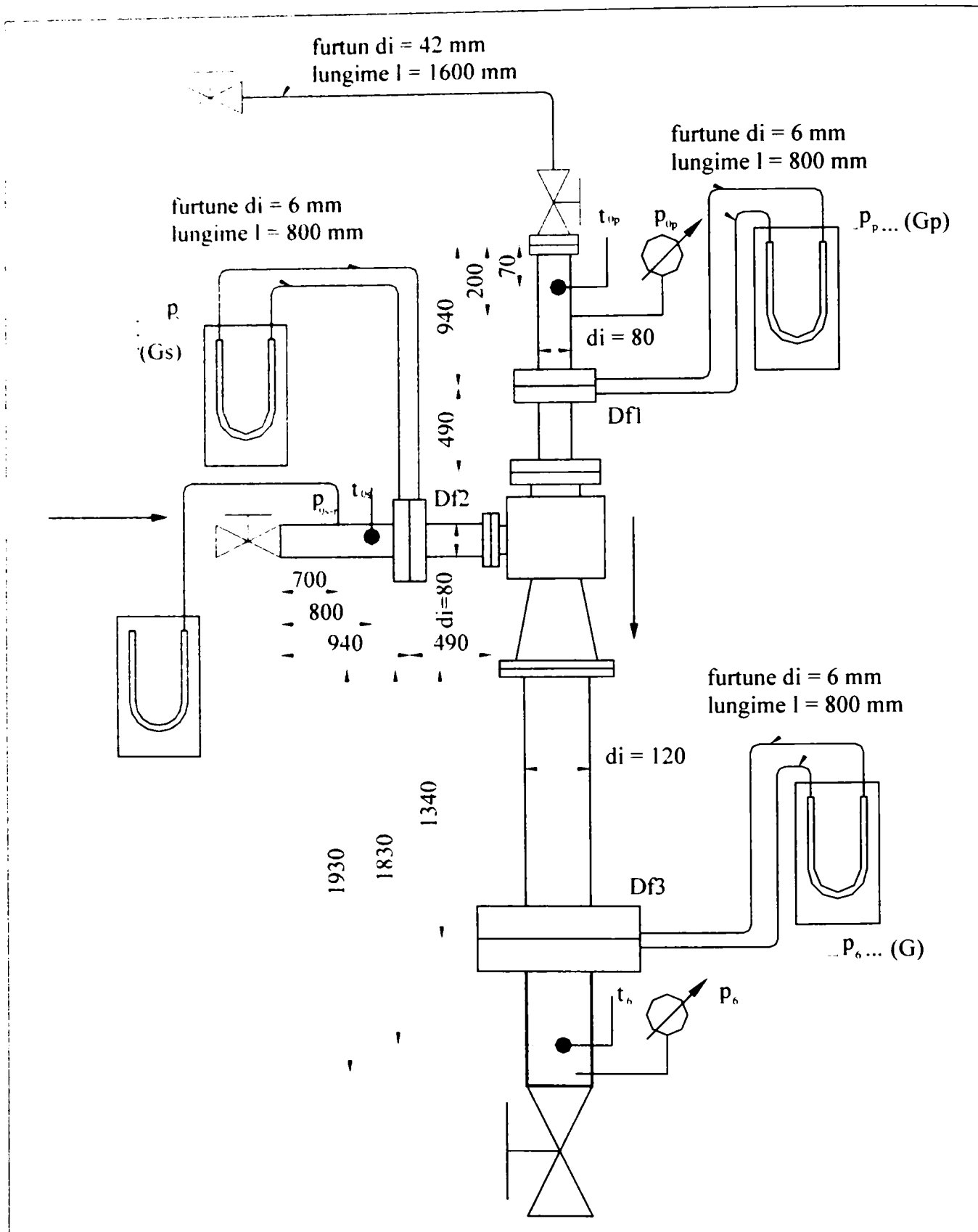


Fig. 2.53. Standul pentru ejectorul axial și amplasarea punctelor de măsură

În final am ajuns la soluția cu trei ștuțuri în camera inferioară și unul în camera superioară, iar legătura cu modulul de măsurare pentru fluidul secundar se observă în fig. 2.54. La ieșirea din modulul de măsurare este cuplat cu flanșă un tronson confecționat din țevă cu diametrul interior de 46 mm, urmat de o ramificație în formă de T, pe fiecare

ramificație fiind prevăzut câte un cot la 90° urmat de o îngustare a secțiunii la diametrul interior de 26 mm, exteriorul fiind de 32 mm, pentru a putea utiliza furtunele disponibile cu acest diametru interior.

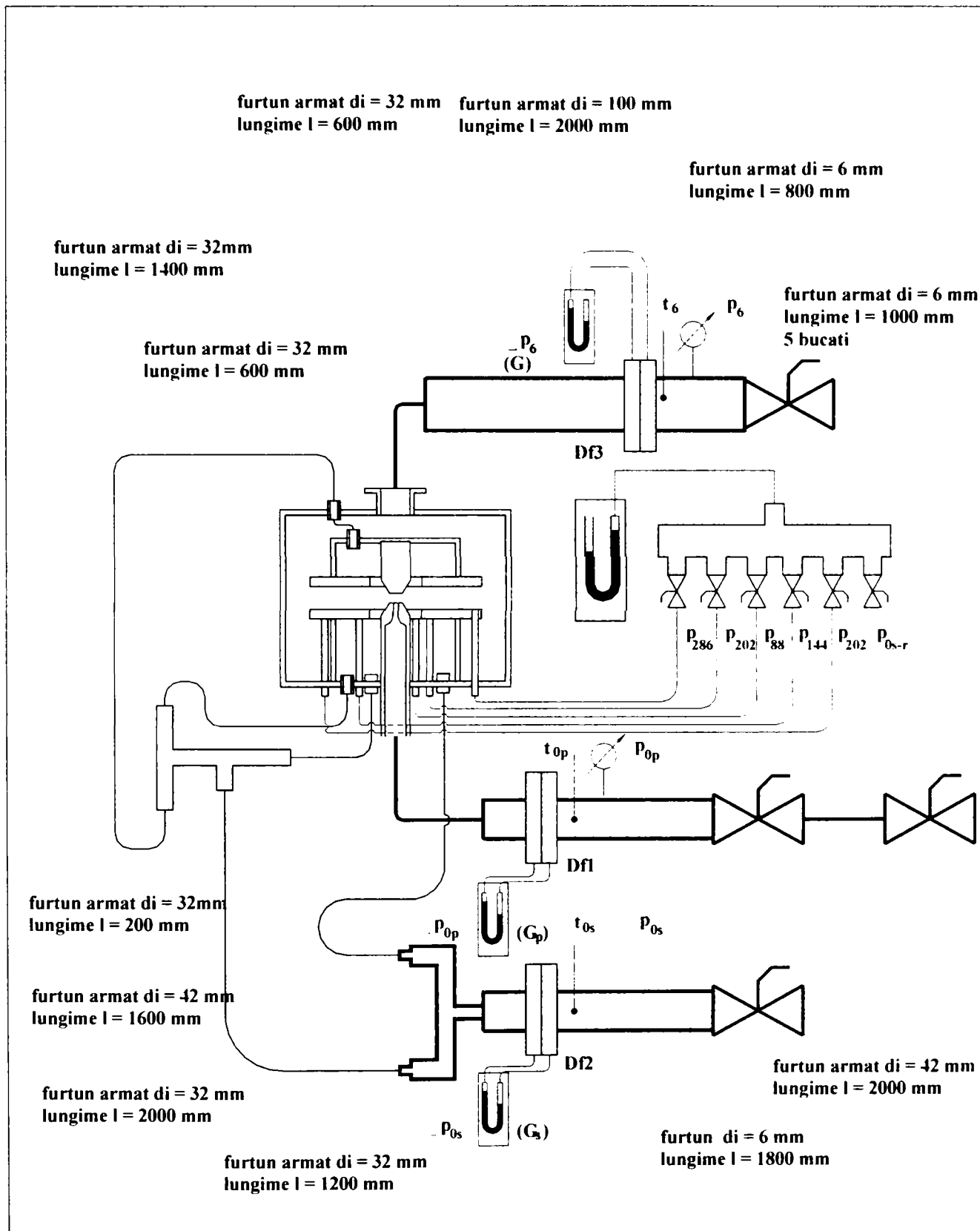


Fig. 2.54. Standul pentru ejectorul radial și amplasarea punctelor de măsură

Una din ramificații este în legătură cu unul din ștuțurile sudate pe camera de aspirație inferioară prin intermediul unui furtun cu lungimea de aprox. 2000 mm. De la cealaltă ramificație pornește un furtun lung de 1200 mm la o altă ramificație în formă de T dublu, (a cărei formă se poate observa în schița din fig. 2.54), confecționată din țevi cu diametrul interior de 26 mm (exterior 32 mm). Două din cele trei ramificații de ieșire sunt legate de

celelalte două ștuțuri sudate la camera de aspirație inferioară, prin două furtune scurte de 200, respectiv 600 mm. A treia ramificație este în legătură cu ștuțul din capacul superior, (care este în legătură cu ștuțul sudat pe camera de aspirație superioară) printr-un furtun de lungime de aprox. 1400 mm. Sistemul de aspirație este relativ complicat dar accesul limitat la camerele de aspirație a impus această soluție constructivă.

Nici refularea amestecului format nu este conectată direct la modulul de măsurare ci prin intermediul unui furtun de diametru mare cu diametrul interior de 100 mm, lungimea sa fiind de aproximativ 2 m.

Ștuțurile de furtun sunt lise, dar diametrul lor exterior a fost prelucrat în așa fel încât furtunele să fie montate cu strângere, iar apoi fixate cu coliere. Toate flanșele sunt strânse utilizând garnituri de clingherit, inclusiv cele utilizate la etanșarea flanșelor diafragmelor ; înainte de a fi montate la îmbinările corespunzătoare garniturile au fost acoperite pe ambele fețe cu vopsea pentru o etanșare mai bună, care a fost împospătată la fiecare demontare și remontare. De altfel îmbinările cu flanșe și garnituri de clingherit nu au fost demontate decât după încercarea ejectorului axial pentru a pregăti organizarea standului ejectorului radial, îmbinările de la modulele de măsură, inclusiv îmbinările acestora cu vanele de laminare nefiind demontate nici în acest caz. Schimbarea adaosurilor ejectorului radial nu a presupus decât demontarea și remontarea unor furtune de pe, respectiv pe ștuțurile corespunzătoare, precum și demontarea-remontarea capacelor ejectorului la care am utilizat pentru etanșare garnituri de cauciuc. Toate aceste îmbinări au fost verificate înainte de fiecare set de măsurători, sau după fiecare intervenție asupra standului cu ajutorul unei flăcări de brichetă pentru a evidenția prezența curenilor de aer din dreptul etanșărilor, semnalând astfel fie scăpări de agent primar sau amestec, fie infiltrații de aer atmosferic în zonele de stand cu depresiune.

Organizarea standului, așa cum este ea prezentată în acest capitol, a fost descrisă în lucrarea [5].

După organizarea, verificarea și punerea la punct a standurilor, succesiv pentru cele două ejectoare, am trecut la realizarea măsurătorilor pentru diverse regimuri, am prelucrat datele obținute, am trasat grafic unele dependențe și am încercat să desprindem unele concluzii, aspecte care vor fi prezentate în partea a III-a.

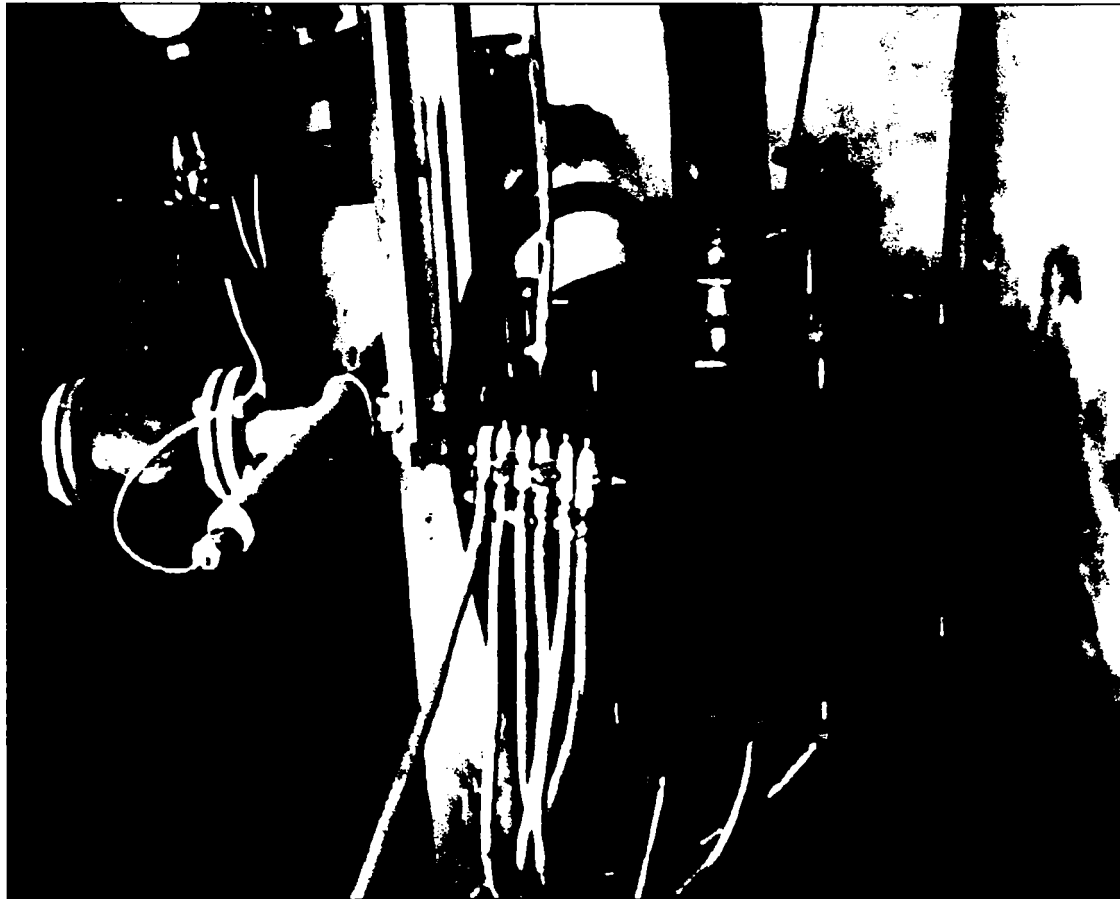


Foto.2.2. Varianta finală a ejectorului radial (montată pe stand)



Foto.2.3. Ejectorul radial fără carcasă



Foto.2.4. Ansamblul inferior al ejectorului radial. Spațiul inelar de aspirație.



Foto.2.5. Ajutajul radial și contrapiesa

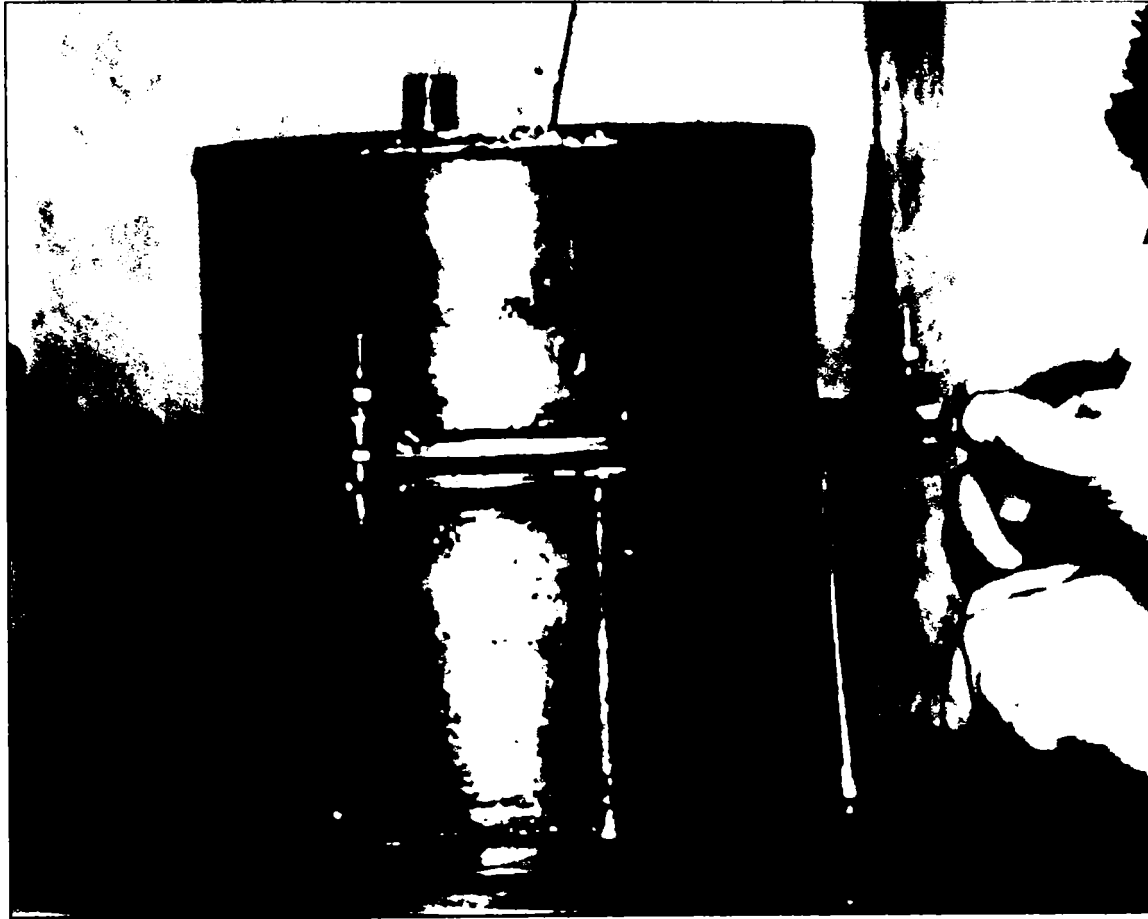


Foto.2.6. Reglarea distanței dintre plăcile difuzoare



Foto. 2.7. Tronsonul de măsură pentru fluidul principal



Foto.2.8. Tronsoanele de măsură pentru aspirație și refulare (vedere parțială 1)



Foto.2.9. Tronsoanele de măsură pentru aspirație și refulare (vedere parțială 2)

PARTEA A III-A.

ÎNCERCAREA EJECTOARELOR. PREZENTAREA MĂSURĂTORILOR ȘI ANALIZA REZULTATELOR. CONCLUZII

Rezumat: În ultima parte a tezei am grupat capitolele care prezintă modul de realizare al măsurătorilor și care au fost rezultatele obținute. De asemenea este descris modul în care au fost prelucrate rezultatele, conform premiselor teoretice expuse în partea I a lucrării. Această parte a III-a este strâns legată de anexele A2...A12, deoarece practic în aceste anexe, inserate la finalul lucrării, au fost prezentate rezultatele încercărilor pentru diferitele poziții relative ale plăcilor ejectorului radial, în cadrul prezentei părți fiind cuprinse rezultatele a doar uneia din pozițiile posibile pentru plăcile ejectorului radial, și anume aceea pentru care secțiunile semnificative de curgere au valori foarte apropiate de cele ale ejectorului axial. Această parte mai cuprinde și reprezentări grafice pentru coeficientul de ejecție și randament în funcție de creșterea de presiune realizată, pentru o parte din regimurile la care au fost încercate ejectoarele, fiind făcute și trimiterele amintite la anexe pentru cele mai multe din ejectoarele radiale. În încheiere am conceput un capitol în care propunem o analiză a rezultatelor obținute și încercăm să desprindem concluziile ce se impun în urma analizei rezultatelor studiului efectuat. Această parte a III-a poate fi considerată în întregime ca o contribuție originală a autorului, realizată desigur pe baza materialului bibliografic indicat în primele părți.

Capitolul 9. Realizarea determinărilor experimentale. Prezentarea rezultatelor obținute.

Rezumat: În capitolul 9 am descris modul de realizare al măsurătorilor pentru ejectorul axial și pentru una din configurațiile geometrice ale ejectorului radial, cea denumită (12-4-40), urmând ca rezultatele pentru celelalte configurații geometrice ale ejectorului radial să fie prezentate ca anexe. La început am prezentat funcționarea standului și caracteristicile regimurilor de încercare precum și modurile de stabilizare la aceste regimuri. Am descris apoi modul de realizare concretă a citirilor și precauțiile luate la validarea rezultatelor pentru fiecare regim. În final am prezentat tabelar rezultatele măsurătorilor pentru toate regimurile la care au fost încercate ejectoarele, făcând trimitere la anexe pentru celelalte configurații ale ejectorului radial.

9.1. Stabilizarea regimurilor de funcționare. Efectuarea măsurătorilor

După organizarea standului prin efectuarea legăturilor pe traseele de curgere a celor trei fluide și montarea aparatelor de măsură pentru fiecare ejector în parte, am trecut la efectuarea propriuzisă a determinărilor experimentale.

Pentru fiecare ejector au fost măsurate aceleași mărimi, și anume:

1. Pentru fluidul principal (aer comprimat)

- p_{0p} - presiunea statică a fluidului principal pe tronsonul de dinainte de diafragmă, după ventilul de laminare a aerului comprimat livrat de stația de compresoare, măsurată cu un manometru cu membrană, tip industrial, domeniul de măsură fiind 1...10 bar.
- t_{0p} - temperatura fluidului principal pe tronsonul din amonte de diafragmă, măsurată cu un termometru cu mercur cu domeniul de măsură 0...120°C
- Δp_p - căderea de presiune pe diafragma fluidului principal, măsurată cu un manometru diferențial cu tub U cu coloană de apă

2. Pentru fluidul secundar (aer atmosferic laminat)

- p_{0s} - presiunea statică a fluidului secundar pe tronsonul de dinainte de diafragmă, după ventilul de laminare a aerului atmosferic, măsurată cu un manometru cu tub U (vacuumetru) cu coloană de mercur, ramurile având lungimi mai mari de 760 mm, putându-se măsura atât depresiuni, cât și suprapresiuni până la 1 bar .
- t_{0s} - temperatura fluidului secundar pe tronsonul din amonte de diafragmă, măsurată cu un termometru cu mercur cu domeniul de măsură 0...100°C
- Δp_s - căderea de presiune pe diafragma fluidului secundar, măsurată cu un manometru diferențial cu tub U cu coloană de apă

3. Pentru amestecul format

- p_6 - presiunea statică a amestecului pe tronsonul de după de diafragmă, înainte de ventilul de reglare a contrapresiunii amestecului, măsurată cu un manometru industrial, care poate funcționa și ca vacuumetru, domeniul fiind 0...2 bar, acul indicator fiind poziționat la valoarea 1 pentru presiunea atmosferică
- t_6 - temperatura amestecului pe tronsonul din aval de diafragmă, măsurată cu un termometru cu mercur cu domeniul de măsură 0...100°C
- Δp_6 - căderea de presiune pe diafragma amestecului, măsurată cu un manometru diferențial cu tub U cu coloană de apă

Pentru **presiunile și temperaturile** măsurate trebuie făcute următoarele precizări: în sensul strict folosit în această lucrare, provenit din literatura de specialitate, după cum se vede și din fig. 1.1, presiunile p_{0p} , p_{0s} și p_6 , precum și temperaturile t_{0p} , t_{0s} și t_6 se referă la presiunile și temperaturile care se realizează efectiv în secțiunile respective, notate 0p, 0s și 6, care sunt foarte dificil de măsurat direct, fără a perturba curgerea în zonele menționate, sau fără a complica foarte mult construcția ejectoarelor. De aceea la măsurătorile efectuate de diverși cercetători *se determină aceste mărimi în puncte mai mult sau mai puțin îndepărtate de aceste secțiuni nominalizate*, și anume în diferite puncte de pe traseele de aducțiune a fluidelor principal și secundar, respectiv de pe traseul de refulare a amestecului, după cum se vede din schțele standurilor din figurile fig. 1.27, fig. 1.28 și fig. 1.29. În fiecare caz autorii consideră că diferențele de presiune (respectiv temperatură) dintre punctele unde se realizează efectiv măsurătoarea și secțiunile 0p, 0s și 6 (din fig. 1.1) sunt neglijabile și nu oferă nici un fel de date despre căderile de presiune sau despre modificările de temperatură care pot să apară pe traseele de curgere ale fluidelor și între secțiunile nominalizate și secțiunile efective unde se fac măsurătorile.

Diferențele care există între valorile parametrilor din secțiunile 0p, 0s și 6 (în mod real) și aceeași parametri mășurați în alte secțiuni (apropiate, dar totuși diferite) pot fi cu adevărat suficient de mici pentru a putea fi neglijate, dar acest fapt trebuie stabilit pentru fiecare instalație și pentru fiecare punct de măsură în parte. Chiar și pentru standurile pe care le-am organizat pentru cele două ejectoare putem considera că pentru fluidul principal presiunea și temperatura măsurate în amonte de diafragmă nu diferă prea mult de aceleași mărimi care se stabilesc la intrarea în ajutorul de lucru. Pierderea de presiune de la punctul de măsură la secțiunea de intrare în ajutorul de lucru poate fi estimată la 100 – 200 mm H₂O, cu tot cu pierderea de presiune remanentă pe diafragmă, ceea ce este doar o fracțiune neglijabilă din presiunea absolută de 4, 5 sau 6 bar a fluidului principal la intrare ; de asemenea fluidul nu ajunge să schimbe căldură cu mediul ambiant, - traseul fiind suficient de scurt, chiar dacă nu este izolat – ceea ce în condițiile în care presiunea nu diferă prea mult ne conduce la concluzia că nici temperatura fluidului nu se modifică prea mult pe traseul de aducțiune. Putem considera că pentru refulare lucrurile se prezintă oarecum similar: presiunea reală la ieșirea din difuzor, în secțiunea 6, este puțin mai mare decât presiunea măsurată pe tronsonul din aval

de diafragmă, dar și în acest caz putem neglija o pierdere de presiune de 100 – 200 mm H₂O în raport cu presiunea de refulare 1...1.3 bar, temperatura rămânând și în acest caz cvasiconstantă. O diferență mai mare între cele două valori menționate ar putea apărea la ejectorul radial unde fluidul suferă mai multe schimbări de direcție după ce trece de secțiunea 6: totuși, secțiunile largi de curgere ne permit să considerăm că și în acest caz aproximarea la care ne referim este încă posibilă.

Pentru fluidul secundar trebuie să folosim aceste considerente cu prudență. Presiunea care se stabilește în camera de amestec, care este o depresiune, este mai mică față de pierderile care apar pe traseul de aducțiune al fluidului secundar și de aceea eroarea relativă care s-ar face prin neglijarea pierderilor de presiune ar fi mai mare decât în celelalte două cazuri. Totuși, în cazul ejectorului axial, pentru care modulul de măsură este montat direct pe camera de amestec, putem considera că pierderile de presiune dintre punctul de măsură și camera de amestec sunt relativ mici. În schimb pentru ejectorul radial, pentru care am fost nevoiți să folosim un sistem de aducțiune complicat (vezi fig. 2.54), aceste pierderi de presiune ar putea fi semnificative în raport cu presiunea reală care se stabilește în camera (camerele) de amestec. Estimarea acestor pierderi de presiune pentru sistemul de aducțiune existent este destul de nesigură. Se poate face un calcul fluidodinamic utilizând metodele clasice din literatura de specialitate pentru pierderile liniare și locale de presiune, dar pentru pierderile liniare nu cunoaștem suficient de precis viteza, care nu poate fi decât evaluată cu ajutorul debitului, secțiunii și densității, iar pentru pierderile locale, coeficienții de pierdere de presiune disponibili se referă în special la fluide incompresibile, adică la apă. O confirmare a faptului că între punctul de măsură a lui p_{0s} , înaintea de diafragmă, și camera de amestec există o diferență de presiune semnificativă, cel puțin la unele regimuri, este dată de valoarea presiunii statice la prima priză de presiune de pe plăcile difuzoare, cea situată la intrarea fluidului între plăci, care în multe cazuri este semnificativ mai mică decât presiunea măsurată pe traseul de aducțiune, cea care în literatură este considerată foarte apropiată de presiunea ce se stabilește în camera de amestec. O astfel de diferență de presiune, relativ mai mică, se constată între valoarea măsurată la ultima priză de pe plăcile difuzoare, deci cu câțiva mm înaintea de secțiunea 6, și valoarea măsurată pe tronsonul de refulare, înaintea ventilului de reglare a contrapresiunii. Observând aceste diferențe pentru mai multe regimuri de funcționare putem afirma că presiunea din camera de amestec (în secțiunile 2, 3 și 4) este sensibil mai mică în realitate decât p_{0s} măsurată pe traseul de aducțiune; de asemenea presiunea din secțiunea 6 la ieșirea dintre plăcile difuzoare este sensibil mai mare decât cea măsurată pe traseul de evacuare.

Totuși, dacă analizăm ejectoarele ca aparate energetice care au ca scop crearea unei depresiuni într-o incintă și refularea amestecului în altă incintă, putem considera, prin asimilarea modulelor de măsură cu incintele pe care nu am reușit să le realizăm, că este legitim să folosim pentru calculele energetice și pentru calculul randamentului valorile măsurate pentru presiuni și temperaturi în punctele indicate în figurile 2.53 și 2.54, și nu valorile realizate în secțiunile 0s și 6, care nu se pot măsura direct, ci se pot doar calcula sau evalua ținând cont de presiunile statice măsurate la intrarea și ieșirea de și de pe plăcile difuzoare. Desigur că folosind valorile realizate în secțiunile 0s și 6, randamentul aparatului ar fi mai bun, dar *deoarece toate datele disponibile prezentate anterior se referă la presiuni și temperaturi măsurate în (sau foarte aproape de) incintele de extracție, respectiv de refulare, pentru calculele energetice vom folosi mărimile măsurate pe modulele de măsurare.*

Măsurarea căderilor de presiune pe diafragme cu manometrele diferențiale cu tub U și coloană de apă nu pune probleme deosebite, execuția îngrijită a diafragmelor și a etanșărilor fixe, precum și citirea atentă a indicațiilor aparatelor au făcut ca diferența dintre debitul măsurat de amestec și suma debitelor măsurate pentru fluidul primar și cel secundar să fie suficient de mică, în medie de 4..5 procente, cu maxime în jurul a 10 procente.

Pentru ejectorul radial am măsurat în plus **presiunile statice în diferite puncte pe plăcile difuzoare**, pe raze diferite și la raze diferite, presiuni notate după valoarea diametrului cercului pe care este emplasată priza respectivă: **p₈₈, p₁₄₄, p₂₀₂, p₂₅₂ și p₂₈₆**. Aceste presiuni au fost măsurate succesiv cu ajutorul unei camere de distribuție cu șase intrări, cinci de la cele cinci prize plus una de pe tronsonul de aspirație, și o singură ieșire spre manometrul cu tub U cu mercur. Citirile s-au făcut prin manevrarea robinetilor amplasați la fiecare intrare, de fiecare dată fiind deschis un singur robinet, ceilalți cinci fiind închiși, în așa fel încât la un moment dat doar una din prize să fie în contact cu aparatul de măsură, celelalte fiind izolate prin închiderea robinetilor.

Efectuarea măsurătorilor. Măsurătorile au fost efectuate prin citirea și notarea directă a indicațiilor aparatelor de măsură. După montarea ejectoarelor, a modulelor de măsurare și a aparatelor de măsură corespunzătoare se deschide ventilul de legătură cu rețeaua de aer comprimat, ventilul de laminare de pe traseul fluidului principal fiind complet închis, iar ventilul de laminare de pe aspirație, precum și cel de reglare a contrapresiunii fiind complet deschise.

Se deschide ventilul de laminare al fluidului principal și se reglează presiunea fluidului activ la o valoare mare pentru plaja de măsurători 6,5 bar. Se verifică manual și cu ajutorul devierii unei flăcări dacă există scăpări de aer comprimat pe traseul de aer comprimat până la intrarea în ejector în dreptul tuturor îmbinărilor cu flanșe și garnituri sau în dreptul furtunelor trase și strânse cu coliere pe ștuțurile corespunzătoare. Se închide treptat ventilul de laminare a aerului atmosferic până când debitul de fluid aspirat scade foarte mult iar depresiunea pe partea de aspirație devine maximă, apoi se verifică dacă nu avem pătrunderi de aer fals pe la îmbinările de pe traseul de aspirație sau la camera de amestec, verificarea făcându-se tot manual sau cu o mică flacără ce nu trebuie să fie atrasă spre zona etanșării fixe. La fel se verifică și etanșările de pe traseul de refulare după ce am fixat ventilul de pe aspirație la o poziție pentru care depresiunea este mică, iar prin închiderea aproape completă a ventilului de reglare a contrapresiunii se pot atinge valori mari pentru presiunea de pe tronsonul de refulare. Desigur că aceste metode de verificare nu asigură existența unor etanșări perfecte, dar ne asigură că **debitele** de fluid care scapă din instalație, sau care pătrund în zonele cu depresiuni **sunt foarte mici**.

După aceste verificări ventilele de pe aspirație și de pe refulare se deschid complet iar presiunea fluidului principal se aduce la valoarea dorită prin manevrarea ventilului de laminare de dinaintea modulului de măsură a fluidului principal. Datorită consumului standului, dar și datorită cuplării periodice a altor consumatori, presiunea p_{0p} avea tendința să scadă de cele mai multe ori, iar la cuplarea compresorului de rezervă, avea tendința să crească. De aceea toate măsurătorile, la toate regimurile *au fost efectuate în prezența unui operator la acest ventil*, care prin manevrarea în limite restrânse a ventilului a reușit să mențină constantă presiunea fluidului principal la valoarea dorită. Prezența operatorului a fost necesară și din rațiuni de securitate, acest ventil urmând a fi închis repede la apariția unor evenimente nedorite, cum au fost perforarea sau smulgerea unor furtune de pe ștuțurile pe care au fost fixate.

Apoi se închide ușor ventilul de laminare a aerului atmosferic până când pe tronsonul de aspirație se creează o ușoară depresiune. Se așteaptă stabilizarea regimului apoi se fac cele 9 citiri (trei presiuni, trei temperaturi, trei căderi de presiune pe diafragme). După câteva minute se repetă aceste citiri, iar în cazul în care nu avem diferențe prea mari între cele două valori pentru aceeași mărime fizică, rezultatele se validează pentru regimul respectiv. Pentru menținerea depresiunii de pe tronsonul de aspirație, prin manevrarea ventilului de laminare a aerului atmosferic, nu am avut decât ocazional un operator, dar nici nu a fost nevoie de modificarea poziției ventilului în timpul citirilor, depresiunea creată la o anumită deschidere a ventilului, în condițiile în care presiunea fluidului principal și contrapresiunea au fost menținute constante, fiind și ea remarcabil de constantă. Doar la câteva regimuri am observat

modificarea presiunii și am corectat-o printr-o ușoară manevrare a ventilului, apoi am continuat sau am repetat măsurătorile, după cum a fost cazul.

Cele două mărimi au fost citite și notate atât pentru ejectorul axial cât și pentru ejectorul radial. În plus la încercările ejectorului radial am citit și cele 5 valori de la cele 5 prize de presiune de pe plăcile difuzoare prin manevrarea în pozițiile închis deschis a robinetelor corespunzătoare de la distribuitorul legat la manometrul cu mercur. Acest set de citiri l-am efectuat o singură dată pentru fiecare regim în condițiile în care celelalte două mărimi au rămas la aceleași valori pentru două citiri repetate la un interval de 3...4 minute.

După validarea unui set de citiri, adică un regim (9 mărimi la ejectorul axial și 14 mărimi la cel radial) am închis încă puțin ventilul de pe aspirație, realizând o laminare mai puternică a debitului de aer atmosferic. Debitul de aer aspirat scade, dar presiunea realizată crește. Se repetă citirile pentru noul regim așa cum au fost ele descrise anterior, se validează și se notează. Se stabilizează și se fac citiri pentru cât mai multe regimuri, închizând treptat ventilul de pe aspirație până când debitul aspirat tinde spre zero, când se realizează, după cum am observat, presiunea maximă. Numărul de regimuri care poate fi realizat pentru o contrapresiune dată la aceeași presiune a fluidului principal diferă în funcție de mărimea debitului de fluid aspirat la deschiderea maximă a ventilului de laminare de pe aspirație, dar și de condiții subiective legate de stabilizarea regimurilor la cuplarea altor consumatori. Astfel în unele cazuri am validat 10-12 regimuri pentru p_{0s} și p_6 fixe, iar uneori nu am reușit să validăm decât un regim.

Procedeele descrise anterior se repetă pentru diferite contrapresiuni, care pot fi obținute prin închiderea treptată a ventilului de reglare a contrapresiunii de la ieșirea modulului de măsură de pe refulare. Contrapresiunea poate fi crescută până când nu se mai obține presiune la aspirație nici măcar pentru un debit de fluid secundar foarte mic. De regulă am făcut determinări pentru trei contrapresiuni diferite.

Urmează apoi modificarea presiunii la intrarea fluidului principal la o nouă valoare care va fi menținută constantă pentru mai multe valori (5...10) ale lui p_{0s} și pentru mai multe valori, de regulă 3 pentru contrapresiunea p_6 . Valorile lui p_{0p} pentru care au fost validate regimuri de funcționare au fost cel puțin 3 (4, 5 și 6 bar), dar pentru ejectorul axial am făcut determinări și la 2 și la 3 bar.

În final am reușit citirea și validarea a câtorva zeci de regimuri pentru ejectorul axial și câteva sute de regimuri pentru ejectorul radial în cele 12 configurații geometrice în care a fost încercat.

9.2. Prezentarea rezultatelor măsurătorilor pentru ejectorul axial

Încercările ejectorului axial au fost realizate în Noiembrie 2003. Regimurile validate pentru ejectorul axial au fost notate în tab. 3.1, care cuprinde pentru fiecare regim cei două parametri mășurați – câte trei pentru fiecare fluid – iar pentru fluidul secundar presiunea din tronsonul de dinainte de diafragmă este notată atât ca presiune relativă, în coloana (6), cât și ca presiune absolută, în coloana (7). Din motive care țin de tehnoredactare am cuprins în acest tabel și entalpiile celor trei fluide, în coloanele (4), (9) și (13), care sunt de fapt mărimi calculate, iar modul în care am ajuns la valorile din tabel va fi prezentat la subcapitolul dedicat prelucrării datelor experimentale.

Ariile secțiunilor de curgere semnificative au următoarele valori (vezi fig. 2.44 și 2.45):

$d_1 = 12 \text{ mm}$	$A_1 = 113,09 \text{ mm}^2$
$d_2 = 18,5 \text{ mm}$	$A_2 = 268,81 \text{ mm}^2$
$d_5 = 38 \text{ mm}$	$A_5 = 1134,12 \text{ mm}^2$
$d_6 = 120 \text{ mm}$	$A_6 = 11309,73 \text{ mm}^2$

Tab 3.1. Ejectorul axial – parametri mășurați și calculul entalpiilor

Nr.	p_{0p}	t_{0p}	i_{0p}	Δp_p	p_{0s-r}	p_{0s}	t_{0s}	i_{0s}	Δp_s	p_6	t_6	i_6	Δp_6
	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	mm Hg	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	2	16	288,95	108	-24	0,968	8	281,04	48	1	12	285,00	64
2.	2	18	290,94	111	-40	0,947	10	283,02	44	1	12	285,00	58
3.	2	23	295,89	100	-55	0,928	10	283,02	12	1	13	285,99	30
4.	2	23	295,89	113	-8	0,989	10	283,02	12	1,06	13	285,99	32
5.	2	19	291,93	101	-23	0,970	10	283,02	8	1,06	13	285,99	26
6.	2	27	299,86	105	-39	0,949	12	285,00	4	1,06	14	286,97	22
7.	3	42	314,77	144	-24	0,968	10	283,02	142	1	17	289,94	160
8.	3	57	329,74	153	-45	0,941	11	284,01	76	1	19	291,93	112
9.	3	71	343,75	147	-70	0,908	13	285,99	46	1	22	294,90	82
10.	3	76	348,76	144	-99	0,870	13	285,99	28	1	23	295,89	64
11.	3	80	352,78	147	-128	0,832	14	286,97	12	1	23	295,89	46
12.	3	37	309,80	150	-8	0,989	11	284,01	108	1,04	18	290,94	136
13.	3	39	311,79	154	-25	0,967	11	284,01	86	1,04	18	290,94	120
14.	3	41	313,78	156	-55	0,928	12	285,00	52	1,04	19	291,93	94
15.	3	47	319,76	162	-90	0,882	12	285,00	24	1,04	23	295,89	66
16.	3	49	321,75	156	-135	0,822	13	285,99	12	1,04	24	296,88	52
17.	3	50	322,75	151	-22	0,971	13	285,99	54	1,07	22	294,90	98
18.	3	52	324,74	148	-45	0,941	13	285,99	42	1,07	22	294,90	82
19.	3	53	325,74	148	-82	0,892	13	285,99	26	1,07	23	295,89	62
20.	4	49	321,75	189	-38	0,950	12	285,00	126	1	22	294,90	190
21.	4	37	309,80	177	-74	0,903	13	285,99	108	1	22	294,90	174
22.	4	27	299,86	173	-110	0,855	13	285,99	54	1	20	292,92	120
23.	4	26	298,87	190	-150	0,803	13	285,99	30	1	20	292,92	106
24.	4	14	286,97	183	-22	0,971	9	282,03	110	1,02	11	284,01	182
25.	4	21	293,91	189	-44	0,942	10	283,02	100	1,02	12	285,00	170
26.	4	47	319,76	180	-67	0,912	10	283,02	84	1,02	13	285,99	146
27.	4	58	330,74	176	-106	0,861	10	283,02	34	1,02	16	288,95	96
28.	4	68	340,74	183	-130	0,829	12	285,00	20	1,02	21	293,91	78
29.	4	35	307,81	177	-28	0,963	11	284,01	126	1,04	16	288,95	184
30.	4	46	318,76	183	-60	0,921	11	284,01	90	1,04	17	289,94	156
31.	4	61	333,74	177	-70	0,908	12	285,00	40	1,04	20	292,92	100
32.	4	68	340,74	175	-77	0,899	12	285,00	22	1,04	24	296,88	82
33.	5	46	318,76	228	-22	0,971	13	285,99	156	1	22	294,90	274
34.	5	38	310,79	217	-52	0,932	13	285,99	140	1	21	293,91	244
35.	5	42	314,77	230	-80	0,895	13	285,99	98	1	18	290,94	210
36.	5	63	335,74	224	-106	0,861	11	284,01	60	1	21	293,91	158
37.	5	73	345,75	218	-164	0,784	11	284,01	22	1	24	296,88	114
38.	5	79	351,77	230	-26	0,966	14	286,97	136	1,02	26	298,87	240
39.	5	85	357,80	230	-56	0,926	14	286,97	112	1,02	27	299,86	212
40.	5	89	361,83	226	-96	0,874	14	286,97	76	1,02	30	302,84	174
41.	5	93	365,85	220	-124	0,837	16	288,95	48	1,02	32	304,83	146
42.	5	79	351,77	229	-40	0,947	14	286,97	118	1,04	30	302,84	222

Nr.	p_{0p}	t_{0p}	i_{0p}	Δp_p	p_{0s-r}	p_{0s}	t_{0s}	i_{0s}	Δp_s	p_6	t_6	i_6	Δp_6
	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	mm Hg	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O
43.	5	55	327.74	224	-68	0.911	14	286.97	84	1.04	30	302.84	190
44.	5	38	310.79	240	-94	0.876	14	286.97	48	1.04	27	299.86	148
45.	5	25	297.88	220	-144	0.811	12	285.00	20	1.04	18	290.94	110
46.	6	35	307.81	280	-36	0.953	12	285.00	156	1	19	291.93	320
47.	6	52	324.74	292	-60	0.921	12	285.00	120	1	20	292.92	280
48.	6	64	336.74	290	-99	0.870	12	285.00	90	1	22	294.90	232
49.	6	71	343.75	282	-144	0.811	13	285.99	64	1	26	298.87	196
50.	6	70	342.75	255	-214	0.718	14	286.97	46	1	30	302.84	172
51.	6	79	351.77	274	-20	0.974	15	287.96	136	1.04	31	303.83	292
52.	6	83	355.79	291	-60	0.921	15	287.96	106	1.04	33	305.82	262
53.	6	79	351.77	256	-125	0.836	14	286.97	98	1.04	31	303.83	230
54.	6	79	351.77	248	-170	0.776	14	286.97	52	1.04	33	305.82	180
55.	6	89	361.83	258	-64	0.916	16	288.95	106	1.08	38	310.79	240
56.	6	87	359.81	244	-32	0.958	15	287.96	136	1.08	38	310.79	254
57.	6	87	359.81	285	-90	0.882	16	288.95	44	1.08	40	312.78	182
58.	6	87	359.81	294	-135	0.822	15	287.96	36	1.08	36	308.80	174
59.	6	87	359.81	294	-150	0.803	15	287.96	32	1.08	39	311.79	160

9.3. Prezentarea rezultatelor măsurătorilor pentru ejectorul radial (12-4-40)

Varianta finală a ejectorului radial a fost încercată în perioada Aprilie – Mai 2004. Prin modificarea unor adaosuri și a distanței dintre plăcile difuzoare **am încercat de fapt 12 ejectoare radiale diferite**. În acest subcapitol vom prezenta rezultatele măsurătorilor într-un tabel similar tabelului 3.1 pentru *o singură geometrie a ejectorului radial* care are secțiunile de curgere apropiate ca valoare de cele ale ejectorului axial. Configurația geometrică este denumită (12-4-40), cifrele din paranteză având următoarea semnificație: 12 este distanța între plăcile difuzoare (H, în mm), 4 este distanța dintre ajutorul de lucru și contrapiesă (h, în mm), iar 40 este valoarea diametrului plăcilor ajutorului de lucru la ieșire (d_2 , în mm). Dimensiunile și ariile secțiunilor de interes sunt:

$$\begin{aligned}
 d_1 &= 10 \text{ mm} & A_1 &= 78.54 \text{ mm}^2 \\
 d_2 &= 40 \text{ mm} & A_2 &= 502.65 \text{ mm}^2 \\
 d_4 &= 70 \text{ mm} & A_4 &= 3078.76 \text{ mm}^2 \\
 d_5 &= 72 \text{ mm} & A_5 &= 2714.33 \text{ mm}^2 \\
 d_6 &= 300 \text{ mm} & A_6 &= 11309.7 \text{ mm}^2 \\
 h &= 4 \text{ mm} & H &= 12 \text{ mm} ; H_4 = 14 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Se observă că secțiunea de ieșire este aceeași ca în cazul ejectorului axial, iar secțiunea critică a ajutorului de lucru este mai mică, fiind de așteptat un debit mai mic pentru fluidul principal. Din motive constructive nu am putut respecta egalitatea celorlalte secțiuni: prin modificarea adaosurilor, adică a dimensiunilor h și H se vor putea atinge pentru secțiunile corespondente aceleași valori, dar nu simultan.

Presiunile, temperaturile și căderile de presiune pe diafragme pentru cele trei fluide sunt notate în tab. 3.2, unde în plus mai apar și entalpiile în secțiunile unde se măsoară temperatura. Ca valori măsurate mai apar și presiunile statice la cele 5 prize, valori notate în tab. 3.3.

Tab 3.2. Ejectorul radial (12-4-40) – parametri măsurați și calculul entalpiilor

Nr.	p_{0p}	t_{0p}	i_{0p}	Δp_p	p_{0s-r}	p_{0s}	t_{0s}	i_{0s}	Δp_s	p_6	t_6	i_6	Δp_6
	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	mm Hg	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	4	31	303,83	122	-4	0,995	19	291,93	11	1	26	298,87	60
2.	4	39	311,79	135	-18	0,976	19	291,93	9	1	28	300,85	59
3.	4	46	318,76	118	-32	0,958	19	291,93	6	1	30	302,84	47
4.	4	52	324,74	124	-52	0,932	19	291,93	4	1	31	303,83	43
5.	4	58	330,74	122	-64	0,916	19	291,93	2	1	33	305,82	36
6.	5	51	323,75	143	-6	0,992	20	292,92	16	1	35	307,81	84
7.	5	42	314,77	134	-20	0,974	20	292,92	12	1	35	307,81	78
8.	5	50	322,75	141	-40	0,947	20	292,92	9	1	34	306,81	72
9.	5	54	326,74	145	-62	0,918	20	292,92	6	1	35	307,81	66
10.	5	62	334,74	145	-76	0,900	20	292,92	3	1	37	309,80	58
11.	5	71	343,75	145	-4	0,995	20	292,92	10	1,05	48	320,75	69
12.	5	69	341,74	145	-20	0,974	20	292,92	6	1,05	48	320,75	62
13.	5	68	340,74	139	-38	0,950	20	292,92	4	1,05	48	320,75	56
14.	5	67	339,74	135	-52	0,932	21	293,91	2	1,05	48	320,75	50
15.	5	67	339,74	145	-4	0,995	21	293,91	4	1,1	49	321,75	49
16.	5	67	339,74	143	-20	0,974	21	293,91	2	1,1	49	321,75	44
17.	6	72	344,75	156	-4	0,995	21	293,91	21	1	40	312,78	108
18.	6	49	321,75	154	-20	0,974	20	292,92	17	1	31	303,83	104
19.	6	57	329,74	145	-40	0,947	19	291,93	12	1	28	300,85	90
20.	6	62	334,74	144	-68	0,911	19	291,93	7	1	31	303,83	80
21.	6	51	323,75	170	-84	0,889	19	291,93	5	1	37	309,80	78
22.	6	52	324,74	145	-100	0,868	19	291,93	2	1	30	302,84	64
23.	6	59	331,74	165	-6	0,992	19	291,93	12	1,05	39	311,79	94
24.	6	47	319,76	161	-24	0,968	19	291,93	8	1,05	38	310,79	82
25.	6	51	323,75	183	-42	0,945	20	292,92	4	1,05	36	308,80	78
26.	6	62	334,74	174	-57	0,925	20	292,92	2	1,05	38	310,79	63
27.	6	63	335,74	162	-2	0,997	20	292,92	6	1,1	39	311,79	76
28.	6	72	344,75	167	-18	0,976	20	292,92	5	1,1	42	314,77	66
29.	6	75	347,76	183	-32	0,958	20	292,92	3	1,1	43	315,77	66
30.	6	76	348,76	173	-40	0,947	20	292,92	2	1,1	46	318,76	60

Tab. 3.3. Ejectorul radial (12..4..40) – presiunile statice măsurate pe plăcile difuzoare

Nr.	u	P _{40-r} (P _{0s-r}) mm Hg	P _{88-r} mm Hg	P _{144-r} mm Hg	P _{202-r} mm Hg	P _{252-r} mm Hg	P _{286-r} mm Hg	P ₄₀ (P _{0s}) bar	P ₈₈ bar	P ₁₄₄ bar	P ₂₀₂ bar	P ₂₅₂ bar	P ₂₈₆ bar
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	0.406	-4	-32	10	14	16	18	0.995	0.958	1.013	1.018	1.021	1.024
2.	0.351	-18	-36	6	13	14	16	0.976	0.953	1.008	1.017	1.018	1.021
3.	0.308	-32	-40	4	10	12	14	0.958	0.947	1.005	1.013	1.016	1.018
4.	0.245	-52	-42	2	8	10	12	0.932	0.945	1.003	1.011	1.013	1.016
5.	0.177	-64	-46	-2	4	6	8	0.916	0.939	0.997	1.005	1.008	1.011
6.	0.415	-6	-40	8	12	16	20	0.992	0.947	1.011	1.016	1.021	1.026
7.	0.363	-20	-44	8	10	14	16	0.974	0.942	1.011	1.013	1.018	1.021
8.	0.307	-40	-46	4	8	10	14	0.947	0.939	1.005	1.011	1.013	1.018
9.	0.246	-62	-48	4	4	8	12	0.918	0.937	1.005	1.005	1.011	1.016
10.	0.176	-76	-51	2	4	6	12	0.900	0.933	1.003	1.005	1.008	1.016
11.	0.337	-4	-8	43	46	50	50	0.995	0.989	1.057	1.061	1.066	1.066
12.	0.259	-20	-10	38	42	48	46	0.974	0.987	1.050	1.055	1.063	1.061
13.	0.214	-38	-14	36	38	40	43	0.950	0.982	1.047	1.050	1.053	1.057
14.	0.153	-52	-18	32	34	36	39	0.932	0.976	1.042	1.045	1.047	1.051
15.	0.214	-4	26	76	80	82	82	0.995	1.034	1.100	1.105	1.108	1.108
16.	0.152	-20	24	71	74	78	80	0.974	1.032	1.093	1.097	1.103	1.105
17.	0.427	-4	-44	10	18	24	26	0.995	0.942	1.013	1.024	1.032	1.034
18.	0.371	-20	-48	10	16	20	24	0.974	0.937	1.013	1.021	1.026	1.032
19.	0.322	-40	-51	8	12	16	20	0.947	0.933	1.011	1.016	1.021	1.026
20.	0.245	-68	-53	8	10	14	18	0.911	0.930	1.011	1.013	1.018	1.024
21.	0.186	-84	-55	6	8	12	16	0.889	0.928	1.008	1.011	1.016	1.021
22.	0.128	-100	-59	4	6	8	12	0.868	0.922	1.005	1.008	1.011	1.016
23.	0.310	-6	-4	54	56	58	58	0.992	0.995	1.071	1.074	1.076	1.076
24.	0.250	-24	-8	48	50	54	56	0.968	0.989	1.063	1.066	1.071	1.074
25.	0.166	-42	-10	46	48	50	54	0.945	0.987	1.061	1.063	1.066	1.071
26.	0.122	-57	-20	41	43	45	49	0.925	0.974	1.054	1.057	1.059	1.064
27.	0.224	-2	28	77	82	84	88	0.997	1.037	1.101	1.108	1.111	1.116
28.	0.203	-18	22	70	74	78	81	0.976	1.029	1.092	1.097	1.103	1.107
29.	0.150	-32	16	68	68	72	74	0.958	1.021	1.089	1.089	1.095	1.097
30.	0.126	-40	12	64	66	70	72	0.947	1.016	1.084	1.087	1.092	1.095

Pentru celelalte configurații geometrice ale ejectorului radial, rezultatele măsurătorilor pentru toate regimurile la care acestea au fost încercate, se găsesc în anexele A2...A12, prezentate la sfârșitul lucrării.

Capitolul 10. Prelucrarea rezultatelor experimentale. Reprezentări grafice.

Rezumat: Pe baza rezultatelor măsurătorilor prezentate în capitolul 9, în acest capitol se determină pentru fiecare regim o serie de alte mărimi semnificative, cu ajutorul relațiilor teoretice prezentate în capitolele din prima și a doua parte a tezei. În final se trasează grafic dependențele dintre randament, respectiv coeficientul de ejecție și creșterea de presiune realizată, pentru o parte din regimurile de încercare, iar pentru erjectorul radial este reprezentată grafic și variația presiunii statice de-a lungul razei plăcilor difuzoare. Desigur că și în acest caz, pentru celelalte configurații ale erjectorului radial, prelucrarea datelor și reprezentările grafice sunt cuprinse în anexe.

10.1. Prelucrarea datelor experimentale

Pornind de la cele nouă valori citite pentru fiecare regim și pentru fiecare erjector am calculat mărimile derivate necesare determinării performanțelor erjectoarelor, dorind ca în final să putem prezenta atât tabelar, cât și grafic dependențele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$. Prelucrarea datelor experimentale este identică pentru cele două erjectoare, dar și pentru fiecare regim în parte. De aceea, odată stabilite formulele care urmează a fi aplicate datelor experimentale, se poate utiliza un program de tipul „foaie de calcul”, așa cum este programul Excel, pentru a extinde aceste formule asupra parametrilor tuturor regimurilor.

În continuare vom prezenta ce relații de calcul am folosit, urmând ca în subcapitolele 10.2 și 10.3 să prezentăm tabelar mărimile calculate pentru cele două erjectoare pentru care am prezentat mărimile măsurate în 9.2, respectiv 9.3, precum și reprezentările grafice susamintite.

a.) calculul entalpiilor celor trei fluide.

Pentru calcule uzuale putem folosi fără a greși prea mult relația:

$$i = c_p T \quad (3.1)$$

Totuși, pentru gazele reale, capacitatea calorică masică la presiune constantă nu este o constantă, ci depinde de temperatură și presiune, iar în domeniul temperaturilor relativ mari și a presiunilor relativ mici, cum sunt cele uzuale de lucru, dependența mai puternică este dependența față de temperatură. În literatura de specialitate sunt propuse mai multe relații de calcul pentru entalpia aerului, care pot fi folosite la prelucrarea datelor cu ajutorul unui calculator electronic. Formula pe care am utilizat-o pentru a calcula entalpiile celor trei fluide la intrare, respectiv ieșire pentru amestec a fost cea propusă de autori în [93], și anume:

$$i = \sum_{n=0}^3 b_n \cdot T_n \quad (3.2)$$

în care coeficienții b_n au următoarele valori:

$$\begin{aligned} b_0 &= 0.12074 \times 10^2 & b_1 &= 0.924502 \times 10^0 \\ b_2 &= 0.115984 \times 10^{-3} & b_3 &= -0.563568 \times 10^{-8} \end{aligned}$$

Deoarece rezultatele măsurătorilor au fost prelucrate tabelar cu ajutorul programului Excel am scris în limbajul Visual Basic [134], pe baza acestei relații, o funcție care calculează entalpia aerului la o anumită temperatură:

```
Function entalpi(t As Variant) As Variant
    entalp = 12.074 + 0.924502 * (t + 273.15) + 0.115984 * 10 ^ (-3) *
    * (t + 273.15) ^ 2 - 0.563568 * 10 ^ (-8) * (t + 273.15) ^ 3
End Function
```

Cu această funcție am calculat entalpiile notate în coloanele (4), (9) și (13) din tabelele tab. 3.1 și tab. 3.2. precum și din tabelele corespunzătoare din anexe, utilizând ca parametri valorile temperaturilor exprimate în °C și notate în coloanele (3), (8) și (12).

b.) calculul presiunii absolute a fluidului secundar în coloana de aducțiune.

Este vorba de transformarea presiunii relative în presiune absolută cu ajutorul relației:

$$p_{0s} [bar] = 1 + \frac{p_{0s-r} [mm Hg]}{760} \quad (3.3)$$

Valorile obținute cu această relație se găsesc în coloanele (7) din tabelele tab. 3.1., tab. 3.2., utilizând valorile presiunii relative citite la manometrul (vacuumetrul) cu mercur și care au fost notate în coloanele (6). Presiunea relativă p_{0s-r} , fiind o depresiune, intră în relație cu semn negativ, așa cum a fost notată în tabel.

Celelalte mărimi calculate sunt cuprinse în tabelele tab. 3.4. pentru ejectorul axial, respectiv tab. 3.5. pentru ejectorul radial (12-4-40), iar pentru celelalte ejectoare radiale mărimile calculate se regăsesc la aceleași coloane dar la tabelele corespunzătoare din anexe.

c.) calculul debitelor pornind de la căderile de presiuni măsurate pe diafragme

Căderile de presiune sunt notate în coloanele (5), (10) și (14) din tabelele tab. 3.1, respectiv tab. 3.2, iar calculul se face urmând un algoritm care are la bază relațiile de calcul utilizate la alegerea diafragmelor, prezentată în subcapitolul 8.2.2., adică relațiile 2.15 ÷ 2.21. În subcapitolul menționat se pornește de la un debit estimat și se calculează pentru fiecare diafragmă cam ce cădere de presiune va indica manometrul diferențial cu apă pentru debitul respectiv. Pentru calculul debitelor pornind de la diferențele de presiune măsurate pe cele trei diafragme am scris o funcție în limbajul Visual Basic, utilizabilă în programul tip « foaie de calcul », Excel. Funcția, denumită « debit », este o funcție compusă din alte funcții care au trebuit să fie scrise anterior. Secvența de program pentru a ajunge la calculul debitelor este următoarea:

```
Function beta(dmic As Variant, dmare As Variant) As Variant
    beta = dmic / dmare
End Function
```

Funcția beta este raportul între diametrul interior al conductei și diametrul orificiului diafragmei, introdus de relația 2.17.


```
Function ro(p As Variant, t As Variant) As Variant
    ro = 100000 * p / 287 / (t + 273.15)
End Function
```

Funcția *ro* calculează densitatea aerului pe tronsonul din amonte de diafragmă (pe tronsonul din aval pentru amestec) cu ajutorul ecuației de stare, pornind de la presiunile și temperaturile măsurate pe aceste tronsoane și notate în tabelele tab. 3.1. și tab. 3.2. în coloanele (2), (7) și (11) – presiunile și (3), (8), și (12) – temperaturile.

```
Function eta(t As Variant) As Variant
    eta = (17.07 * ((t + 273.15) / 273.15) ^ 0.5 * (1 + 112 / 273.15) / (1 + 112 / (t + 273.15))) * 10 ^ (-6)
End Function
```

Funcția *eta* calculează vâscozitatea dinamică a aerului după relația lui Sutherland [51], în care constanta *C* are pentru aer valoarea 112, iar vâscozitatea la 0°C este considerată 17.07×10^{-6} kg/ms.

```
Function wit(deltap As Variant, p As Variant, t As Variant) As Variant
    wit = (deltap * 9.81 / ro(p, t)) ^ 0.5
End Function
```

Funcția *wit* calculează o valoare aproximativă pentru viteza medie a fluidului în amonte de diafragmă. Deoarece nu cunoaștem încă debitul de fluid, nu putem folosi formula exactă care utilizează debitul, secțiunea de curgere și densitatea, și de aceea în [51] este propusă relația de mai sus, care oferă o valoare apropiată de cea a vitezei reale.

```
Function Re(deltap As Variant, dmare As Variant, p As Variant, t As Variant) As Variant
    Re = wit(deltap, p, t) * dmare * ro(p, t) / eta(t)
End Function
```

Funcția *Re* calculează valoarea numărului Reynolds conform relației 2.18, utilizând funcțiile definite anterior: *wit*, *ro* și *eta*.

```
Function Ee(dmic As Variant, dmare As Variant) As Variant
    Ee = dmare ^ 2 / (dmare ^ 4 - dmic ^ 4) ^ 0.5
End Function
```

Funcția *Ee* calculează coeficientul vitezei de apropiere *E*, coeficient care depinde doar de geometria diafragmei date.

```
Function Contr(dmic As Variant, dmare As Variant, deltap As Variant, p As Variant, t As Variant) As Variant
    Contr = 0.5959 + 0.0312 * (beta(dmic, dmare)) ^ 2.1 - 0.184 * (beta(dmic, dmare)) ^ 8 + 0.0029 * (beta(dmic, dmare)) ^ 2.5 * (10 ^ 6 / Re(deltap, dmare, p, t)) ^ 0.75
End Function
```

Funcția *Contr* calculează conform indicațiilor din [126], coeficientul de descărcare *C*, formulă folosită și în capitolul 8 la calculul diaframelor.

$$C = 0.5959 + 0.0312\beta^{2.1} - 0.184\beta^8 + 0.029\beta^{2.5} \cdot \sqrt{\frac{10^5}{Re_{\beta}}}$$

```
Function alfa(dmic As Variant, dmare As Variant, deltap As Variant, p As Variant, t As Variant) As Variant
```

```

alfa = beta(dmic, dmare) * Contr(dmic, dmare, deltap, p, t)
End Function

```

Funcția `alfa` calculează coeficientul de debit făcând produsul celor doi coeficienți E și C, ca în relația 2.21. **Valorile calculate cu această relație au fost comparate cu valorile date tabelar în literatura de specialitate [51], fiind observată o concordanță foarte bună.**

```

Function eps(dmic As Variant, dmare As Variant, deltap As Variant, p
As Variant) As Variant
    eps = 1 - (0.3207 + 0.3184 * (beta(dmic, dmare)) ^ 4) * (1 - ((p *
    3 - deltap * 9.81) / (p * 100000)) ^ (1 / 1.4)) ^ 0.935
End Function

```

Funcția `eps` calculează coeficientul de detentă (sau de compresibilitate) cu ajutorul unei relații de tipul 2.19. Relația propusă de [126] are expresia folosită în capitolul 8.

$$\varepsilon = 1 - (0.41 + 0.35 \cdot \beta^4) \frac{\Delta p}{p_1}$$

```

Function debit(dmic As Variant, dmare As Variant, p As Variant, t As
Variant, deltap As Variant) As Variant
    debit = alfa(dmic, dmare, deltap, p, t) * eps(dmic, dmare, deltap,
    p, t) * 0.1416 * dmic ^ 2 / 4 * (2 * deltap * 9.81 * ro(p, t)) ^ 0.5
End Function

```

În final calculăm debitul cu funcția `debit` care, scrisă conform relației 2.15, utilizând funcțiile scrise anterior.

Debitele calculate cu ajutorul acestei funcții sunt trecute în tabelele tab.3.4. – pentru ejectorul axial și tab. 3.5. – pentru ejectorul radial în coloanele: (2) – debitul de fluid principal, G_p , (3) – debitul de fluid secundar, G_s și (4) – debitul de amestec, G .

d). bilantul debitelor și calculul coeficientului de ejectie.

În coloana (5) din tab 3.4. și tab. 3.5. am calculat suma debitelor celor două fluide care intră în ejector, sumă notată chiar ($G_p + G_s$), iar în coloana (6) am calculat diferența care apare între debitul de amestec refulat și suma calculată în coloana (5), pe care am notat-o ΔG .

$$\Delta G = G - (G_p + G_s) \quad (3.4)$$

În următoarea coloană, (7) am notat și diferența relativă care apare la conservarea debitelor, folosind pentru aceasta relația:

$$(\Delta G / G \times 100) = \frac{\Delta G}{G} \cdot 100 \quad [\%] \quad (3.5)$$

În coloana (8) am calculat coeficientul de ejectie, u , așa cum a fost el definit de relația 1.78, folosind pentru G_s și G_p valorile din coloanele (2) și (3), determinate în urma prelucrării rezultatelor măsurătorilor.

e). calculul căderilor de entalpie, al randamentului și a comprimării realizate.

Pentru a putea calcula randamentul cu ajutorul uneia din relațiile propuse în capitolul 1 (1.83, 1.85 sau 1.86), trebuie să calculăm căderile de entalpie care intră în componența acestor relații (vezi și fig. 1.7). Pentru aceasta vom calcula mai întâi temperaturile necesare determinării acestor entalpii.

Vom calcula mai întâi temperatura pe care ar atinge-o fluidul principal la o destindere izentropică de la presiunea de dinaintea ajutorului de lucru, p_{0p} , la presiunea care am presupus

că se stabilește în camera de amestecare, dar care în realitate a fost măsurată pe tronsonul de aspirație, $p_2 = p_{0s}$, temperatură notată cu t_{2pt} .

$$t_{2pt} = (t_{0p} + 273.15) \cdot \left(\frac{p_{0s}}{p_{0p}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 273.15 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.6)$$

Cu ajutorul acestei valori am determinat entalpia fluidului principal la ieșirea din ajutorul de lucru în curgere izentropică, i_{2pt} .

$$i_{2pt} = \text{entalp}(t_{2pt})$$

iar în coloana (9) a tabelelor tab.3.4. și tab.3.5. și a celor de același tip din anexe am trecut căderea de entalpie izentropică la destinderea fluidului principal, h_{0t} .

$$h_{0t} = i_{0p} - i_{2pt} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.7)$$

În continuare determinăm temperatura la care ar ajunge fluidul principal într-o destindere izentropică, dar doar până la presiunea la care este refulat amestecul, adică p_6 , temperatură notată t''_{6pt} .

$$t''_{6pt} = (t_{0p} + 273.15) \cdot \left(\frac{p_6}{p_{0p}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 273.15 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.8)$$

Cu ajutorul acestei valori am determinat entalpia fluidului principal la o destindere izentropică până la presiunea la care este refulat amestecul, i''_{6pt} .

$$i''_{6pt} = \text{entalp}(t''_{6pt})$$

iar în coloana (10) a tabelelor tab.3.4. și tab.3.5. și a celor de același tip din anexe am trecut căderea de entalpie izentropică la comprimarea fluidului secundar, h_1 (vezi fig. 1.7).

$$h_1 = i''_{6t} - i_4 = i''_{6pt} - i_{2t} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.9)$$

Cu ajutorul acestor căderi de entalpie se calculează randamentul ejectorului la regimul respectiv după relația 1.83. Acesta este un randament definit în accepțiunea I care este și cea mai întâlnită în literatura de specialitate. Valorile calculate cu această relație sunt trecute în coloana (11) din tab.3.4. și tab.3.5. Valorile care s-ar obține cu celelalte relații menționate, adică randamente de tipul II, respectiv III, dau valori mai mari (rel. 1.85), respectiv mai mici (rel. 1.86) decât cele ale randamentului de tipul I, dar aceste accepțiuni pentru randament sunt oarecum impropru și sunt mai rar folosite în literatură.

În ultima coloană (12) din tablele cu mărimi calculate am trecut comprimarea utilă realizată, adică diferența dintre presiunea măsurată pe coloana de refulare și presiunea absolută măsurată pe conducta de aspirație:

$$\Delta p = p_6 - p_{0s} \quad [\text{bar}] \quad (3.10)$$

10.2. Mărimi calculate pentru ejectorul axial

Urmând metodele descrise în 10.1., pentru ejectorul axial am întocmit tabelul tab.3.4. în care sunt cuprinse mărimile necesare pentru a analiza performanțele acestui ejector pentru regimurile de lucru pentru care a fost încercat.

Tab. 3.4. Ejectorul axial – mărimi calculate

Nr.	G_p	G_s	G	G_p+G_s	ΔG	$\frac{\Delta G}{G}$	u	h_{0t}	h_l	η	Δp
	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	%	-	kJ/kg	kJ/kg	%	bar
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
1.	0,0559	0,0690	0,1305	0,1249	0,0055	4,24	1,235	53,26	2,12	5,115	0,032
2.	0,0565	0,0652	0,1243	0,1217	0,0026	2,08	1,155	55,10	3,58	8,029	0,053
3.	0,0532	0,0340	0,0895	0,0872	0,0023	2,53	0,640	57,50	5,05	6,164	0,072
4.	0,0565	0,0351	0,0951	0,0916	0,0035	3,64	0,622	53,17	4,72	6,052	0,071
5.	0,0538	0,0285	0,0858	0,0823	0,0035	4,06	0,530	53,75	5,99	6,647	0,090
6.	0,0541	0,0200	0,0788	0,0741	0,0047	5,95	0,370	56,81	7,66	5,766	0,111
7.	0,0757	0,1174	0,2035	0,1931	0,0104	5,10	1,550	85,81	2,05	3,799	0,032
8.	0,0762	0,0849	0,1700	0,1612	0,0089	5,23	1,114	92,08	4,08	5,167	0,059
9.	0,0732	0,0649	0,1450	0,1381	0,0069	4,75	0,887	98,70	6,72	6,475	0,092
10.	0,0719	0,0498	0,1281	0,1217	0,0064	4,96	0,692	103,19	9,79	7,247	0,130
11.	0,0723	0,0320	0,1087	0,1043	0,0044	4,06	0,443	107,55	13,00	6,094	0,168
12.	0,0779	0,1035	0,1912	0,1814	0,0098	5,13	1,329	83,01	3,16	5,263	0,051
13.	0,0787	0,0915	0,1798	0,1702	0,0096	5,34	1,163	85,03	4,63	6,696	0,073
14.	0,0789	0,0698	0,1590	0,1487	0,0103	6,48	0,885	88,23	7,29	7,964	0,112
15.	0,0797	0,0465	0,1326	0,1262	0,0064	4,86	0,584	93,25	10,66	7,537	0,158
16.	0,0779	0,0319	0,1176	0,1098	0,0078	6,62	0,409	98,22	15,09	7,430	0,218
17.	0,0766	0,0726	0,1639	0,1492	0,0147	8,94	0,949	87,94	6,44	7,499	0,099
18.	0,0756	0,0632	0,1500	0,1387	0,0113	7,52	0,836	90,60	8,56	8,721	0,129
19.	0,0754	0,0486	0,1304	0,1240	0,0064	4,88	0,644	94,34	12,03	9,414	0,178
20.	0,0990	0,1092	0,2195	0,2083	0,0113	5,14	1,103	106,93	3,07	3,261	0,050
21.	0,0977	0,0985	0,2102	0,1962	0,0140	6,68	1,009	105,61	5,85	5,914	0,097
22.	0,0982	0,0682	0,1756	0,1664	0,0093	5,29	0,695	104,92	8,56	6,169	0,145
23.	0,1030	0,0495	0,1652	0,1525	0,0127	7,70	0,480	107,90	11,88	5,940	0,197
24.	0,1032	0,1038	0,2212	0,2070	0,0142	6,42	1,006	93,53	2,63	2,907	0,049
25.	0,1036	0,0974	0,2136	0,2011	0,0125	5,86	0,940	97,57	4,33	4,368	0,078
26.	0,0970	0,0880	0,1978	0,1849	0,0129	6,50	0,907	108,63	6,65	5,913	0,108
27.	0,0943	0,0547	0,1600	0,1490	0,0109	6,84	0,581	116,06	10,35	5,688	0,159
28.	0,0947	0,0412	0,1431	0,1359	0,0072	5,01	0,435	122,07	12,96	5,173	0,191
29.	0,0980	0,1102	0,2227	0,2082	0,0145	6,52	1,124	101,23	4,42	5,135	0,077
30.	0,0979	0,0913	0,2050	0,1892	0,0157	7,68	0,933	107,69	7,21	6,692	0,119
31.	0,0941	0,0607	0,1637	0,1548	0,0089	5,43	0,645	113,94	8,44	5,162	0,132
32.	0,0926	0,0450	0,1474	0,1376	0,0098	6,64	0,486	117,12	9,26	4,172	0,141
33.	0,1221	0,1224	0,2627	0,2446	0,0181	6,90	1,002	117,36	1,63	1,415	0,029
34.	0,1207	0,1137	0,2486	0,2344	0,0142	5,72	0,942	116,48	3,82	3,191	0,068
35.	0,1235	0,0935	0,2322	0,2170	0,0152	6,54	0,758	120,23	6,03	4,002	0,105
36.	0,1180	0,0723	0,2008	0,1903	0,0106	5,25	0,613	130,94	8,67	4,343	0,139
37.	0,1147	0,0421	0,1701	0,1568	0,0133	7,80	0,367	140,41	14,26	4,152	0,216
38.	0,1168	0,1140	0,2470	0,2308	0,0163	6,59	0,976	130,62	3,38	2,588	0,054
39.	0,1158	0,1014	0,2321	0,2173	0,0148	6,38	0,876	135,58	6,02	4,073	0,094
40.	0,1142	0,0814	0,2096	0,1956	0,0140	6,66	0,713	140,81	9,71	5,281	0,146
41.	0,1121	0,0633	0,1916	0,1754	0,0162	8,45	0,565	145,12	12,48	5,317	0,183

Nr.	G_p	G_s	G	G_p+G_s	ΔG	$\frac{\Delta G}{G} \times 100$	u	h_{0t}	h_1	η	Δp
	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	%	-	kJ/kg	kJ/kg	%	bar
42.	0.1166	0.1053	0.2385	0.2218	0.0167	7.01	0,903	131.80	5.77	4,132	0,093
43.	0.1194	0.0873	0.2210	0.2067	0.0143	6.46	0,731	124.51	7.59	4,745	0,129
44.	0.1269	0.0650	0.1964	0.1919	0.0044	2.26	0,512	119.71	9.19	4,261	0,164
45.	0.1241	0.0408	0.1722	0.1649	0.0073	4.22	0,329	118.29	12.65	3,934	0,229
46.	0.1509	0.1215	0.2848	0.2723	0.0125	4.38	0,805	123.53	2.46	1,634	0,047
47.	0.1500	0.1050	0.2664	0.2550	0.0114	4.29	0,700	132.53	4.38	2,395	0,079
48.	0.1468	0.0886	0.2422	0.2354	0.0068	2.80	0,603	140.82	7.66	3,471	0,130
49.	0.1433	0.0722	0.2214	0.2155	0.0060	2.70	0,504	147.76	11.66	4,316	0,189
50.	0.1365	0.0577	0.2063	0.1942	0.0121	5.88	0,423	153.66	17.98	5,599	0,282
51.	0.1396	0.1142	0.2724	0.2539	0.0185	6.79	0,818	141.02	3.87	2,310	0,066
52.	0.1431	0.0983	0.2575	0.2414	0.0161	6.25	0,687	145.97	7.16	3,545	0,119
53.	0.1350	0.0902	0.2423	0.2252	0.0171	7.07	0,668	149.73	12.58	6,128	0,204
54.	0.1329	0.0637	0.2141	0.1966	0.0176	8.21	0,479	153.77	16.62	5,806	0,264
55.	0.1303	0.1133	0.2564	0.2436	0.0128	4.99	0,869	145.40	7.24	4,557	0,122
56.	0.1336	0.0978	0.2494	0.2315	0.0179	7.18	0,732	148.93	9.95	5,240	0,164
57.	0.1408	0.0623	0.2170	0.2031	0.0139	6.41	0,442	150.27	12.10	3,874	0,198
58.	0.1430	0.0546	0.2136	0.1976	0.0160	7.50	0,382	154.25	16.08	4,443	0,258
59.	0.1430	0.0509	0.2040	0.1939	0.0101	4.94	0,356	155.62	17.45	4,496	0,277

10.3. Mărimi calculate pentru ejectorul radial (12-4-40)

Urmând metodele descrise în 10.1., pentru ejectorul radial (12-4-40) am întocmit tabelul tab.3.5. în care sunt cuprinse mărimile necesare pentru a analiza performanțele acestui ejector pentru regimurile de lucru pentru care a fost încercat.

Tab. 3.5. Ejectorul radial (12..4..40) – mărimi calculate

Nr.	G_p	G_s	G	G_p+G_s	ΔG	$\frac{\Delta G}{G} \times 100$	u	h_{0t}	h_1	η	Δp
	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	%	-	kJ/kg	kJ/kg	%	bar
1.	0.0820	0.0332	0.1256	0.1152	0.0104	8.27	0,406	98.02	0.30	0,124	0,005
2.	0.0851	0.0298	0.1241	0.1149	0.0092	7.41	0,351	101.84	1.39	0,487	0,024
3.	0.0787	0.0242	0.1105	0.1029	0.0076	6.89	0,308	105.39	2.55	0,765	0,042
4.	0.0799	0.0196	0.1056	0.0995	0.0061	5.76	0,245	109.16	4.27	1,000	0,068
5.	0.0786	0.0139	0.0964	0.0924	0.0040	4.11	0,177	112.33	5.39	0,891	0,084
6.	0.0961	0.0398	0.1462	0.1359	0.0102	7.01	0,415	118.10	0.45	0,159	0,008
7.	0.0943	0.0343	0.1409	0.1286	0.0123	8.73	0,363	115.66	1.46	0,466	0,026
8.	0.0956	0.0294	0.1357	0.1249	0.0107	7.92	0,307	120.30	3.04	0,796	0,053
9.	0.0963	0.0237	0.1297	0.1200	0.0097	7.49	0,246	123.62	4.82	0,998	0,082
10.	0.0952	0.0167	0.1213	0.1119	0.0094	7.76	0,176	127.99	6.10	0,881	0,100
11.	0.0939	0.0317	0.1332	0.1256	0.0076	5.69	0,337	125.69	3.29	0,907	0,055
12.	0.0942	0.0244	0.1263	0.1186	0.0077	6.11	0,259	126.19	4.55	0,969	0,076
13.	0.0923	0.0198	0.1201	0.1121	0.0080	6.63	0,214	127.26	6.00	1,059	0,100
14.	0.0911	0.0140	0.1135	0.1051	0.0084	7.41	0,153	128.01	7.13	0,903	0,118
15.	0.0945	0.0202	0.1149	0.1146	0.0002	0.19	0,214	124.14	6.09	1,103	0,105
16.	0.0938	0.0143	0.1089	0.1081	0.0008	0.76	0,152	125.41	7.36	0,948	0,126

Nr.	G_p	G_s	G	G_p+G_s	ΔG	$\frac{\Delta G}{G} \times 100$	u	h_{0t}	h_1	η
	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	%	-	kJ/kg	kJ/kg	%
17.	0.1065	0.0455	0.1642	0.1521	0.0121	7.38	0,427	136,82	0,30	0,095
18.	0.1096	0.0407	0.1635	0.1502	0.0133	8.11	0,371	128,31	1,42	0,415
19.	0.1050	0.0339	0.1530	0.1389	0.0141	9.20	0,322	133,17	2,94	0,728
20.	0.1039	0.0255	0.1436	0.1294	0.0142	9.91	0,245	137,47	5,15	0,955
21.	0.1147	0.0214	0.1405	0.1361	0.0043	3.10	0,186	133,92	6,19	0,903
22.	0.1058	0.0135	0.1288	0.1194	0.0094	7.33	0,128	135,60	7,45	0,744
23.	0.1117	0.0346	0.1574	0.1463	0.0110	7.01	0,310	131,51	3,15	0,761
24.	0.1124	0.0281	0.1473	0.1404	0.0069	4.68	0,250	127,76	4,30	0,871
25.	0.1190	0.0197	0.1442	0.1387	0.0054	3.76	0,166	130,76	5,67	0,752
26.	0.1142	0.0139	0.1293	0.1281	0.0012	0.93	0,122	136,62	7,03	0,662
27.	0.1100	0.0247	0.1450	0.1347	0.0103	7.11	0,224	132,89	5,55	0,978
28.	0.1102	0.0223	0.1346	0.1326	0.0020	1.49	0,203	137,89	6,92	1,072
29.	0.1149	0.0173	0.1344	0.1321	0.0022	1.67	0,150	140,26	8,08	0,919
30.	0.1115	0.0141	0.1276	0.1256	0.0019	1.52	0,126	141,32	8,74	0,833

10.4. Reprezentări grafice ale performanțelor ejectorului axial și radial (12-4-40)

Pe baza mărimilor calculate și prezentate tabelar în subcapitolele anterioare putem prezenta pentru câteva regimuri reprezentarea grafică a dependențelor care se stabilesc între coeficientul de ejecție, respectiv randament pe de o parte și creșterea de presiune realizată în ejector pe de altă parte. Pentru ejectorul radial prezentăm și variația presiunii statice pe plăcile difuzoare, măsurată la 5 prize situate pe raze diferite, dar pornind de la presiunea considerată constantă din camera de amestec, raza inițială fiind raza exterioară a discurilor ejectorului de lucru.

Pentru trasarea graficelor am preferat (din motive ce țin de estetica prezentării) să folosim facilitatea programului Excel de a genera reprezentări grafice pentru seturi de date prezentate tabelar. Graficele sunt construite cu comanda « Insert Chart », tipul graficului fiind « Scatter », tip care păstrează proporționalitatea reprezentării conform valorilor matematice ale mărimilor prezentate tabelar. Curbele pe care le trasează în mod automat programul sunt curbe care trec prin puncte, dar pentru reprezentările din acest capitol, respectiv din anexe pentru celelalte configurații ale ejectorului radial, am trasat curbele cu opțiunea « Trendline », care permite generarea unei curbe de aproximare printre puncte. Această opțiune are însă și limitele ei, deoarece curbele de aproximare nu pot fi decât drepte, curbe logaritmice, curbe exponențiale sau curbe polinomiale de la gradul 2 la gradul 6. Dacă pentru randament și coeficientul de ejecție am reușit să trasăm curbe de aproximare polinomiale de gradul 2...4 care trec printre punctele efectiv determinate, pentru variația presiunilor statice nici măcar curbele polinomiale nu oferă o aproximare bună față de dependența reală dintre valoarea presiunii statice și raza la care a fost măsurată. De aceea, în cazul graficelor ce reprezintă variația presiunii statice de-a lungul plăcilor difuzoare, curbele trasate trec chiar prin puncte, aceasta fiind cea mai apropiată curbă de dependența reală pe care o poate genera acest program de calculator. Desigur, toate aceste dependențe pot fi trasate și manual, dacă folosim opțiunea programului de a prezenta doar punctele, curba trasată fiind transparentă, « No Color », ea urmând a fi trasată ulterior cu cerneală.

În continuare vom prezenta aceste grafice pentru unele regimuri ale ejectorului axial și alte regimuri ale celui radial (12-4-40), după cum urmează:

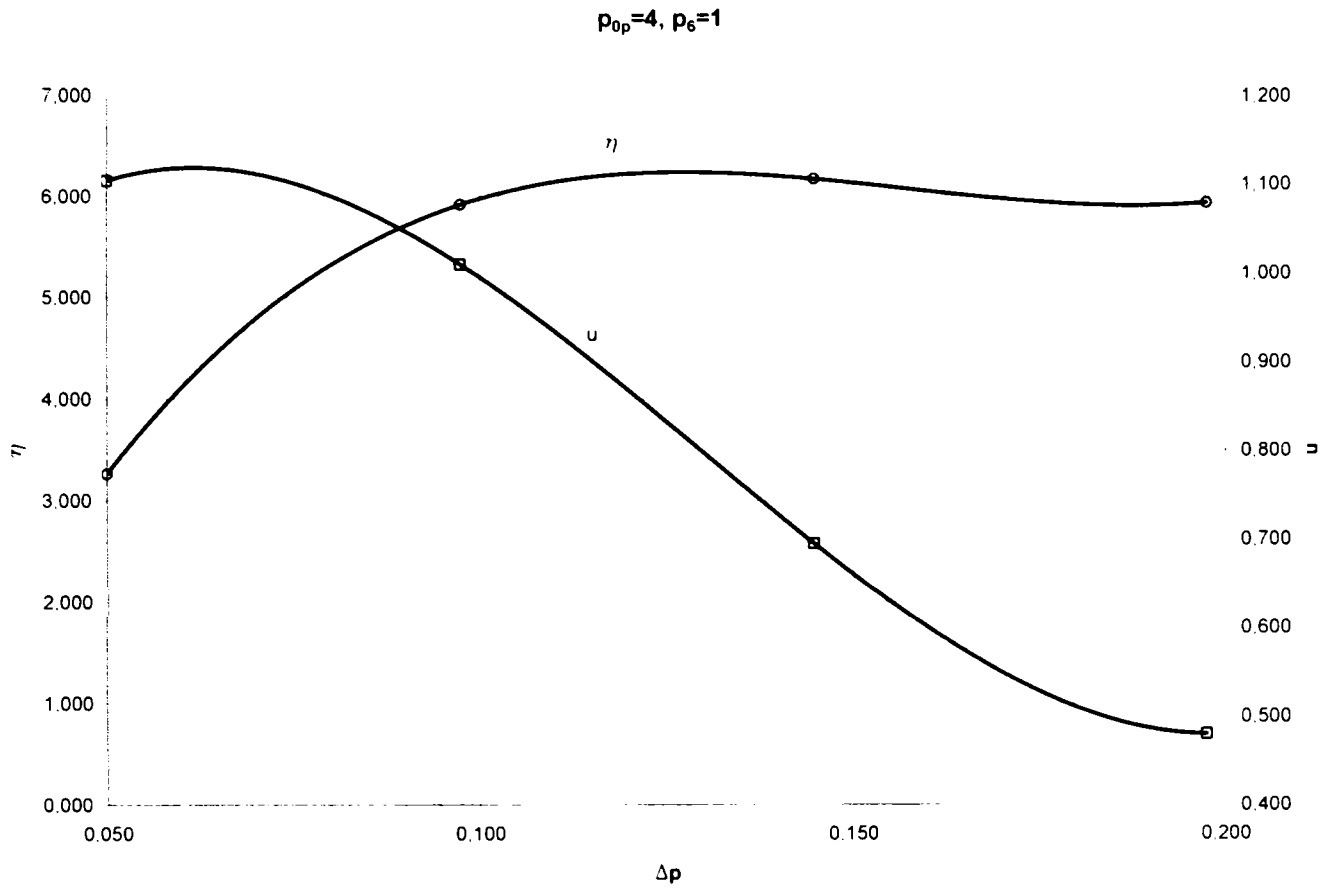


Fig. 3.1. Dependentele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul axial la $p_{0p} = 4$ bar

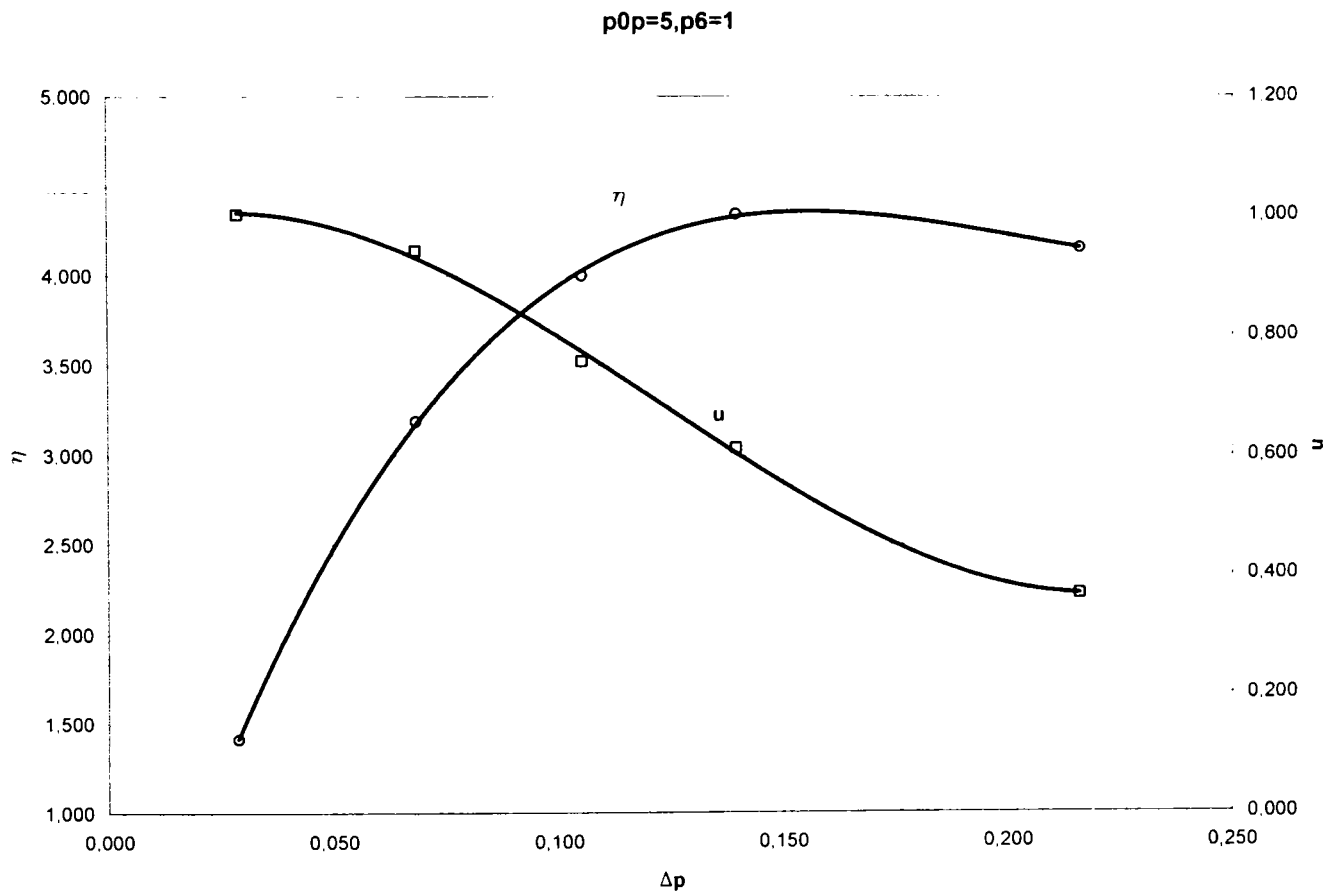


Fig. 3.2. Dependentele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul axial la $p_{0p} = 5$ bar

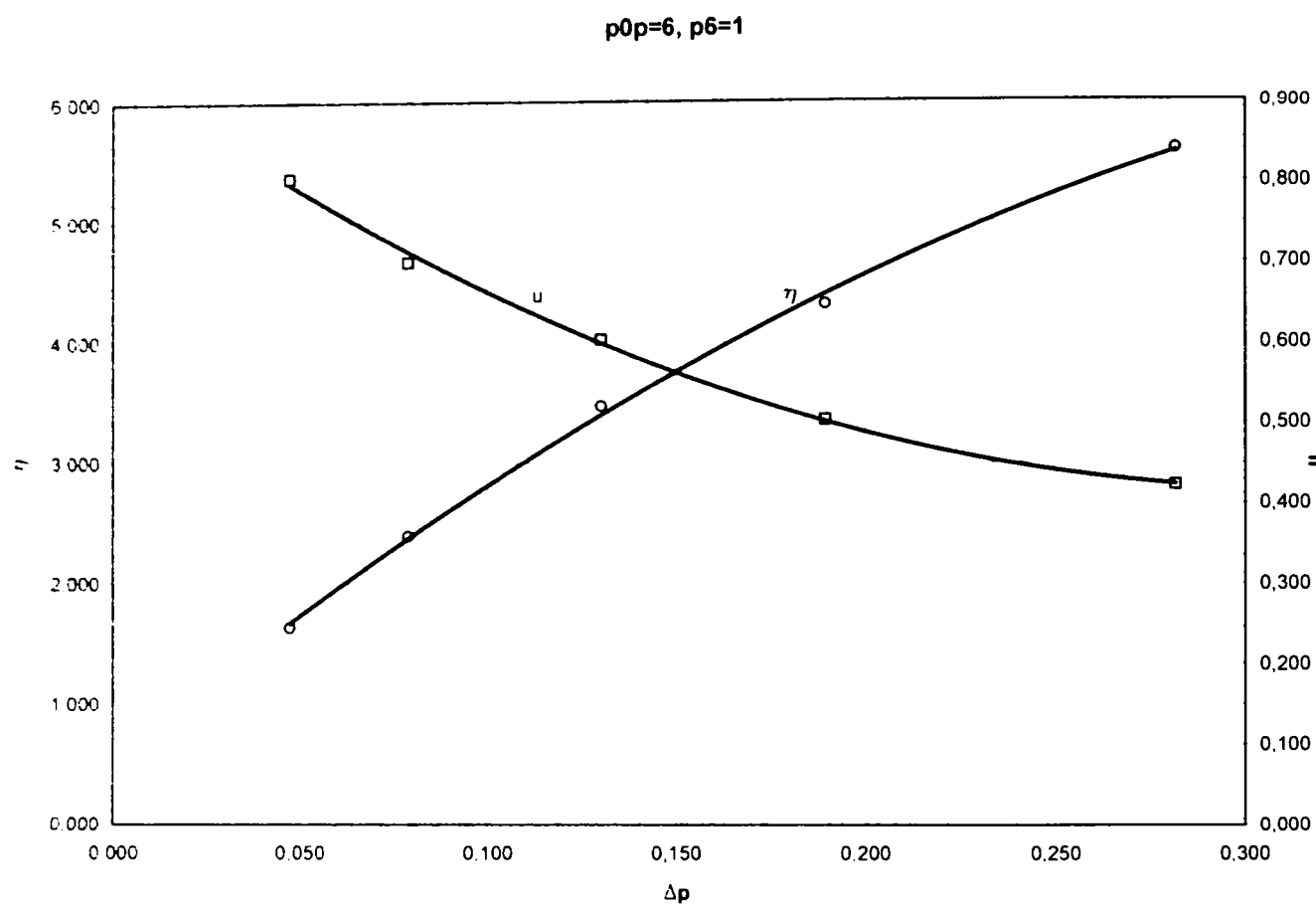


Fig. 3.3. Dependentele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul axial la $p_{0p} = 6$ bar

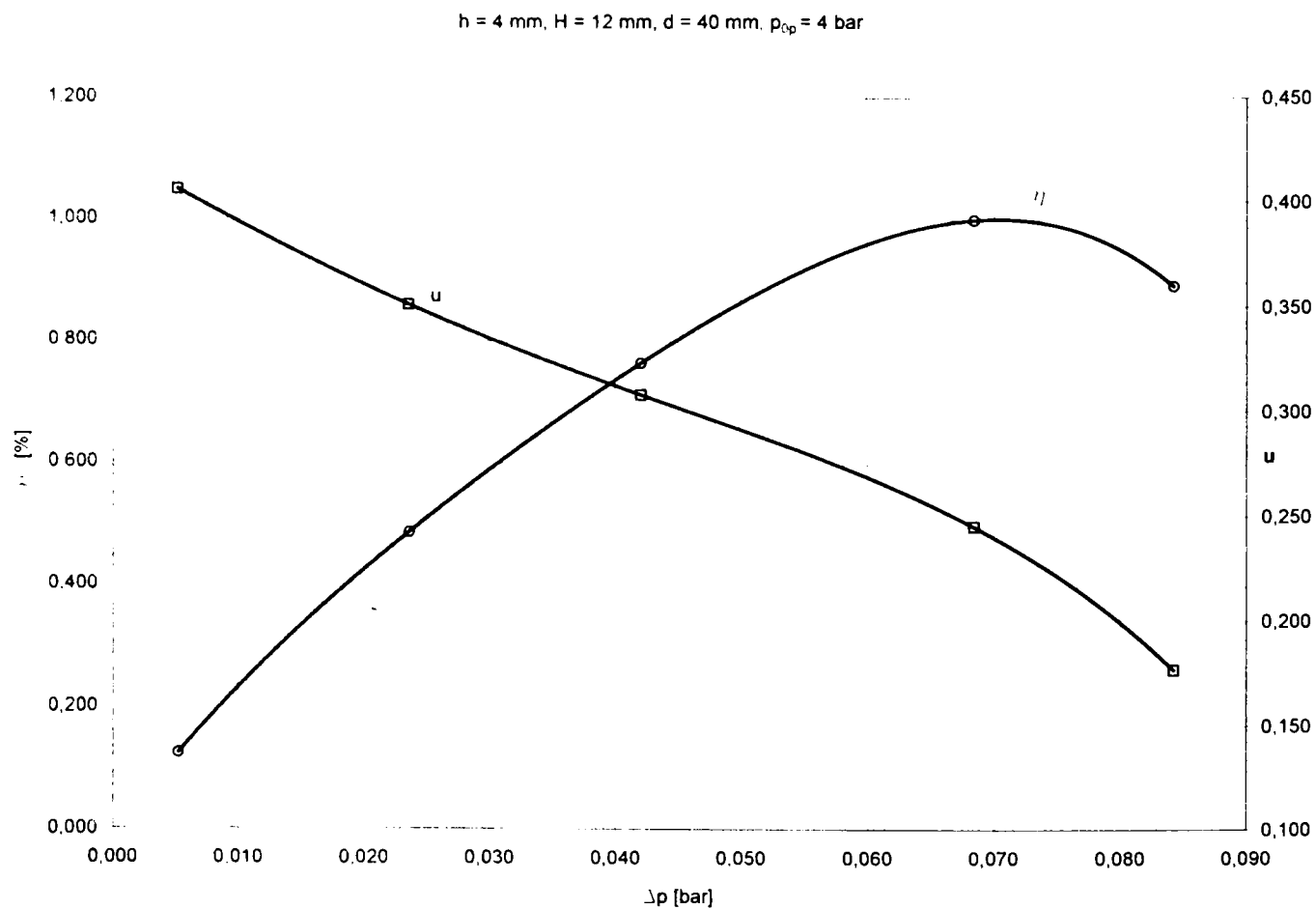


Fig. 3.4. Dependentele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (12-4-40) la $p_{0p} = 4$ bar

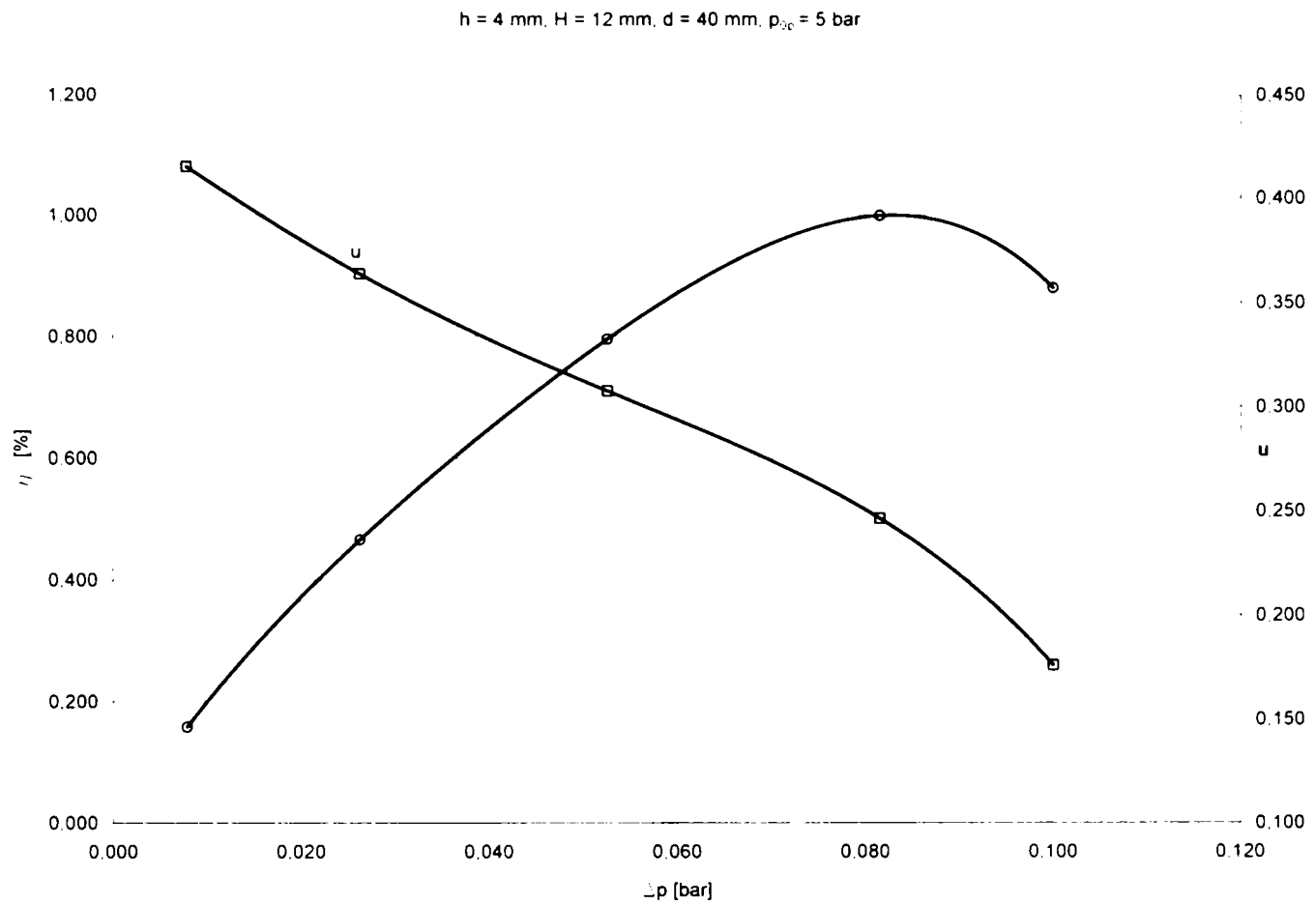


Fig. 3.5. Dependențele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (12-4-40) la $p_{0p} = 5 \text{ bar}$

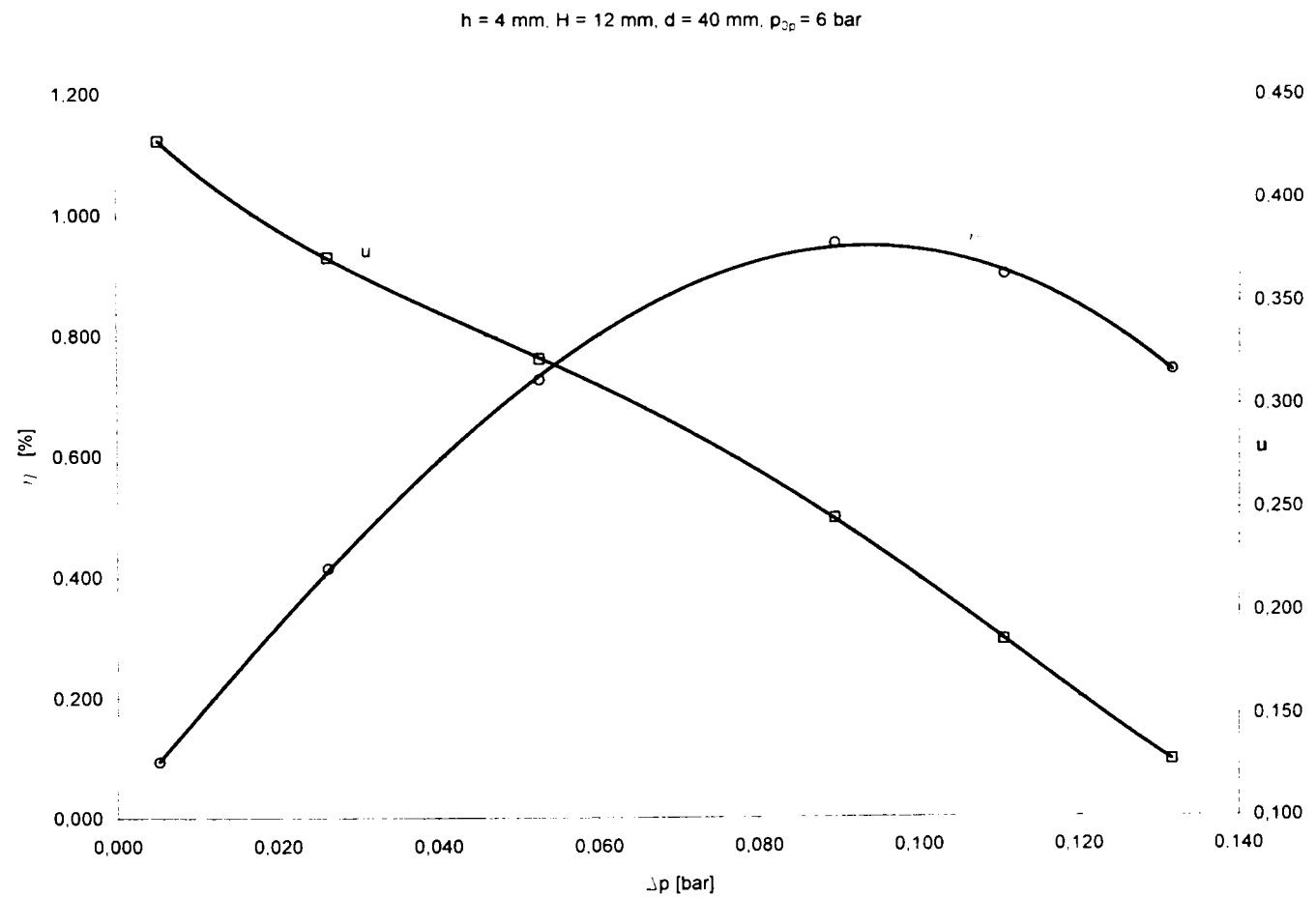


Fig. 3.6. Dependențele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (12-4-40) la $p_{0p} = 6 \text{ bar}$

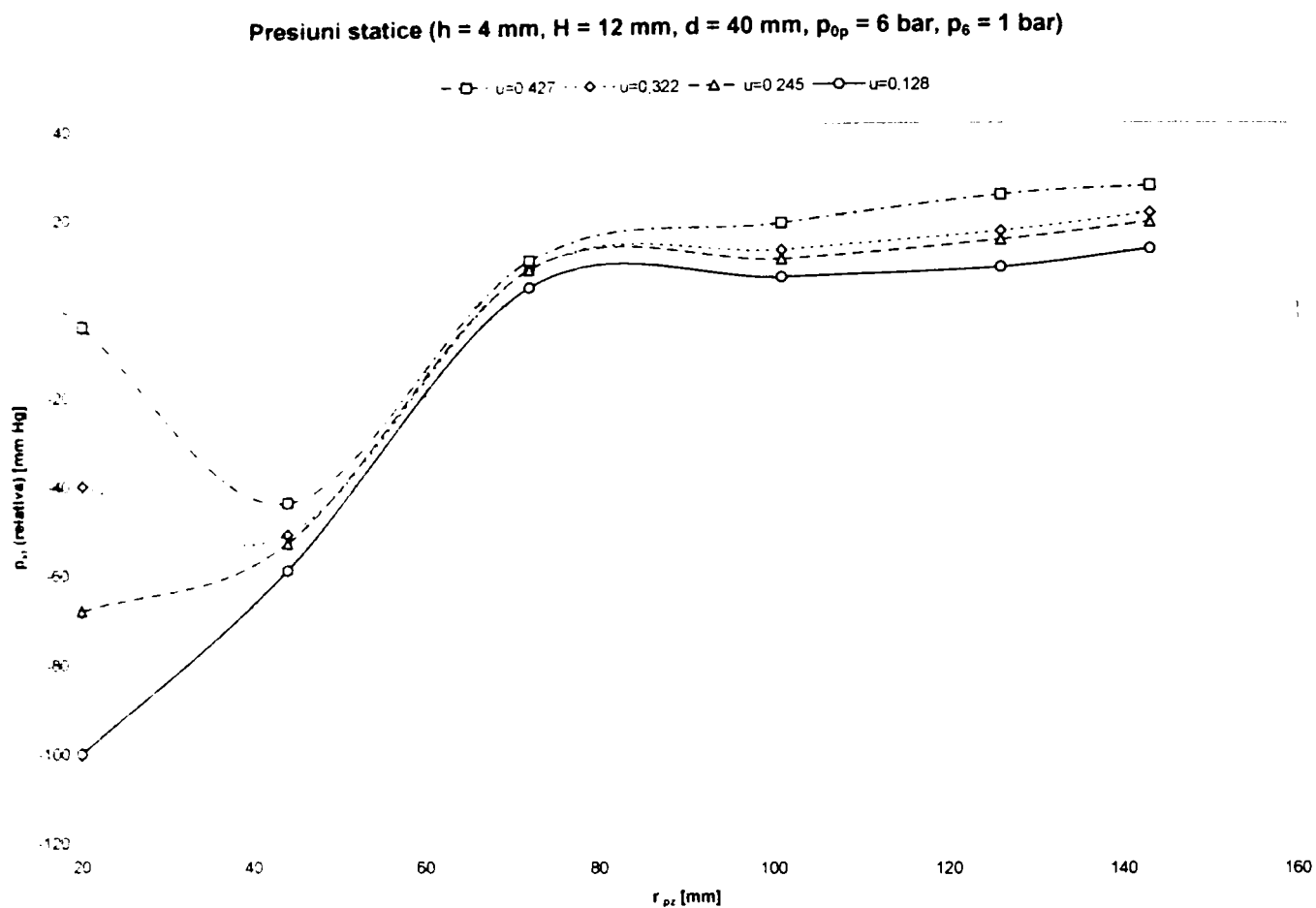


Fig. 3.7. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (12-4-40) și $p_6 = 1 \text{ bar}$

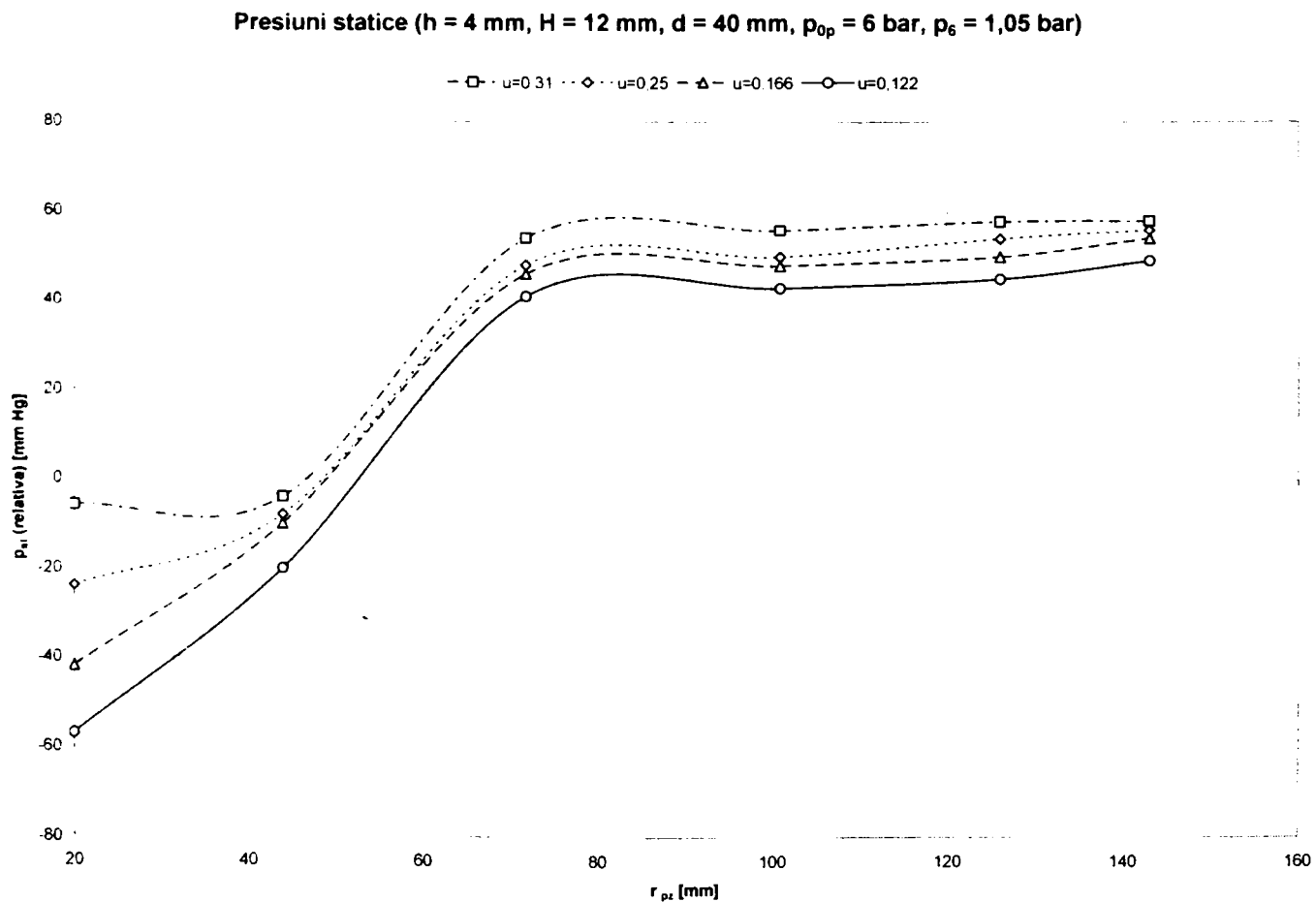


Fig. 3.8. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (12-4-40) și $p_6 = 1.05 \text{ bar}$

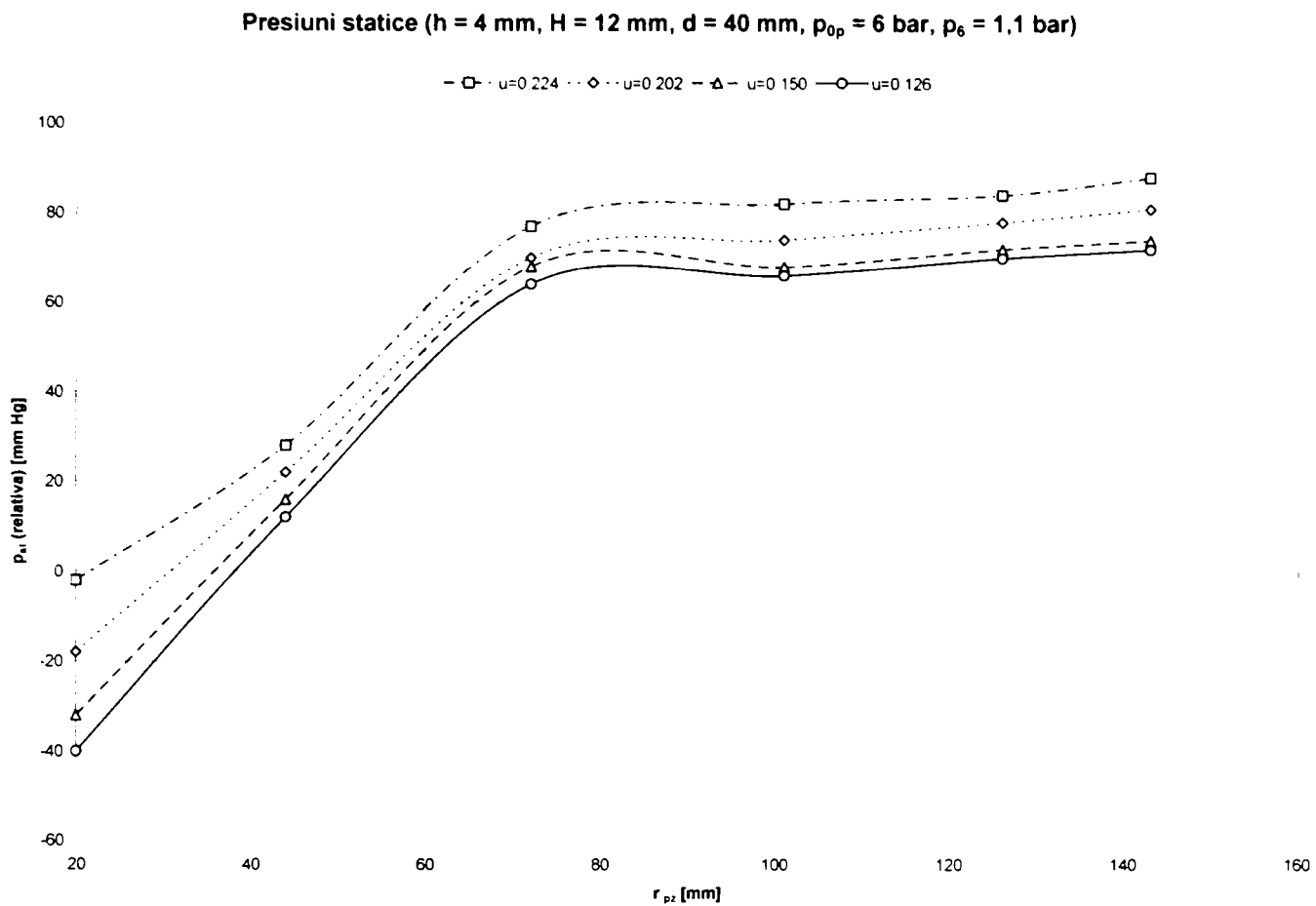


Fig. 3.9. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (12-4-40) și $p_6 = 1,1 \text{ bar}$

Capitolul 11. Analiza rezultatelor și concluzii

Rezumat: Capitolul final al lucrării propune o analiză a rezultatelor obținute în urma încercărilor ejectorului axial și a celor douăsprezece configurații geometrice interioare pentru ejectorul radial, rezultate prezentate tabelar și grafic în capitolul 10 și în anexele 2...12. Sunt urmărite performanțele ejectoarelor pentru diferite regimuri și modificarea acestor performanțe odată cu modificarea parametrilor fluidelor de lucru. Pe lângă compararea celor două variante constructive de ejector sunt evidențiate concordanțele și neconcordanțele care apar între aceste rezultate și cele disponibile în literatura de specialitate și prezentate anterior în subcapitolele 2.3 și mai ales 3.2. În final sunt prezentate concluziile ce se impun în urma analizării rezultatelor obținute.

11.1. Analiza rezultatelor obținute

Încă de la început trebuie să arătăm că primul rezultat notabil în ceea ce privește cele două ejectoare este simplul fapt că ele funcționează, adică își îndeplinesc menirea de a crea și de a menține o anumită depresiune într-o incintă. Dacă pentru ejectorul axial, pentru care există multe date în literatură, iar forma constructivă a fost îndelung testată în practică, acest fapt este firesc, pentru varianta radială acest fapt nu era de la sine înțeles înainte de a construi și a testa acest ejector (cu toate configurațiile sale geometrice). După cum am menționat, cu excepția unor încercări [110] realizate cu abur la Timișoara în anii 70 de către un student, sub îndrumarea științifică a prof. G. Creța, nu am găsit nici un fel de informații despre construirea și încercarea unei astfel de variante de ejector. De aceea considerăm că simplul fapt că ejectorul radial funcționează, jetul radial reușind să antreneze un anumit debit de fluid secundar, **reprezintă o validare a supozițiilor teoretice făcute în capitolul 5**, și anume că se poate concepe un astfel de aparat cu jet pentru care funcționarea nu este principial diferită față de cea a ejectoarelor clasice, axiale.

Dacă analizăm rezultatele obținute cu ejectorul axial observăm că dependențele urmărite, și anume coeficientul de eiecție în funcție de creșterea de presiune, $u = u(\Delta p)$, respectiv randamentul în funcție de creșterea de presiune, $\eta = \eta(\Delta p)$, date în fig. 3.1...3.3 sunt asemănătoare ca alură cu rezultatele obținute de alți cercetători cu alte ejectoare de acest tip,

deși încercările au avut loc cu alte fluide și la alți parametri pentru aceste fluide (fig. 1.38...1.43). Reprezentările dependențelor date în cap. 3 sunt oarecum diferite deoarece variabila este coeficientul de ejecție iar randamentul și creșterea de presiune se dau în funcție de acest coeficient: în schimb în [13] dependențele sunt prezentate ca în această teză, ceea ce este oarecum mai util, ținând cont de faptul că mărimea de interes este chiar creșterea de presiune, scopul realizării aparatului cu jet.

Ca și pentru ejectoarele axiale realizate și încercate de alți autori, și cel realizat în cadrul acestei teze prezintă o dependență cvasiliniară între creșterea de presiune și coeficientul de ejecție, adică pentru creșteri de presiune mici se obțin cele mai mari valori pentru u , iar pe măsură ce depresiunea creată crește, coeficientul de ejecție scade, ceea ce era de așteptat. Graficele date în cap. 3 oferă o dependență aproape liniară între aceste mărimi cu excepția porțiunilor de la capetele curbei, iar acest fapt se observă și în curbele pentru ejectorul nostru. Creșterile de presiune pe care le oferă ejectorul nostru sunt mai mici decât cele oferite de ejectoarele cu abur încercate de N. Lojkin [73], la același coeficient de ejecție; dacă privim fig. 1.39 observăm că pentru o un coeficient de ejecție de 0,4, două din configurațiile încercate cu abur realizează creșteri de presiune de 1 bar (experimentul 2 tab.1.3), respectiv de 1.3 bar (experimentul 15, tab.1.3), pe când cu ejectorul axial încercat de noi la același coeficient de ejecție creșterea de presiune este de 0,28 bar (fig.3.3), ceea ce ne oferă deja o informație despre randamentul ejectorului nostru, care este mai slab decât a ejectoarelor cu abur din [73].

Cât despre randament, curbele obținute de noi au de asemenea o alură asemănătoare cu cea dată în literatura de specialitate, în sensul că există o valoare optimă pentru creșterea de presiune, (respectiv pentru coeficientul de ejecție, ținând cont de legătura lor cvasiliniară), pentru care obținem o valoare maximă pentru randament. Această tendință apare la toate regimurile cu excepția celor din figura fig.3.3, unde nu am atins maximul pentru randament; probabil o extrapolare a curbei coeficientului de ejecție prin scăderea lui u la creșterea depresiunii ar conduce la evidențierea unui maxim pe curba randamentului. De altfel nici în graficele prezentate în cap. 3 nu apare maximul de randament pentru domeniul de încercare. Deosebirea care poate fi semnalată între graficele din cap.3 și cele din cap. 10 este aceea că dacă pentru ejectoarele axiale studiate de alți autori maximul randamentului se atinge la valori mari pentru u și mici pentru creșterea de presiune, pentru ejectorul axial încercat de noi maximul randamentului apare mai degrabă la valori mai mici pentru coeficientul de ejecție dar mai mari pentru creșterea de presiune. Acest fapt nu este totuși singular el mai putând fi remarcat la unele curbe din fig. 1.42 a,b,c, fig.1.50 sau 1.53. Pentru cele două grafice pentru care am atins maximul de randament se mai observă o zonă mai plată în jurul maximului, față de reprezentările din cap. 3 unde maximul de randament este mai pronunțat.

Cât despre valorile randamentului pentru ejectorul axial pe care l-am încercat, trebuie să recunoaștem că ele sunt mai mici decât majoritatea valorilor date în literatură. Acest fapt se poate datora faptului că în cazul încercărilor proprii entalpia fluidului principal nu a fost prea mare, chiar la temperaturi ridicate ale aerului livrat de compresor. De aceea nu am putut realiza creșteri mari de presiune pentru coeficienți de ejecție uzuali, care ar fi oferit valori mai mari pentru randament. Se observă că la funcționarea ejectorului în regim subsonic la presiunea fluidului principal la intrare de 2 bar se obțin bune valori pentru randament, valoarea maximă fiind de 8 % (regim 2, tab.3.4). O valoare chiar mai bună se obține pentru o presiune mai mare la intrare ($p_{0p} = 3$ bar), randamentul maxim fiind de 8,7 %. Apoi pe măsură ce presiunea fluidului principal crește, scade valoarea maximului de randament. Acest fapt poate fi explicat prin faptul că la regim subsonic nu apar unde de șoc la amestecare și de aceea pierderile energetice în camera de amestec sunt mai mici. Regimurile supersonice conduc la apariția undelor de șoc în interiorul camerei de amestec, consecința fiind valori maxime mai mici pentru randament. Acesta este și unul dintre motivele pentru care nu am încercat să lucrăm la depresiuni mai mari și la coeficienți de ejecție mici, coborând spre zero, deoarece la aceste regimuri au apărut zgomote mari și vibrații ale standului, probabil ca o consecință a

aparitiei undelor de șoc în camera de amestec. Este de presupus că presiunea de 3 bar conduce la comportamentul ejectorului ca ejector mixt, pentru care viteza în camera de amestec devine rapid subsonică, fără a mai provoca unde de șoc semnificative, iar acest fapt, coroborat cu energia cinetică suplimentară adusă de o destindere de la o presiune mai mare conduce la atingerea randamentului maxim dintre toate regimurile ejectorului axial.

În ceea ce privește debitele, față de debitul de calcul pentru fluidul principal de 0.158 kg/s, valoare obținută pornind de la o presiune mai mare decât cea de lucru (6.5 bar, față de 6 bar), respectiv pentru o destindere mai puternică (0.45 bar, față de 0.718 obținută) se observă că debitele pentru fluidul principal sunt, conform așteptărilor ceva mai mici, 0.137... 0.151 kg/s. Un fapt pozitiv este concordanța destul de bună între suma debitelor fluidelor intrate în ejector și debitul de fluid refulat, diferența relativă fiind pentru ejectorul axial de maximum 8.7 %, dar cu o medie a diferenței relative pentru toate regimurile de încercare de 4.5 %, ceea ce este mulțumitor pentru condițiile de desfășurare a măsurătorilor. Dacă ținem cont că eroarea la măsurare cu diafragma e cam de $\pm 3\%$ (vezi [95], [51]) și că apar și alte erori (vezi calculul erorilor din [35]) la citirea coloanelor de apă, la determinarea densităților, etc., atunci diferența relativă obținută este apropiată de limitele preciziei de măsurare pentru debite, cu diafragma. Coeficienții de eiecție sunt, după cum am arătat, ceva mai mici decât cei realizați de alți cercetători pentru aceleași creșteri de presiune (vezi cap.3). Debitul de fluid principal depinde de presiunea de intrare în ajutoraj p_{0p} , fiind proporțional cu această presiune, dar lucrând în regim supersonic nu ar trebui să fie influențat de presiunea din camera de amestec pentru rapoarte de destindere mai mici decât raportul critic, care pentru aer este de 0.528. Acest lucru se confirmă dacă privim datele din tabelele tab.3.1 și tab.3.4 : pentru un p_{0p} dat debitul de fluid principal are doar mici variații în jurul unei valori medii, variații date de temperaturile ușor diferite cu care aerul comprimat vine de la compresor. Diferențele mari între debitele de fluid principal apar doar la modificarea presiunii de intrare.

Debitele de fluid aspirat scad odată cu creșterea depresiunii. Chiar dacă printr-o destindere mai puternică fluidul principal ajunge la viteze mai mari în camera de amestec, creșterea sa de energie cinetică nu poate compensa lucrul mecanic de compresiune din difuzor, care ar fi mai mare în cazul unei depresiuni mai pronunțate în camera de amestec. De aceea ajungem la situația în care, pentru compresiuni mari, debitul de fluid antrenat scade spre valori foarte mici, iar, după cum se va arăta la ejectoarele radiale, va tinde chiar spre zero. Datele obținute experimental și analiza rezultatelor pentru ejectorul axial au fost publicate în [6], completate de date pentru una din configurațiile ejectorului radial.

Dacă facem aceeași analiză pentru ejectorul radial, ținând cont de cele 12 configurații geometrice în care a fost încercat (pentru 11 configurații rezultatele măsurătorilor și mărimile calculate sunt date în anexele A2...A12), la prima vedere putem spune că între încercările celor două tipuri de ejectoare apar câteva asemănări, dar și deosebiri. Asemănările sunt de natură calitativă, deoarece și **pentru (toate) configurațiile ejectorului radial, dependențele urmărite prezintă în reprezentările grafice aceleași aluri ca și pentru ejectorul axial încercat de noi și foarte asemănătoare cu alte curbe publicate în literatura de specialitate**. Deosebirile se referă la valorile absolute ale performanțelor, ejectorul radial lucrând cu randamente mai mici decât cel axial încercat de noi, și chiar mult mai mici decât valorile date pentru alte ejectoare axiale în literatură.

Într-adevăr, dacă privim curbele pentru coeficientul de eiecție în funcție de creșterea de presiune $u = u(\Delta p)$ din figurile fig.3.4...fig.3.6, dar și pe cele de același tip din anexe (fig.Ai.1...Fig.Ai.3, $i = 2...12$), observăm că aceste curbe sunt de fapt cvasiliniare, abaterile mai mari de la dependența liniară fiind prezente mai mult la capetele domeniului, adică la comprimări foarte mici sau foarte mari, unde coeficientul de eiecție scade mai rapid odată cu creșterea gradului de comprimare; pe domeniul de creșteri medii de presiune curbele se apropie foarte mult de niște drepte, uneori apărând o ușoară curbura în sensul scăderii mai rapide a coeficientului de eiecție la valori superioare pentru creșterea de presiune, dar

abaterile de la dependența liniară sunt mici pentru cele mai multe din configurațiile ejectorului radial. Excepțiile sunt curbele din fig. A7.3, A12.3 care sunt mai curbe, și mai ales A11.3, care nu se mai poate aproxima cu o dreaptă, curbura fiind foarte pronunțată.

În ceea ce privește valorile absolute ale comprimării realizabile pentru un anumit coeficient de ejecție ele sunt încă și mai mici decât cele realizate cu ejectorul axial. Dacă ne referim doar la încercările cu presiunea fluidului principal de $p_{op} = 6$ bar, pentru același coeficient de ejecție $u = 0,4$, dacă la ejectorul axial am obținut o creștere de presiune de 0,28 bar, pentru ejectorul radial am obținut valori mai mici și foarte diferite între ele în funcție de configurația geometrică a distanțelor dintre plăcile difuzoare sau dintre plăcile ajutorului de lucru, de la 0,01 bar pentru ejectoarele (10-4-40) și (10-6-40), până la valori de 0,12 bar la ejectorul (6-2-32). Pentru ejectorul (12-8-40) nici nu am obținut un coeficient de ejecție mai mare de 0,380, chiar la comprimări mici. Cu ejectoarele care obțin comprimări mici pentru $u = 0,4$ se pot obține totuși depresiuni substanțiale de 0,15...0,17 bar, dar la valori mai mici pentru u , $u = 0,08...0,11$. Ceea ce este de remarcat la ejectorul radial, aproape în toate configurațiile am remarcat o funcționare mult mai liniștită în timpul încercărilor, fără zgomote și vibrații prea mari, cu excepția configurațiilor când distanța dintre plăcile difuzoare era mare (12 mm), motiv pentru care nici nu am mai făcut încercări pentru o distanță mai mare între plăci. Este posibil ca modul radial de curgere să conducă la altfel de unde de șoc, mai puțin puternice, de unde pe de o parte avem o funcționare mai liniștită, dar pe de altă parte este antrenat mai puțin fluid secundar, rezultând coeficienți de ejecție mai mici.

De altfel putem urmări influența pe care o au diferitele configurații geometrice ale ejectorului radial, adică diferite perechi (h, H), eventual diferite diametre d_2 , asupra creșterii de presiune pentru un coeficient de ejecție dat, de exemplu $u = 0,4$. Valorile citite de pe fig. 3.6 și fig. Ai.3, $i = 2...12$ se pot grupa ca în tab.3.6, respectiv 3.7.

Tab. 3.6. Valorile creșterii de presiune Δp [bar] pentru diferite configurații geometrice h, H ($u = 0,4$)

h [mm]	2	4	6	8
H [mm]				
6	0,11	-	-	-
8	0,095	0,17	-	-
10	0,05	0,012	0,01	-
12		0,017	0,015	0

Tab. 3.7. Valorile creșterii de presiune Δp [bar] pentru diferite configurații geometrice, d_2 ($u = 0,4$)

$(h=2mm) d_2$ [mm]	24	32	40
H [mm]			
6	0,12	0,085	0,11
10	-	0,02	0,05

Se observă că cele mai bune comprimări (la $u = 0,4$) se obțin la distanțe mici între plăcile difuzoare, fapt care confirmă cercetările numerice efectuate cu ajutorul programului fluent, și prezentate în cap. 6 și publicate în [3], care au prezis o funcționare mai bună a ejectorului radial atunci când plăcile difuzoare urmăresc evazarea jetului radial, mai corect lipsa sa de evazare pe direcție transversală pe direcția de curgere. Se pare că evazarea jetului provocată de creșterea razei pe direcția de curgere este suficientă, iar păstrarea unei geometrii cu o distanță H între plăci mai mare decât cea necesară conduce la întoarceri și recirculări de

fluid (vezi fig. 2.19 și 2.20). Din tabelul tab.11.1 se observă că la creșterea lui H, pentru aceeași distanță între ajutoraj și contrapiesă, gradul de comprimare scade, cu excepția configurației (12-6-40) care este puțin mai bună decât configurația (10-6-40), dar cu foarte puțin. În schimb înjumătățirea distanței dintre plăci conduce la dublarea, aproape triplarea gradului de comprimare.

Dacă analizăm influența diametrului de ieșire din ajutoraj de lucru observăm că nu putem să ne pronunțăm asupra unei tendințe generale deoarece datele sunt puține. Pentru configurația pentru care am obținut cele mai bune comprimări, $H = 6$, $h = 2$, se observă că valoarea intermediară a lui d_2 produce cea mai mică comprimare, pe când diametre mai mari sau mai mici oferă o comprimare mai bună. Deși nu putem demonstra riguros analitic cauzele acestor rezultate, putem propune următoarea explicație. Funcționarea mai bună a ejectorului radial apare la diametre d_2 mici deoarece prin strunjirea conică aplicată exteriorului ajutorajului de lucru și contrapiesei, spațiul inelar prin care este absorbit fluidul secundar se mărește, rezultând un contact mai bun între jetul radial și fluidul antrenat. Pe măsură ce diametrul celor două piese amintite crește, spațiile inelare de antrenare își reduc suprafața, contactul dintre fluide se face pe o arie mai mică, iar comprimarea realizată la același coeficient de ejecție este mai mică. Îmbunătățirea comprimării la valori mai mari ale lui d_2 o putem pune pe seama unei destinderi mai puternice a fluidului primar, deci a unei viteze mai mari la ieșirea din ajutoraj, dar mai ales pe seama unei mai bune ghidări a jetului în planul de simetrie al ejectorului, deoarece este de așteptat ca la suprafețe de curgere mici pe direcție radială la ajutorajul de lucru (respectiv contrapiesă), jetul să sufere abateri de la planul median al ejectorului, chiar și pentru abateri mici de la paralelism între cele două suprafețe. Și pentru ejectoarele cu $H = 10$ mm, comprimarea mai bună la același $u = 0,4$ o realizează ejectorul cu d_2 mai mare, adică 0.05 bar la $d_2 = 40$ mm, respectiv 0.02 bar la $d_2 = 32$ mm. Se pare că și în acest caz ghidarea mai îndelungată a jetului și destinderea suplimentară asigură o comprimare mai puternică la același coeficient de ejecție.

Analiza făcută până acum dependenței $u = u(\Delta p)$ ne conduce la ideea că ejectorul radial, în toate configurațiile sale, lucrează cu randamente mici, mai mici decât ale ejectorului axial. Curbele de randament din figurile fig.3.4... fig.3.6, dar și din fig.Ai.1...Fig Ai.3 cu $i = 2...12$, sunt niște parabole. Curbele au fost trasate printre punctele măsurate, cu ajutorul programului de generare a graficelor din Excel, cu comanda de generare a curbelor de aproximare « Tendlin », alegând obțiunea de curbă polinomială de ordinul 3...6. Maximul de randament se găsește la toate configurațiile geometrice încercate deplasat spre zona valorilor mai mari pentru creșterea de presiune realizată, respectiv mai mici pentru coeficientul de ejecție. Față de curbele date în literatură pentru ejectoarele axiale, (fig 1.42 a.b.c. 1.50, 1.53, 1.54), care sunt date în funcție de u , curbele pentru ejectorul radial sunt mai plate în vecinătatea maximului, dar randamentul este în acest caz în funcție de Δp , deci trebuie să privim și panta dependenței $u = u(\Delta p)$, înainte de a trage vreo concluzie.

Tab. 3.8. Valorile randamentului η [%]
pentru diferite configurații geometrice h, H (în paranteză u_{opt})

$d_2=40\text{mm}$ h [mm] H [mm]	2	4	6	8
6	2,22(0,29)			
8	1,85(0,31)	1,55(0,23)		
10	1,18(0,29)	0,98(0,20)	0,83(0,16)	
12		0,95(0,23)	0,97(0,20)	0,55(0,17)

Dacă analizăm influența configurației geometrice asupra randamentului, de pe figurile menționate anterior (pentru $p_{0p} = 6$ bar) putem citi valorile maxime pentru randament și

valorile optime pentru coeficientul de ejecție la care este atins randamentul maxim în fiecare caz. Și în acest caz putem centraliza valorile în tabele structural asemănătoare cu cele de la gradul de comprimare, ca în tab. 3.8.

Tab. 3.9. Valorile randamentului η [%]
pentru diferite configurații geometrice, d_2 (în paranteză u_{opt})

$(h=2\text{mm}) d_2$ [mm]			
H [mm]	24	32	40
6	2.35(0.3)	1.55(0.35)	2.22(0.29)
10	-	1.15(0.25)	1.18(0.29)

La fel ca și în cazul gradului de comprimare, privind tabelul tab.3.8 se observă că o distanță redusă între plăcile difuzoare asigură randamente mai bune, așa cum ne puteam aștepta privind rezultatele simulării din cap. 6. Randamentul scade pe măsură ce H crește, explicația fiind aceeași ca și în cazul gradului de comprimare și anume că se pare că în realitate nu avem o îngroșare (evazare) a jetului pe direcție transversală, iar între marginile jetului și plăcile difuzoare iau naștere zone moarte, fiind chiar posibilă întoarcerea unor cantități de fluid spre camera de amestec. Tendința se păstrează pentru toate configurațiile, cu excepția celor notate (12-6-40) și (10-6-40), pentru care distanța mai mare dintre plăcile difuzoare (12 mm) oferă un randament mai bun. Cel mai mic randament maxim apare și în acest caz pentru configurația (12-8-40), la fel ca în cazul creșterii de presiune.

Pentru aceeași distanță între plăcile difuzoare randamentul scade odată cu creșterea distanței dintre ajutoraj și contrapiesă, h. fapt care poate părea surprinzător, deoarece o arie mai mare la ieșirea din ajutoraj presupune o destindere mai puternică și o viteză mai mare a fluidului principal la intrarea în camera de amestec. În lipsa unui studiu experimental a câmpului de viteze pentru diferite geometrii ale ajutorajelor convergent-divergente radiale putem propune următoarea explicație: în cazul ejectorului radial am dispus de un ajutoraj cu orificiul de 10 mm; pentru $h = 4$ mm, $h = 6$ mm, $h = 8$ mm secțiunea minimă nu se mai atinge în zona cilindrică dintre ajutoraj și contrapiesă. Această secțiune, dacă este desfășurată este un dreptunghi care are drept laturi lungimea cercului muchiei orificiului, cealaltă latură fiind distanța dintre plăci, h. Ori în cazurile menționate această arie este mai mare decât aria secțiunii circulare a orificiului. Acest fapt înseamnă că viteza critică este atinsă pe o direcție de curgere perpendiculară pe direcția radială, urmând imediat o schimbare de direcție. Urmează o creștere de secțiune, singura problemă fiind posibilitatea scăderii vitezei sub viteza sunetului la schimbarea de direcție, ceea ce conduce la o scădere la valori subsonice la creșterea secțiunii de curgere. O lămurire a acestei probleme necesită o investigație precisă a câmpului de viteze, prin metode moderne, a zonei în care are loc schimbarea direcției de curgere.

Distanța dintre ajutoraj și contrapiesă de $h = 2$ mm este singura dintre cele încercate pentru care secțiunea minimă nu mai este aria circulară a orificiului, ci este suprafața cilindrică descrisă anterior, una din laturile dreptunghiului fiind mult mai mică, de numai 2 mm (față de 4,6 sau 8 mm). Viteza critică se atinge deci într-o secțiune orientată pe direcția radială de curgere, iar secțiunile care urmează în sensul curgerii sunt sigur crescătoare, ceea ce conduce la trecerea vitezei la valori supersonice spre ieșirea dintre ajutoraj și contrapiesă. Apariția vitezelor supersonice aduce o îmbunătățire a randamentului, mai ales dacă undele de șoc care apar la debușarea jeturilor supersonice într-o masă imobilă de fluid sunt mai favorabile la jeturile radiale decât la cele axiale, după cum am observat la efectuarea încercărilor, configurațiile radiale având o funcționare mai liniștită decât a ejectorului axial. Toate configurațiile cu distanța $h = 2$ mm au rezultate bune, dar trebuie ca distanța dintre plăcile difuzoare să nu crească prea mult, altfel randamentul scade din nou, după cum se observă din compararea randamentelor maxime pentru configurațiile (8-2-40), (10-2-40) și (8-4-40). Se observă că o creștere a lui H cu 2 mm este mai defavorabilă decât o creștere a lui h

cu 2 mm. randamentul maxim scăzând de la 1.85% la 1.18% în primul caz, în timp ce în cel de-al doilea caz scăderea are loc doar până la 1.55%.

În ceea ce privește valorile coeficientului de ejecție pentru care se atinge randamentul maxim, adică u_{opt} , se observă că avem valori apropiate pentru o anumită valoare a lui h , indiferent de valoarea lui H . Din nou valoarea cea mai mică a lui h oferă coeficienți de ejecție mai mari pentru randamentul maxim. Dacă pentru $h = 2$ mm, u_{opt} este în jur de 0.3, valoarea lui scade la 0.22 pentru $h = 4$ mm și 0.17...0.18 pentru valori mai mari ale lui h .

Analiza influenței acestor parametri geometrici a fost publicată în [7] și [10], împreună cu datele experimentale și unele din reprezentările grafice care se regăsesc și în anexele acestei teze.

Dacă privim datele din tab.3.9, observăm că nu ne putem pronunța decisiv asupra influenței diametrului de ieșire din ajutoraj de lucru deoarece dispunem de puține date. În strânsă legătură cu tendințele semnalate la analiza influențelor aceluiași factor asupra creșterii de presiune, variațiile randamentului în funcție de diametrul d_2 pare să prezinte un minim pentru valoarea medie a diametrului de 32 mm, față de valorile mai mari obținute la diametrele de ieșire din ajutoraj de 24 mm, respectiv de 40 mm, numai că în cazul randamentului nu mai este vorba de același coeficient de ejecție, valorile fiind date pentru coeficientul de ejecție optim, care este diferit în fiecare caz. Explicațiile propuse în cazul gradului de comprimare se potrivesc și în cazul variației de randament. Probabil că o suprafață mai mare de contact între fluide (pentru d_2 mic) conduce la o creștere a randamentului, dar și o ghidare mai îndelungată a fluidului printre plăcile ajutorajului de lucru (pentru d_2 mare) se pare că are o influență favorabilă. Pentru d_2 mediu se obține minimumul dintre valorile randamentelor maxime, pentru o suprafață de contact mai scăzută decât în primul caz, dar fără ca ghidarea jetului să fie la fel de bună ca în al doilea caz. Această discuție împreună cu datele experimentale la care se face referire apare și în [9].

În ceea ce privește comportamentul ejectoarelor radiale pentru diferite presiuni ale fluidului principal înainte de ajutoraj de lucru, $p_{0p} = 4...5...6$ bar, dacă culegem datele pentru cele 12 configurații încercate, dar doar pentru contrapresiunea $p_6 = 1$ bar, le putem centraliza în tabelul tab.3.10, respectiv 3.11.

Tab.3.10. Randamentul maxim și u_{opt} pentru diferite configurații ale ejectorului radial pentru diferite presiuni ale fluidului principal, η [%], (în paranteze u_{opt})

Configurația ejectorului	$p_{0p} = 4$ bar	$p_{0p} = 5$ bar	$p_{0p} = 6$ bar
6-2-40	2,62 (0,37)	2,75 (0,39)	2,22 (0,29)
8-2-40	1,83 (0,31)	1,70 (0,31)	1,85 (0,31)
8-4-40	1,72 (0,29)	1,66 (0,24)	1,55 (0,23)
10-2-40	1,17 (0,28)	1,32 (0,28)	1,18 (0,29)
10-4-40	1,39 (0,24)	1,08 (0,21)	0,98 (0,20)
10-6-40	1,23 (0,32)	1,16 (0,28)	0,83 (0,16)
12-4-40	1,03 (0,24)	1,00 (0,24)	0,95 (0,23)
12-6-40	1,09 (0,24)	0,99 (0,22)	0,97 (0,20)
12-8-40	0,95 (0,23)	0,77 (0,21)	0,55 (0,17)
6-2-32	2,56 (0,42)	1,92 (0,33)	1,55 (0,35)
10-2-32	1,54 (0,28)	1,08 (0,24)	1,15 (0,25)
6-2-24	1,26 (0,28)	2,50 (0,35)	2,35 (0,30)

Tab.3.11. Coeficientul de ejecție limită pentru diferite configurații ale ejectorului radial, pentru diferite presiuni ale fluidului principal, u_{lim} [-]

Configurația ejectorului	$p_{0p} = 4$ bar	$p_{0p} = 5$ bar	$p_{0p} = 6$ bar
6-2-40	0,77	0,66	0,62
8-2-40	0,68	0,62	0,60
8-4-40	0,56	0,51	0,45
10-2-40	0,51	0,54	0,52
10-4-40	0,54	0,42	0,41
10-6-40	0,56	0,58	0,42
12-4-40	0,43	0,44	0,44
12-6-40	0,44	0,44	0,43
12-8-40	0,42	0,38	0,34
6-2-32	0,80	0,68	0,47
10-2-32	0,51	0,46	0,48
6-2-24	0,56	0,63	0,55

Dacă privim mai atent tab.3.10 observăm că diferitele configurații geometrice ating randamentul maxim la diferite presiuni ale fluidului principal. Pentru modificarea presiunii de intrare a fluidului principal în ajutor nu putem desprinde o tendință clară în ceea ce privește variația valorii atinse de randamentul maxim. Din cele 12 configurații radiale încercate, cele mai multe (8) prezintă o tendință de scădere a valorii randamentului maxim odată cu creșterea presiunii fluidului principal, cele mai ridicate valori atingându-se la $p_{0p} = 4$ bar, iar cele mai mici la $p_{0p} = 6$ bar. Este posibil ca în condițiile specifice ale pozițiilor dintre plăci pentru aceste configurații, intensitatea undelor de șoc (care apar la ieșirea jetului radial din ajutorul de lucru și la contactul cu fluidul secundar) să crească odată cu creșterea presiunii fluidului principal. Alte 3 configurații prezintă cea mai mare valoare pentru randamentul maxim pentru presiunea $p_{0p} = 5$ bar; acest fapt poate fi explicat prin geometria specifică a acestor configurații care se pare că este optimă pentru aceste condiții de lucru. De altfel toate trei aceste configurații, (6-2-40, 6-2-24 și 10-2-40) au distanța dintre ajutor și contrapiesă $h = 2$ mm, adică secțiunea minimă a ajutorului de lucru este secțiunea cilindrică și nu cea circulară, iar viteza din secțiunea minimă, care ar trebui să fie viteza locală a sunetului este orientată pe direcție radială și nu perpendiculară pe această direcție ca la multe din celelalte configurații geometrice; dintre celelalte configurații, încă trei mai au $h = 2$ mm iar randamentul lor maxim este atins la $p_{0p} = 4$ bar. O singură configurație (10-2-32) prezintă un minim la $p_{0p} = 5$ bar, dar creșterea de randament la trecerea la $p_{0p} = 6$ bar este foarte mică (1,15 față de 1,08). Nici una din cele 12 configurații ale ejectorului radial nu prezintă cea mai mare valoare pentru maximul de randament la $p_{0p} = 6$ bar.

În ceea ce privește valoarea coeficientului de ejecție la care se atinge randamentul maxim, cele mai multe din configurațiile încercate prezintă valori descrescătoare odată cu creșterea presiunii fluidului principal la intrarea în ajutorul de lucru. Doar două din configurații (6-2-24, 6-2-40) prezintă un u_{opt} maxim pentru valoarea intermediară $p_{0p} = 5$ bar, iar încă două (10-2-40 și 12-4-40) prezintă o remarcabilă constanță pentru u_{opt} , indiferent de valoarea presiunii p_{0p} . Celelalte configurații prezintă cea mai mare valoare pentru u_{opt} la presiunea $p_{0p} = 4$ bar, valorile la $p_{0p} = 5$ bar fiind mai mici, iar la $p_{0p} = 6$ bar fiind și mai mici.

Alte informații interesante se obțin prin studierea pantelor curbilor (cvasidreptelor) coeficientului de ejecție $u = u(\Delta p)$. Dacă prelungim aceste curbe până la intersecția lor cu axa ordonatelor se poate citi valoarea coeficientului de ejecție la $\Delta p = 0$ bar, adică pentru cazul în

care aparatul nu mai realizează comprimarea amestecului ci doar transportul de la aspirație spre refulare. Acest coeficient a fost numit u_{lim} și valorile culese de pe graficele din fig.3.3...3.6. respectiv fig.Ai.1...fig.Ai.3, $i = 2...12$ se regăsesc în tabelul tab.3.11. Se observă că din nou configurațiile cu fanta ajutorului de lucru cea mai mică ($h = 2$ mm) oferă cele mai mari valori pentru u_{lim} . De regulă, influența presiunii fluidului principal la intrare este aceeași ca și în cazul maximului de randament, adică valoarea lui u_{lim} scade odată cu creșterea presiunii de lucru, valorile cele mai mari atingându-se pentru $p_{0p} = 4$ bar. Acest lucru este valabil pentru 8 din cele 12 configurații. Pentru două din configurații (12-4-40 și 12-6-40), u_{lim} nu pare să fie influențat de presiunea p_{0p} , valoarea lui stabilizându-se în ambele cazuri în jurul valorii de 0.44. Alte două configurații (10-2-40 și 6-2-24) prezintă valori mai mari pentru u_{lim} la valoarea intermediară $p_{0p} = 5$ bar. Nici una din configurații nu prezintă o valoare minimă pentru u_{lim} la $p_{0p} = 5$ bar sau tendința de creștere a lui u_{lim} odată cu p_{0p} . Dacă privim valorile absolute ale lui u_{lim} , se observă diferențe destul de mari între configurații, minimul fiind de 0.34 (configurația 12-8-40 la $p_{0p} = 6$ bar), iar maximul de 0.8 (configurația 6-2-32 la $p_{0p} = 4$ bar). În general se observă că din nou o distanță mică între plăcile difuzoare este mai favorabilă, cele mai bune valori pentru u_{lim} fiind date de configurațiile cu $H = 6$ mm, iar cele mai slabe de cele cu $H = 12$ mm, ceea ce indică faptul că la o distanță prea mare între plăcile difuzoare pot apărea fenomene de reculare sau întoarcere a fluidului spre camera de amestec prin spațiul dintre plăci și miezul jetului radial, care se pare că este destul de subțire în plan transversal.

Se pot studia și datele obținute pentru diferite contrapresiuni, pentru care se pot ridica grafice de același tip cu cele menționate până acum. Nu am inclus în lucrare și aceste curbe din motive de comprimare a materialului prezentat, dar *datele necesare trasării lor se găsesc în tabelele de mărimi calculate*. Deoarece fluidul secundar se obține din aerul atmosferic prin laminare nu pot fi luate în considerare presiuni de aspirație mai mari decât cea atmosferică. De aceea la creșterea contrapresiunii, depresiunile realizate sunt desigur mai mici, rezultând o îngustare a domeniului de distribuție a creșterilor de presiune realizate de la un regim la altul. Regimurile realizate la contrapresiuni mai mari sunt de fapt **cercetări mai amănunțite a zonelor din dreapta a curbelor analizate până acum, la contrapresiune $p_6 = 1$ bar**, adică zona creșterilor de presiune mari ($\Delta p = 0.12...0.25$ bar). Totuși, din cauză că la presiunile mai mari densitatea fluidelor crește, iar geometria rămâne aceeași, performanțele configurațiilor sunt ușor diferite, obținându-se chiar randamente maxime mai mari, la valori puțin diferite ale lui u_{opt} . De asemenea și valorile lui u_{lim} sunt diferite și nu pot fi verificate decât dacă s-ar putea aspira aer de la presiuni superioare decât cea atmosferică, egală cu contrapresiunea reglată. Datele experimentale și concluziile ce se desprind în ceea ce privește influența parametrilor de lucru asupra performanțelor ejectorului radial (dar și de influența aceluiași parametri asupra performanțelor ejectorului axial) au fost parțial publicate în [6] și [8].

După cum am arătat în cap.9, pentru ejectorul radial am măsurat și presiunea statică în câte 5 puncte dispuse de-a lungul razei plăcilor difuzoare, (dar pe raze diferite), și astfel am putut trasa curbele de presiune statică pe direcția de curgere a amestecului prezentate în cap. 10 și în anexe pentru celelalte configurații. Trebuie să precizăm că primul punct de pe fiecare curbă reprezintă de fapt presiunea statică de pe conducta de aspirație, considerată, conform indicațiilor din literatura de specialitate, aproximativ egală cu presiunea din camera de amestec. Alura curbelor între primul punct marcat pe aceste curbe, la raza ajutorului de lucru la ieșire ($r_2 = 0.5 \times d_2 = 20...16...12$ mm) și al doilea punct de pe curbe la raza la care este amplasată prima priză de pe plăcile difuzoare în sensul de curgere a amestecului $r_{p88} = 44$ mm, *nu este cu adevărat cunoscută prin măsurare directă*, deoarece nu am instalat prize în camera de amestec pentru a nu perturba curgerea și procesul de amestecare. Curba rezultată este o curbă prin puncte trasată de opțiunea de generare a graficelor din Excel, deoarece nici o curbă de aproximare (Trendline), polinomială, logaritmică sau exponențială nu a oferit aproximări convenabile.

Ceea ce este îmbucurător este faptul că toate curbele de presiune statică, pentru toate configurațiile se **aseamănă foarte mult între ele**. Mai mult ele **sunt foarte asemănătoare cu curbele de presiune statică de-a lungul camerei de amestec și a difuzorului ridicate pentru ejectoarele axiale** (vezi fig. 1.58). Privind curbele din fig. 1.58 se observă că la ejectoarele axiale presiunea statică prezintă o creștere mai puternică pe prima parte a difuzorului și mai lină pentru partea difuzorului dinspre refulare. La ejectoarele radiale această tendință **este și mai puternică**. la toate configurațiile cea mai mare parte a creșterii de presiune fiind realizată între prima și a doua priză, (al doilea și al treilea punct de pe curbe) iar între a doua și a cincea priză creșterea de presiune statică este foarte mică, ceea ce indică o probabilă apariție a unor recirculări și întoarceri de fluid între plăcile difuzoare. În ceea ce privește alura curbelor în funcție de coeficientul de eiecție, se observă că dacă la coeficienți de eiecție mai mici avem o creștere continuă de la presiunea de aspirație la prima priză și apoi spre refulare, la coeficienți de eiecție mai mari, **la prima priză, presiunea statică măsurată a fost mai mică decât presiunea absolută măsurată pe conducta de aspirație** și asimilată ca egală cu presiunea la ieșirea din ajutorul de lucru. Această tendință se observă și în fig. 1.58 de la ejectoarele axiale: pentru un coeficient de eiecție mic ($u = 0,28$) avem o creștere continuă a presiunii statice de la 0.35 ata la ieșirea din ajutorul de lucru la 1,05 ata la ieșirea amestecului din difuzor, pe când la un u mai mare ($u = 1,04$) presiunea scade mai întâi de la 0.7 ata la ieșirea din ajutorul de lucru la o valoare de 0.47 ata la intrarea în difuzor și apoi urcă la aceeași valoare de refulare, 1.05 ata.

Acest fapt ridică semne de întrebare asupra valorii reale a presiunii statice de-a lungul razei camerei de amestec. După cum au semnalat și alți autori [13], [73], [114], supoziția că în camera de amestec domnește o presiune constantă și egală cu cea din rezervorul de aspirație nu este justificată în toate cazurile. Dacă ne referim la ejectoarele radiale încercate, este posibil ca cel puțin în cazul coeficienților de eiecție mari, adică a creșterilor de presiune mici realizate între conducta de aspirație și cea de refulare, depresiunea locală realizată înainte de intrarea între plăcile difuzoare să fie în realitate mai mare decât cea măsurată între punctele menționate. O lămurire a acestei probleme necesită investigații mai complexe asupra câmpului de viteze din interiorul camerei de amestec.

Fenomenul semnalat este pregnant la contrapresiunea atmosferică, $p_6 = 1$ bar. Pentru regimurile studiate prin manevrarea ventilului de pe refulare, observăm că la contrapresiuni mai mari ($p_6 = 1,05$ bar) acest fenomen se estompează, iar la contrapresiuni și mai mari ($p_6 = 1,1$ bar) fenomenul dispare, toate curbele, indiferent configurația studiată sau de valoarea coeficientului de eiecție, prezentând aceeași alură crescătoare pe direcția de curgere, creșterea fiind mai puternică până la a doua priză și mult mai lentă pentru următoarele trei prize.

Această analiză, fără a avea pretenția de a fi exhaustivă, cuprinde cele mai importante influențe pe care le au diverși parametri asupra performanțelor ejectorului axial și a celor 12 configurații încercate pentru ejectorul radial, pe baza rezultatelor experimentale și a prelucrării acestora prezentate în capitolele 9 și 10 și în anexele A2...A12. În continuare propunem câteva concluzii care se pot desprinde pentru întregul studiu realizat în cadrul acestei teze de doctorat și semnalăm câteva direcții promițătoare pentru cercetări viitoare.

11.2. Concluzii

Cele mai importante concluzii pe care se impun în urma simulărilor numerice și a încercărilor realizate pe stand sunt:

1. Ejectoarele sunt aparate cu care se poate realiza comprimarea unor fluide, în mod special extragerea aerului pătruns în condensatoarele turbinelor cu abur cu condensatie, dar și alte aplicații industriale, care în mod cert prezintă o serie de avantaje, cum ar fi simplitatea constructivă, prețul scăzut, fiabilitatea și uzura foarte redusă în timp, ceea ce înseamnă un timp cvasinelimitat de exploatare.

2. Răspândirea acestor aparate este limitată de trei inconveniente majore:
 - a) fluidul secundar nu rămâne curat, ci este livrat în amestec cu fluidul principal, ceea ce face ca ejectoarele să nu poată fi folosite decât atunci când nu ne interesează compoziția finală a amestecului sau când putem folosi aceeași substanță atât ca fluid principal cât și ca fluid secundar.
 - b) nu pot fi folosite decât acolo unde este disponibil (cu un cost relativ scăzut) un fluid care poate juca rolul agentului principal, adică aburul în centralele termoelectrice sau aerul în instalațiile industriale cu stație de comprimare a aerului.
 - c) deoarece procesul de amestecare și schimb de impulsuri este un proces ireversibil, el se desfășoară cu creștere de entropie, ceea ce conduce la randamente mici și la o eficiență termodinamică scăzută a acestui tip de aparate.
3. Se poate concepe și realiza o variantă de ejector pentru care curgerea fluidului principal, amestecarea celor două fluide și refularea amestecului să se desfășoare pe direcție radială, procesele termodinamice fiind similare din punct de vedere termodinamic cu cele care au loc într-un ejector axial. Fiind vorba de aceleași fenomene termodinamice se poate stabili o corespondență între secțiunile semnificative de curgere pentru cele două ejectoare, de unde se pot desprinde principiile de stabilire ale formei geometrice pentru ejectorul radial.
4. În urma simulărilor efectuate cu programe cu element finit în masa de fluid pentru spațiul interior al ejectorului am constatat că evazarea (îngroșarea) jetului radial pe direcție transversală (perpendiculară pe direcția de curgere) nu este foarte mare și de aceea este de așteptat ca cele mai bune performanțe să fie realizate de ejectoare cu o distanță între plăcile difuzoare egală, sau doar cu puțin mai mare decât distanța dintre ajutorul de lucru și contrapiesa sa.
5. Simulările arată că variantele cu o distanță între plăcile difuzoare mai mare decât grosimea transversală a jetului radial, conduc la recirculări ale fluidului în zona de intrare între plăci și în spațiile dintre marginile jetului și plăci unde se formează zone moarte în care amestecul este aproape staționar.
6. Tot simulările cu FLUENT ne arată că intrarea oblică, printr-o fantă inelară, a fluidului secundar în camera de amestec este favorabilă procesului de amestecare care are loc înainte de (și chiar între) plăcile difuzoare, dar este dificil de conceput și realizat în practică o variantă constructivă care să asigure exact acest tip de intrare pentru fluidul secundar.
7. Ejectorul axial, realizat pentru verificarea corectitudinii în organizarea standului și pentru teste comparative cu mai multe configurații de ejectoare radiale, este funcțional, realizând o depresiune semnificativă pe coloana de aspirație.
8. Performanțele (randamentul) ejectorului axial construit pentru această lucrare sunt mai mici decât cele publicate în literatura de specialitate pentru alte ejectoare de acest tip, acest fapt datorându-se în parte nivelului energetic scăzut al fluidului principal folosit (aerul comprimat) și a lipsei de experiență în proiectarea și realizarea unor astfel de aparate, forma optimă a pieselor componente (ajutor de lucru, cameră de amestec, difuzor) fiind stabilită pentru ejectoarele industriale de firmele producătoare în urma unor complexe programe de cercetare, care presupun testarea unui număr mare de tipodimensiuni pentru piesele menționate, în toate variantele de combinări care se pot realiza între ele.
9. În urma realizării încercărilor cu ejectorul axial se observă o bună concordanță între suma debitelor măsurate pentru fluidele care intră în ejector (fluidul principal și cel secundar) și debitul măsurat de amestec refulat, ceea ce înseamnă că am asigurat o bună etanșare a componentelor standului, iar metoda aleasă pentru măsurarea debitului este suficient de bună pentru realizarea testelor propuse.

10. Alura curbelor trasate pentru coeficientul de eiecție și randament pentru ejectorul testat pentru această lucrare este foarte asemănătoare cu alte curbe trasate pentru alte ejectoare axiale și publicate în literatura de specialitate, ceea ce diferă fiind doar valorile absolute pentru aceste mărimi, care pentru ejectorul nostru se situează în domeniul 40-60% față de cele mai bune performanțe publicate pentru alte ejectoare.
11. Cele mai bune performanțe pentru ejectorul axial se obțin la o presiune de intrare a fluidului principal în ajutorul de lucru de 3 bar, pentru care presupunem că ejectorul realizat funcționează ca ejector mixt: și pentru presiunea de intrare de 2 bar, pentru care funcționarea ejectorului este tot mixtă, dacă nu chiar subsonică, se obțin rezultate bune pentru randament: pentru presiuni tot mai mari ale fluidului principal valorile randamentului scad, funcționarea supersonică fiind mai nefavorabilă datorită undelor de șoc care apar în camera de amestec, creșterea absolută de presiune în ejector fiind în schimb mai mare.
12. Deoarece am testat ejectorul radial în 12 variante, reglarea realizată fiind discretă, prin înlocuirea unor adaosuri, secțiunile corespondente de curgere nu au toate *simultan* aceleași valori pentru ejectorul axial, respectiv pentru vreuna din variantele radiale; de aceea nu putem realiza o comparație *absolută* a acestor două tipuri de ejectoare ci doar un studiu paralel a influenței pe care o au diverși factori asupra performanțelor lor.
13. Toate cele 12 variante realizate pentru ejectorul radial și care sunt doar configurații geometrice diferite obținute prin modificarea distanțelor h , dintre ajutorul de lucru și contrapiesă, și H , care este distanța dintre plăcile difuzoare, sunt funcționale și realizează pe coloana de aspirație o depresiune uneori chiar mai mare decât cea obținută cu ejectorul axial.
14. Și în acest caz, a celor 12 configurații de ejector radial, se observă o bună concordanță între suma debitelor măsurate pentru fluidele care intră în ejector și debitul măsurat de amestec refulat, ceea ce înseamnă că și în acest caz am asigurat de fiecare dată o bună etanșare a componentelor standului, iar metoda aleasă pentru măsurarea debitului este adecvată pentru realizarea încercărilor.
15. Alura curbelor trasate pentru coeficientul de eiecție și randament pentru toate cele 12 configurații geometrice ale ejectorului radial testat este foarte asemănătoare cu alura curbelor trasate pentru ejectorul axial și cu a altor curbe trasate pentru alte ejectoare axiale și publicate în literatura de specialitate, micile diferențe fiind semnalate în subcapitolul precedent.
16. Randamentele ejectoarelor radiale sunt mai mici decât cele ale ejectorului axial realizat, cam cu 30%, ceea ce înseamnă că nu reprezintă decât 10...20% din valorile cele mai bune ale randamentelor ejectoarelor axiale încercate de alți autori. Și în acest caz, aceste valori mici se pot pune pe seama entalpiei reduse a fluidului principal la intrare, cât mai ales pe lipsa completă a informațiilor despre formele și dimensiunile optime ale pieselor componente pentru astfel de ejectoare. Ejectoarele axiale au fost optimizate continuu de-a lungul unui secol, pe când ejectorul radial e o concepție nouă, care abia este propusă ca soluție alternativă, urmând a fi optimizat în viitor; scopul acestui studiu este tocmai de a sesiza tendințele care trebuie urmărite de eventuale studii ulterioare pentru determinarea formelor și dimensiunilor care să permită realizarea unor ejectoare radiale cu performanțe cel puțin la fel de bune ca a ejectoarelor axiale existente.
17. Cercetările experimentale asupra configurațiilor ejectorului radial confirmă concluzia nr. 4 desprinsă în urma simulărilor efectuate pe calculator; cele mai bune performanțe au fost obținute de configurațiile cu o distanță mică între plăcile difuzoare, cele cu o distanță mare oferind indicii că între jetul radial și plăci apar recirculări de fluid.
18. Aceleași cercetări experimentale ne arată că este mai favorabilă amplasarea secțiunii minime (critice) pentru ajutorul de lucru ca secțiune cilindrică, viteza în această secțiune fiind orientată deja pe direcția radială de curgere, decât amplasarea secțiunii

minime ca secțiune circulară, pentru care viteza este orientată perpendicular pe direcția radială de curgere iar reorientarea curgerii urmând să aibă loc după ce se trece de secțiunea minimă.

19. Influența distanței dintre diametrul exterior al discurilor ajutorului de lucru și diametrul interior al plăcilor difuzoare nu a putut fi determinată cu precizie, neputând folosi decât un singur set de plăci difuzoare. Totuși, putem spune că fie o distanță mai mare, deci o suprafață mai mare de contact între fluide, fie o ghidare mai bună a jetului prin mărirea diametrului ajutorului și contrapiesei la ieșire au efecte favorabile asupra creșterii randamentului. Cele mai slabe performanțe au avut ejectoarele cu valori intermediare ale diametrului ajutorului de lucru la ieșire.
20. Creșterea presiunii fluidului principal la intrarea în ajutor a avut efecte nefavorabile asupra randamentului, atât la ejectorul axial cât și la cele 12 configurații ale ejectorului radial, cele mai bune valori fiind obținute la 4 bar, uneori la 5 bar, dar niciodată la 6 bar: la fel și pentru valoarea coeficientului de eiecție la care se atinge randamentul maxim, care scade odată cu creșterea presiunii fluidului principal.
21. Coeficientul de eiecție limită, care asigură doar transportul fluidului secundar, dar nu și comprimarea sa a atins valori mai mari tot pentru configurațiile geometrice cu H nu prea mare, distanța mică între plăcile difuzoare împiedicând întoarcerea fluidului dinspre refulare spre camera de amestec.
22. Alura curbelor care reprezintă presiunea statică de-a lungul razei plăcilor difuzoare este foarte asemănătoare cu alura curbelor date în literatura de specialitate pentru ejectoare axiale, presiunea statică fiind în acest caz măsurată pe generatoarea ajutorului convergent divergent de compresiune (a difuzorului). Pentru ejectoarele radiale, creșterea de presiune este mai rapidă pe prima porțiune a difuzorului și mai lentă pe a doua porțiune, față de ejectoarele axiale, acesta putând fi o indicație a prezenței recirculărilor de fluid între plăcile difuzoare.
23. Pentru refularea directă în atmosferă, când contrapresiunea este $p_6 = 1 \text{ bar}$ și se obțin cele mai mari depresiuni în coloana de aspirație, există regimuri, mai ales la coeficienți de eiecție mari, pentru care presiunea măsurată la prima priză de pe plăcile difuzoare a fost chiar mai mică în valoare absolută decât presiunea măsurată pe coloana de aspirație, deci local, în camera de amestec, au fost atinse depresiuni mai mari decât cele din conducta de aspirație.
24. Privind încercările realizate succesiv cu cele două tipuri de ejectoare putem spune că ejectorul axial oferă performanțe mai bune decât oricare din configurațiile radiale încercate (randamente și coeficienți de eiecție mai mari). Putem afirma acest lucru cu rezerva că legăturile cu ejectorul axial a conductelor de aducțiune și refulare a fluidelor a fost directă pentru ejectorul axial, pe când la cel radial legăturile s-au realizat cu furtune cu multiple schimbări ale direcției de curgere. De aceea afirmația că ejectoarele axiale sunt mai bune decât cele radiale trebuie privită cu rezervă, pentru că eventuale încercări viitoare cu alte configurații de ejector radial și alt sistem de aducțiune al fluidelor ar putea infirma această afirmație.

În încheiere putem spune că studiul realizat în cadrul acestei teze de doctorat, a cărui rezultate și concluzii au fost parțial publicate în articolele [3] ... [10], nu poate acoperi întreaga problematică a ejectoarelor radiale, scopul său fiind acela de a verifica funcționalitatea acestei soluții deosebite și de a semnală câteva tendințe a variației performanțelor acestui tip de ejector la modificarea unor parametri geometrici sau termodinamici pentru fluidele implicate în fenomenul de eiecție. De altfel nici măcar în cazul ejectoarelor axiale problemele legate de formarea amestecului nu sunt pe deplin lămurite, fapt recunoscut în literatura de specialitate, deși se efectuează teste și încercări încă de la începutul secolului trecut. Cele mai reușite tipuri de ejectoare axiale sunt rodul unor programe de cercetare generos finanțate de firmele producătoare de astfel de aparate, iar dimensiunile

exacte ale ejectoarelor sunt de cele mai multe ori protejate de secretul de firmă. Resursele mult mai modeste de care am dispus la realizarea acestui studiu nu ne-au permis să găsim acele configurații radiale care să concureze performanțele ejectorului axial, dar permit trasarea unor direcții de cercetare în acest domeniu pe care am fi dorit să le cuprindem chiar în acest studiu dacă resursele tehnico-economice, și timpul disponibil de acces la sursele de fluid activ ne-ar fi permis:

a) Investigarea curgerii fluidelor prin diferite ajutaje convergent divergente cu intrare axială și ieșire radială. Prezenta teză de doctorat oferă câteva informații asupra ajutajelor cu modificare bruscă de secțiune, fără curbură, dar este necesară studierea unor forme mai complicate, cu curbură, cu con pe contrapiesă, cu margini profilate, etc. În cadrul acestei investigații ar trebui studiată repartiția vitezelor pe diversele secțiuni de curgere, dar acest gen de investigație necesită aparatură la care nu am avut acces (microtuburi Pitot-Prandtl, termomanometre cu fir cald, echipamente de anemometrie laser, tehnică PIV, etc.)

b) Investigarea mai amănunțită a influenței formei și dimensiunilor camerelor de amestec. O parte din această investigație a fost realizată de prezentul studiu. Pentru extinderea acestei investigații este necesară construcția unui ejector radial cu reglare continuă la care mai multe piese să fie interșanjabile cu piese similare dar de alte dimensiuni. Toate configurațiile încercate au lucrat cu **aceleași plăci difuzoare** și același ajutaj, **strunjit ulterior** la diferite diametre de ieșire; considerăm utilă continuarea acestor studii cu mai multe plăci difuzoare (eventual chiar profilate) și cu mai multe tipodimensiuni de ajutaje de lucru (vezi pct. a)). În plus, și pentru camera de amestec ar fi necesară o investigare prin măsurători directe a câmpului de presiuni și de viteze pentru a confirma sau infirma rezultatele simulărilor efectuate și a determina forma optimă a conturilor camerei de amestec.

c) Investigarea curgerii radiale în sensul creșterii presiunii printre mai multe tipuri de plăci difuzoare. O parte din această investigație, pentru o singură pereche de plăci dar cu modificarea distanței dintre ele, a fost realizată în acest studiu, prin montarea prizelor de presiune statică de-a lungul razei acestor plăci. Este necesară determinarea dimensiunilor optime, sau chiar studierea unor plăci profilate.

d) Investigații mai amănunțite asupra influenței parametrilor fluidelor de lucru. Prezentul studiu s-a limitat la utilizarea **aerului comprimat** și practic nu am putut controla temperatura de intrare a fluidului principal în ejector decât prin invalidarea măsurătorilor pentru care aceasta a variat prea mult. Sunt necesare și investigații **abur – aer**, sau **abur – abur**, care la ejectoarele axiale descrise de literatura de specialitate prezintă randamente mai mari, în parte datorită energiilor mai mari aduse de fluide în proces. Câmpul de variație a parametrilor fluidelor și numărul de regimuri ar trebui să fie mult mai mare, deși chiar acest studiu cuprinde rezultatele încercărilor pentru mai mult de 500 de regimuri. Acest lucru înseamnă a avea acces la instalația de încercare mai mult timp decât am avut pentru realizarea acestui studiu, și disponibilitatea unei echipe pentru efectuarea măsurătorilor, a manevrelor, și pentru montările și demontările necesare schimbării pieselor interșanjabile. Pentru prezentul studiu, timpul de acces la instalație și ajutorul personalului, deși au fost generoase, au fost totuși limitate, încercările desfășurându-se într-o unitate productivă (CET Oradea), în măsura în care nu au perturbat activitățile de serviciu. *Ar fi foarte utile investigații similare celor prezentate în această lucrare, dar realizate cu o altă organizare a standului (cu legături directe și pentru ejectorul radial, cu camere de liniștire pe aspirație și refulare, cu aparate de măsură mai precise).*

e) Investigarea legăturilor între toți acești factori cu vizualizarea (eventual fotografierea sau filmarea) curgerii prin diferite ejectoare radiale realizate din materiale transparente.

Contribuțiile personale ale autorului la studiul ejectoarelor radiale

Contribuțiile personale ale autorului au fost menționate în rezumatele de la începutul fiecărei părți și a fiecărui capitol, acolo unde a fost cazul. Pentru o evidențiere mai expeditivă a tuturor contribuțiilor personale menționate de-a lungul tezei le vom prezenta sub formă sintetică la sfârșitul lucrării, (înainte de părțile anexe); contribuțiile personale se regăsesc și în **9 lucrări publicate** (7 ca unic autor și 2 în colaborare – v. bibl. poz. 3 ... 10 și poz. 86), care prezintă principalele rezultate teoretice și experimentale ale acestei teze de doctorat.

În **partea I**, contribuțiile personale ale autorului se regăsesc tocmai în efortul de sistematizare a bogatului material bibliografic, de corelare a conceptelor și notațiilor folosite în lucrări mai vechi și mai noi, în evidențierea principalelor probleme apărute în domeniul ejectoarelor și a modului de rezolvare a acestor probleme de-a lungul timpului, precum și în semnalarea acelor aspecte încă neîndeajuns clarificate ce pot constitui subiectul unor studii prezente sau viitoare.

- prezentarea diferitelor accepțiuni întâlnite în literatura de specialitate pentru partea de bilanț energetic al ejectoarelor, corelând diferitele notații folosite de diverși autori, în special în ceea ce privește noțiunea de randament al ejectorului.

- prezentarea sintetică a principalelor rezultate experimentale publicate în literatura de specialitate obținute în urma încercărilor efectuate asupra unor ejectoare axiale și sunt reproduse reprezentările grafice ale rezultatelor mai semnificative, apoi se analizează influența parametrilor variabili asupra performanțelor ejectoarelor.

- sistematizarea metodelor de calcul prezentate în literatură și semnalarea corelațiilor dintre ele și a limitelor lor, sau a precauțiilor care trebuie luate la utilizarea uneia sau a alteia din aceste metode.

Partea a II-a poate fi considerată în întregime o contribuție originală, ca o dezvoltare pornind de la ideea propusă de îndrumătorul științific al tezei, prof. dr. Gavril Creța și ținând cont de faptul că literatura de specialitate oferă foarte puține informații în domeniul ejectoarelor radiale.

- prezentarea concepției de ejector radial, fiind evidențiate ideile care au dus la propunerea acestei variante constructive, precum și motivele pentru care considerăm că această variantă ar putea prezenta anumite avantaje. Sunt stabilite corespondențe între secțiunile de curgere caracteristice pentru cele două tipuri de ejectoare și sunt propuse relații de calcul pentru dimensionarea ejectorului radial.

- cercetări în domeniul determinării formei optime a ejectorului radial, înainte de realizarea lui efectivă, utilizând în acest scop metoda simulării numerice a funcționării ejectorului la câteva din regimurile la care ulterior va fi testat. Pentru această simulare am folosit programul FLUENT, și am realizat studiul cu element finit a parametrilor aerului în interiorul a două modele de ejector, cu intrare normală, respectiv cu intrare oblică: simulările ne-au condus la concluzii interesante, o parte confirmând supozițiile teoretice, cum ar fi poziția zonelor de viteză maximă sau crearea depresiunii în camera de amestec, iar o parte oferind informații care nu au putut fi deduse direct din teorie, cum ar fi necesitatea unei distanțe mici între plăcile difuzoare.

- calculul termodinamic și de dimensionare pentru ejectoarele (axial și radial) care au fost realizate și încercate, având ca fluid principal aerul comprimat, iar ca fluid secundar aerul atmosferic, laminat printr-un ventil de strangulare. Pentru prima dată am dimensionat secțiunile de curgere pentru varianta de ejector radială.

- realizarea efectivă a ejectoarelor, cel radial fiind reglabil, în anumite limite

- studiul diferitelor metode posibile de măsurare a parametrilor de interes, și gruparea modulară a tuturor aparatelor de măsură pentru fiecare din cele trei fluide: diafragmele cu

tronsoanele rectilinii obligatorii din amonte și aval pe care am montat termometre și manometre

- realizarea legăturilor și organizarea în configurație finală a standului

Partea a III-a. fiind dedicată prezentării măsurătorilor, analizării rezultatelor și desprinderii concluziilor, poate fi considerată în întregime ca o contribuție originală a autorului, realizată desigur pe baza materialului bibliografic indicat în primele părți.

- realizarea măsurătorilor pentru ejectorul axial și pentru una din configurațiile geometrice ale ejectorului radial, cea denumită (12-4-40), rezultatele pentru celelalte configurații geometrice ale ejectorului radial fiind prezentate ca anexe, în total fiind măsurate **peste 500 de regimuri diferite.**

- prezentarea tabelară a rezultatelor măsurătorilor pentru toate regimurile la care au fost încercate ejectoarele.

- prezentarea tabelară a mărimilor de interes, calculate conform indicațiilor din literatura de specialitate, în urma prelucrării rezultatelor măsurătorilor.

- trasarea dependențelor dintre randament, respectiv coeficientul de eiecție și creșterea de presiune realizată, pentru o parte din regimurile de încercare; pentru ejectorul radial este reprezentată grafic și variația presiunii statice de-a lungul razei plăcilor difuzoare.

- analiza a rezultatelor obținute în urma încercărilor ejectorului axial și a celor douăsprezece configurații geometrice interioare pentru ejectorul radial. Au fost urmărite influențele exercitate de mai mulți factori asupra performanțelor ejectoarelor, în special asupra celui radial în cele 12 configurații geometrice în care a fost încercat. În acest sens influențele investigate au fost:

- *influența parametrilor geometrici (distanța dintre ajutoraj și contrapiesă, h , distanța dintre plăcile difuzoare, H , și diametrul de ieșire, d_2) asupra performanțelor ejectoarelor radiale*

- *influența parametrilor fluidului de lucru asupra performanțelor ejectorului radial*

- *influența mărimii suprafeței de contact dintre fluide asupra performanțelor unui ejector radial în diferite configurații geometrice*

- *influența distanței dintre plăcile difuzoare asupra performanțelor unui ejector radial*

- compararea performanțelor celor două variante constructive de ejector

- compararea calitativă a acestor rezultate cu rezultatele obținute prin simulare

- evidențierea concordanțelor și neconcordanțelor care apar între rezultatele obținute cu cele două ejectoare (cel radial în 12 configurații diferite) și cele disponibile în literatura de specialitate (pentru ejectorul axial)

- prezentarea concluziilor ce se impun în urma analizării rezultatelor obținute

- evidențierea limitelor prezentului studiu și a direcțiilor de urmat pentru studiile viitoare din acest domeniu

Privind în ansamblu acest studiu cuprins în prezenta teză de doctorat, considerăm că, în esența sa, **reprezintă o contribuție originală în domeniul aparatelor cu jet**, și dacă nu răspunde tuturor problemelor pe care le poate ridica funcționarea unui ejector în variantă radială, aduce totuși lămuriri asupra **tendențelor provocate de variația unor parametri asupra performanțelor**, aducând primele precizări asupra **căilor de urmat pentru optimizare a acestor ejectoare**. Studiul permite desprinderea unor concluzii interesante și mai ales se trasează căile de urmat pentru cercetări ulterioare, deoarece prezentul studiu **nu infirmă posibilitatea de obține, în urma unor cercetări de optimizare și mai complexe, ejectoare radiale cel puțin la fel de bune ca și cele axiale.**

Anexa 1

Tab.A1.1. Funcțiile gazodinamice pentru $k = 1.4$ (aer)

λ	\bar{r}	\bar{v}	\bar{s}	q	y	z	f	r
0,02	0,999933	0,999767	0,999833	0,031544	0,031551	50,02	1,000233	0,99953352
0,04	0,999733	0,999067	0,999333	0,063056	0,063114	25,04	1,000932	0,998136315
0,06	0,9994	0,997902	0,998501	0,094505	0,094703	16,72667	1,002095	0,995815066
0,08	0,998933	0,996272	0,997335	0,125859	0,12633	12,58	1,003718	0,992580816
0,1	0,998333	0,994179	0,995839	0,157088	0,158007	10,1	1,005797	0,988448845
0,12	0,9976	0,991625	0,994011	0,188159	0,189748	8,453333	1,008325	0,983438486
0,14	0,996733	0,988613	0,991853	0,219043	0,221566	7,282857	1,011294	0,977572904
0,16	0,995733	0,985146	0,989367	0,249707	0,253472	6,41	1,014695	0,970878835
0,18	0,9946	0,981227	0,986555	0,280122	0,285481	5,735556	1,018519	0,963386284
0,2	0,993333	0,97686	0,983417	0,310256	0,317606	5,2	1,022753	0,955128205
0,22	0,991933	0,97205	0,979955	0,340081	0,349859	4,765455	1,027385	0,94614015
0,24	0,9904	0,966801	0,976173	0,369565	0,382255	4,406667	1,0324	0,936459909
0,26	0,988733	0,961119	0,972071	0,39868	0,414808	4,106154	1,037783	0,926127139
0,28	0,986933	0,955009	0,967653	0,427396	0,447531	3,851429	1,043517	0,915182987
0,3	0,985	0,948477	0,962921	0,455685	0,480439	3,633333	1,049584	0,903669725
0,32	0,982933	0,94153	0,957878	0,483519	0,513546	3,445	1,055965	0,891630382
0,34	0,980733	0,934175	0,952527	0,510869	0,546866	3,281176	1,062639	0,879108402
0,36	0,9784	0,926419	0,946872	0,537708	0,580416	3,137778	1,069586	0,866147309
0,38	0,975933	0,91827	0,940915	0,56401	0,61421	3,011579	1,076783	0,8527904
0,4	0,973333	0,909736	0,934661	0,589749	0,648263	2,9	1,084206	0,83908046
0,42	0,9706	0,900826	0,928113	0,614898	0,682593	2,800952	1,091832	0,825059504
0,44	0,967733	0,891548	0,921275	0,639433	0,717216	2,712727	1,099634	0,810768543
0,46	0,964733	0,881912	0,914152	0,663329	0,752149	2,633913	1,107586	0,796247386
0,48	0,9616	0,871928	0,906747	0,686563	0,787408	2,563333	1,115662	0,78153446
0,5	0,958333	0,861605	0,899066	0,709112	0,823013	2,5	1,123832	0,766666667
0,52	0,954933	0,850953	0,891113	0,730952	0,858981	2,443077	1,13207	0,751679261
0,54	0,9514	0,839984	0,882893	0,752064	0,895331	2,391852	1,140344	0,73660576
0,56	0,947733	0,828708	0,874411	0,772425	0,932084	2,345714	1,148626	0,721477873
0,58	0,943933	0,817137	0,865672	0,792017	0,969259	2,304138	1,156884	0,706325451
0,6	0,94	0,805281	0,856682	0,810819	1,006877	2,266667	1,165087	0,691176471
0,62	0,935933	0,793153	0,847446	0,828814	1,044961	2,232903	1,173205	0,676057016
0,64	0,931733	0,780766	0,837971	0,845984	1,083531	2,2025	1,181204	0,660991298
0,66	0,9274	0,76813	0,828262	0,862313	1,122613	2,175152	1,189053	0,646001672
0,68	0,922933	0,755259	0,818325	0,877784	1,162229	2,150588	1,196719	0,63110868
0,7	0,918333	0,742166	0,808167	0,892385	1,202405	2,128571	1,204168	0,616331096
0,72	0,9136	0,728864	0,797793	0,906099	1,243167	2,108889	1,211369	0,601685985
0,74	0,908733	0,715365	0,787211	0,918916	1,284542	2,091351	1,218288	0,587188765
0,76	0,903733	0,701683	0,776427	0,930824	1,326558	2,075789	1,224892	0,572853279
0,78	0,8986	0,687832	0,765449	0,941811	1,369245	2,062051	1,231148	0,558691868
0,8	0,893333	0,673825	0,754282	0,951868	1,412634	2,05	1,237023	0,544715447
0,82	0,887933	0,659677	0,742935	0,960988	1,456755	2,039512	1,242485	0,530933588
0,84	0,8824	0,6454	0,731415	0,969161	1,501644	2,030476	1,247501	0,517354597
0,86	0,876733	0,63101	0,719729	0,976383	1,547334	2,022791	1,25204	0,503985591
0,88	0,870933	0,61652	0,707884	0,982648	1,593863	2,016364	1,25607	0,490832582
0,9	0,865	0,601944	0,695889	0,987952	1,641268	2,011111	1,25956	0,477900552
0,92	0,858933	0,587297	0,683752	0,992292	1,689591	2,006957	1,26248	0,46519353

				q	y	z	f	r
0.94	0.852733	0.572593	0.67148	0.995667	1,738872	2,00383	1,2648	0,45271466
0.96	0.8464	0.557847	0.659082	0.998076	1,789158	2,001667	1,266491	0,440466278
0.98	0.839933	0.543071	0.646565	0.999519	1,840494	2,000408	1,267526	0,428449976
1	0.833333	0.528282	0.633938	1	1,892929	2	1,267876	0,416666667
1.02	0.8266	0.513492	0.62121	0.999521	1,946516	2,000392	1,267517	0,405116644
1.04	0.819733	0.498717	0.608389	0.998086	2,001308	2,001538	1,266423	0,393799641
1.06	0.812733	0.48397	0.595484	0.995701	2,057363	2,003396	1,26457	0,382714887
1.08	0.8056	0.469265	0.582504	0.992374	2,114742	2,005926	1,261936	0,371861152
1.1	0.798333	0.454616	0.569457	0.988113	2,173509	2,009091	1,258499	0,361236802
1.12	0.790933	0.440037	0.556352	0.982926	2,233733	2,012857	1,25424	0,350839839
1.14	0.7834	0.425542	0.543199	0.976825	2,295485	2,017193	1,24914	0,340667942
1.16	0.775733	0.411144	0.530006	0.969822	2,358841	2,022069	1,243183	0,330718508
1.18	0.767933	0.396855	0.516784	0.961931	2,423883	2,027458	1,236353	0,320988686
1.2	0.76	0.38269	0.50354	0.953166	2,490696	2,033333	1,228638	0,31147541
1.22	0.751933	0.368661	0.490285	0.943542	2,559373	2,039672	1,220024	0,302175427
1.24	0.743733	0.354781	0.477027	0.933078	2,630011	2,046452	1,210504	0,29308533
1.26	0.7354	0.341061	0.463777	0.921792	2,702714	2,053651	1,200069	0,284201577
1.28	0.726933	0.327515	0.450543	0.909703	2,777592	2,06125	1,188713	0,275520517
1.3	0.718333	0.314153	0.437336	0.896833	2,854766	2,069231	1,176433	0,267038414
1.32	0.7096	0.300987	0.424164	0.883204	2,93436	2,077576	1,163228	0,258751459
1.34	0.700733	0.288028	0.411038	0.86884	3,016513	2,086269	1,149098	0,250655792
1.36	0.691733	0.275287	0.397967	0.853766	3,101368	2,095294	1,134046	0,24274752
1.38	0.6826	0.262774	0.38496	0.838008	3,189084	2,104638	1,118078	0,235022724
1.4	0.673333	0.250499	0.372028	0.821592	3,279828	2,114286	1,101202	0,227477477
1.42	0.663933	0.238471	0.359179	0.804549	3,373782	2,124225	1,083428	0,220107855
1.44	0.6544	0.2267	0.346424	0.786908	3,471141	2,134444	1,064769	0,212909943
1.46	0.644733	0.215194	0.333772	0.768699	3,572118	2,144932	1,045241	0,205879848
1.48	0.634933	0.203962	0.321233	0.749955	3,676941	2,155676	1,024862	0,199013708
1.5	0.625	0.19301	0.308816	0.730709	3,785858	2,166667	1,003653	0,192307692
1.52	0.614933	0.182347	0.296531	0.710995	3,899139	2,177895	0,981636	0,185758015
1.54	0.604733	0.171978	0.284387	0.69085	4,017075	2,189351	0,958839	0,179360936
1.56	0.5944	0.161911	0.272394	0.670308	4,139986	2,201026	0,935291	0,173112768
1.58	0.583933	0.15215	0.26056	0.649409	4,268221	2,212911	0,911023	0,167009877
1.6	0.573333	0.1427	0.248896	0.62819	4,402161	2,225	0,88607	0,161048689
1.62	0.5626	0.133567	0.23741	0.606691	4,542222	2,237284	0,860469	0,155225693
1.64	0.551733	0.124753	0.226112	0.584952	4,688865	2,249756	0,834262	0,149537439
1.66	0.540733	0.116263	0.21501	0.563014	4,842594	2,26241	0,80749	0,143980545
1.68	0.5296	0.108098	0.204113	0.540919	5,003967	2,275238	0,7802	0,138551695
1.7	0.518333	0.100261	0.19343	0.51871	5,173601	2,288235	0,752441	0,133247644
1.72	0.506933	0.092753	0.182969	0.496431	5,35218	2,301395	0,724264	0,128065212
1.74	0.4954	0.085575	0.172739	0.474124	5,540467	2,314713	0,695723	0,123001291
1.76	0.483733	0.078727	0.162748	0.451836	5,739311	2,328182	0,666875	0,118052844
1.78	0.471933	0.072207	0.153004	0.42961	5,949664	2,341798	0,63778	0,113216902
1.8	0.46	0.066016	0.143514	0.407493	6,172595	2,355556	0,6085	0,108490566
1.82	0.447933	0.060152	0.134287	0.38553	6,409308	2,369451	0,579099	0,103871008
1.84	0.435733	0.05461	0.125329	0.363767	6,661164	2,383478	0,549643	0,099355466
1.86	0.4234	0.049389	0.116648	0.34225	6,929712	2,397634	0,520203	0,09494125
1.88	0.410933	0.044484	0.10825	0.321025	7,216716	2,411915	0,490849	0,090625735
1.9	0.398333	0.03989	0.100142	0.30014	7,524195	2,426316	0,461655	0,086406363
1.92	0.3856	0.035602	0.09233	0.279638	7,854478	2,440833	0,432695	0,082280642
1.94	0.372733	0.031615	0.084819	0.259568	8,210254	2,455464	0,404046	0,078246144
1.96	0.359733	0.027921	0.077616	0.239972	8,594656	2,470204	0,375786	0,074300507
1.98	0.3466	0.024513	0.070725	0.220897	9,011348	2,485051	0,347994	0,070441428

λ	τ	$\bar{\tau}$	δ	q	y	z	f	r
2	0,333333	0,021383	0,06415	0,202386	9,464646	2,5	0,32075	0,06666667
2,02	0,319933	0,018523	0,057896	0,184482	9,959671	2,51505	0,294135	0,062974044
2,04	0,3064	0,015922	0,051966	0,167227	10,50254	2,530196	0,268229	0,059361438
2,06	0,292733	0,013572	0,046364	0,150661	11,10064	2,545437	0,243114	0,055826786
2,08	0,278933	0,011462	0,041091	0,134824	11,76294	2,560769	0,218869	0,052368079
2,1	0,265	0,00958	0,036151	0,119753	12,50048	2,57619	0,195574	0,048983364
2,12	0,250933	0,007915	0,031542	0,105484	13,32695	2,591698	0,173307	0,045670744
2,14	0,236733	0,006455	0,027268	0,092048	14,2596	2,60729	0,152143	0,04242837
2,16	0,2224	0,005188	0,023326	0,079477	15,32047	2,622963	0,132155	0,039254448
2,18	0,207933	0,0041	0,019716	0,067798	16,5381	2,638716	0,113412	0,036147231
2,2	0,193333	0,003177	0,016435	0,057035	17,95019	2,654545	0,09598	0,033105023
2,22	0,1786	0,002408	0,01348	0,047207	19,60761	2,67045	0,079917	0,030126172
2,24	0,163733	0,001776	0,010848	0,03833	21,58063	2,686429	0,065278	0,027209076
2,26	0,148733	0,001269	0,008531	0,030415	23,96918	2,702478	0,052106	0,024352173
2,28	0,1336	0,000872	0,006524	0,023464	26,9204	2,718596	0,040439	0,021553949
2,3	0,118333	0,00057	0,004817	0,017476	30,66012	2,734783	0,030298	0,018812931
2,32	0,102933	0,00035	0,003399	0,01244	35,55372	2,751034	0,021696	0,016127684
2,34	0,0874	0,000197	0,002258	0,008336	42,23355	2,76735	0,014624	0,013496819
2,36	0,071733	9,89E-05	0,001378	0,005131	51,89722	2,783729	0,009054	0,01091898
2,38	0,055933	4,14E-05	0,00074	0,002778	67,12115	2,800168	0,004931	0,008392854
2,4	0,04	1,28E-05	0,00032	0,001211	94,64646	2,816667	0,002163	0,00591716
2,42	0,023933	2,12E-06	8,86E-05	0,000338	159,5017	2,833223	0,000608	0,003490656
2,44	0,007733	4,07E-08	5,26E-06	2,02E-05	497,7098	2,849836	3,66E-05	0,001112134

Tab.A1.2 Funcțiile gazodinamice pentru $k = 1.3$ (abur supraîncălzit)

λ	τ	$\bar{\tau}$	δ	q	y	z	f	r
0,02	0,999948	0,999774	0,999826	0,031863	0,03187	50,02	1,000226028	0,999548007
0,04	0,999791	0,999096	0,999305	0,063692	0,063749	25,04	1,000903404	0,998194194
0,06	0,99953	0,997967	0,998436	0,095455	0,095649	16,72667	1,002030008	0,995945033
0,08	0,999165	0,996388	0,99722	0,127118	0,127579	12,58	1,003602309	0,992811226
0,1	0,998696	0,99436	0,995659	0,158649	0,159549	10,1	1,005615374	0,988807576
0,12	0,998122	0,991886	0,993753	0,190014	0,191568	8,453333	1,008062879	0,983952819
0,14	0,997443	0,988969	0,991504	0,221181	0,223648	7,282857	1,010937121	0,978269398
0,16	0,996661	0,985611	0,988913	0,252118	0,255799	6,41	1,01422903	0,971783219
0,18	0,995774	0,981816	0,985982	0,282792	0,28803	5,735556	1,017928197	0,964523356
0,2	0,994783	0,977587	0,982714	0,313172	0,320352	5,2	1,022022883	0,956521739
0,22	0,993687	0,97293	0,979111	0,343226	0,352776	4,765455	1,026500053	0,947812816
0,24	0,992487	0,967849	0,975175	0,372924	0,385312	4,406667	1,031345398	0,938433204
0,26	0,991183	0,962349	0,97091	0,402234	0,417971	4,106154	1,036543365	0,928421327
0,28	0,989774	0,956436	0,966318	0,431126	0,450763	3,851429	1,04207719	0,917817056
0,3	0,988261	0,950117	0,961403	0,459571	0,4837	3,633333	1,047928931	0,906661348
0,32	0,986643	0,943397	0,956168	0,48754	0,516792	3,445	1,054079506	0,894995898
0,34	0,984922	0,936284	0,950617	0,515004	0,550051	3,281176	1,060508735	0,8828628
0,36	0,983096	0,928785	0,944755	0,541936	0,583489	3,137778	1,067195376	0,870304225
0,38	0,981165	0,920907	0,938585	0,568308	0,617117	3,011579	1,074117178	0,857362126
0,4	0,97913	0,91266	0,932113	0,594093	0,650947	2,9	1,081250919	0,844077961
0,42	0,976991	0,904051	0,925342	0,619267	0,684991	2,800952	1,088572462	0,830492438
0,44	0,974748	0,89509	0,918278	0,643803	0,719261	2,712727	1,096056801	0,816645297
0,46	0,9724	0,885785	0,910926	0,667678	0,75377	2,633913	1,103678117	0,802575107
0,48	0,969948	0,876146	0,903291	0,690868	0,788531	2,563333	1,111409836	0,788319104

				q	y	z	f	r
0.5	0.967391	0.866183	0.89538	0.713351	0.823558	2,5	1,119224678	0,773913043
0.52	0.96473	0.855906	0.887197	0.735105	0.858862	2,443077	1,127094725	0,759391085
0.54	0.961965	0.845325	0.878748	0.756109	0.894459	2,391852	1,134991477	0,744785706
0.56	0.959096	0.834453	0.870041	0.776343	0.930363	2,345714	1,142885915	0,730127628
0.58	0.956122	0.823298	0.861081	0.795789	0.966587	2,304138	1,150748567	0,715445779
0.6	0.953043	0.811874	0.851875	0.814429	1.003147	2,266667	1,158549572	0,700767263
0.62	0.949861	0.80019	0.842429	0.832245	1,040059	2,232903	1,166258746	0,686117357
0.64	0.946574	0.78826	0.832751	0.849222	1,077337	2,2025	1,173845652	0,671519518
0.66	0.943183	0.776095	0.822847	0.865345	1,114999	2,175152	1,181279672	0,656995409
0.68	0.939687	0.763708	0.812726	0.880601	1,15306	2,150588	1,188530069	0,642564932
0.7	0.936087	0.75111	0.802393	0.894976	1,191538	2,128571	1,195566069	0,62824628
0.72	0.932383	0.738314	0.791858	0.90846	1,230451	2,108889	1,202356925	0,614055986
0.74	0.928574	0.725334	0.781127	0.921042	1,269818	2,091351	1,208871994	0,60000899
0.76	0.924661	0.712182	0.770208	0.932713	1,309656	2,075789	1,215080809	0,586118705
0.78	0.920643	0.69887	0.75911	0.943465	1,349986	2,062051	1,220953154	0,572397089
0.8	0.916522	0.685412	0.747841	0.953291	1,390828	2,05	1,226459137	0,558854719
0.82	0.912296	0.671822	0.736408	0.962185	1,432202	2,039512	1,231569266	0,545500868
0.84	0.907965	0.658112	0.724821	0.970144	1,474131	2,030476	1,236254522	0,532343584
0.86	0.90353	0.644296	0.713087	0.977163	1,516638	2,022791	1,240486434	0,519389765
0.88	0.898991	0.630387	0.701216	0.983242	1,559744	2,016364	1,244237153	0,506645235
0.9	0.894348	0.616398	0.689215	0.988379	1,603475	2,011111	1,247479528	0,494114821
0.92	0.8896	0.602343	0.677094	0.992575	1,647856	2,006957	1,250187174	0,481802426
0.94	0.884748	0.588235	0.664862	0.995831	1,692912	2,00383	1,252334551	0,469711099
0.96	0.879791	0.574088	0.652528	0.998151	1,738672	2,001667	1,253897031	0,457843102
0.98	0.87473	0.559914	0.640099	0.999539	1,785163	2,000408	1,254850973	0,446199977
1	0.869565	0.545728	0.627587	1	1,832416	2	1,255173788	0,434782609
1.02	0.864296	0.531541	0.614999	0.999541	1,880459	2,000392	1,254844012	0,423591282
1.04	0.858922	0.517367	0.602345	0.998171	1,929327	2,001538	1,25384137	0,412625739
1.06	0.853443	0.503219	0.589634	0.995897	1,979052	2,003396	1,252146844	0,401885232
1.08	0.847861	0.48911	0.576875	0.992732	2,029669	2,005926	1,249742736	0,39136857
1.1	0.842174	0.475052	0.564078	0.988685	2,081215	2,009091	1,246612726	0,381074169
1.12	0.836383	0.461057	0.551252	0.983771	2,133729	2,012857	1,242741939	0,371000093
1.14	0.830487	0.447139	0.538405	0.978003	2,187249	2,017193	1,238116999	0,361144093
1.16	0.824487	0.433308	0.525548	0.971397	2,241818	2,022069	1,232726081	0,351503648
1.18	0.818383	0.419576	0.51269	0.963968	2,29748	2,027458	1,226558969	0,342075994
1.2	0.812174	0.405956	0.499839	0.955735	2,354281	2,033333	1,219607106	0,332858161
1.22	0.805861	0.392458	0.487005	0.946716	2,41227	2,039672	1,211863634	0,323846998
1.24	0.799443	0.379094	0.474197	0.93693	2,471497	2,046452	1,203323446	0,315039202
1.26	0.792922	0.365874	0.461425	0.926398	2,532015	2,053651	1,193983225	0,306431341
1.28	0.786296	0.352808	0.448697	0.915143	2,593882	2,06125	1,183841479	0,29801988
1.3	0.779565	0.339907	0.436022	0.903187	2,657156	2,069231	1,172898575	0,289801196
1.32	0.77273	0.327181	0.423409	0.890554	2,721899	2,077576	1,161156772	0,2817716
1.34	0.765791	0.314639	0.410867	0.877268	2,788178	2,086269	1,148620246	0,273927352
1.36	0.758748	0.302289	0.398405	0.863356	2,856062	2,095294	1,135295112	0,266264678
1.38	0.7516	0.290141	0.386031	0.848844	2,925624	2,104638	1,121189442	0,258779782
1.4	0.744348	0.278203	0.373754	0.833759	2,996941	2,114286	1,10631328	0,25146886
1.42	0.736991	0.266483	0.361583	0.81813	3,070097	2,124225	1,090678648	0,244328108
1.44	0.72953	0.254989	0.349525	0.801986	3,145178	2,134444	1,074299556	0,237353733
1.46	0.721965	0.243727	0.337588	0.785356	3,222276	2,144932	1,057191997	0,230541965
1.48	0.714296	0.232704	0.325782	0.768271	3,301489	2,155676	1,039373944	0,223889058
1.5	0.706522	0.221927	0.314112	0.750762	3,382921	2,166667	1,020865339	0,217391304
1.52	0.698643	0.211401	0.302588	0.732861	3,466683	2,177895	1,001688077	0,211045033
1.54	0.690661	0.201132	0.291217	0.7146	3,552892	2,189351	0,981865986	0,204846622

\	-	-	s	q	y	z	f	r
1.56	0.682574	0.191124	0.280005	0.696011	3.641674	2.201026	0.961424801	0.198792496
1.58	0.674383	0.181382	0.26896	0.677129	3.733162	2.212911	0.940392128	0.192879135
1.6	0.666087	0.17191	0.258089	0.657985	3.8275	2.225	0.91879741	0.187103078
1.62	0.657687	0.162711	0.247399	0.638614	3.92484	2.237284	0.896671882	0.181460919
1.64	0.649183	0.153788	0.236895	0.619051	4.025345	2.249756	0.874048519	0.175949319
1.66	0.640574	0.145144	0.226585	0.599329	4.129191	2.26241	0.850961983	0.170565
1.68	0.631861	0.136781	0.216474	0.579482	4.236566	2.275238	0.827448555	0.165304748
1.7	0.623043	0.1287	0.206567	0.559547	4.347671	2.288235	0.803546072	0.160165419
1.72	0.614122	0.120903	0.196871	0.539556	4.462725	2.301395	0.779293849	0.155143932
1.74	0.605096	0.113389	0.18739	0.519544	4.581961	2.314713	0.754732596	0.150237276
1.76	0.595965	0.106159	0.17813	0.499546	4.705631	2.328182	0.729904329	0.145442507
1.78	0.58673	0.099213	0.169094	0.479595	4.83401	2.341798	0.70485228	0.14075675
1.8	0.577391	0.092549	0.160288	0.459726	4.967392	2.355556	0.679620786	0.136177194
1.82	0.567948	0.086166	0.151715	0.439973	5.106097	2.369451	0.654255189	0.131701101
1.84	0.5584	0.080063	0.143379	0.420367	5.250474	2.383478	0.628801714	0.127325794
1.86	0.548748	0.074236	0.135283	0.400942	5.400902	2.397634	0.60330735	0.123048665
1.88	0.538991	0.068684	0.12743	0.38173	5.557791	2.411915	0.577819717	0.118867172
1.9	0.52913	0.063402	0.119824	0.362762	5.721593	2.426316	0.552386937	0.114778836
1.92	0.519165	0.058388	0.112465	0.344069	5.892801	2.440833	0.527057481	0.110781243
1.94	0.509096	0.053637	0.105357	0.325681	6.071954	2.455464	0.501880028	0.106872041
1.96	0.498922	0.049144	0.098501	0.307626	6.259646	2.470204	0.476903304	0.103048938
1.98	0.488643	0.044905	0.091898	0.289933	6.456531	2.485051	0.452175922	0.099309706
2	0.478261	0.040915	0.085549	0.272629	6.663329	2.5	0.427746208	0.095652174
2.02	0.467774	0.037167	0.079455	0.255739	6.880841	2.51505	0.403662032	0.092074229
2.04	0.457183	0.033655	0.073615	0.239289	7.109951	2.530196	0.37997062	0.088573816
2.06	0.446487	0.030374	0.068029	0.2233	7.351646	2.545437	0.35671837	0.085148935
2.08	0.435687	0.027316	0.062697	0.207796	7.607026	2.560769	0.33395066	0.081797641
2.1	0.424783	0.024475	0.057618	0.192797	7.877324	2.57619	0.311711643	0.078518042
2.12	0.413774	0.021843	0.052789	0.178322	8.163923	2.591698	0.290044051	0.075308298
2.14	0.402661	0.019412	0.048209	0.164388	8.468383	2.60729	0.268988981	0.072166619
2.16	0.391443	0.017175	0.043876	0.151012	8.792469	2.622963	0.248585685	0.069091266
2.18	0.380122	0.015124	0.039787	0.138205	9.138184	2.638716	0.228871353	0.066080547
2.2	0.368696	0.01325	0.035939	0.125982	9.507817	2.654545	0.209880892	0.063132817
2.22	0.357165	0.011546	0.032327	0.114352	9.903984	2.67045	0.191646706	0.060246478
2.24	0.34553	0.010002	0.028948	0.103323	10.3297	2.686429	0.174198471	0.057419974
2.26	0.333791	0.008611	0.025798	0.0929	10.78846	2.702478	0.157562906	0.054651795
2.28	0.321948	0.007363	0.022871	0.083089	11.28432	2.718596	0.141763553	0.051940473
2.3	0.31	0.00625	0.020162	0.073891	11.82204	2.734783	0.126820548	0.049284579
2.32	0.297948	0.005263	0.017666	0.065305	12.4072	2.751034	0.112750399	0.046682725
2.34	0.285791	0.004394	0.015376	0.057329	13.04647	2.76735	0.099565768	0.044133564
2.36	0.27353	0.003634	0.013285	0.049956	13.74778	2.783729	0.087275252	0.041635782
2.38	0.261165	0.002974	0.011386	0.04318	14.52071	2.800168	0.075883178	0.039188107
2.4	0.248696	0.002406	0.009673	0.036991	15.37691	2.816667	0.065389398	0.036789298
2.42	0.236122	0.001921	0.008137	0.031376	16.33073	2.833223	0.055789105	0.034438151
2.44	0.223443	0.001513	0.00677	0.026319	17.39996	2.849836	0.04707265	0.032133496
2.46	0.210661	0.001172	0.005563	0.021804	18.60704	2.866504	0.039225388	0.029874194
2.48	0.197774	0.000891	0.004507	0.01781	19.98061	2.883226	0.03222753	0.02765914
2.5	0.184783	0.000664	0.003594	0.014315	21.55783	2.9	0.026054035	0.025487256
2.52	0.171687	0.000483	0.002813	0.011294	23.3878	2.916825	0.020674514	0.023357498
2.54	0.158487	0.000341	0.002154	0.008719	25.53679	2.933701	0.016053188	0.021268849
2.56	0.145183	0.000234	0.001608	0.006561	28.09645	2.950625	0.012148872	0.01922032
2.58	0.131774	0.000153	0.001164	0.004787	31.19726	2.967597	0.008915029	0.017210949
2.6	0.118261	9.6E-05	0.000812	0.003363	35.03147	2.984615	0.006299875	0.015239803

				q	y	z	f	r
2.62	0.104643	5.65E-05	0.00054	0.002254	39.89471	3.001679	0.004246582	0.013305971
2.64	0.090922	3.07E-05	0.000338	0.001422	46.26604	3.018788	0.002693574	0.01140857
2.66	0.077096	1.5E-05	0.000195	0.000827	54.9766	3.03594	0.001574978	0.00954674
2.68	0.063165	6.34E-06	0.0001	0.000429	67.60564	3.053134	0.000821247	0.007719644
2.7	0.04913	2.13E-06	4.34E-05	0.000187	87.56676	3.07037	0.000360072	0.00592647
2.72	0.034991	4.9E-07	1.4E-05	6.07E-05	123.8611	3.087647	0.000117687	0.004166425
2.74	0.020748	5.09E-08	2.45E-06	1.07E-05	210.4283	3.104964	2.08793E-05	0.00243874
2.76	0.0064	3.11E-10	4.87E-08	2.14E-07	687.1558	3.122319	4.19424E-07	0.000742666

Tab.A1.3 Funcțiile gazodinamice pentru $k = 1.13$ (abur saturat)

				q	y	z	f	r
0.04	0.999902	0.999151	0.999249	0.064881	0.064936	25.04	1.00084787	0.998305
0.08	0.999609	0.99661	0.996999	0.129469	0.12991	12.58	1.003380025	0.993253
0.12	0.999121	0.992386	0.993259	0.193475	0.19496	8.453333	1.007562219	0.984938
0.16	0.998438	0.9865	0.988044	0.256613	0.260124	6.41	1.013337794	0.973516
0.2	0.997559	0.978978	0.981373	0.3186	0.325442	5.2	1.020628292	0.959191
0.24	0.996485	0.969852	0.973274	0.379165	0.390951	4.406667	1.029334309	0.942213
0.28	0.995215	0.959165	0.963777	0.438042	0.456691	3.851429	1.03933658	0.922863
0.32	0.99375	0.946963	0.952918	0.49498	0.522702	3.445	1.050497274	0.901443
0.36	0.99209	0.9333	0.940741	0.549736	0.589024	3.137778	1.062661492	0.878267
0.4	0.990235	0.918237	0.927292	0.602086	0.655697	2.9	1.075658959	0.853651
0.44	0.988184	0.901839	0.912622	0.651816	0.722764	2.712727	1.089305868	0.827902
0.48	0.985938	0.884177	0.896787	0.698735	0.790266	2.563333	1.103406889	0.801315
0.52	0.983497	0.865326	0.879847	0.742663	0.858246	2.443077	1.117757284	0.774163
0.56	0.98086	0.845368	0.861864	0.783445	0.92675	2.345714	1.13214514	0.746696
0.6	0.978028	0.824387	0.842907	0.820942	0.995821	2.266667	1.146353674	0.719138
0.64	0.975001	0.802469	0.823045	0.855037	1.065508	2.2025	1.160163583	0.691686
0.68	0.971778	0.779706	0.802349	0.885633	1.135856	2.150588	1.173355433	0.664509
0.72	0.968361	0.756189	0.780896	0.912656	1.206916	2.108889	1.185712038	0.637751
0.76	0.964747	0.732012	0.758761	0.936052	1.278738	2.075789	1.19702082	0.611529
0.8	0.960939	0.707272	0.736022	0.95579	1.351375	2.05	1.20707611	0.585938
0.84	0.956935	0.682064	0.712759	0.971859	1.42488	2.030476	1.215681381	0.561055
0.88	0.952736	0.656483	0.689051	0.984273	1.499311	2.016364	1.222651368	0.536934
0.92	0.948342	0.630626	0.664977	0.993062	1.574724	2.006957	1.227814074	0.513617
0.96	0.943752	0.604585	0.640619	0.99828	1.651182	2.001667	1.231012617	0.491128
1	0.938967	0.578454	0.616053	1	1.728746	2	1.232106922	0.469484
1.04	0.933987	0.552323	0.59136	0.998314	1.807483	2.001538	1.230975213	0.448687
1.08	0.928811	0.526279	0.566615	0.99333	1.887461	2.005926	1.227515313	0.428735
1.12	0.92344	0.500407	0.541894	0.985176	1.968751	2.012857	1.221645721	0.409617
1.16	0.917874	0.474788	0.517269	0.973994	2.051429	2.022069	1.213306462	0.391317
1.2	0.912113	0.449499	0.492811	0.959939	2.135573	2.033333	1.202459697	0.373817
1.24	0.906156	0.424614	0.468588	0.943181	2.221265	2.046452	1.189090094	0.357092
1.28	0.900004	0.4002	0.444665	0.9239	2.308592	2.06125	1.17320494	0.341117
1.32	0.893656	0.376322	0.421103	0.902286	2.397646	2.077576	1.154834017	0.325867
1.36	0.887114	0.353036	0.397961	0.878539	2.488521	2.095294	1.134029222	0.311312
1.4	0.880376	0.330398	0.375292	0.852862	2.581319	2.114286	1.110863947	0.297424
1.44	0.873442	0.308453	0.353147	0.825467	2.676147	2.134444	1.085432229	0.284176
1.48	0.866314	0.287245	0.331572	0.796565	2.773117	2.155676	1.057847674	0.271538
1.52	0.85899	0.26681	0.31061	0.766373	2.872349	2.177895	1.028242169	0.259482
1.56	0.85147	0.247179	0.290297	0.735104	2.97397	2.201026	0.996764402	0.247982
1.6	0.843756	0.228378	0.270668	0.702973	3.078115	2.225	0.963578211	0.23701

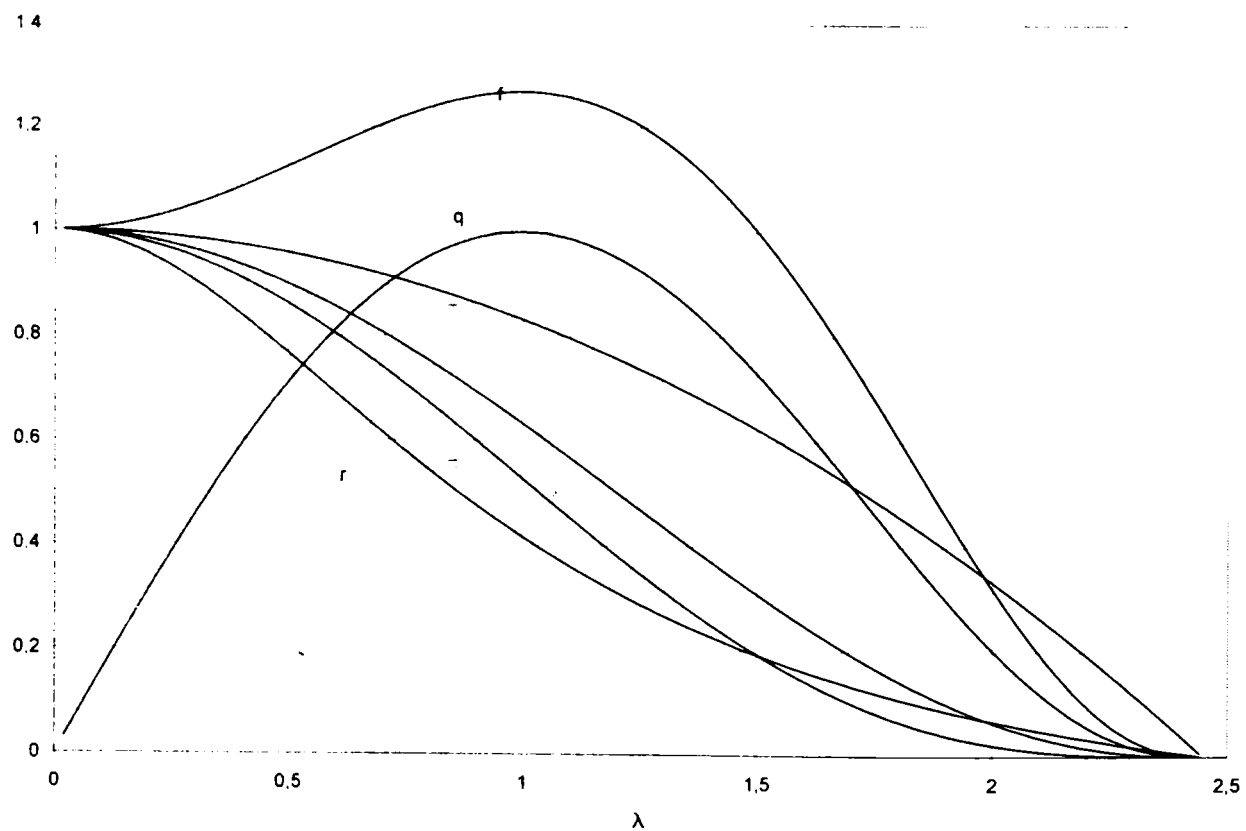
\	-	-	s	q	y	z	f	r
1.64	0.835846	0.210425	0.251751	0.670188	3.184925	2.249756	0.928860766	0.226541
1.68	0.827741	0.193336	0.233571	0.636956	3.294553	2.275238	0.892800628	0.21655
1.72	0.81944	0.177119	0.216147	0.603475	3.407161	2.301395	0.855595697	0.207013
1.76	0.810945	0.161779	0.199495	0.569937	3.522922	2.328182	0.81745107	0.197907
1.8	0.802254	0.147315	0.183627	0.536525	3.642021	2.355556	0.778576851	0.189211
1.84	0.793367	0.133721	0.168548	0.503413	3.764655	2.383478	0.739185918	0.180903
1.88	0.784285	0.120986	0.154263	0.470763	3.891036	2.411915	0.699491701	0.172963
1.92	0.775008	0.109098	0.14077	0.438727	4.021392	2.440833	0.659705973	0.165374
1.96	0.765536	0.098038	0.128064	0.407442	4.155966	2.470204	0.620036702	0.158116
2	0.755869	0.087784	0.116137	0.377036	4.295021	2.5	0.580685968	0.151174
2.04	0.746006	0.078313	0.104977	0.34762	4.438842	2.530196	0.541848005	0.14453
2.08	0.735947	0.069597	0.094568	0.319293	4.587733	2.560769	0.503707346	0.13817
2.12	0.725694	0.061606	0.084893	0.29214	4.742027	2.591698	0.46643714	0.132079
2.16	0.715245	0.05431	0.075932	0.26623	4.902081	2.622963	0.430197628	0.126243
2.2	0.704601	0.047673	0.06766	0.241622	5.068285	2.654545	0.395134809	0.120651
2.24	0.693762	0.041663	0.060054	0.218358	5.241063	2.686429	0.361379315	0.115289
2.28	0.682727	0.036243	0.053086	0.196468	5.420877	2.718596	0.329045498	0.110146
2.32	0.671497	0.031377	0.046727	0.17597	5.608228	2.751034	0.298230746	0.105211
2.36	0.660071	0.027029	0.040948	0.156867	5.80367	2.783729	0.269015031	0.100474
2.4	0.648451	0.023162	0.035719	0.139153	6.007806	2.816667	0.241460689	0.095925
2.44	0.636635	0.01974	0.031007	0.122811	6.221299	2.849836	0.215612442	0.091555
2.48	0.624623	0.016728	0.026781	0.107812	6.444882	2.883226	0.19149764	0.087355
2.52	0.612417	0.014091	0.023009	0.09412	6.679362	2.916825	0.169126735	0.083317
2.56	0.600015	0.011796	0.019659	0.081691	6.925632	2.950625	0.14849396	0.079434
2.6	0.587418	0.009809	0.016698	0.070473	7.184686	2.984615	0.129578208	0.075698
2.64	0.574625	0.0081	0.014097	0.060409	7.457628	3.018788	0.112344092	0.072102
2.68	0.561638	0.00664	0.011823	0.051435	7.745692	3.053134	0.09674316	0.06864
2.72	0.548454	0.005402	0.009849	0.043485	8.05026	3.087647	0.082715248	0.065305
2.76	0.535076	0.004358	0.008145	0.03649	8.372886	3.122319	0.070189949	0.062091
2.8	0.521502	0.003486	0.006684	0.03038	8.71532	3.157143	0.059088162	0.058993
2.84	0.507733	0.002762	0.005441	0.025082	9.079549	3.192113	0.049323695	0.056007
2.88	0.493769	0.002168	0.00439	0.020524	9.467826	3.227222	0.040804906	0.053125
2.92	0.479609	0.001683	0.00351	0.016636	9.882726	3.262466	0.033436333	0.050345
2.96	0.465254	0.001293	0.002778	0.013349	10.3272	3.297838	0.027120296	0.047662
3	0.450704	0.000981	0.002176	0.010596	10.80466	3.333333	0.021758448	0.04507
3.04	0.435959	0.000734	0.001685	0.008313	11.31905	3.368947	0.017253229	0.042567
3.08	0.421018	0.000542	0.001288	0.006441	11.87495	3.404675	0.01350922	0.040149
3.12	0.405882	0.000395	0.000972	0.004923	12.47776	3.440513	0.010434363	0.037811
3.16	0.39055	0.000282	0.000723	0.003708	13.13384	3.476456	0.007941031	0.035551
3.2	0.375023	0.000198	0.000529	0.002748	13.85074	3.5125	0.005946931	0.033365
3.24	0.359301	0.000137	0.000381	0.002002	14.63753	3.548642	0.00437583	0.03125
3.28	0.343384	9.22E-05	0.000269	0.00143	15.50513	3.584878	0.0031581	0.029203
3.32	0.327271	6.07E-05	0.000186	0.001	16.46689	3.621205	0.002231076	0.027222
3.36	0.310963	3.89E-05	0.000125	0.000683	17.53927	3.657619	0.001539222	0.025303
3.4	0.29446	2.42E-05	8.23E-05	0.000454	18.74278	3.694118	0.001034136	0.023444
3.44	0.277762	1.46E-05	5.25E-05	0.000293	20.10333	3.730698	0.000674377	0.021643
3.48	0.260868	8.46E-06	3.24E-05	0.000183	21.65413	3.767356	0.000425148	0.019898
3.52	0.243778	4.69E-06	1.93E-05	0.00011	23.43846	3.804091	0.000257853	0.018205
3.56	0.226494	2.48E-06	1.09E-05	6.32E-05	25.5138	3.840899	0.000149547	0.016564
3.6	0.209014	1.23E-06	5.9E-06	3.45E-05	27.95816	3.877778	8.23127E-05	0.014972
3.64	0.191339	5.72E-07	2.99E-06	1.77E-05	30.88016	3.914725	4.25808E-05	0.013428
3.68	0.173469	2.44E-07	1.41E-06	8.4E-06	34.43568	3.951739	2.04403E-05	0.011928
3.72	0.155403	9.37E-08	6.03E-07	3.64E-06	38.85668	3.988817	8.95035E-06	0.010473

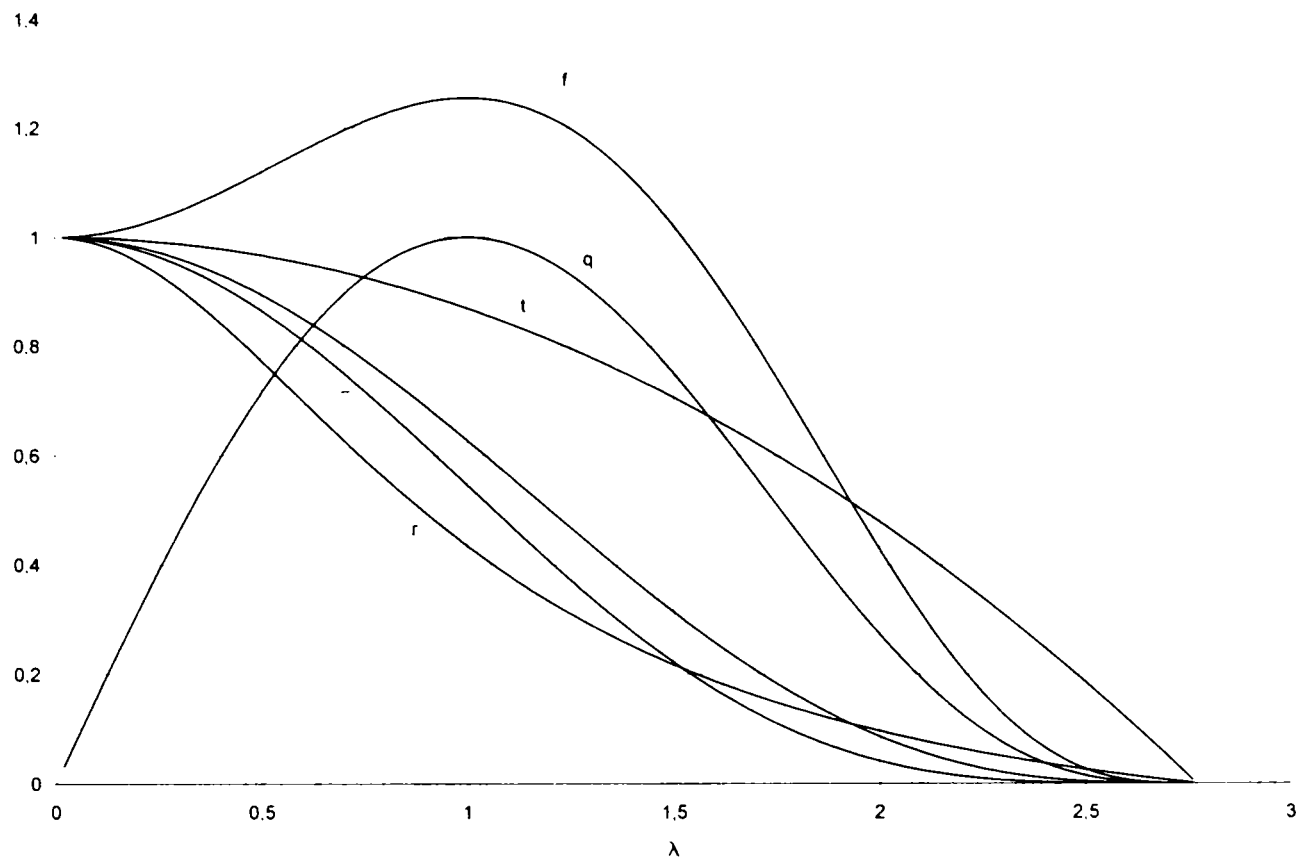
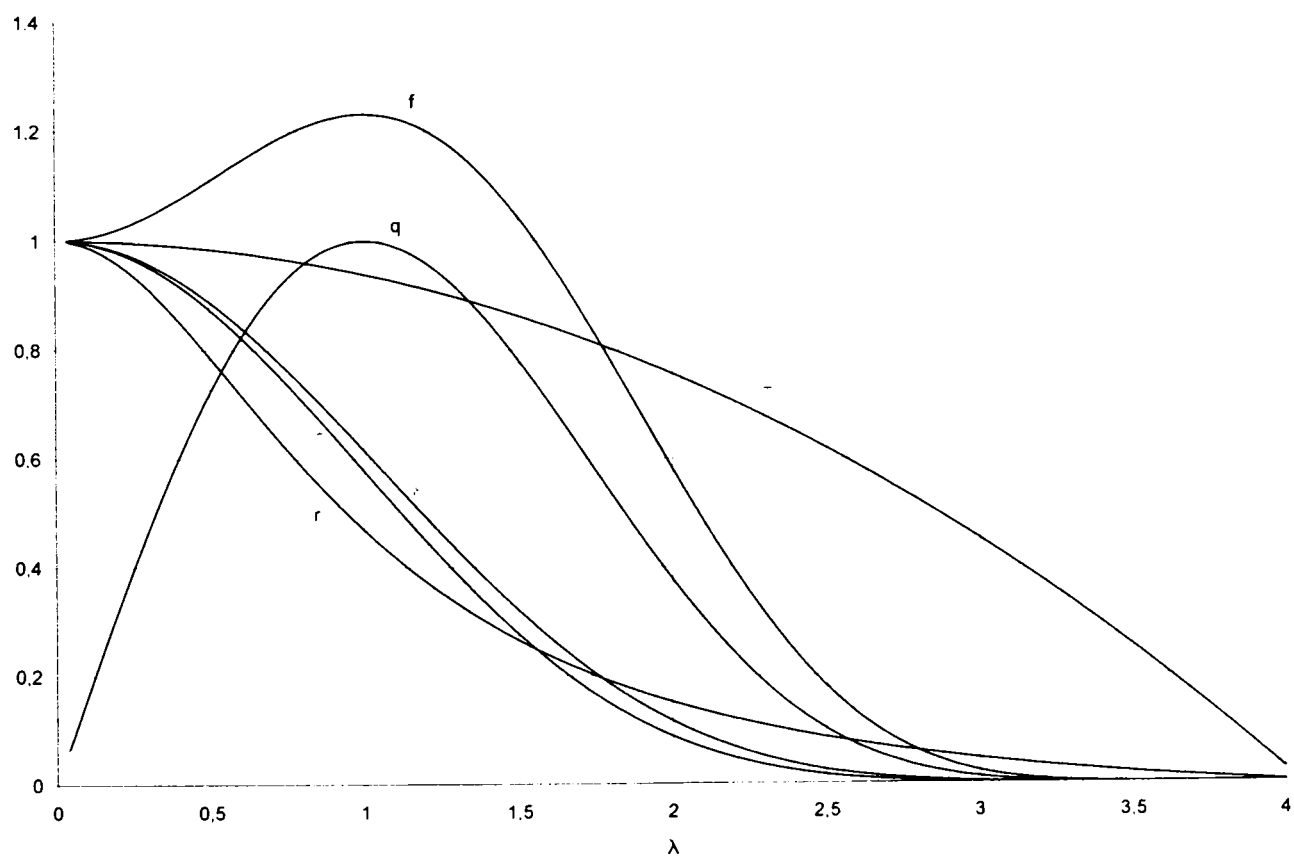
			λ	q	y	z	f	r
3.76	0.137142	3.16E-08	2.31E-07	1.41E-06	44.50406	4.025957	3.49061E-06	0.00906
3.8	0.118685	9E-09	7.59E-08	4.68E-07	51.9718	4.063158	1.17119E-06	0.007687
3.84	0.100034	2.04E-09	2.04E-08	1.27E-07	62.31119	4.100417	3.20613E-07	0.006353
3.88	0.081187	3.32E-10	4.09E-09	2.57E-08	77.57604	4.137732	6.56179E-08	0.005057
3.92	0.062145	3.25E-11	5.23E-10	3.33E-09	102.3916	4.175102	8.55935E-09	0.003797
3.96	0.042907	1.3E-12	3.03E-11	1.95E-10	149.8126	4.212525	5.04925E-10	0.002572
4	0.023474	6.87E-15	2.92E-13	1.9E-12	276.5994	4.25	4.97197E-12	0.001381
4.04	0.003846	1.02E-21	2.65E-19	1.74E-18	1705.111	4.287525	4.58928E-18	0.000222

Tab.A1.4. Valorile funcțiilor gazodinamice critice

k	π	τ	ε	$\beta = 1 / \varepsilon$
1.4	0.528	0.833	0.634	1.577
1.3	0.550	0.870	0.628	1.592
1.25	0.554	0.889	0.624	1.602
1.13	0.570	0.939	0.610	1.640

Reprezentarea grafică a funcțiilor gazodinamice pentru fluide uzuale:

Fig. A1.1. Funcțiile gazodinamice pentru aer, $k = 1,4$

Fig. A1.2. Funcțiile gazodinamice pentru abur supraîncălzit, $k = 1.3$ Fig. A1.3. Funcțiile gazodinamice pentru abur saturat, $k = 1.13$

Anexa 2

Rezultatele măsurătorilor, mărimi calculate
și reprezentări grafice pentru ejectorul radial (10 – 6 – 40)

$d_1 = 10 \text{ mm}$	$A_1 = 78.54 \text{ mm}^2$
$d_2 = 40 \text{ mm}$	$A_2 = 754.0 \text{ mm}^2$
$d_4 = 70 \text{ mm}$	$A_4 = 2638.94 \text{ mm}^2$
$d_5 = 72 \text{ mm}$	$A_5 = 2262.0 \text{ mm}^2$
$d_6 = 300 \text{ mm}$	$A_6 = 9424.78 \text{ mm}^2$
$h = 6 \text{ mm}$	$H = 10 \text{ mm} ; H_4 = 12 \text{ mm}$

Tab.A2.1. Ejectorul radial (10..6..40) – parametri mășurați și calculul entalpiilor

Nr.	p_{0p}	t_{0p}	i_p	Δp_p	p_{0s-r}	p_{0s}	t_{0s}	i_s	Δp_s	p_6	t_6	i_6	Δp_6
	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	mm Hg	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	4	26	298.87	70	-2	0.997	21	293.91	12	1	22	294.90	39
2.	4	40	312.78	66	-6	0.992	23	295.89	10	1	24	296.88	34
3.	4	41	313.78	64	-12	0.984	23	295.89	9	1	26	298.87	32
4.	4	35	307.81	61	-24	0.968	23	295.89	7	1	26	298.87	30
5.	4	29	301.85	65	-35	0.954	23	295.89	6	1	26	298.87	27
6.	4	25	297.88	64	-48	0.937	23	295.89	4	1	26	298.87	25
7.	4	40	312.78	60	-59	0.922	23	295.89	2	1	26	298.87	20
8.	4	22	294.90	77	-2	0.997	19	291.93	7	1.05	20	292.92	31
9.	4	23	295.89	74	-8	0.989	19	291.93	6	1.05	18	290.94	29
10.	4	35	307.81	69	-12	0.984	19	291.93	4	1.05	20	292.92	25
11.	4	46	318.76	71	-20	0.974	19	291.93	3	1.05	22	294.90	22
12.	4	40	312.78	71	-28	0.963	19	291.93	2	1.05	23	295.89	21
13.	4	32	304.83	70	-37	0.951	19	291.93	1	1.05	23	295.89	19
14.	4	36	308.80	69	-39	0.949	19	291.93	1	1.05	23	295.89	19
16.	5	35	307.81	80	-4	0.995	23	295.89	16	1	27	299.86	55
17.	5	31	303.83	76	-6	0.992	23	295.89	14	1	27	299.86	48
18.	5	47	319.76	81	-13	0.983	23	295.89	12	1	28	300.85	49
19.	5	45	317.76	91	-26	0.966	24	296.88	11	1	30	302.84	52
20.	5	35	307.81	94	-40	0.947	24	296.88	9	1	30	302.84	48
21.	5	43	315.77	91	-53	0.930	24	296.88	6.5	1	30	302.84	41
22.	5	53	325.74	87	-68	0.911	25	297.88	4	1	32	304.83	37
23.	5	61	333.74	90	-79	0.896	25	297.88	2	1	34	306.81	33
24.	5	32	304.83	92	-6	0.992	19	291.93	9	1.05	22	294.90	45
25.	5	37	309.80	90	-10	0.987	19	291.93	7	1.05	26	298.87	42
26.	5	46	318.76	96	-20	0.974	19	291.93	5	1.05	26	298.87	39
27.	5	38	310.79	100	-26	0.966	20	292.92	4	1.05	27	299.86	40
28.	5	30	302.84	96	-37	0.951	20	292.92	3	1.05	26	298.87	36
29.	5	24	296.88	104	-47	0.938	20	292.92	1	1.05	22	294.90	32
					0								
30.	5	26	298.87	92	-4	0.995	19	291.93	4	1.1	23	295.89	34
31.	5	38	310.79	90	-6	0.992	20	292.92	2	1.1	23	295.89	29

Nr.	p_{0p}	t_{0p}	i_p	Δp_p	p_{0s-r}	p_{0s}	t_{0s}	i_s	Δp_s	p_6	t_6	i_6	Δp_6
	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	mm Hg	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O
32.	5	49	321.75	91	-11	0.986	20	292.92	1,5	1,1	25	297.88	26
33.	5	56	328.74	90	-17	0.978	20	292.92	1	1,1	28	300,85	24
34.	6	47	319.76	175	-4	0.995	19	291.93	22	1	29	301,85	99
35.	6	52	324.74	183	-12	0.984	20	292.92	20	1	32	304,83	99
36.	6	54	326.74	181	-24	0.968	20	292.92	16	1	33	305,82	91
37.	6	65	337.74	193	-36	0.953	20	292.92	12	1	36	308,80	88
38.	6	64	336.74	189	-46	0.939	20	292.92	9	1	39	311,79	85
39.	6	65	337.74	198	-69	0.909	22	294.90	6	1	41	313,78	81
40.	6	38	310.79	187	-80	0.895	22	294.90	5	1	30	302,84	81
41.	6	37	309.80	182	-100	0.868	22	294.90	3	1	31	303,83	74
42.	6	46	318.76	189	-112	0.853	22	294.90	2	1	33	305,82	70
43.	6	50	322.75	183	-120	0.842	22	294.90	1	1	33	305,82	68
44.	6	46	318.76	189	-6	0.992	20	292.92	14	1,05	32	304,83	97
45.	6	52	324.74	191	-10	0.987	20	292.92	12	1,05	35	307,81	97
46.	6	56	328.74	181	-22	0.971	20	292.92	8	1,05	36	308,80	88
47.	6	64	336.74	186	-44	0.942	20	292.92	6	1,05	38	310,79	82
48.	6	69	341.74	178	-62	0.918	21	293.91	3	1,05	42	314,77	72
49.	6	66	338.74	183	-6	0.992	21	293.91	10	1,1	45	317,76	81
50.	6	71	343.75	189	-9	0.988	21	293.91	6	1,1	46	318,76	79
51.	6	74	346.76	186	-18	0.976	21	293.91	4	1,1	49	321,75	76
52.	6	72	344.75	192	-24	0.968	23	295.89	2	1,1	48	320,75	68
53.	6	69	341.74	185	-39	0.949	23	295.89	1,5	1,1	51	323,75	60

Tab.A2.2. Ejectorul radial (10..6..40) – presiunile statice măsurate pe plăcile difuzoare

Nr.	u	p_{40-r}	p_{88-r}	p_{144-r}	p_{202-r}	p_{252-r}	p_{286-r}	p_{40}	p_{88}	p_{144}	p_{202}	p_{252}	p_{286}
		(p_{0s-r})						(p_{0s})					
		mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	bar	bar	bar	bar	bar	bar
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	0.553	-2	-20	4	6	8	10	0.997	0,973	1,005	1,008	1,011	1,013
2.	0.529	-6	-18	3	4	6	8	0.992	0,976	1,004	1,005	1,008	1,011
3.	0.509	-12	-16	2	4	5	6	0.984	0,979	1,003	1,005	1,007	1,008
4.	0.453	-24	-14	2	4	4	6	0.968	0,981	1,003	1,005	1,005	1,008
5.	0.400	-35	-15	2	4	4	6	0.953	0,980	1,003	1,005	1,005	1,008
6.	0.326	-48	-12	2	4	4	6	0.936	0,984	1,003	1,005	1,005	1,008
7.	0.244	-59	10	0	2	4	4	0.921	1,013	1,000	1,003	1,005	1,005
8.	0.403	-2	23	40	46	50	50	0.997	1,031	1,053	1,061	1,067	1,067
9.	0.380	-8	18	36	40	43	46	0.989	1,024	1,048	1,053	1,057	1,061
10.	0.329	-12	17	35	37	40	42	0.984	1,023	1,047	1,049	1,053	1,056
11.	0.285	-20	15	31	35	38	40	0.973	1,020	1,041	1,047	1,051	1,053
12.	0.231	-28	13	27	31	33	25	0.963	1,017	1,036	1,041	1,044	1,033
13.	0.163	-37	8	24	27	29	32	0.951	1,011	1,032	1,036	1,039	1,043
14.	0.165	-39	60	70	72	74	74	0.948	1,080	1,093	1,096	1,099	1,099
16.	0.538	-4	-20	8	10	12	14	0.995	0,973	1,011	1,013	1,016	1,019
17.	0.513	-6	-24	8	8	10	12	0.992	0,968	1,011	1,011	1,013	1,016
18.	0.471	-13	-24	6	6	10	11	0.983	0,968	1,008	1,008	1,013	1,015
19.	0.420	-26	-24	6	6	10	10	0.965	0,968	1,008	1,008	1,013	1,013
20.	0.365	-40	-24	6	6	8	10	0.947	0,968	1,008	1,008	1,011	1,013

Nr.	u	P _{40-r} (P _{0s-r}) mm Hg	P _{88-r} mm Hg	P _{144-r} mm Hg	P _{202-r} mm Hg	P _{252-r} mm Hg	P _{286-r} mm Hg	P ₄₀ (P _{0s}) bar	P ₈₈ bar	P ₁₄₄ bar	P ₂₀₂ bar	P ₂₅₂ bar	P ₂₈₆ bar
21.	0,317	-53	-28	4	6	7	8	0,929	0,963	1,005	1,008	1,009	1,011
22.	0,257	-68	-30	2	4	6	6	0,909	0,960	1,003	1,005	1,008	1,008
23.	0,181	-79	-30	0	4	4	4	0,895	0,960	1,000	1,005	1,005	1,005
24.	0,379	-6	10	44	46	48	48	0,992	1,013	1,059	1,061	1,064	1,064
25.	0,340	-10	8	40	42	44	45	0,987	1,011	1,053	1,056	1,059	1,060
26.	0,282	-20	6	36	38	41	43	0,973	1,008	1,048	1,051	1,055	1,057
27.	0,243	-26	4	35	37	39	39	0,965	1,005	1,047	1,049	1,052	1,052
28.	0,211	-37	3	34	36	38	38	0,951	1,004	1,045	1,048	1,051	1,051
29.	0,117	-47	2	31	35	37	38	0,937	1,003	1,041	1,047	1,049	1,051
		0											
30.	0,252	-4	36	72	76	78	80	0,995	1,048	1,096	1,101	1,104	1,107
31.	0,185	-6	34	70	74	76	79	0,992	1,045	1,093	1,099	1,101	1,105
32.	0,163	-11	32	68	71	74	76	0,985	1,043	1,091	1,095	1,099	1,101
33.	0,135	-17	32	64	68	70	72	0,977	1,043	1,085	1,091	1,093	1,096
34.	0,399	-4	-16	16	20	24	24	0,995	0,979	1,021	1,027	1,032	1,032
35.	0,373	-12	-20	14	18	20	22	0,984	0,973	1,019	1,024	1,027	1,029
36.	0,334	-24	-20	14	16	19	20	0,968	0,973	1,019	1,021	1,025	1,027
37.	0,283	-36	-24	12	15	19	20	0,952	0,968	1,016	1,020	1,025	1,027
38.	0,247	-46	-26	9	14	17	19	0,939	0,965	1,012	1,019	1,023	1,025
39.	0,194	-69	-26	8	12	14	17	0,908	0,965	1,011	1,016	1,019	1,023
40.	0,174	-80	-28	7	11	12	16	0,893	0,963	1,009	1,015	1,016	1,021
41.	0,135	-100	-30	6	8	11	14	0,867	0,960	1,008	1,011	1,015	1,019
42.	0,110	-112	-32	4	6	8	12	0,851	0,957	1,005	1,008	1,011	1,016
43.	0,080	-120	-36	2	4	6	10	0,840	0,952	1,003	1,005	1,008	1,013
44.	0,306	-6	5	56	60	62	62	0,992	1,007	1,075	1,080	1,083	1,083
45.	0,284	-10	4	50	53	57	57	0,987	1,005	1,067	1,071	1,076	1,076
46.	0,239	-22	2	44	49	53	55	0,971	1,003	1,059	1,065	1,071	1,073
47.	0,204	-44	0	41	45	49	51	0,941	1,000	1,055	1,060	1,065	1,068
48.	0,148	-62	-4	37	43	45	47	0,917	0,995	1,049	1,057	1,060	1,063
49.	0,271	-6	38	78	84	88	90	0,992	1,051	1,104	1,112	1,117	1,120
50.	0,209	-9	37	77	78	82	86	0,988	1,049	1,103	1,104	1,109	1,115
51.	0,173	-18	35	76	78	80	82	0,976	1,047	1,101	1,104	1,107	1,109
52.	0,120	-24	32	69	72	75	77	0,968	1,043	1,092	1,096	1,100	1,103
53.	0,105	-39	30	67	74	75	78	0,948	1,040	1,089	1,099	1,100	1,104

Tab.A2.3. Ejectorul radial (10..6..40) – mărimi calculate

Nr.	G _p kg/s	G _s kg/s	G kg/s	G _p +G _s kg/s	ΔG kg/s	ΔG/G × 100 %	u -	Δi ₀ kJ/kg	Δi ₁ kJ/kg	η %	Δp bar
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
1.	0,0627	0,0346	0,1021	0,0973	0,0048	4,75	0,553	96,17	0,15	0,085	0,003
2.	0,0595	0,0315	0,0951	0,0909	0,0042	4,36	0,529	101,25	0,46	0,243	0,008
3.	0,0585	0,0298	0,0920	0,0882	0,0037	4,06	0,509	102,06	0,93	0,470	0,016
4.	0,0576	0,0261	0,0891	0,0838	0,0053	5,98	0,453	100,92	1,84	0,841	0,032
5.	0,0601	0,0240	0,0846	0,0841	0,0004	0,51	0,400	99,68	2,64	1,089	0,046
6.	0,0600	0,0195	0,0814	0,0796	0,0018	2,24	0,326	99,28	3,59	1,223	0,063
7.	0,0567	0,0139	0,0729	0,0706	0,0023	3,16	0,244	105,46	4,68	1,133	0,078

Nr.	G _p kg/s	G _s kg/s	G kg/s	G _p +G _s kg/s	ΔG kg/s	ΔG/G × 100 %	u -	Δi ₀ kJ/kg	Δi ₁ kJ/kg	η %	Δp bar
8.	0.0661	0.0267	0.0937	0.0928	0.0009	0.95	0,403	94.81	2,85	1,249	0,053
9.	0.0647	0.0246	0.0910	0.0894	0.0016	1.75	0,380	95.59	3,30	1,360	0,061
10.	0.0613	0.0201	0.0842	0.0814	0.0028	3.30	0,329	100.00	3,74	1,279	0,066
11.	0.0611	0.0174	0.0788	0.0785	0.0003	0.34	0,285	104.42	4,52	1,291	0,076
12.	0.0617	0.0142	0.0769	0.0759	0.0010	1.24	0,231	102.97	5,06	1,194	0,087
13.	0.0620	0.0101	0.0731	0.0722	0.0010	1.34	0,163	100.89	5,62	0,964	0,099
14.	0.0612	0.0101	0.0731	0.0713	0.0018	2.51	0,165	102.44	5,86	1,003	0,101
16.	0.0738	0.0397	0.1201	0.1135	0.0066	5.51	0,538	111.80	0,28	0,137	0,005
17.	0.0724	0.0371	0.1123	0.1095	0.0028	2.45	0,513	110.40	0,42	0,196	0,008
18.	0.0728	0.0343	0.1132	0.1071	0.0061	5.42	0,471	117.08	0,96	0,391	0,017
19.	0.0774	0.0325	0.1162	0.1099	0.0063	5.43	0,420	117.27	1,93	0,702	0,034
20.	0.0799	0.0292	0.1117	0.1091	0.0026	2.32	0,365	114.40	2,89	0,945	0,053
21.	0.0777	0.0247	0.1033	0.1023	0.0010	0.97	0,317	118.53	3,96	1,096	0,070
22.	0.0748	0.0192	0.0979	0.0940	0.0039	3.97	0,257	123.70	5,28	1,147	0,089
23.	0.0751	0.0136	0.0922	0.0888	0.0034	3.72	0,181	127.83	6,33	0,944	0,104
24.	0.0795	0.0301	0.1123	0.1096	0.0028	2.47	0,379	110.79	3,04	1,069	0,058
25.	0.0780	0.0265	0.1078	0.1045	0.0033	3.09	0,340	112.99	3,38	1,050	0,063
26.	0.0794	0.0224	0.1039	0.1017	0.0022	2.13	0,282	117.21	4,23	1,054	0,076
27.	0.0820	0.0199	0.1051	0.1020	0.0031	2.96	0,243	114.55	4,56	1,007	0,084
28.	0.0814	0.0172	0.0999	0.0986	0.0013	1.26	0,211	112.22	5,23	1,031	0,099
29.	0.0856	0.0100	0.0949	0.0957	-0.0008	-0.83	0,117	110.59	5,83	0,653	0,112
30.	0.0803	0.0203	0.0999	0.1005	-0.0006	-0.63	0,252	108.35	5,32	1,304	0,105
31.	0.0779	0.0144	0.0923	0.0923	0.0000	0.05	0,185	113.09	5,69	0,981	0,108
32.	0.0769	0.0125	0.0872	0.0894	-0.0023	-2.62	0,163	117.70	6,28	0,915	0,114
33.	0.0757	0.0102	0.0834	0.0859	-0.0026	-3.11	0,135	120.88	6,88	0,817	0,122
34.	0.1171	0.0468	0.1601	0.1639	-0.0038	-2.36	0,399	126.34	0,28	0,089	0,005
35.	0.1188	0.0443	0.1593	0.1631	-0.0038	-2.40	0,373	129.00	0,86	0,249	0,016
36.	0.1178	0.0394	0.1526	0.1572	-0.0046	-3.04	0,334	130.71	1,73	0,449	0,032
37.	0.1197	0.0339	0.1493	0.1536	-0.0042	-2.84	0,283	136.29	2,71	0,574	0,047
38.	0.1186	0.0292	0.1461	0.1478	-0.0017	-1.20	0,247	136.63	3,47	0,642	0,061
39.	0.1212	0.0235	0.1422	0.1447	-0.0025	-1.77	0,194	138.86	5,28	0,766	0,091
40.	0.1228	0.0213	0.1447	0.1441	0.0006	0.41	0,174	127.95	5,64	0,801	0,105
41.	0.1213	0.0164	0.1382	0.1377	0.0004	0.32	0,135	129.00	7,10	0,787	0,132
42.	0.1219	0.0134	0.1340	0.1352	-0.0012	-0.93	0,110	133.88	8,24	0,718	0,147
43.	0.1192	0.0095	0.1321	0.1287	0.0034	2.56	0,080	136.29	8,98	0,563	0,158
44.	0.1219	0.0373	0.1616	0.1592	0.0024	1.49	0,306	126.06	3,02	0,751	0,058
45.	0.1214	0.0345	0.1608	0.1559	0.0049	3.07	0,284	128.86	3,37	0,762	0,063
46.	0.1175	0.0281	0.1530	0.1455	0.0075	4.91	0,239	131.41	4,28	0,805	0,079
47.	0.1177	0.0240	0.1473	0.1417	0.0056	3.83	0,204	136.48	6,07	0,949	0,108
48.	0.1143	0.0169	0.1373	0.1312	0.0061	4.45	0,148	140.04	7,58	0,845	0,132
49.	0.1164	0.0316	0.1482	0.1479	0.0003	0.19	0,271	134.45	5,90	1,245	0,108
50.	0.1174	0.0245	0.1462	0.1419	0.0043	2.91	0,209	136.78	6,22	0,995	0,112
51.	0.1160	0.0200	0.1427	0.1360	0.0068	4.75	0,173	138.74	6,97	0,912	0,124
52.	0.1181	0.0142	0.1353	0.1323	0.0030	2.20	0,120	138.35	7,39	0,677	0,132
53.	0.1165	0.0122	0.1266	0.1287	-0.0021	-1.67	0,105	138.24	8,48	0,685	0,151

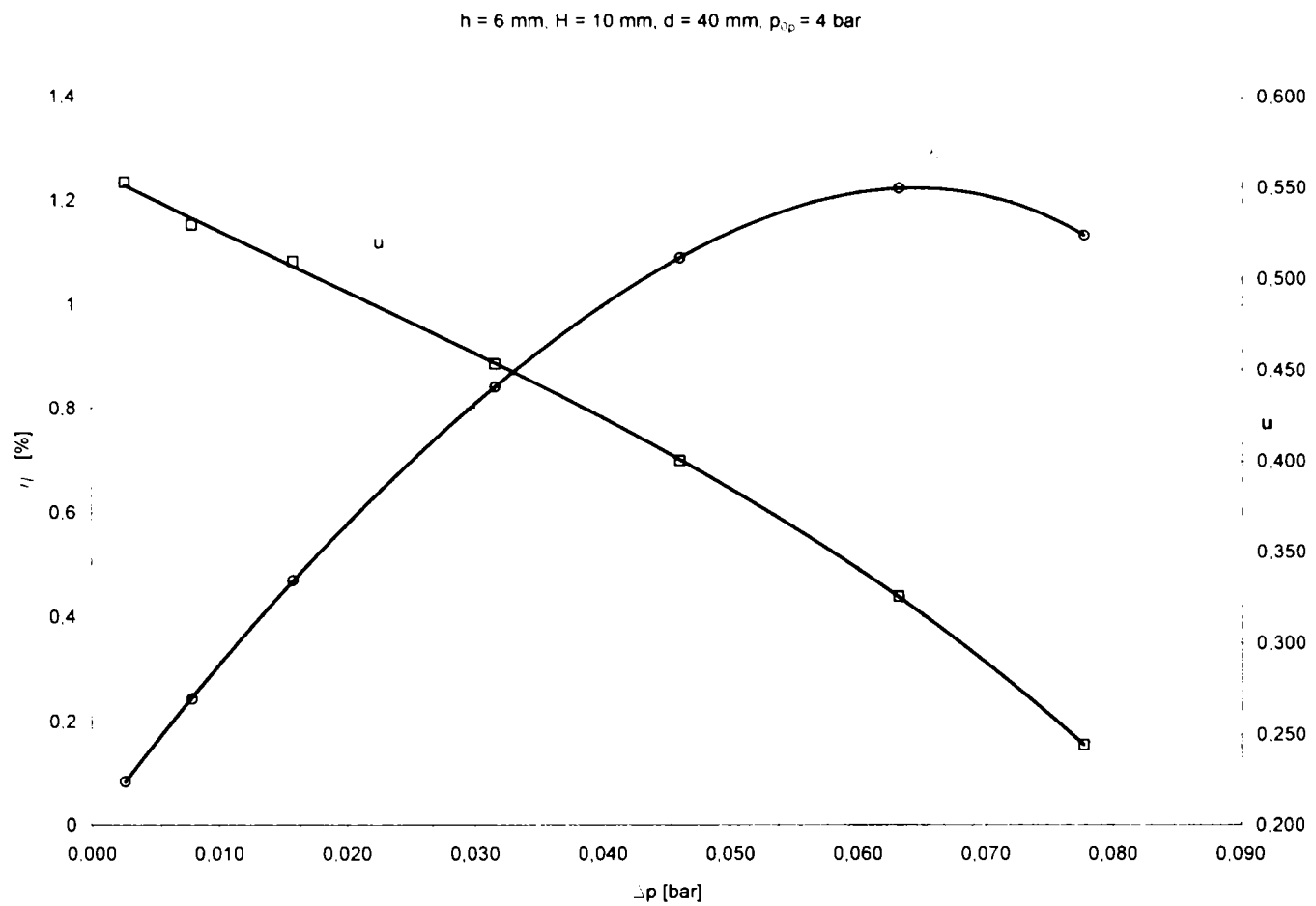


Fig. A2.1. Dependențele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (10-6-40) la $p_{0p} = 4$ bar

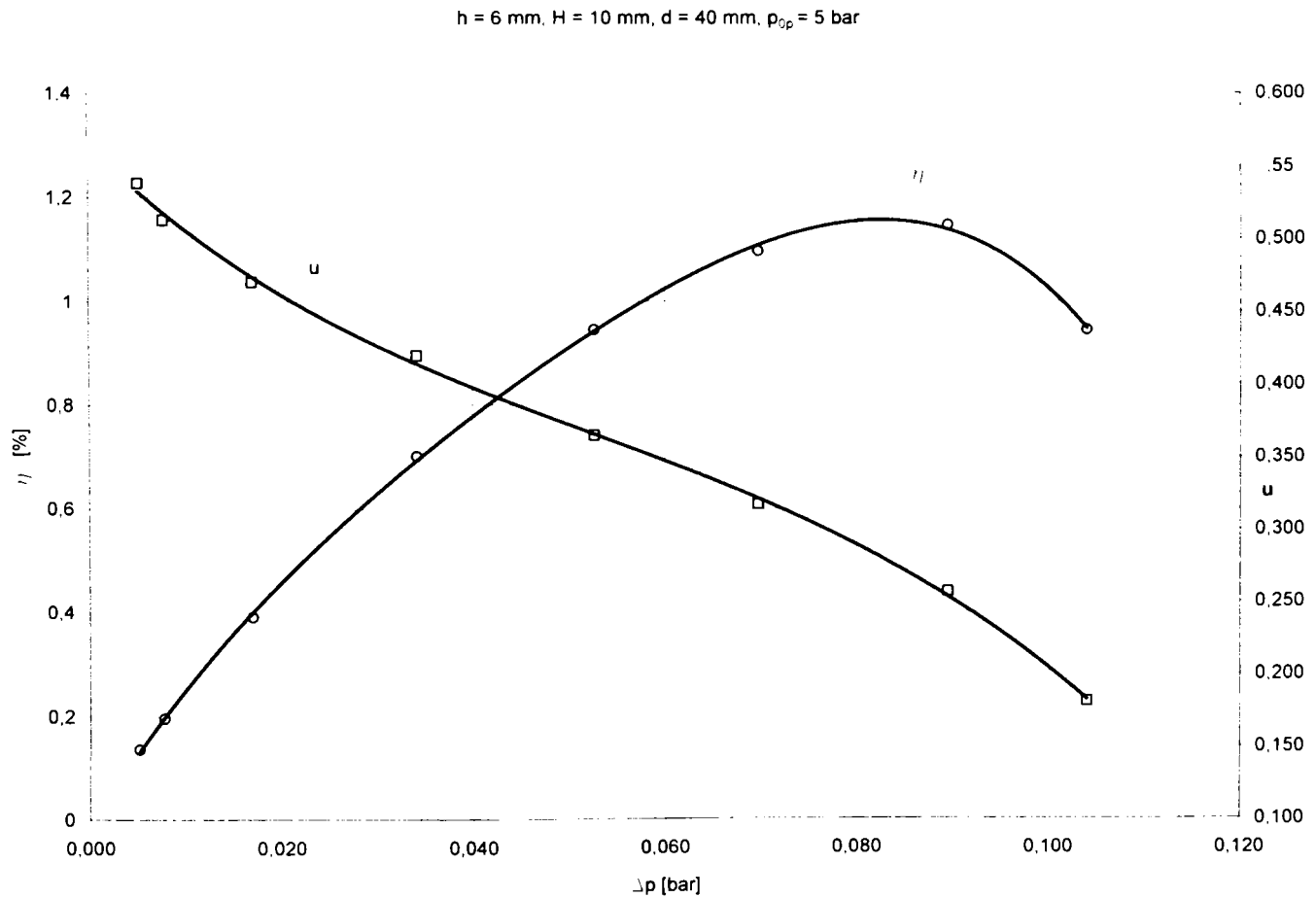


Fig. A2.2. Dependențele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (10-6-40) la $p_{0p} = 5$ bar

$h = 6 \text{ mm}$, $H = 10 \text{ mm}$, $d = 40 \text{ mm}$, $p_{0p} = 6 \text{ bar}$

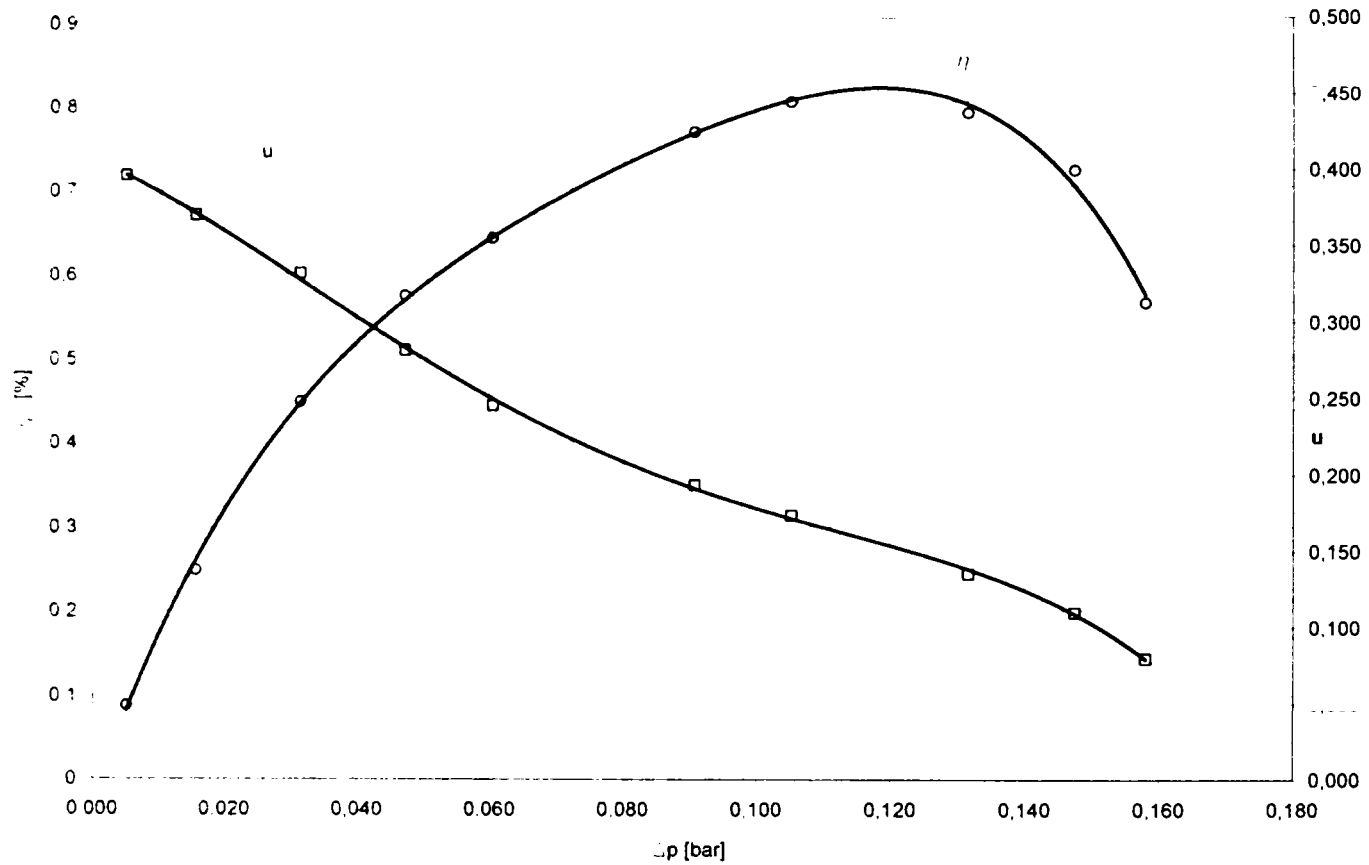


Fig. A2.3. Dependențele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (10-6-40) la $p_{0p} = 6 \text{ bar}$

Presiuni statice ($h = 6 \text{ mm}$, $H = 10 \text{ mm}$, $d = 40 \text{ mm}$, $p_{0p} = 6 \text{ bar}$, $p_6 = 1 \text{ bar}$)

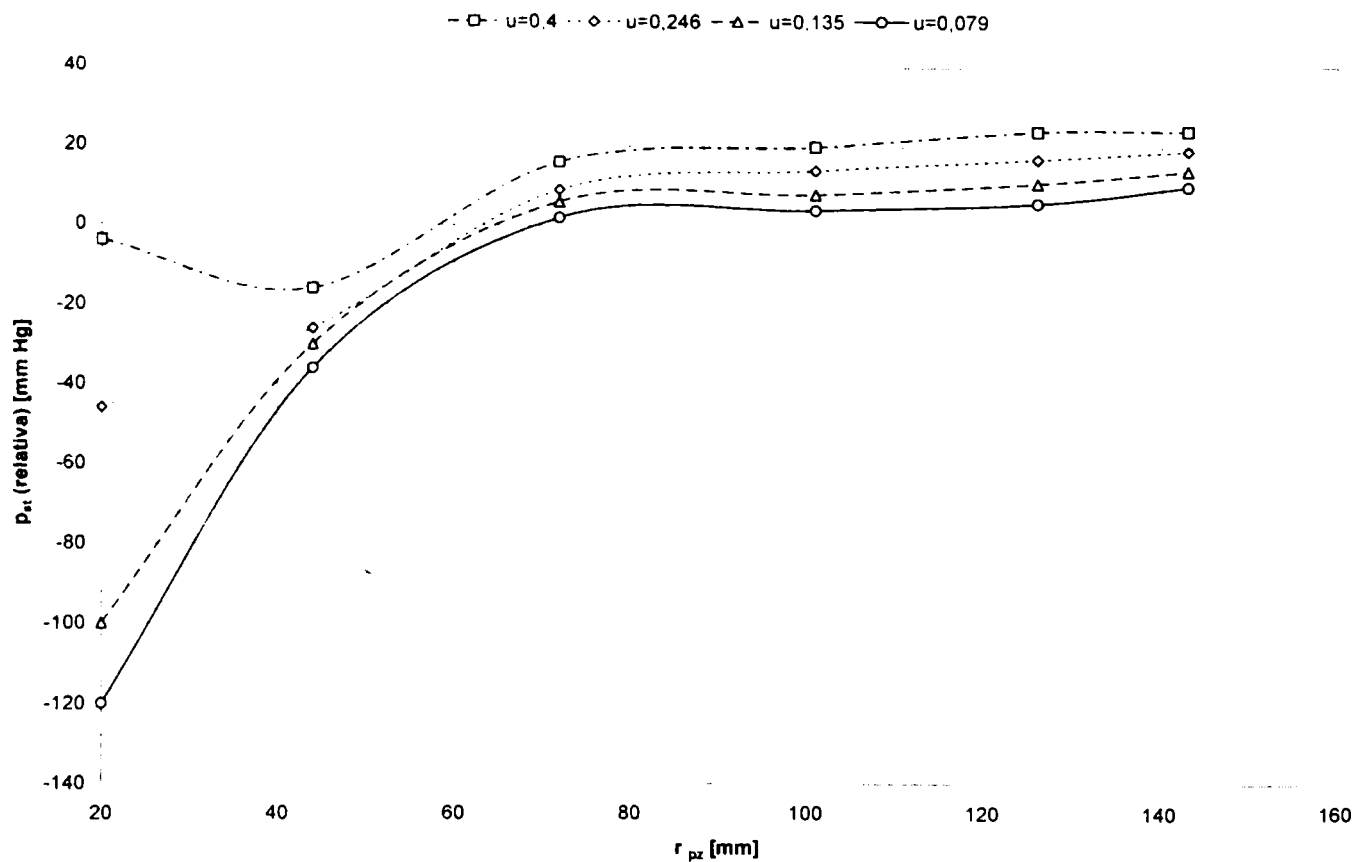


Fig. A2.4. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (10-6-40) și $p_6 = 1 \text{ bar}$

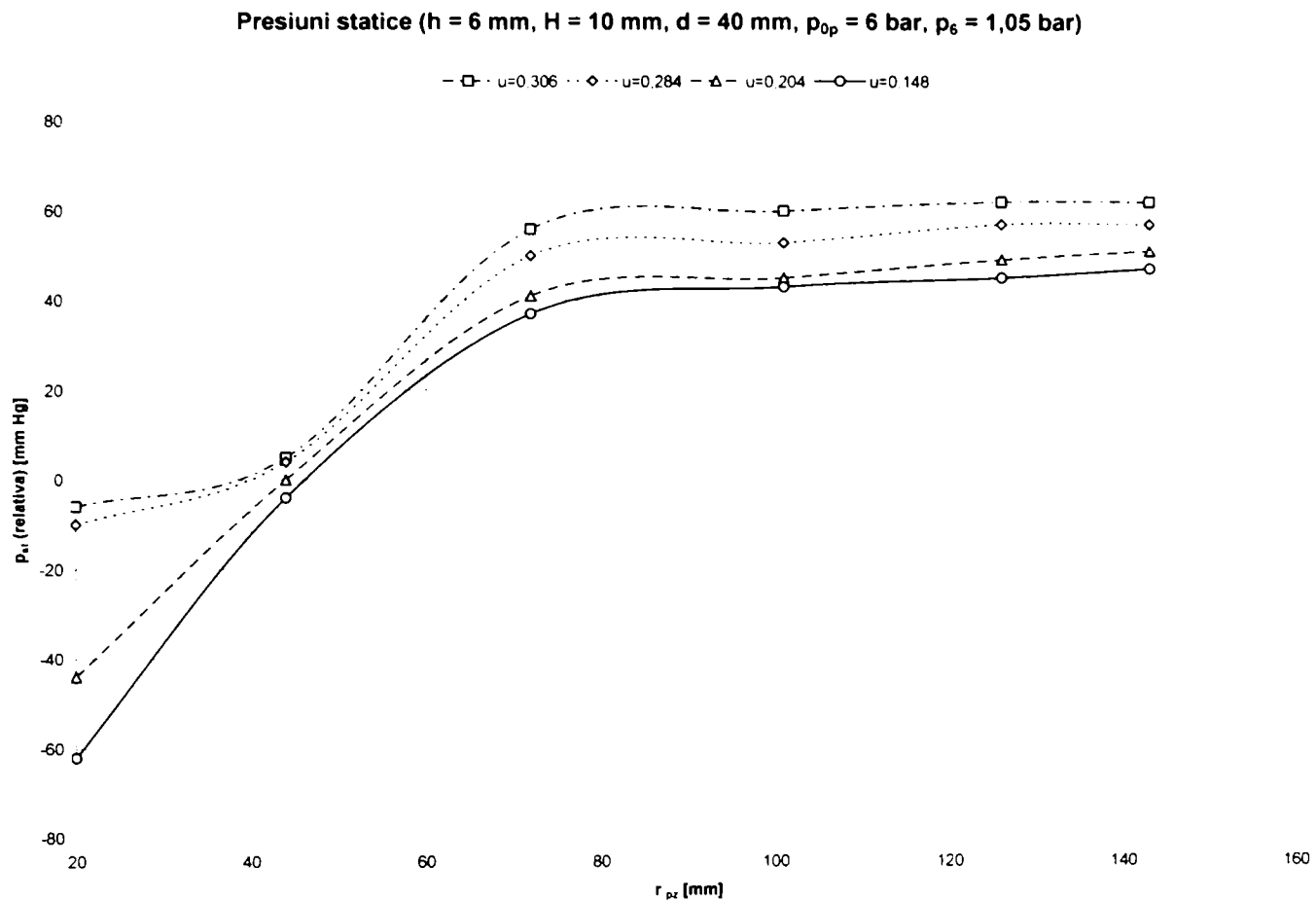


Fig. A2.5. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (10-6-40) și $p_6 = 1,05 \text{ bar}$

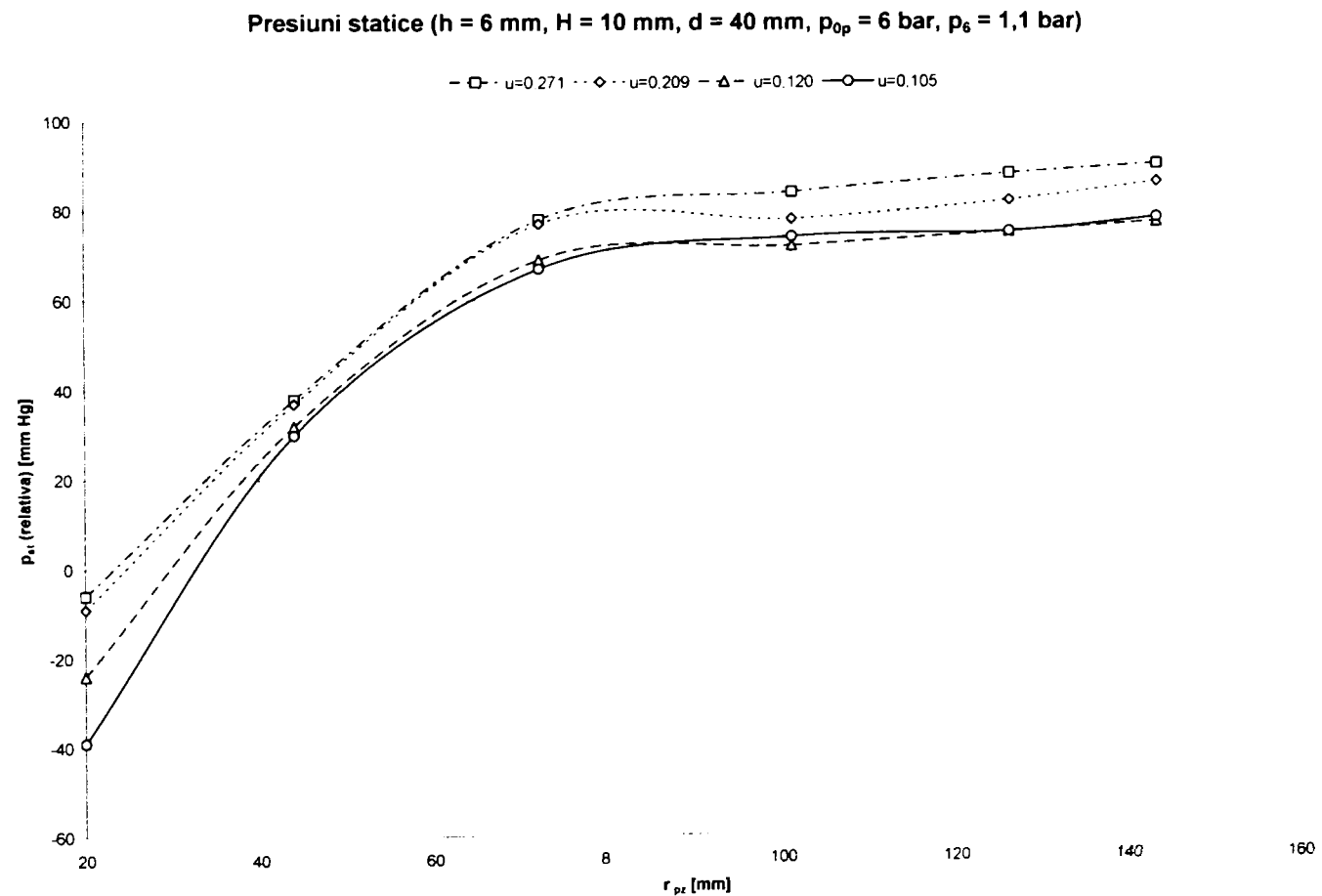


Fig. A2.6. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (10-6-40) și $p_6 = 1,1 \text{ bar}$

Anexa 3

Rezultatele măsurătorilor, mărimi calculate
și reprezentări grafice pentru ejectorul radial (8 – 4 – 40)

$d_1 = 10 \text{ mm}$	$A_1 = 78.54 \text{ mm}^2$
$d_2 = 40 \text{ mm}$	$A_2 = 502.65 \text{ mm}^2$
$d_4 = 70 \text{ mm}$	$A_4 = 2199.11 \text{ mm}^2$
$d_5 = 72 \text{ mm}$	$A_5 = 1809.55 \text{ mm}^2$
$d_6 = 300 \text{ mm}$	$A_6 = 7539.82 \text{ mm}^2$
$h = 4 \text{ mm}$	$H = 8 \text{ mm} ; H_4 = 10 \text{ mm}$

Tab.A3.1. Ejectorul radial (8..4..40) – parametri măsurați și calculul entalpiilor

Nr.	p_{0p}	t_{0p}	i_p	Δp_p	p_{0s-r}	p_{0s}	t_{0s}	i_s	Δp_s	p_6	t_6	i_6	Δp_6
	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	mm Hg	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	4	23	295.89	129	-2	0.997	20	292.92	22	1	21	293.91	77
2.	4	24	296.88	131	-8	0.989	20	292.92	20	1	20	292.92	74
3.	4	33	305.82	136	-14	0.982	20	292.92	18	1	21	293.91	70
4.	4	35	307.81	130	-20	0.974	21	293.91	16	1	23	295.89	67
5.	4	27	299.86	125	-32	0.958	21	293.91	13	1	23	295.89	63
6.	4	25	297.88	121	-48	0.937	21	293.91	10	1	23	295.89	56
7.	4	33	305.82	129	-64	0.916	21	293.91	8	1	22	294.90	54
8.	4	46	318.76	133	-76	0.900	21	293.91	6	1	24	296.88	50
9.	4	44	316.77	126	-86	0.887	21	293.91	4	1	27	299.86	44
10.	4	32	304.83	122	-96	0.874	21	293.91	2	1	27	299.86	40
11.	4	34	306.81	123	-4	0.995	21	293.91	15	1.05	26	298.87	61
12.	4	48	320.75	131	-10	0.987	21	293.91	12	1.05	27	299.86	57
13.	4	51	323.75	128	-20	0.974	22	294.90	10	1.05	30	302.84	53
14.	4	39	311.79	124	-36	0.953	23	295.89	8	1.05	30	302.84	50
15.	4	29	301.85	119	-46	0.939	23	295.89	6	1.05	29	301.85	47
16.	4	48	320.75	129	-64	0.916	23	295.89	4	1.05	29	301.85	42
17.	4	57	329.74	130	-76	0.900	23	295.89	2	1.05	31	303.83	36
18.	4	64	336.74	124	-86	0.887	23	295.89	1	1.05	33	305.82	29
19.	4	52	324.74	127	-2	0.997	23	295.89	8	1.1	36	308.80	49
20.	4	38	310.79	118	-10	0.987	23	295.89	6	1.1	33	305.82	45
21.	4	54	326.74	133	-24	0.968	23	295.89	4	1.1	35	307.81	43
22.	4	63	335.74	129	-51	0.933	23	295.89	2	1.1	36	308.80	36
23.	5	39	311.79	155	-4	0.995	23	295.89	24	1	30	302.84	98
24.	5	53	325.74	155	-10	0.987	23	295.89	22	1	33	305.82	98
25.	5	62	334.74	162	-16	0.979	23	295.89	21	1	35	307.81	98
26.	5	54	326.74	149	-24	0.968	24	296.88	18	1	37	309.80	90
27.	5	42	314.77	156	-44	0.942	24	296.88	15	1	37	309.80	89
28.	5	53	325.74	150	-64	0.916	25	297.88	11	1	35	307.81	77
29.	5	62	334.74	161	-80	0.895	24	296.88	9	1	38	310.79	74

Nr.	p_{0p}	t_{0p}	i_p	Δp_p	p_{0s-r}	p_{0s}	t_{0s}	i_s	Δp_s	p_6	t_6	i_6	Δp_6
	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	mm Hg	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O
30.	5	72	344.75	156	-105	0.862	24	296.88	6	1	41	313,78	67
31.	5	64	336.74	148	-128	0.832	24	296.88	3	1	43	315,77	60
32.	5	48	320.75	153	-136	0.821	24	296.88	2	1	43	315,77	55
33.	5	36	308.80	145	-4	0.995	24	296.88	16	1,05	32	304,83	83
34.	5	42	314.77	155	-9	0.988	24	296.88	14	1,05	35	307,81	81
35.	5	61	333.74	161	-16	0.979	25	297.88	12	1,05	36	308,80	80
36.	5	58	330.74	154	-32	0.958	25	297.88	10	1,05	38	310,79	76
37.	5	46	318.76	152	-40	0.947	24	296.88	8	1,05	38	310,79	70
38.	5	47	319.76	148	-57	0.925	23	295,89	6	1,05	37	309,80	67
39.	5	60	332.74	154	-80	0.895	24	296.88	4	1,05	38	310,79	59
40.	5	70	342.75	162	-106	0.861	25	297.88	2	1,05	40	312,78	54
41.	5	58	330.74	151	-4	0.995	25	297.88	12	1,1	43	315,77	72
42.	5	46	318.76	151	-8	0.989	25	297.88	10	1,1	42	314,77	70
43.	5	62	334.74	159	-20	0.974	24	296.88	7	1,1	41	313,78	67
44.	5	70	342.75	158	-52	0.932	24	296.88	4	1,1	43	315,77	58
45.	5	59	331.74	148	-76	0.900	25	297.88	2	1,1	44	316,77	52
46.	6	49	321.75	171	-6	0.992	25	297.88	26	1	32	304,83	124
47.	6	64	336.74	174	-16	0.979	25	297.88	23	1	40	312,78	120
48.	6	73	345.75	174	-32	0.958	25	297.88	20	1	43	315,77	114
49.	6	78	350.77	170	-58	0.924	26	298.87	16	1	47	319,76	108
50.	6	75	347.76	190	-72	0.905	26	298.87	15	1	49	321,75	105
51.	6	77	349.77	188	-92	0.879	27	299.86	11	1	51	323,75	99
52.	6	81	353.78	182	-116	0.847	27	299.86	8	1	53	325,74	95
53.	6	81	353.78	178	-136	0.821	28	300,85	6	1	56	328,74	87
54.	6	79	351.77	179	-152	0.800	26	298.87	4	1	52	324,74	80
55.	6	80	352.78	170	-172	0.774	25	297.88	2	1	56	328,74	71
56.	6	61	333.74	169	-6	0.992	24	296.88	18	1,05	41	313,78	108
57.	6	68	340.74	194	-13	0.983	25	297.88	15	1,05	47	319,76	108
58.	6	73	345.75	197	-28	0.963	25	297.88	13	1,05	50	322,75	99
59.	6	78	350.77	193	-44	0.942	25	297.88	11	1,05	52	324,74	93
60.	6	78	350,77	179	-72	0.905	25	297.88	7	1,05	54	326,74	85
61.	6	79	351,77	180	-100	0.868	25	297.88	5	1,05	53	325,74	82
62.	6	83	355,79	170	-124	0.837	25	297.88	3	1,05	55	327,74	71
63.	6	85	357,80	194	-136	0.821	25	297.88	1	1,05	57	329,74	64
64.	6	86	358,81	190	-4	0.995	26	298,87	12	1,1	59	331,74	95
65.	6	83	355,79	197	-20	0.974	27	299,86	10	1,1	60	332,74	90
66.	6	86	358,81	191	-56	0.926	26	298,87	6,5	1,1	60	332,74	82
67.	6	88	360,82	189	-84	0.889	26	298,87	4	1,1	62	334,74	78
68.	6	89	361,83	189	-100	0.868	26	298,87	2	1,1	63	335,74	73

Tab. A3.2. Ejectorul radial (8..4..40) – presiunile statice măsurate pe plăcile difuzoare

Nr.	u	p_{40-r}	p_{88-r}	p_{144-r}	p_{202-r}	p_{252-r}	p_{286-r}	p_{40}	p_{88}	p_{144}	p_{202}	p_{252}	p_{286}
		(p_{0s-r})						(p_{0s})					
		mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	bar	bar	bar	bar	bar	bar
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	0,547	-2	-16	10	16	18	20	0,997	0,979	1,013	1,021	1,024	1,027
2.	0,517	-8	-18	8	14	16	17	0,989	0,976	1,011	1,019	1,021	1,023
3.	0,487	-14	-20	8	12	15	17	0,981	0,973	1,011	1,016	1,020	1,023

Nr.	u	P _{40-r} (p _{05-r}) mm Hg	P _{88-r} mm Hg	P _{144-r} mm Hg	P _{202-r} mm Hg	P _{252-r} mm Hg	P _{286-r} mm Hg	P ₄₀ (p ₀₅) bar	P ₈₈ bar	P ₁₄₄ bar	P ₂₀₂ bar	P ₂₅₂ bar	P ₂₈₆ bar
4.	0.469	-20	-20	6	10	15	15	0.973	0.973	1.008	1.013	1.020	1.020
5.	0.423	-32	-22	6	9	12	12	0.957	0.971	1.008	1.012	1.016	1.016
6.	0.372	-48	-24	4	9	10	10	0.936	0.968	1.005	1.012	1.013	1.013
7.	0.324	-64	-24	4	9	9	10	0.915	0.968	1.005	1.012	1.012	1.013
8.	0.281	-76	-24	3	9	9	10	0.899	0.968	1.004	1.012	1.012	1.013
9.	0.234	-86	-26	3	4	6	8	0.885	0.965	1.004	1.005	1.008	1.011
10.	0.165	-96	-26	2	4	5	5	0.872	0.965	1.003	1.005	1.007	1.007
11.	0.471	-4	16	46	48	50	51	0.995	1.021	1.061	1.064	1.067	1.068
12.	0.417	-10	10	42	46	47	49	0.987	1.013	1.056	1.061	1.063	1.065
13.	0.384	-20	6	36	39	42	54	0.973	1.008	1.048	1.052	1.056	1.072
14.	0.339	-36	4	36	28	40	43	0.952	1.005	1.048	1.037	1.053	1.057
15.	0.294	-46	4	34	36	38	40	0.939	1.005	1.045	1.048	1.051	1.053
16.	0.236	-64	0	30	34	36	37	0.915	1.000	1.040	1.045	1.048	1.049
17.	0.169	-76	-4	28	32	35	37	0.899	0.995	1.037	1.043	1.047	1.049
18.	0.124	-86	-4	24	30	32	32	0.885	0.995	1.032	1.040	1.043	1.043
19.	0.350	-2	52	74	74	78	80	0.997	1.069	1.099	1.099	1.104	1.107
20.	0.307	-10	51	70	72	75	78	0.987	1.068	1.093	1.096	1.100	1.104
21.	0.241	-24	50	68	70	72	74	0.968	1.067	1.091	1.093	1.096	1.099
22.	0.174	-51	34	58	62	63	66	0.932	1.045	1.077	1.083	1.084	1.088
23.	0.476	-4	-29	16	20	22	24	0.995	0.961	1.021	1.027	1.029	1.032
24.	0.464	-10	-28	14	17	19	21	0.987	0.963	1.019	1.023	1.025	1.028
25.	0.448	-16	-24	13	16	19	21	0.979	0.968	1.017	1.021	1.025	1.028
26.	0.425	-24	-20	11	16	16	18	0.968	0.973	1.015	1.021	1.021	1.024
27.	0.367	-44	-18	11	14	16	16	0.941	0.976	1.015	1.019	1.021	1.021
28.	0.322	-64	-20	10	12	14	16	0.915	0.973	1.013	1.016	1.019	1.021
29.	0.283	-80	-26	8	10	14	16	0.893	0.965	1.011	1.013	1.019	1.021
30.	0.235	-105	-28	5	9	12	14	0.860	0.963	1.007	1.012	1.016	1.019
31.	0.167	-128	-36	5	7	10	12	0.829	0.952	1.007	1.009	1.013	1.016
32.	0.131	-136	-44	3	5	7	10	0.819	0.941	1.004	1.007	1.009	1.013
33.	0.400	-4	16	48	51	53	53	0.995	1.021	1.064	1.068	1.071	1.071
34.	0.365	-9	12	46	58	50	51	0.988	1.016	1.061	1.077	1.067	1.068
35.	0.340	-16	4	44	48	48	51	0.979	1.005	1.059	1.064	1.064	1.068
36.	0.313	-32	0	40	46	56	48	0.957	1.000	1.053	1.061	1.075	1.064
37.	0.276	-40	0	38	44	45	46	0.947	1.000	1.051	1.059	1.060	1.061
38.	0.241	-57	-2	38	42	43	44	0.924	0.997	1.051	1.056	1.057	1.059
39.	0.194	-80	-6	36	40	40	41	0.893	0.992	1.048	1.053	1.053	1.055
40.	0.134	-106	-9	32	36	38	40	0.859	0.988	1.043	1.048	1.051	1.053
41.	0.352	-4	36	78	80	82	84	0.995	1.048	1.104	1.107	1.109	1.112
42.	0.315	-8	32	74	78	80	80	0.989	1.043	1.099	1.104	1.107	1.107
43.	0.262	-20	32	73	76	80	79	0.973	1.043	1.097	1.101	1.107	1.105
44.	0.198	-52	28	68	72	74	76	0.931	1.037	1.091	1.096	1.099	1.101
45.	0.141	-76	20	62	68	70	70	0.899	1.027	1.083	1.091	1.093	1.093
46.	0.435	-6	-44	24	27	31	33	0.992	0.941	1.032	1.036	1.041	1.044
47.	0.412	-16	-44	20	24	27	28	0.979	0.941	1.027	1.032	1.036	1.037
48.	0.386	-32	-46	17	22	26	26	0.957	0.939	1.023	1.029	1.035	1.035
49.	0.346	-58	-48	16	20	23	25	0.923	0.936	1.021	1.027	1.031	1.033
50.	0.312	-72	-48	14	18	22	24	0.904	0.936	1.019	1.024	1.029	1.032
51.	0.266	-92	-50	14	16	20	22	0.877	0.933	1.019	1.021	1.027	1.029
52.	0.228	-116	-52	12	14	16	20	0.845	0.931	1.016	1.019	1.021	1.027

Nr.	u	P _{40-r} (P _{05-r}) mm Hg	P _{88-r} mm Hg	P _{144-r} mm Hg	P _{202-r} mm Hg	P _{252-r} mm Hg	P _{286-r} mm Hg	P ₄₀ (P ₀₅) bar	P ₈₈ bar	P ₁₄₄ bar	P ₂₀₂ bar	P ₂₅₂ bar	P ₂₈₆ bar
53.	0,197	-136	-53	10	13	15	18	0,819	0,929	1,013	1,017	1,020	1,024
54.	0,159	-152	-54	9	10	14	17	0,797	0,928	1,012	1,013	1,019	1,023
55.	0,115	-172	-60	6	8	12	14	0,771	0,920	1,008	1,011	1,016	1,019
56.	0,372	-6	0	58	61	64	65	0,992	1,000	1,077	1,081	1,085	1,087
57.	0,319	-13	-4	55	58	60	62	0,983	0,995	1,073	1,077	1,080	1,083
58.	0,294	-28	-6	50	52	56	60	0,963	0,992	1,067	1,069	1,075	1,080
59.	0,273	-44	-6	45	50	54	56	0,941	0,992	1,060	1,067	1,072	1,075
60.	0,223	-72	-9	44	48	52	55	0,904	0,988	1,059	1,064	1,069	1,073
61.	0,185	-100	-12	40	44	46	49	0,867	0,984	1,053	1,059	1,061	1,065
62.	0,146	-124	-16	36	40	44	46	0,835	0,979	1,048	1,053	1,059	1,061
63.	0,080	-136	-24	36	38	42	42	0,819	0,968	1,048	1,051	1,056	1,056
64.	0,298	-4	34	74	88	90	94	0,995	1,045	1,099	1,117	1,120	1,125
65.	0,263	-20	31	78	82	86	90	0,973	1,041	1,104	1,109	1,115	1,120
66.	0,212	-56	23	72	76	80	83	0,925	1,031	1,096	1,101	1,107	1,111
67.	0,165	-84	16	66	71	74	77	0,888	1,021	1,088	1,095	1,099	1,103
68.	0,117	-100	12	62	66	70	73	0,867	1,016	1,083	1,088	1,093	1,097

Tab.A3.3. Ejectorul radial (8..4..40) – mărimi calculate

Nr.	G _p kg/s	G _s kg/s	G kg/s	G _p +G _s kg/s	ΔG kg/s	ΔG/G × 100 %	u -	Δi ₀ kJ/kg	Δi ₁ kJ/kg	η %	Δp bar
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
1.	0,0854	0,0467	0,1433	0,1321	0,0112	7,78	0,547	95,15	0,15	0,084	0,003
2.	0,0859	0,0444	0,1407	0,1303	0,0104	7,39	0,517	95,93	0,59	0,318	0,011
3.	0,0862	0,0420	0,1367	0,1282	0,0084	6,18	0,487	99,46	1,06	0,525	0,018
4.	0,0840	0,0394	0,1333	0,1235	0,0098	7,38	0,469	100,61	1,53	0,724	0,026
5.	0,0835	0,0353	0,1293	0,1188	0,0105	8,11	0,423	98,76	2,39	1,051	0,042
6.	0,0824	0,0307	0,1220	0,1131	0,0088	7,25	0,372	99,28	3,59	1,399	0,063
7.	0,0840	0,0272	0,1200	0,1112	0,0088	7,33	0,324	103,37	4,97	1,635	0,084
8.	0,0835	0,0234	0,1151	0,1070	0,0082	7,09	0,281	109,03	6,20	1,691	0,100
9.	0,0816	0,0191	0,1075	0,1007	0,0069	6,39	0,234	109,15	7,00	1,604	0,113
10.	0,0818	0,0135	0,1026	0,0954	0,0072	7,03	0,165	105,61	7,54	1,273	0,126
11.	0,0819	0,0386	0,1297	0,1205	0,0093	7,14	0,471	99,05	3,12	1,534	0,055
12.	0,0826	0,0344	0,1252	0,1171	0,0082	6,52	0,417	104,31	3,75	1,554	0,063
13.	0,0813	0,0312	0,1202	0,1126	0,0077	6,38	0,384	106,16	4,60	1,739	0,076
14.	0,0816	0,0277	0,1168	0,1092	0,0076	6,50	0,339	103,26	5,68	1,974	0,097
15.	0,0812	0,0239	0,1135	0,1051	0,0084	7,40	0,294	100,53	6,26	1,951	0,111
16.	0,0820	0,0193	0,1073	0,1013	0,0060	5,56	0,236	108,74	8,18	1,916	0,134
17.	0,0812	0,0137	0,0991	0,0949	0,0042	4,25	0,169	113,02	9,46	1,540	0,150
18.	0,0785	0,0097	0,0887	0,0882	0,0005	0,58	0,124	116,47	10,57	1,238	0,163
19.	0,0809	0,0283	0,1172	0,1092	0,0081	6,88	0,350	105,05	6,05	2,138	0,103
20.	0,0797	0,0244	0,1129	0,1041	0,0088	7,78	0,307	100,87	6,39	2,075	0,113
21.	0,0825	0,0199	0,1100	0,1024	0,0077	6,98	0,241	107,53	7,89	1,906	0,132
22.	0,0802	0,0139	0,1006	0,0941	0,0065	6,48	0,174	113,00	10,44	1,768	0,167
23.	0,1019	0,0485	0,1590	0,1504	0,0086	5,43	0,476	113,33	0,29	0,121	0,005
24.	0,0997	0,0463	0,1583	0,1460	0,0123	7,76	0,464	119,18	0,76	0,296	0,013

Nr.	G_p	G_s	G	G_p+G_s	ΔG	$\frac{\Delta G}{G} \times 100$	u	Δi_0	Δi_1	η	Δp
	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	%	-	kJ/kg	kJ/kg	%	bar
25.	0.1006	0.0450	0.1577	0.1456	0.0122	7.71	0.448	123.14	1.25	0.458	0.021
26.	0.0976	0.0415	0.1508	0.1391	0.0117	7.75	0.425	120.64	1.83	0.655	0.032
27.	0.1018	0.0374	0.1499	0.1391	0.0108	7.20	0.367	117.45	3.26	1.049	0.058
28.	0.0981	0.0316	0.1400	0.1297	0.0103	7.37	0.322	123.38	4.96	1.350	0.084
29.	0.1002	0.0284	0.1366	0.1286	0.0080	5.88	0.283	128.32	6.43	1.494	0.105
30.	0.0972	0.0228	0.1295	0.1201	0.0094	7.25	0.235	134.58	8.82	1.647	0.138
31.	0.0958	0.0160	0.1222	0.1119	0.0103	8.47	0.167	133.28	10.62	1.446	0.168
32.	0.0998	0.0131	0.1170	0.1129	0.0041	3.54	0.131	127.27	10.77	1.211	0.179
33.	0.0991	0.0396	0.1496	0.1387	0.0109	7.30	0.400	112.18	2.94	1.077	0.055
34.	0.1014	0.0370	0.1471	0.1384	0.0087	5.91	0.365	114.85	3.37	1.101	0.062
35.	0.1004	0.0341	0.1460	0.1345	0.0115	7.88	0.340	122.75	4.13	1.181	0.071
36.	0.0986	0.0308	0.1419	0.1295	0.0124	8.74	0.313	122.83	5.34	1.420	0.092
37.	0.0998	0.0275	0.1362	0.1274	0.0089	6.51	0.276	118.73	5.74	1.402	0.103
38.	0.0983	0.0237	0.1335	0.1220	0.0115	8.60	0.241	120.43	7.08	1.503	0.125
39.	0.0983	0.0191	0.1252	0.1174	0.0077	6.18	0.194	127.51	9.27	1.521	0.155
40.	0.0994	0.0134	0.1194	0.1127	0.0067	5.59	0.134	133.84	11.82	1.301	0.189
41.	0.0977	0.0344	0.1403	0.1320	0.0082	5.87	0.352	120.65	5.92	1.816	0.105
42.	0.0995	0.0313	0.1385	0.1308	0.0077	5.58	0.315	116.32	5.99	1.711	0.111
43.	0.0996	0.0261	0.1358	0.1258	0.0100	7.38	0.262	123.45	7.25	1.637	0.126
44.	0.0981	0.0195	0.1260	0.1176	0.0084	6.68	0.198	129.21	10.06	1.674	0.168
45.	0.0966	0.0136	0.1192	0.1102	0.0090	7.55	0.141	126.78	11.68	1.434	0.200
46.	0.1154	0.0502	0.1780	0.1656	0.0124	6.97	0.435	127.32	0.42	0.145	0.008
47.	0.1138	0.0469	0.1730	0.1608	0.0122	7.05	0.412	134.35	1.19	0.368	0.021
48.	0.1123	0.0434	0.1678	0.1557	0.0121	7.24	0.386	139.40	2.46	0.694	0.042
49.	0.1102	0.0381	0.1624	0.1483	0.0141	8.66	0.346	143.63	4.59	1.140	0.076
50.	0.1170	0.0365	0.1597	0.1536	0.0061	3.82	0.312	143.46	5.68	1.288	0.095
51.	0.1161	0.0309	0.1546	0.1470	0.0077	4.96	0.266	146.00	7.38	1.416	0.121
52.	0.1136	0.0259	0.1510	0.1395	0.0115	7.63	0.228	149.84	9.53	1.552	0.153
53.	0.1123	0.0222	0.1440	0.1345	0.0095	6.58	0.197	151.60	11.30	1.588	0.179
54.	0.1130	0.0180	0.1390	0.1310	0.0080	5.75	0.159	152.13	12.66	1.448	0.200
55.	0.1099	0.0127	0.1302	0.1226	0.0076	5.82	0.115	154.42	14.53	1.198	0.226
56.	0.1127	0.0420	0.1680	0.1546	0.0134	7.96	0.372	132.35	3.17	0.913	0.058
57.	0.1195	0.0381	0.1664	0.1576	0.0089	5.33	0.319	135.82	3.76	0.910	0.067
58.	0.1195	0.0352	0.1587	0.1547	0.0040	2.53	0.294	139.09	4.98	1.093	0.087
59.	0.1174	0.0321	0.1534	0.1495	0.0039	2.54	0.273	142.50	6.33	1.269	0.108
60.	0.1131	0.0252	0.1463	0.1383	0.0080	5.46	0.223	144.78	8.61	1.408	0.145
61.	0.1133	0.0209	0.1439	0.1342	0.0097	6.75	0.185	147.57	10.99	1.487	0.182
62.	0.1095	0.0160	0.1336	0.1255	0.0081	6.07	0.146	151.45	13.21	1.400	0.213
63.	0.1166	0.0094	0.1265	0.1259	0.0006	0.48	0.080	153.42	14.37	0.829	0.229
64.	0.1152	0.0343	0.1570	0.1495	0.0075	4.77	0.298	142.73	6.11	1.330	0.105
65.	0.1178	0.0310	0.1526	0.1488	0.0038	2.52	0.263	142.73	7.32	1.421	0.126
66.	0.1155	0.0245	0.1458	0.1401	0.0057	3.93	0.212	146.95	10.32	1.603	0.174
67.	0.1146	0.0190	0.1418	0.1336	0.0082	5.80	0.165	150.19	12.76	1.536	0.211
68.	0.1144	0.0134	0.1370	0.1278	0.0092	6.70	0.117	152.03	14.18	1.204	0.232

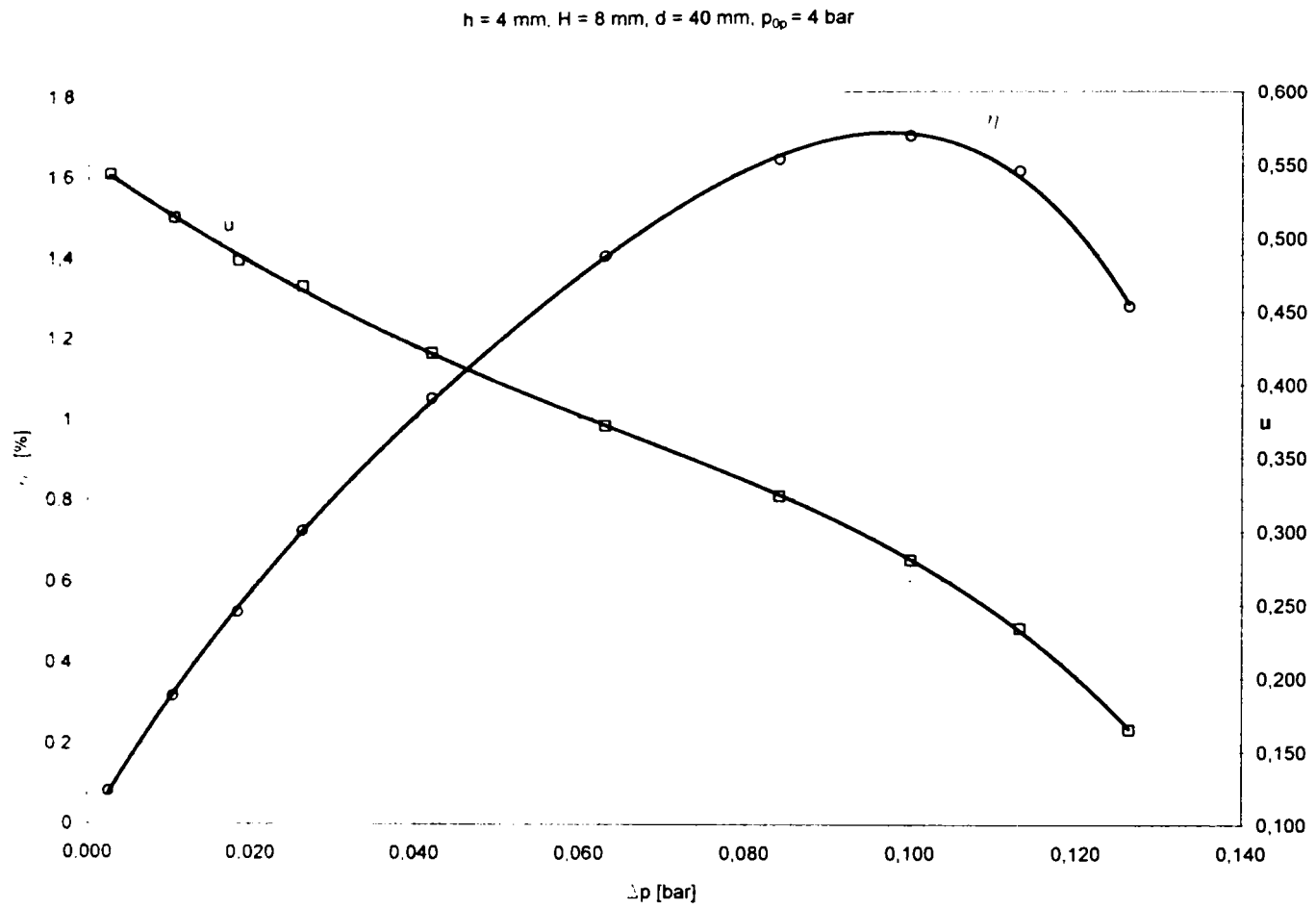


Fig. A3.1. Dependentele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (8-4-40) la $p_{0p} = 4$ bar

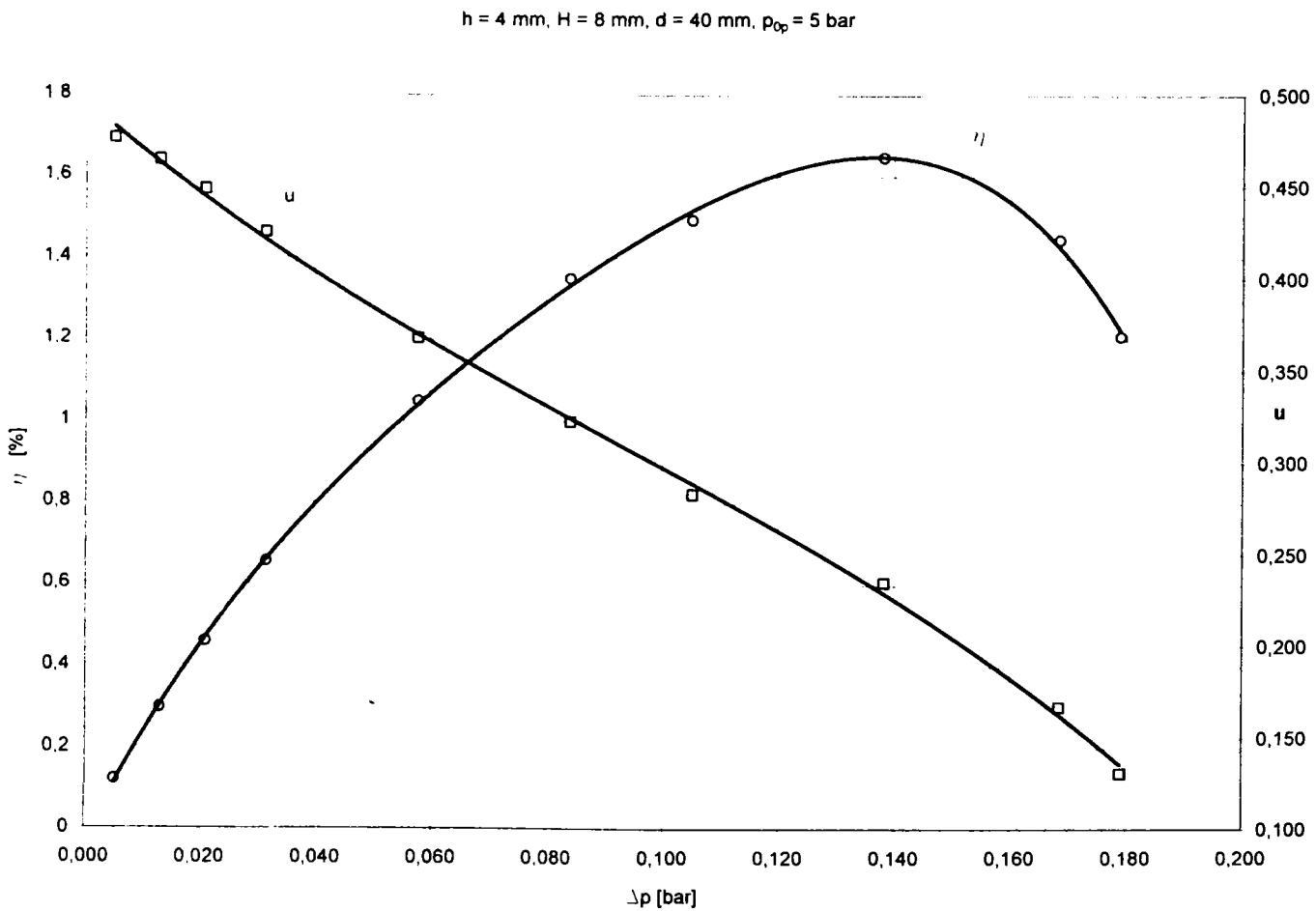


Fig. A3.2. Dependentele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (8-4-40) la $p_{0p} = 5$ bar

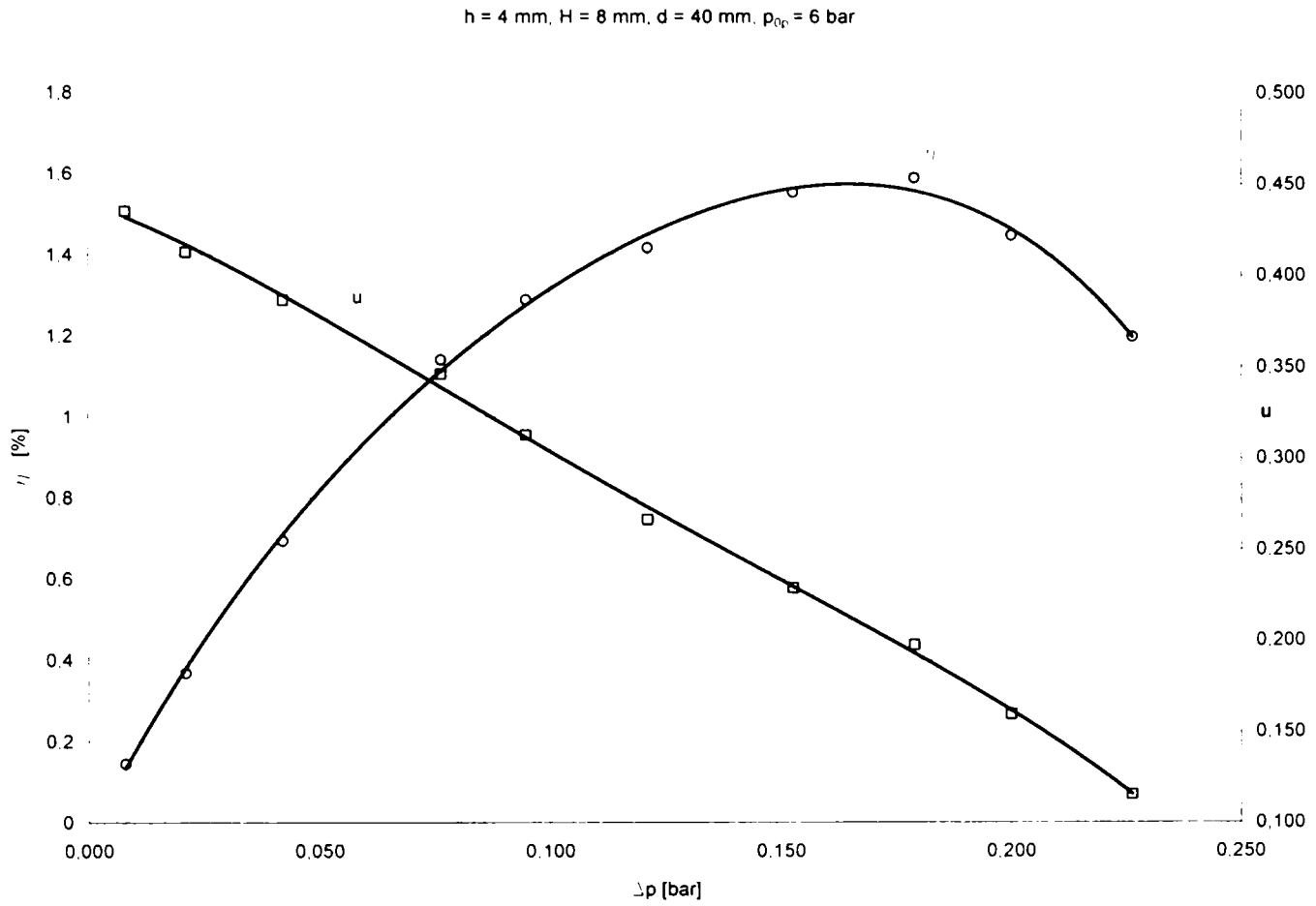


Fig. A3.3. Dependențele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (8-4-40) la $p_{0p} = 6$ bar

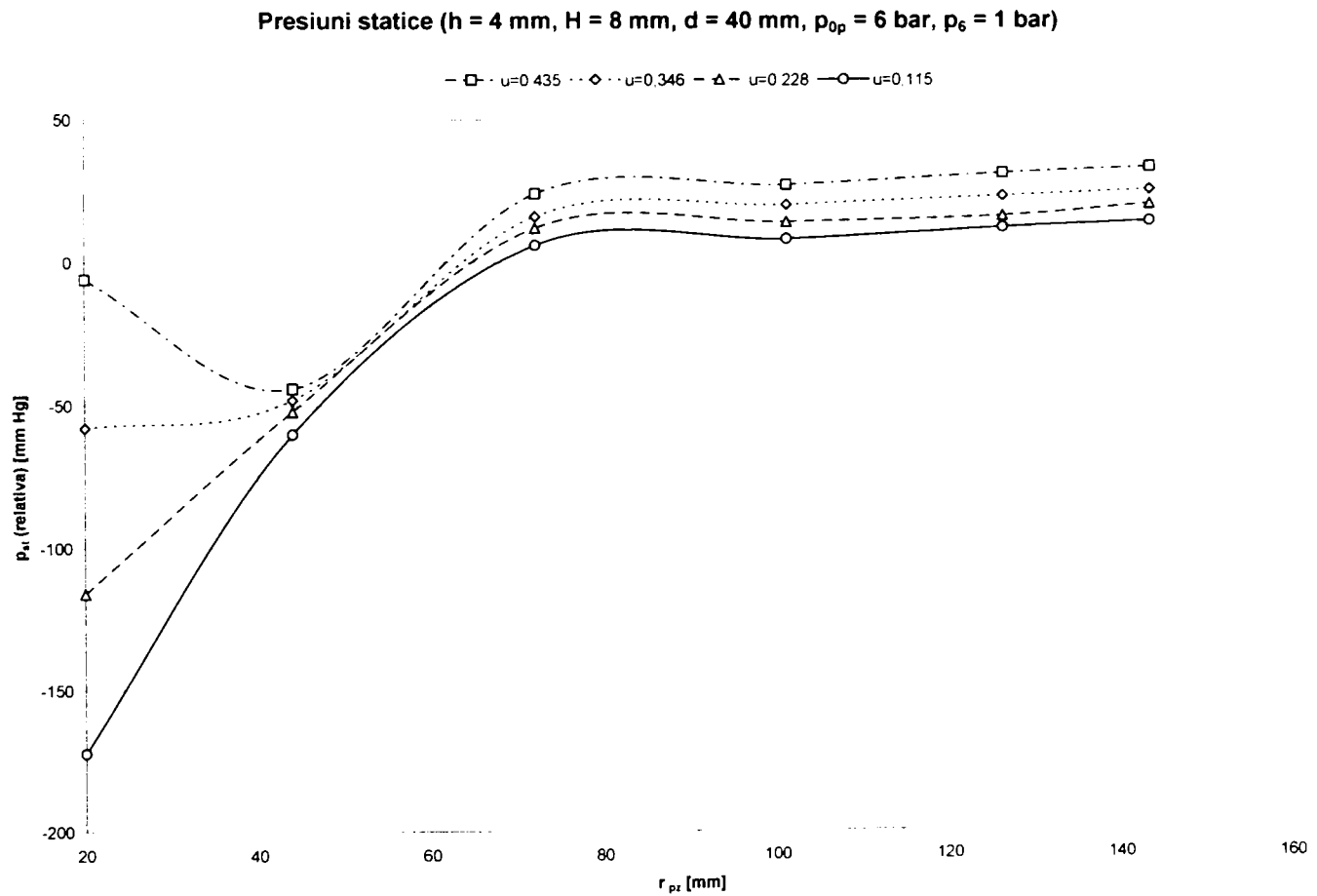


Fig. A3.4. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (8-4-40) și p₆ = 1 bar

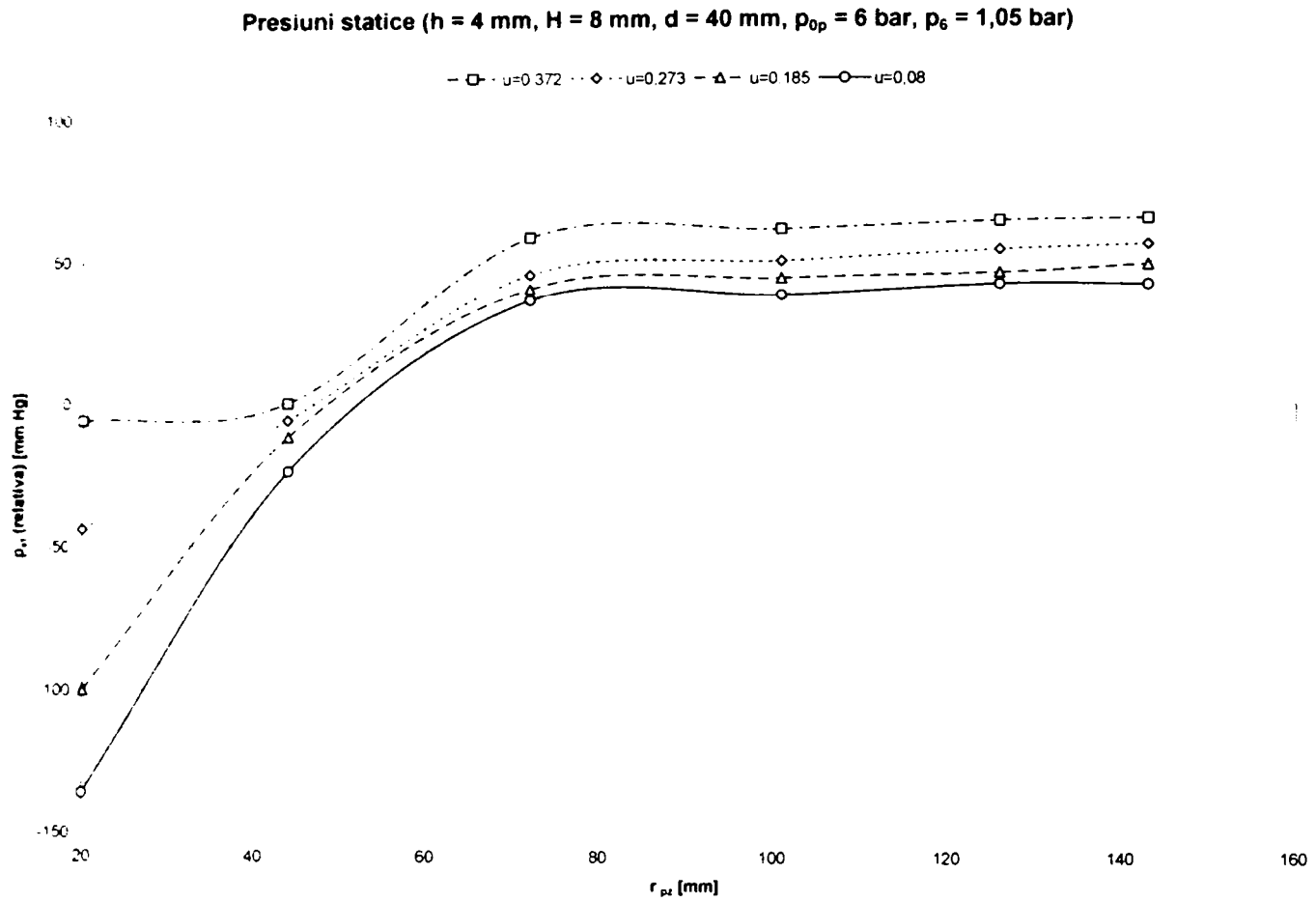


Fig. A3.5. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (8-4-40) și $p_6 = 1,05 \text{ bar}$

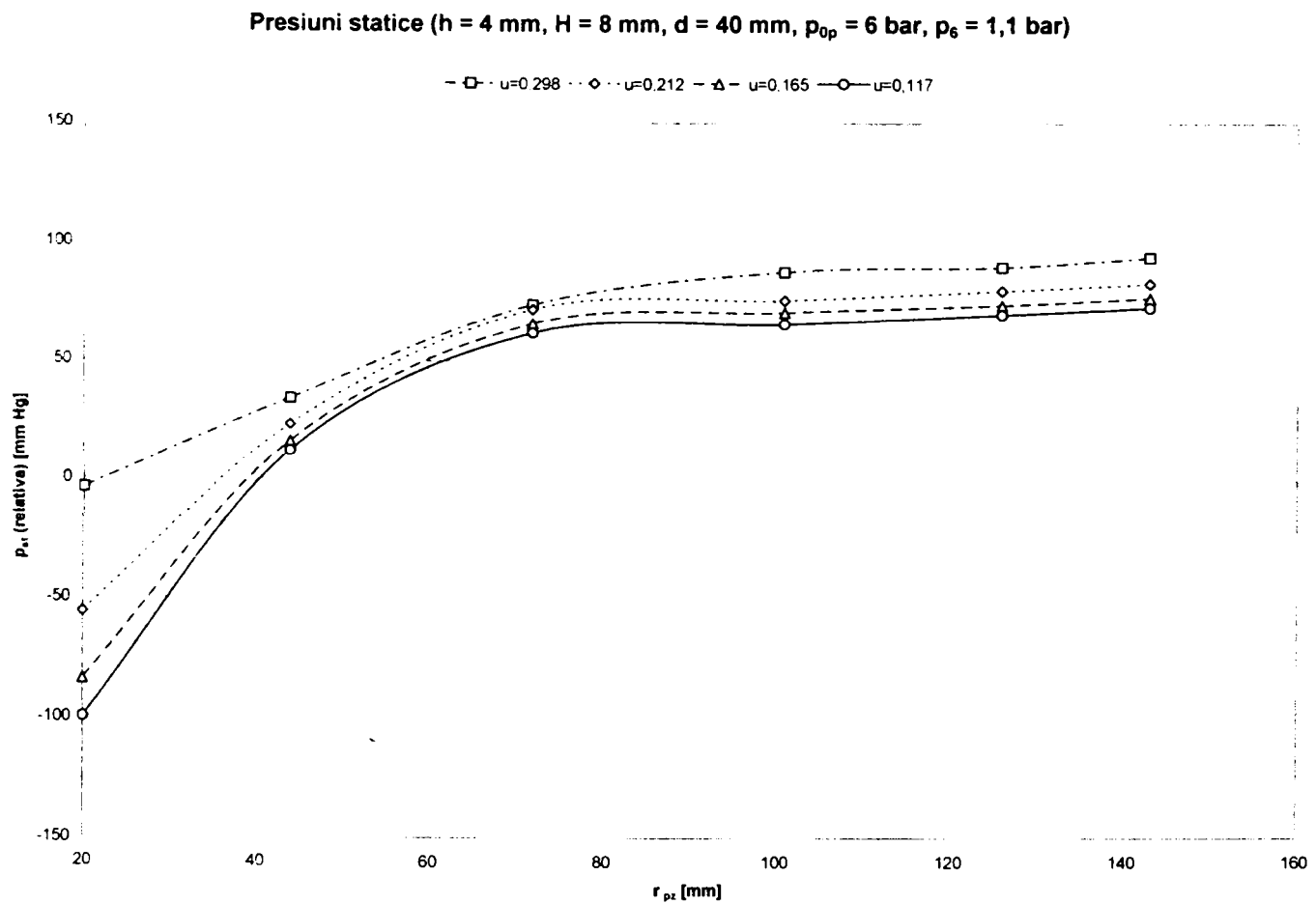


Fig. A3.6. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (8-4-40) și $p_6 = 1,1 \text{ bar}$

Anexa 4

Rezultatele măsurătorilor, mărimi calculate
și reprezentări grafice pentru ejectorul radial (12 – 8 – 40)

$d_1 = 10 \text{ mm}$	$A_1 = 78.54 \text{ mm}^2$
$d_2 = 40 \text{ mm}$	$A_2 = 1005.31 \text{ mm}^2$
$d_4 = 70 \text{ mm}$	$A_4 = 3078.76 \text{ mm}^2$
$d_5 = 72 \text{ mm}$	$A_5 = 2714.33 \text{ mm}^2$
$d_6 = 300 \text{ mm}$	$A_6 = 11309.7 \text{ mm}^2$
$h = 8 \text{ mm}$	$H = 12 \text{ mm} ; H_4 = 14 \text{ mm}$

Tab.A4.1. Ejectorul radial (12..8..40) – parametri măsuțați și calculul entalpiilor

Nr.	p_{0p}	t_{0p}	i_p	Δp_p	p_{0s-r}	p_{0s}	t_{0s}	i_s	Δp_s	p_6	t_6	i_6	Δp_6
	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	mm Hg	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	4	26	298.87	125	-4	0.995	18	290.94	12	1	22	294.90	62
2.	4	25	297.88	121	-10	0.987	18	290.94	10	1	22	294.90	57
3.	4	25	297.88	119	-20	0.974	18	290.94	8	1	22	294.90	53
4.	4	40	312.78	131	-44	0.942	18	290.94	5	1	23	295.89	48
5.	4	49	321.75	133	-60	0.921	18	290.94	3	1	25	297.88	42
6.	4	46	318.76	135	-68	0.911	18	290.94	2	1	27	299.86	36
7.	4	34	306.81	125	-4	0.995	19	291.93	5	1.05	28	300.85	44
8.	4	29	301.85	116	-8	0.989	19	291.93	4	1.05	27	299.86	40
9.	4	42	314.77	134	-20	0.974	19	291.93	3	1.05	28	300.85	42
10.	4	53	325.74	129	-28	0.963	19	291.93	2	1.05	29	301.85	37
11.	4	52	324.74	125	-36	0.953	19	291.93	1	1.05	31	303.83	32
12.	5	38	310.79	155	-2	0.997	18	290.94	14	1	28	300.85	86
13.	5	52	324.74	159	-16	0.979	19	291.93	12	1	31	303.83	82
14.	5	57	329.74	152	-24	0.968	19	291.93	10	1	34	306.81	76
15.	5	46	318.76	149	-42	0.945	19	291.93	7	1	35	307.81	73
16.	5	36	308.80	161	-56	0.926	19	291.93	5	1	34	306.81	69
17.	5	43	315.77	153	-68	0.911	19	291.93	3	1	33	305.82	62
18.	5	58	330.74	149	-80	0.895	20	292.92	1.5	1	35	307.81	56
19.	5	70	342.75	145	-4	0.995	20	292.92	8	1.05	39	311.79	66
20.	5	75	347.76	147	-14	0.982	20	292.92	6	1.05	42	314.77	60
21.	5	61	333.74	144	-24	0.968	20	292.92	5	1.05	43	315.77	56
22.	5	54	326.74	148	-36	0.953	20	292.92	3	1.05	40	312.78	52
23.	5	66	338.74	153	-48	0.937	20	292.92	2	1.05	42	314.77	51
24.	5	76	348.76	153	-2	0.997	20	292.92	4	1.1	45	317.76	49
25.	5	80	352.78	161	-6	0.992	21	293.91	3	1.1	48	320.75	48
26.	5	69	341.74	155	-8	0.989	21	293.91	2	1.1	49	321.75	49
27.	5	52	324.74	147	-16	0.979	22	294.90	1.5	1.1	49	321.75	46
28.	6	40	312.78	177	-4	0.995	22	294.90	15	1	31	303.83	112
29.	6	52	324.74	184	-12	0.984	22	294.90	12	1	34	306.81	107
30.	6	45	317.76	187	-24	0.968	22	294.90	10	1	36	308.80	103

Nr.	p_{0p}	t_{0p}	i_p	Δp_p	p_{0s-r}	p_{0s}	t_{0s}	i_s	Δp_s	p_6	t_6	i_6	Δp_6
	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	mm Hg	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O
31.	6	43	315,77	180	-40	0,947	22	294,90	7	1	33	305,82	97
32.	6	57	329,74	183	-60	0,921	23	295,89	4	1	36	308,80	86
33.	6	54	326,74	168	-76	0,900	23	295,89	2	1	38	310,79	75
34.	6	57	329,74	177	-2	0,997	23	295,89	8	1,05	38	310,79	91
35.	6	68	340,74	172	-12	0,984	23	295,89	5	1,05	41	313,78	81
36.	6	76	348,76	177	-26	0,966	23	295,89	4	1,05	43	315,77	78
37.	6	79	351,77	179	-52	0,932	23	295,89	2	1,05	46	318,76	69
38.	6	85	357,80	183	-4	0,995	24	296,88	5	1,1	51	323,75	69
39.	6	87	359,81	185	-12	0,984	24	296,88	3	1,1	53	325,74	66
40.	6	89	361,83	189	-24	0,968	24	296,88	1,5	1,1	55	327,74	61

Tab. A4.2. Ejectorul radial (12..8..40) – presiunile statice măsurate pe plăcile difuzoare

Nr.	u	p_{40-r} (p_{0s-r}) mm Hg	p_{88-r} mm Hg	p_{144-r} mm Hg	p_{202-r} mm Hg	p_{252-r} mm Hg	p_{286-r} mm Hg	p_{40} (p_{0s}) bar	p_{88} bar	p_{144} bar	p_{202} bar	p_{252} bar	p_{286} bar
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	0,415	-4	-28	4	10	12	14	0,995	0,963	1,005	1,013	1,016	1,018
2.	0,384	-10	-30	2	8	10	12	0,987	0,961	1,003	1,011	1,013	1,016
3.	0,345	-20	-32	2	8	8	10	0,974	0,958	1,003	1,011	1,011	1,013
4.	0,263	-44	-33	0	6	6	9	0,942	0,957	1,000	1,008	1,008	1,012
5.	0,204	-60	-36	-2	0	4	6	0,921	0,953	0,997	1,000	1,005	1,008
6.	0,165	-68	-38	-4	-2	0	6	0,911	0,950	0,995	0,997	1,000	1,008
7.	0,274	-4	4	42	47	49	49	0,995	1,005	1,055	1,062	1,064	1,064
8.	0,252	-8	4	39	42	44	46	0,989	1,005	1,051	1,055	1,058	1,061
9.	0,207	-20	0	34	38	40	43	0,974	1,000	1,045	1,050	1,053	1,057
10.	0,175	-28	-4	30	34	37	39	0,963	0,995	1,039	1,045	1,049	1,051
11.	0,126	-36	-6	28	32	34	37	0,953	0,992	1,037	1,042	1,045	1,049
12.	0,368	-2	-25	14	18	20	20	0,997	0,967	1,018	1,024	1,026	1,026
13.	0,340	-16	-28	12	15	17	18	0,979	0,963	1,016	1,020	1,022	1,024
14.	0,319	-24	-32	8	12	15	16	0,968	0,958	1,011	1,016	1,020	1,021
15.	0,263	-42	-36	8	10	13	14	0,945	0,953	1,011	1,013	1,017	1,018
16.	0,209	-56	-38	6	8	10	14	0,926	0,950	1,008	1,011	1,013	1,018
17.	0,168	-68	-38	4	7	8	11	0,911	0,950	1,005	1,009	1,011	1,014
18.	0,123	-80	-40	4	6	8	10	0,895	0,947	1,005	1,008	1,011	1,013
19.	0,302	-4	8	48	52	54	56	0,995	1,011	1,063	1,068	1,071	1,074
20.	0,261	-14	2	43	47	50	52	0,982	1,003	1,057	1,062	1,066	1,068
21.	0,234	-24	-2	38	43	46	48	0,968	0,997	1,050	1,057	1,061	1,063
22.	0,177	-36	-4	36	40	44	46	0,953	0,995	1,047	1,053	1,058	1,061
23.	0,144	-48	-8	34	38	40	44	0,937	0,989	1,045	1,050	1,053	1,058
24.	0,211	-2	40	78	80	84	88	0,997	1,053	1,103	1,105	1,111	1,116
25.	0,179	-6	32	72	76	80	83	0,992	1,042	1,095	1,100	1,105	1,109
26.	0,148	-8	29	68	74	76	79	0,989	1,038	1,089	1,097	1,100	1,104
27.	0,128	-16	24	65	72	74	75	0,979	1,032	1,086	1,095	1,097	1,099
28.	0,324	-4	-40	20	22	24	26	0,995	0,947	1,026	1,029	1,032	1,034
29.	0,288	-12	-40	16	19	20	23	0,984	0,947	1,021	1,025	1,026	1,030
30.	0,257	-24	-42	14	16	18	21	0,968	0,945	1,018	1,021	1,024	1,028

Nr.	u	P_{40-r}	P_{88-r}	P_{144-r}	P_{202-r}	P_{252-r}	P_{286-r}	P_{40}	P_{88}	P_{144}	P_{202}	P_{252}	P_{286}
		(P_{0s-r}) mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	bar	bar	bar	bar	bar
31.	0,216	-40	-44	14	15	18	21	0,947	0,942	1,018	1,020	1,024	1,028
32.	0,164	-60	-46	12	14	16	16	0,921	0,939	1,016	1,018	1,021	1,021
33.	0,121	-76	-48	8	10	12	14	0,900	0,937	1,011	1,013	1,016	1,018
34.	0,244	-2	10	56	58	61	64	0,997	1,013	1,074	1,076	1,080	1,084
35.	0,198	-12	4	52	54	56	59	0,984	1,005	1,068	1,071	1,074	1,078
36.	0,176	-26	0	48	52	54	56	0,966	1,000	1,063	1,068	1,071	1,074
37.	0,123	-52	-4	41	44	46	49	0,932	0,995	1,054	1,058	1,061	1,064
38.	0,198	-4	40	84	88	90	90	0,995	1,053	1,111	1,116	1,118	1,118
39.	0,153	-12	36	80	84	86	88	0,984	1,047	1,105	1,111	1,113	1,116
40.	0,108	-24	32	74	78	82	86	0,968	1,042	1,097	1,103	1,108	1,113

Tab.A4.3. Ejectorul radial (12..8..40) – mărimi calculate

Nr.	G_p	G_s	G	G_p+G_s	ΔG	$\frac{\Delta G}{G}$	u	Δi_0	Δi_1	η	Δp
	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	%		kJ/kg	kJ/kg		
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
1.	0,0836	0,0348	0,1285	0,1184	0,0101	7,86	0,415	96,32	0,29	0,127	0,005
2.	0,0824	0,0316	0,1232	0,1141	0,0092	7,44	0,384	96,42	0,74	0,295	0,013
3.	0,0817	0,0282	0,1189	0,1099	0,0090	7,53	0,345	97,16	1,48	0,532	0,026
4.	0,0837	0,0220	0,1130	0,1057	0,0073	6,45	0,263	104,25	3,46	0,904	0,058
5.	0,0831	0,0170	0,1054	0,1001	0,0053	5,03	0,204	108,76	4,90	0,964	0,079
6.	0,0841	0,0139	0,0973	0,0980	-0,0007	-0,69	0,165	108,36	5,52	0,885	0,089
7.	0,0825	0,0226	0,1100	0,1051	0,0049	4,42	0,274	99,05	3,12	0,891	0,055
8.	0,0802	0,0202	0,1051	0,1004	0,0047	4,48	0,252	97,64	3,37	0,900	0,061
9.	0,0844	0,0174	0,1075	0,1018	0,0057	5,30	0,207	103,03	4,46	0,935	0,076
10.	0,0814	0,0142	0,1008	0,0956	0,0052	5,12	0,175	107,51	5,29	0,904	0,087
11.	0,0802	0,0101	0,0935	0,0904	0,0031	3,32	0,126	107,82	5,93	0,735	0,097
12.	0,1021	0,0375	0,1496	0,1396	0,0100	6,66	0,368	112,80	0,14	0,047	0,003
13.	0,1011	0,0344	0,1454	0,1356	0,0098	6,75	0,340	119,24	1,21	0,348	0,021
14.	0,0981	0,0313	0,1393	0,1295	0,0099	7,10	0,319	121,81	1,85	0,492	0,032
15.	0,0988	0,0260	0,1364	0,1248	0,0116	8,49	0,263	118,88	3,15	0,715	0,055
16.	0,1044	0,0218	0,1328	0,1262	0,0067	5,01	0,209	115,99	4,09	0,764	0,074
17.	0,1006	0,0169	0,1262	0,1175	0,0087	6,90	0,168	119,69	5,11	0,748	0,089
18.	0,0970	0,0119	0,1196	0,1090	0,0106	8,90	0,123	126,70	6,35	0,649	0,105
19.	0,0940	0,0284	0,1321	0,1224	0,0097	7,32	0,302	125,30	3,28	0,812	0,055
20.	0,0940	0,0245	0,1254	0,1185	0,0069	5,52	0,261	128,06	4,14	0,871	0,068
21.	0,0950	0,0223	0,1210	0,1172	0,0038	3,13	0,234	123,38	4,75	0,939	0,082
22.	0,0973	0,0172	0,1172	0,1145	0,0027	2,30	0,177	121,57	5,58	0,851	0,097
23.	0,0972	0,0140	0,1157	0,1112	0,0045	3,92	0,144	127,28	6,77	0,811	0,113
24.	0,0958	0,0202	0,1156	0,1160	-0,0004	-0,38	0,211	127,47	6,10	1,062	0,103
25.	0,0977	0,0175	0,1139	0,1152	-0,0013	-1,16	0,179	129,35	6,50	0,949	0,108
26.	0,0974	0,0144	0,1149	0,1117	0,0031	2,72	0,148	125,23	6,45	0,801	0,111
27.	0,0973	0,0124	0,1113	0,1097	0,0016	1,47	0,128	119,24	6,72	0,763	0,121

Nr.	G_p	G_s	G	G_p+G_s	ΔG	$\frac{\Delta G}{G} \times 100$	u	Δi_0	Δi_1	η	Δp
	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	%	-	kJ/kg	kJ/kg	%	bar
28.	0,1191	0,0385	0,1696	0,1576	0,0120	7,06	0,324	123,42	0,27	0,072	0,005
29.	0,1192	0,0343	0,1650	0,1535	0,0115	6,97	0,288	129,00	0,86	0,193	0,016
30.	0,1214	0,0312	0,1614	0,1526	0,0088	5,47	0,257	126,91	1,68	0,345	0,032
31.	0,1195	0,0259	0,1575	0,1454	0,0121	7,66	0,216	127,21	2,81	0,489	0,053
32.	0,1179	0,0194	0,1476	0,1373	0,0103	6,99	0,164	134,69	4,45	0,562	0,079
33.	0,1135	0,0137	0,1375	0,1272	0,0103	7,51	0,121	134,61	5,63	0,526	0,100
34.	0,1160	0,0283	0,1551	0,1443	0,0108	6,97	0,244	130,38	2,84	0,543	0,053
35.	0,1125	0,0223	0,1457	0,1348	0,0109	7,48	0,198	135,74	3,69	0,554	0,066
36.	0,1128	0,0198	0,1426	0,1326	0,0099	6,97	0,176	140,22	4,87	0,633	0,084
37.	0,1130	0,0139	0,1336	0,1269	0,0067	5,01	0,123	143,58	7,00	0,631	0,118
38.	0,1132	0,0224	0,1357	0,1357	0,0000	0,00	0,198	142,31	6,09	0,884	0,105
39.	0,1135	0,0174	0,1323	0,1309	0,0014	1,04	0,153	143,79	6,76	0,755	0,116
40.	0,1144	0,0123	0,1269	0,1268	0,0001	0,07	0,108	145,61	7,77	0,607	0,132

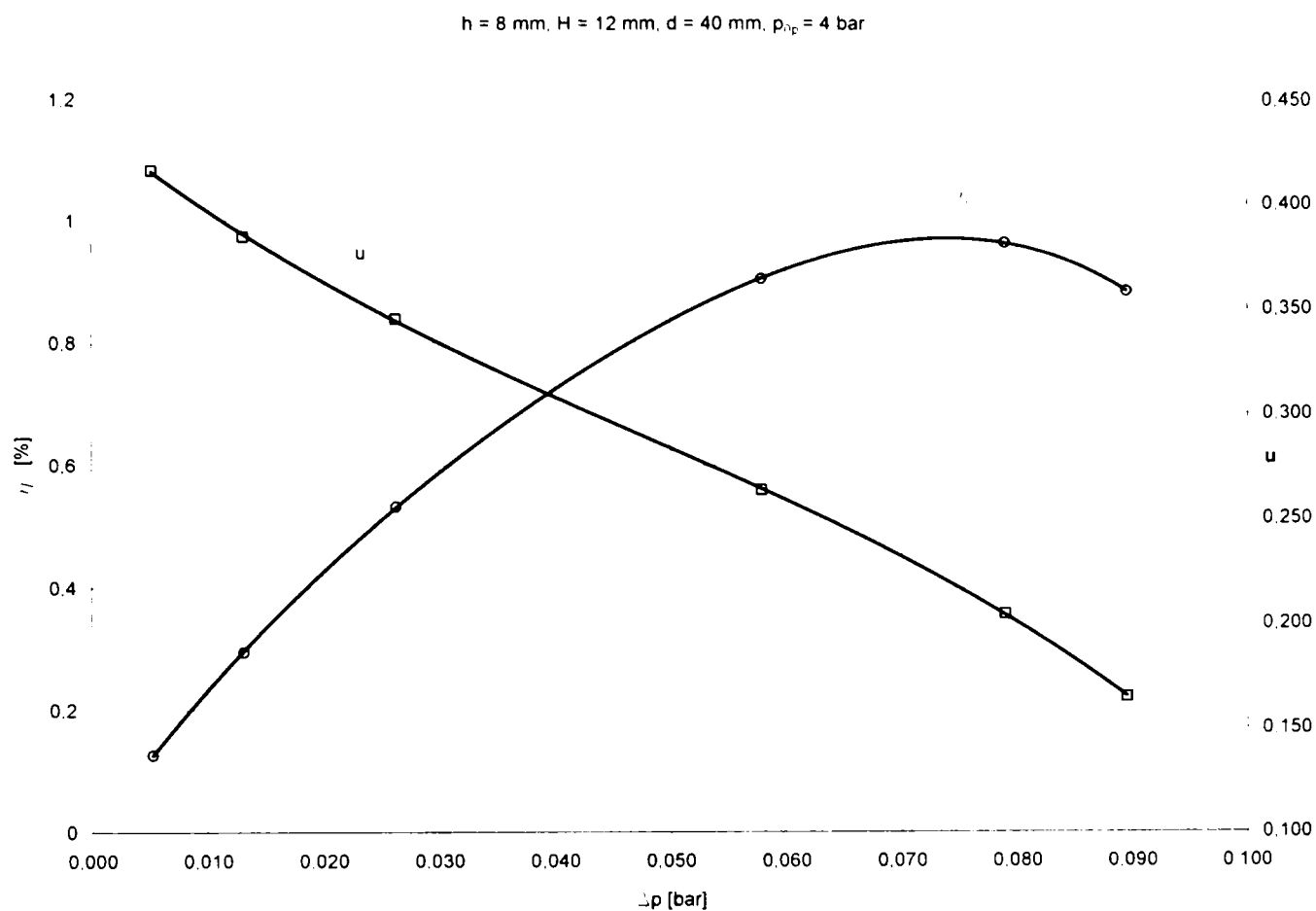


Fig. A4.1. Dependentele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (12-8-40) la $p_{0p} = 4$ bar

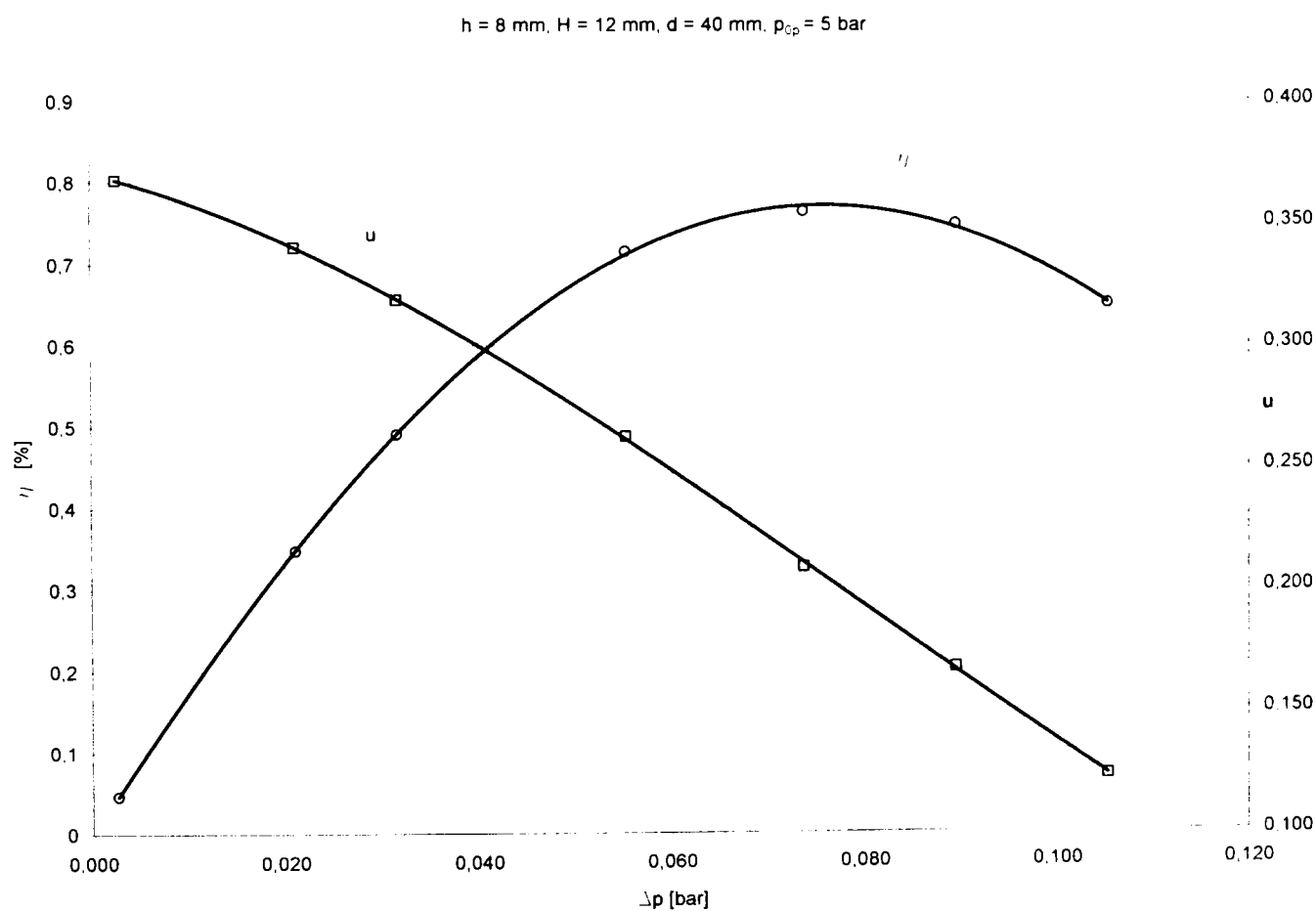


Fig. A4.2. Dependentele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (12-8-40) la $p_{0p} = 5$ bar

$h = 8 \text{ mm}$, $H = 12 \text{ mm}$, $d = 40 \text{ mm}$, $p_{0p} = 6 \text{ bar}$

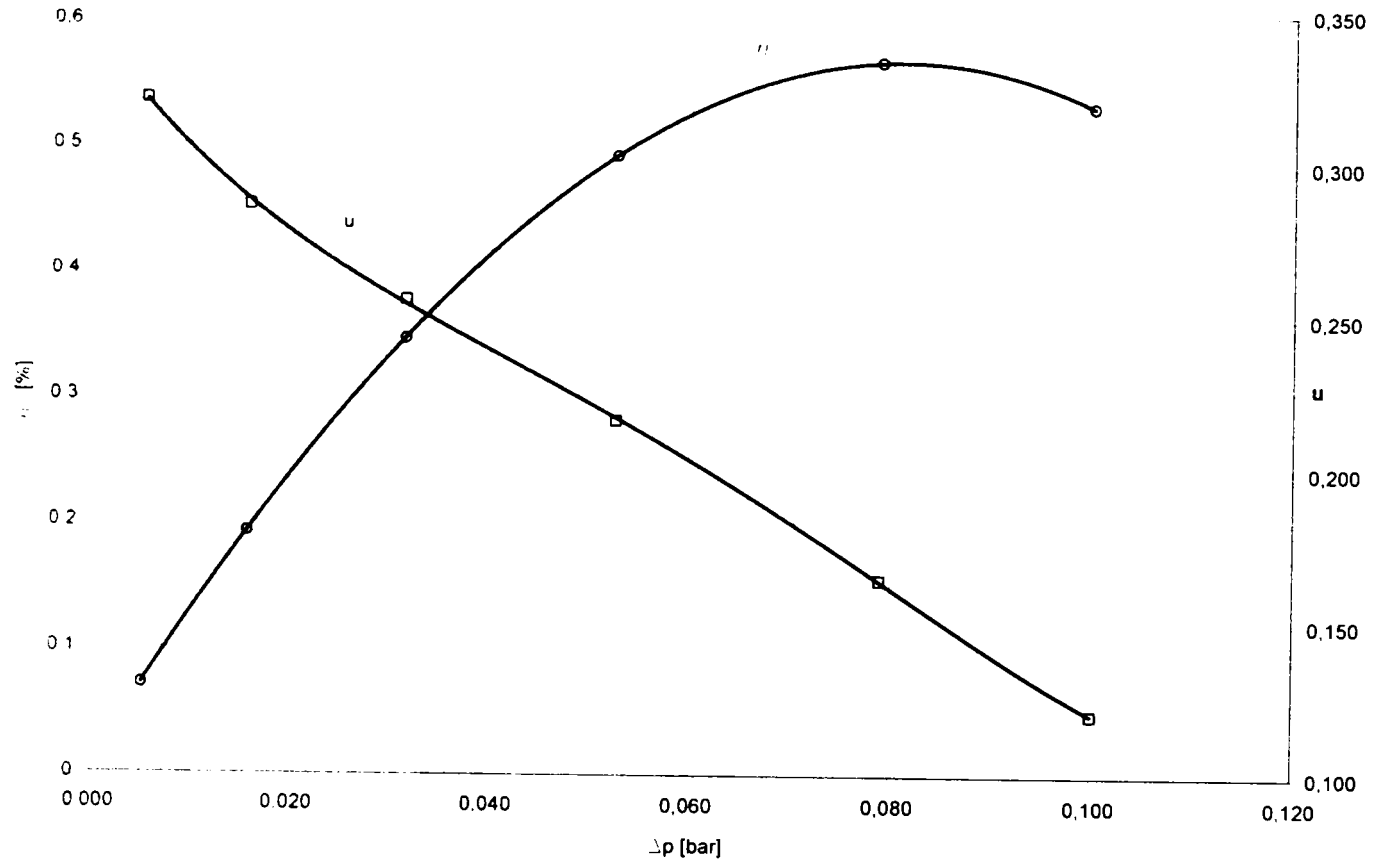


Fig. A4.3. Dependențele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (12-8-40) la $p_{0p} = 6 \text{ bar}$

Presiuni statice ($h = 8 \text{ mm}$, $H = 12 \text{ mm}$, $d = 40 \text{ mm}$, $p_{0p} = 6 \text{ bar}$, $p_6 = 1 \text{ bar}$)

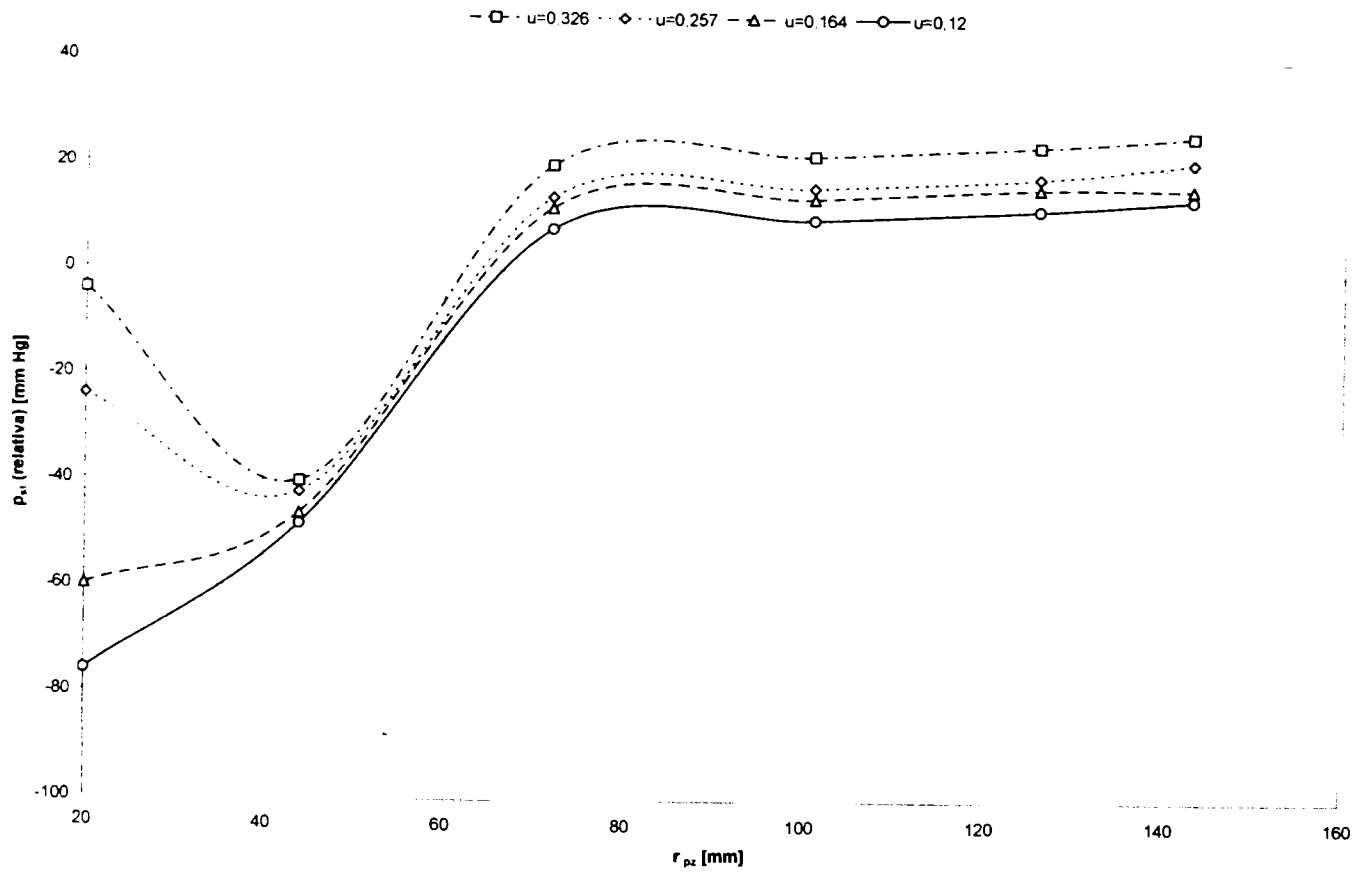


Fig. A4.4. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (12-8-40) și $p_6 = 1 \text{ bar}$

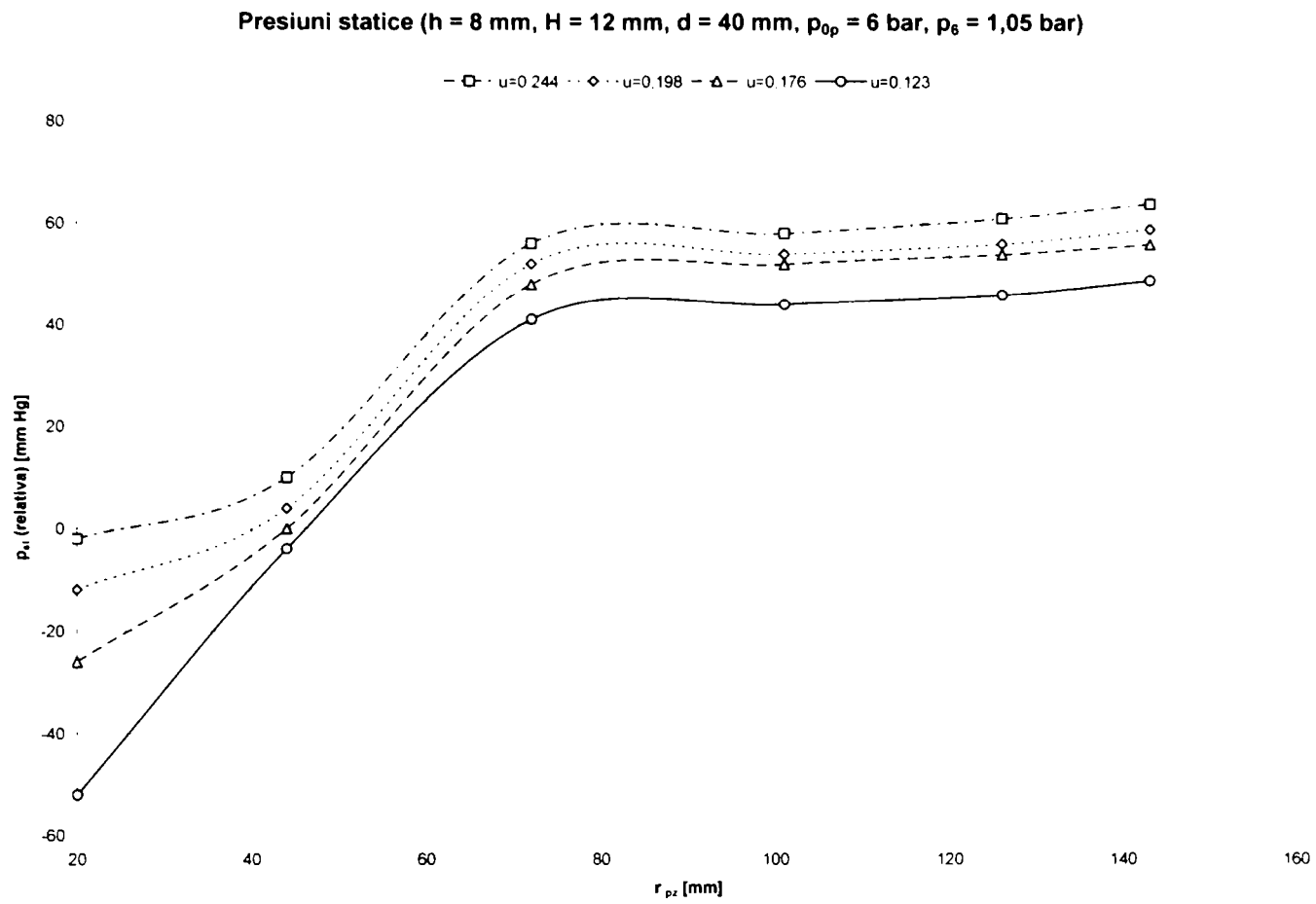


Fig. A4.5. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (12-8-40) și $p_6 = 1.05$ bar

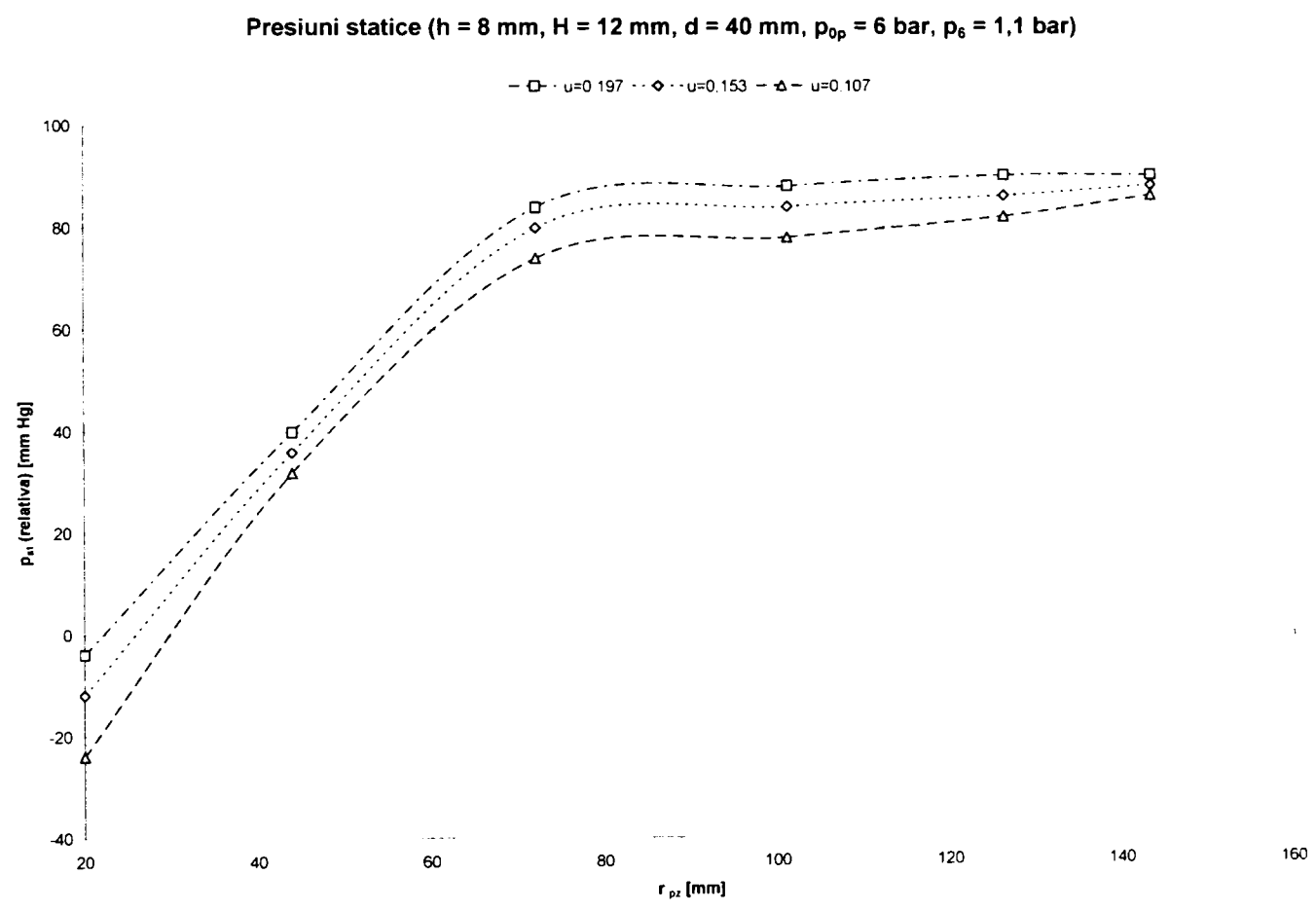


Fig. A4.6. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (12-8-40) și $p_6 = 1.1$ bar

Anexa 5

Rezultatele măsurătorilor, mărimi calculate
și reprezentări grafice pentru ejectorul radial (6 – 2 – 40)

$d_1 = 10 \text{ mm}$	$A_1 = 62.83 \text{ mm}^2$
$d_2 = 40 \text{ mm}$	$A_2 = 251.32 \text{ mm}^2$
$d_4 = 70 \text{ mm}$	$A_4 = 1759.29 \text{ mm}^2$
$d_5 = 72 \text{ mm}$	$A_5 = 1357.17 \text{ mm}^2$
$d_6 = 10 \text{ mm}$	$A_6 = 5654.86 \text{ mm}^2$
$h = 2 \text{ mm}$	$H = 6 \text{ mm} ; H_4 = 8 \text{ mm}$

Tab.A5.1. Ejectorul radial (6..2..40) – parametri măsurați și calculul entalpiilor

Nr.	p_{0p}	t_{0p}	i_p	Δp_p	p_{0s-r}	p_{0s}	t_{0s}	i_s	Δp_s	p_6	t_6	i_6	Δp_6
	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	mm Hg	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	4	50	322.75	72	-4	0.995	24	296.88	21	1	37	309.80	51
2.	4	43	315.77	69	-8	0.989	24	296.88	19	1	39	311.79	50
3.	4	38	310.79	70	-16	0.979	24	296.88	17	1	38	310.79	47
4.	4	34	306.81	66	-30	0.961	24	296.88	14	1	38	310.79	42
5.	4	42	314.77	69	-50	0.934	25	297.88	11	1	37	309.80	38
6.	4	50	322.75	71	-80	0.895	25	297.88	7	1	37	309.80	33
7.	4	51	323.75	73	-100	0.868	25	297.88	4	1	37	309.80	28
8.	4	48	320.75	69	-120	0.842	25	297.88	2	1	38	310.79	24
9.	4	38	310.79	66	-2	0.997	25	297.88	13	1.05	37	309.80	38
10.	4	36	308.80	67	-10	0.987	25	297.88	10	1.05	36	308.80	35
11.	4	45	317.76	64	-20	0.974	25	297.88	8	1.05	35	307.81	32
12.	4	54	326.74	62	-42	0.945	25	297.88	6	1.05	36	308.80	27
13.	4	49	321.75	69	-69	0.909	25	297.88	4	1.05	36	308.80	25
14.	4	42	314.77	64	-89	0.883	26	298.87	2	1.05	35	307.81	19
15.	4	37	309.80	66	-2	0.997	25	297.88	8.5	1.1	31	303.83	30
16.	4	41	313.78	71	-10	0.987	25	297.88	6	1.1	30	302.84	29
17.	4	52	324.74	69	-16	0.979	25	297.88	4.5	1.1	35	307.81	26
18.	4	53	325.74	62	-32	0.958	25	297.88	2	1.1	36	308.80	19
19.	5	39	311.79	82	-4	0.995	25	297.88	24	1	29	301.85	68
20.	5	50	322.75	84	-13	0.983	25	297.88	22	1	34	306.81	63
21.	5	58	330.74	80	-32	0.958	25	297.88	18	1	35	307.81	57
22.	5	55	327.74	80	-54	0.929	25	297.88	15	1	36	308.80	50
23.	5	47	319.76	80	-80	0.895	25	297.88	12	1	32	304.83	48
24.	5	49	321.75	82	-110	0.855	25	297.88	8	1	36	308.80	45
25.	5	56	328.74	81	-128	0.832	25	297.88	5	1	37	309.80	39
26.	5	63	335.74	88	-136	0.821	25	297.88	3	1	38	310.79	33
27.	5	66	338.74	81	-6	0.992	25	297.88	16	1.05	39	311.79	53
28.	5	60	332.74	83	-14	0.982	25	297.88	14	1.05	41	313.78	52
29.	5	52	324.74	77	-24	0.968	25	297.88	12	1.05	41	313.78	48

Nr.	p_{0p} bar	t_{0p} °C	i_p kJ/kg	Δp_p mm H ₂ O	p_{0s-r} mm Hg	p_{0s} bar	t_{0s} °C	i_s kJ/kg	Δp_s mm H ₂ O	p_6 bar	t_6 °C	i_6 kJ/kg	Δp_6 mm H ₂ O
30.	5	46	318.76	90	-44	0.942	24	296.88	10	1,05	40	312,78	50
31.	5	47	319.76	81	-62	0.918	24	296.88	8	1,05	38	310,79	43
32.	5	57	329.74	85	-92	0.879	25	297.88	5	1,05	38	310,79	37
33.	5	61	333.74	85	-115	0.849	25	297.88	2	1,05	39	311,79	29
34.	5	55	327.74	80	-2	0.997	25	297.88	11	1,1	40	312,78	42
35.	5	48	320.75	78	-16	0.979	25	297.88	7	1,1	40	312,78	38
36.	5	48	320.75	77	-40	0.947	25	297.88	4	1,1	40	312,78	33
37.	5	52	324.74	80	-80	0.895	24	296.88	2	1,1	39	311,79	30
38.	6	54	326.74	99	-6	0.992	24	296.88	30	1	25	297,88	81
39.	6	63	335.74	93	-20	0.974	24	296.88	25	1	28	300,85	78
40.	6	70	342.75	95	-36	0.953	25	297.88	21	1	29	301,85	74
41.	6	78	350.77	102	-52	0.932	26	298.87	19	1	29	301,85	71
42.	6	82	354.79	107	-68	0.911	27	299.86	16	1	37	309,80	68
43.	6	84	356.80	107	-84	0.889	27	299.86	13	1	41	313,78	64
44.	6	87	359.81	109	-100	0.868	28	300.85	11	1	44	316,77	61
45.	6	91	363.84	107	-122	0.839	29	301.85	8	1	46	318,76	56
46.	6	79	351.77	95	-136	0.821	29	301.85	6	1	41	313,78	50
47.	6	87	359.81	99	-156	0.795	29	301.85	4	1	46	318,76	45
48.	6	95	367.87	92	-180	0.763	29	301.85	2	1	45	317,76	40
49.	6	57	329.74	93	-2	0.997	27	299.86	22	1,05	47	319,76	77
50.	6	56	328.74	95	-16	0.979	28	300.85	19	1,05	47	319,76	74
51.	6	63	335.74	93	-46	0.939	26	298.87	17	1,05	46	318,76	67
52.	6	70	342.75	96	-68	0.911	25	297.88	12	1,05	46	318,76	60
53.	6	66	338.74	90	-84	0.889	25	297.88	8	1,05	46	318,76	52
54.	6	53	325.74	100	-100	0.868	25	297.88	5	1,05	46	318,76	51
55.	6	54	326.74	103	-132	0.826	26	298.87	3	1,05	45	317,76	47
56.	6	55	327.74	99	-148	0.805	26	298.87	2	1,05	44	316,77	40
57.	6	54	326.74	97	-2	0.997	26	298.87	16	1,1	44	316,77	64
58.	6	54	326.74	88	-8	0.989	26	298.87	14	1,1	43	315,77	61
59.	6	54	326.74	88	-28	0.963	26	298.87	10	1,1	42	314,77	54
60.	6	54	326.74	93	-50	0.934	26	298.87	8	1,1	41	313,78	49
61.	6	53	325.74	95	-72	0.905	26	298.87	4	1,1	40	312,78	43
62.	6	52	324.74	94	-92	0.879	26	298.87	2	1,1	40	312,78	36

Tab. A5.2. Ejectorul radial (6..2..40) – presiunile statice măsurate pe plăcile difuzoare

Nr.	u	P_{40-r} (P_{0s-r}) mm Hg	P_{88-r} mm Hg	P_{144-r} mm Hg	P_{202-r} mm Hg	P_{252-r} mm Hg	P_{286-r} mm Hg	P_{40} (P_{0s}) bar	P_{88} bar	P_{144} bar	P_{202} bar	P_{252} bar	P_{286} bar
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	0,741	-4	-26	0	8	10	12	0,995	0,966	1,000	1,011	1,013	1,016
2.	0,711	-8	-25	0	4	8	10	0,989	0,967	1,000	1,005	1,011	1,013
3.	0,660	-16	-28	-2	4	6	8	0,979	0,963	0,997	1,005	1,008	1,011
4.	0,608	-30	-28	-4	2	4	6	0,961	0,963	0,995	1,003	1,005	1,008
5.	0,527	-50	-25	-4	2	4	4	0,934	0,967	0,995	1,003	1,005	1,005
6.	0,412	-80	-25	-4	0	2	4	0,895	0,967	0,995	1,000	1,003	1,005
7.	0,305	-100	-25	-4	-2	0	2	0,868	0,967	0,995	0,997	1,000	1,003
8.	0,220	-120	-23	-6	-4	-2	0	0,842	0,970	0,992	0,995	0,997	1,000

Nr.	u	P _{40-r} (P _{05-r}) mm Hg	P _{88-r} mm Hg	P _{144-r} mm Hg	P _{202-r} mm Hg	P _{252-r} mm Hg	P _{286-r} mm Hg	P ₄₀ (P ₀₅) bar	P ₈₈ bar	P ₁₄₄ bar	P ₂₀₂ bar	P ₂₅₂ bar	P ₂₈₆ bar
9.	0.600	-2	19	42	45	49	49	0.997	1.025	1.055	1.059	1.064	1.064
10.	0.519	-10	19	40	44	47	49	0.987	1.025	1.053	1.058	1.062	1.064
11.	0.480	-20	16	34	39	43	45	0.974	1.021	1.045	1.051	1.057	1.059
12.	0.423	-42	10	30	34	39	40	0.945	1.013	1.039	1.045	1.051	1.053
13.	0.320	-69	8	28	33	37	38	0.909	1.011	1.037	1.043	1.049	1.050
14.	0.231	-89	6	28	33	35	36	0.883	1.008	1.037	1.043	1.046	1.047
15.	0.486	-2	48	66	72	76	78	0.997	1.063	1.087	1.095	1.100	1.103
16.	0.396	-10	44	64	68	71	74	0.987	1.058	1.084	1.089	1.093	1.097
17.	0.353	-16	40	62	65	68	72	0.979	1.053	1.082	1.086	1.089	1.095
18.	0.249	-32	38	60	62	66	68	0.958	1.050	1.079	1.082	1.087	1.089
19.	0.651	-4	-16	4	10	14	14	0.995	0.979	1.005	1.013	1.018	1.018
20.	0.623	-13	-18	2	6	10	12	0.983	0.976	1.003	1.008	1.013	1.016
21.	0.578	-32	-18	2	6	8	10	0.958	0.976	1.003	1.008	1.011	1.013
22.	0.518	-54	-20	0	6	6	8	0.929	0.974	1.000	1.008	1.008	1.011
23.	0.451	-80	-24	-2	4	6	6	0.895	0.968	0.997	1.005	1.008	1.008
24.	0.358	-110	-27	-2	4	4	4	0.855	0.964	0.997	1.005	1.005	1.005
25.	0.285	-128	-27	-4	2	4	4	0.832	0.964	0.995	1.003	1.005	1.005
26.	0.214	-136	-29	-6	0	2	2	0.821	0.962	0.992	1.000	1.003	1.003
27.	0.559	-6	13	40	46	48	50	0.992	1.017	1.053	1.061	1.063	1.066
28.	0.509	-14	10	36	40	44	46	0.982	1.013	1.047	1.053	1.058	1.061
29.	0.481	-24	12	34	38	42	44	0.968	1.016	1.045	1.050	1.055	1.058
30.	0.399	-44	10	32	34	38	40	0.942	1.013	1.042	1.045	1.050	1.053
31.	0.372	-62	8	28	32	36	38	0.918	1.011	1.037	1.042	1.047	1.050
32.	0.287	-92	8	28	30	34	38	0.879	1.011	1.037	1.039	1.045	1.050
33.	0.182	-115	6	26	28	32	36	0.849	1.008	1.034	1.037	1.042	1.047
34.	0.461	-2	46	76	80	82	86	0.997	1.061	1.100	1.105	1.108	1.113
35.	0.367	-16	41	70	78	80	82	0.979	1.054	1.092	1.103	1.105	1.108
36.	0.276	-40	38	70	76	78	78	0.947	1.050	1.092	1.100	1.103	1.103
37.	0.190	-80	32	72	74	74	74	0.895	1.042	1.095	1.097	1.097	1.097
38.	0.619	-6	-16	14	18	20	24	0.992	0.979	1.018	1.024	1.026	1.032
39.	0.586	-20	-16	10	14	18	20	0.974	0.979	1.013	1.018	1.024	1.026
40.	0.531	-36	-20	8	10	12	15	0.953	0.974	1.011	1.013	1.016	1.020
41.	0.487	-52	-24	4	8	10	12	0.932	0.968	1.005	1.011	1.013	1.016
42.	0.434	-68	-28	2	4	8	10	0.911	0.963	1.003	1.005	1.011	1.013
43.	0.388	-84	-28	-2	0	4	8	0.889	0.963	0.997	1.000	1.005	1.011
44.	0.351	-100	-28	-4	0	2	6	0.868	0.963	0.995	1.000	1.003	1.008
45.	0.299	-122	-28	-6	-2	0	6	0.839	0.963	0.992	0.997	1.000	1.008
46.	0.269	-136	-28	-6	-2	0	4	0.821	0.963	0.992	0.997	1.000	1.005
47.	0.215	-156	-30	-8	-4	0	4	0.795	0.961	0.989	0.995	1.000	1.005
48.	0.158	-180	-30	-10	-6	-2	2	0.763	0.961	0.987	0.992	0.997	1.003
49.	0.549	-2	19	46	49	53	56	0.997	1.025	1.061	1.064	1.070	1.074
50.	0.499	-16	14	40	46	49	52	0.979	1.018	1.053	1.061	1.064	1.068
51.	0.474	-46	10	37	42	44	49	0.939	1.013	1.049	1.055	1.058	1.064
52.	0.392	-68	10	37	39	42	46	0.911	1.013	1.049	1.051	1.055	1.061
53.	0.326	-84	6	34	36	41	42	0.889	1.008	1.045	1.047	1.054	1.055
54.	0.238	-100	4	34	36	39	42	0.868	1.005	1.045	1.047	1.051	1.055
55.	0.179	-132	4	30	34	38	41	0.826	1.005	1.039	1.045	1.050	1.054
56.	0.148	-148	4	28	32	36	38	0.805	1.005	1.037	1.042	1.047	1.050

Nr.	u	P_{40-r}	P_{88-r}	P_{144-r}	P_{202-r}	P_{252-r}	P_{286-r}	P_{40}	P_{88}	P_{144}	P_{202}	P_{252}	P_{286}
		(P_{05-r})							(P_{05})				
		mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	bar	bar	bar	bar	bar	bar
57.	0.458	-2	43	74	79	83	83	0,997	1,057	1,097	1,104	1,109	1,109
58.	0.449	-8	40	69	76	80	80	0,989	1,053	1,091	1,100	1,105	1,105
59.	0.375	-28	36	63	72	76	76	0,963	1,047	1,083	1,095	1,100	1,100
60.	0.322	-50	32	58	68	74	76	0,934	1,042	1,076	1,089	1,097	1,100
61.	0.224	-72	30	56	66	74	74	0,905	1,039	1,074	1,087	1,097	1,097
62.	0.158	-92	28	54	64	72	74	0,879	1,037	1,071	1,084	1,095	1,097

Tab.A5.3. Ejectorul radial (6..2..40) – mărimi calculate

Nr.	G_p	G_s	G	G_p+G_s	ΔG	$\Delta G/G$	u	Δi_0	Δi_1	η	Δp
	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	%		-	kJ/kg		
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
1.	0.0611	0.0453	0.1138	0.1065	0.0074	6.47	0,741	104,52	0,32	0,227	0,005
2.	0.0605	0.0430	0.1124	0.1035	0.0088	7.85	0,711	102,43	0,62	0,436	0,011
3.	0.0614	0.0405	0.1091	0.1020	0.0072	6.58	0,660	101,34	1,23	0,813	0,021
4.	0.0600	0.0365	0.1032	0.0965	0.0067	6.48	0,608	101,04	2,30	1,414	0,039
5.	0.0606	0.0319	0.0984	0.0925	0.0059	5.95	0,527	105,44	3,97	2,061	0,066
6.	0.0607	0.0250	0.0917	0.0858	0.0060	6.53	0,412	110,82	6,62	2,620	0,105
7.	0.0615	0.0188	0.0846	0.0802	0.0043	5,12	0,305	112,93	8,39	2,451	0,132
8.	0.0600	0.0132	0.0782	0.0733	0.0050	6.36	0,220	113,59	10,07	2,141	0,158
9.	0.0597	0.0358	0.1008	0.0954	0.0054	5.32	0,600	100,26	3,01	1,858	0,053
10.	0.0603	0.0313	0.0969	0.0916	0.0053	5.51	0,519	100,19	3,60	1,936	0,063
11.	0.0581	0.0279	0.0929	0.0860	0.0069	7.44	0,480	104,07	4,51	2,171	0,076
12.	0.0564	0.0238	0.0852	0.0803	0.0050	5.85	0,423	109,03	6,47	2,667	0,105
13.	0.0600	0.0192	0.0821	0.0792	0.0029	3.53	0,320	109,52	8,63	2,738	0,141
14.	0.0584	0.0135	0.0717	0.0719	-0.0001	-0.21	0,231	108,68	10,10	2,370	0,167
15.	0.0598	0.0290	0.0927	0.0888	0.0039	4.16	0,486	99,92	5,76	2,972	0,103
16.	0.0616	0.0244	0.0913	0.0859	0.0053	5.83	0,396	101,90	6,46	2,677	0,113
17.	0.0597	0.0211	0.0858	0.0808	0.0050	5.83	0,353	106,18	7,18	2,563	0,121
18.	0.0565	0.0141	0.0733	0.0706	0.0027	3.74	0,249	107,84	8,52	2,136	0,142
19.	0.0742	0.0483	0.1330	0.1225	0.0104	7.84	0,651	113,33	0,29	0,166	0,005
20.	0.0738	0.0460	0.1270	0.1198	0.0072	5.63	0,623	118,24	0,97	0,518	0,017
21.	0.0712	0.0412	0.1207	0.1123	0.0083	6,90	0,578	122,83	2,48	1,193	0,042
22.	0.0715	0.0371	0.1129	0.1086	0.0043	3.84	0,518	123,38	4,19	1,824	0,071
23.	0.0724	0.0326	0.1113	0.1050	0.0064	5,71	0,451	122,25	6,13	2,380	0,105
24.	0.0730	0.0261	0.1072	0.0992	0.0080	7,43	0,358	125,50	8,62	2,639	0,145
25.	0.0718	0.0205	0.0997	0.0923	0.0073	7,36	0,285	129,93	10,36	2,471	0,168
26.	0.0741	0.0159	0.0916	0.0900	0.0016	1.79	0,214	133,57	11,30	1,981	0,179
27.	0.0708	0.0395	0.1185	0.1103	0.0082	6,93	0,559	123,91	3,40	1,575	0,058
28.	0.0723	0.0368	0.1170	0.1091	0.0079	6,77	0,509	122,20	3,96	1,705	0,068
29.	0.0705	0.0339	0.1125	0.1044	0.0081	7,20	0,481	119,85	4,62	1,929	0,082
30.	0.0769	0.0306	0.1149	0.1075	0.0074	6,47	0,399	119,03	6,05	2,134	0,108
31.	0.0728	0.0271	0.1070	0.0999	0.0071	6,60	0,372	120,82	7,47	2,453	0,132
32.	0.0735	0.0211	0.0993	0.0945	0.0048	4,84	0,287	127,29	10,17	2,490	0,171
33.	0.0730	0.0133	0.0879	0.0863	0.0016	1.83	0,182	130,89	12,27	1,879	0,201

Nr.	G_p	G_s	G	G_p+G_s	ΔG	$\frac{\Delta G}{G} \times 100$	u	Δi_0	Δi_1	η	Δp
	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	%	-	kJ/kg	kJ/kg	%	bar
34.	0.0715	0.0330	0.1079	0.1045	0.0035	3.20	0.461	119.34	5.71	2.318	0.103
35.	0.0714	0.0262	0.1027	0.0975	0.0052	5.03	0.367	117.69	6.63	2.189	0.121
36.	0.0709	0.0196	0.0958	0.0905	0.0053	5.49	0.276	119.51	8.45	2.103	0.153
37.	0.0718	0.0136	0.0915	0.0854	0.0060	6.59	0.190	124.27	11.74	1.980	0.205
38.	0.0872	0.0540	0.1459	0.1412	0.0048	3.26	0.619	129.41	0.43	0.206	0.008
39.	0.0834	0.0489	0.1425	0.1323	0.0102	7.19	0.586	134.23	1.48	0.655	0.026
40.	0.0834	0.0443	0.1386	0.1277	0.0109	7.87	0.531	138.43	2.75	1.076	0.047
41.	0.0855	0.0416	0.1358	0.1271	0.0087	6.43	0.487	143.14	4.10	1.437	0.068
42.	0.0870	0.0378	0.1312	0.1248	0.0064	4.91	0.434	146.20	5.47	1.686	0.089
43.	0.0868	0.0337	0.1266	0.1205	0.0061	4.79	0.388	148.42	6.85	1.880	0.111
44.	0.0872	0.0306	0.1230	0.1179	0.0051	4.17	0.351	151.13	8.30	2.040	0.132
45.	0.0860	0.0257	0.1175	0.1117	0.0058	4.97	0.299	154.89	10.36	2.146	0.161
46.	0.0824	0.0221	0.1120	0.1045	0.0075	6.70	0.269	150.70	11.23	2.163	0.179
47.	0.0831	0.0179	0.1055	0.1010	0.0045	4.23	0.215	156.17	13.33	2.006	0.205
48.	0.0793	0.0125	0.0997	0.0918	0.0078	7.87	0.158	162.18	15.96	1.724	0.237
49.	0.0842	0.0462	0.1408	0.1304	0.0104	7.41	0.549	130.38	2.84	1.222	0.053
50.	0.0852	0.0425	0.1381	0.1277	0.0103	7.49	0.499	130.98	3.85	1.510	0.071
51.	0.0834	0.0396	0.1316	0.1230	0.0086	6.57	0.474	136.20	6.20	2.263	0.111
52.	0.0839	0.0329	0.1246	0.1168	0.0079	6.31	0.392	140.96	8.08	2.385	0.139
53.	0.0817	0.0267	0.1161	0.1084	0.0078	6.68	0.326	140.49	9.26	2.302	0.161
54.	0.0878	0.0209	0.1150	0.1087	0.0063	5.45	0.238	136.04	10.14	1.920	0.182
55.	0.0890	0.0159	0.1106	0.1049	0.0057	5.18	0.179	139.05	12.74	1.804	0.224
56.	0.0871	0.0129	0.1023	0.1000	0.0023	2.22	0.148	140.82	14.10	1.650	0.245
57.	0.0863	0.0396	0.1321	0.1259	0.0062	4.70	0.458	129.12	5.39	1.997	0.103
58.	0.0823	0.0369	0.1292	0.1192	0.0101	7.79	0.449	129.55	5.82	2.112	0.111
59.	0.0823	0.0309	0.1218	0.1131	0.0087	7.15	0.375	131.01	7.28	2.207	0.137
60.	0.0845	0.0273	0.1163	0.1118	0.0045	3.86	0.322	132.64	8.91	2.321	0.166
61.	0.0856	0.0191	0.1092	0.1047	0.0045	4.09	0.224	133.87	10.54	1.911	0.195
62.	0.0853	0.0135	0.1000	0.0987	0.0012	1.24	0.158	134.98	12.05	1.548	0.221

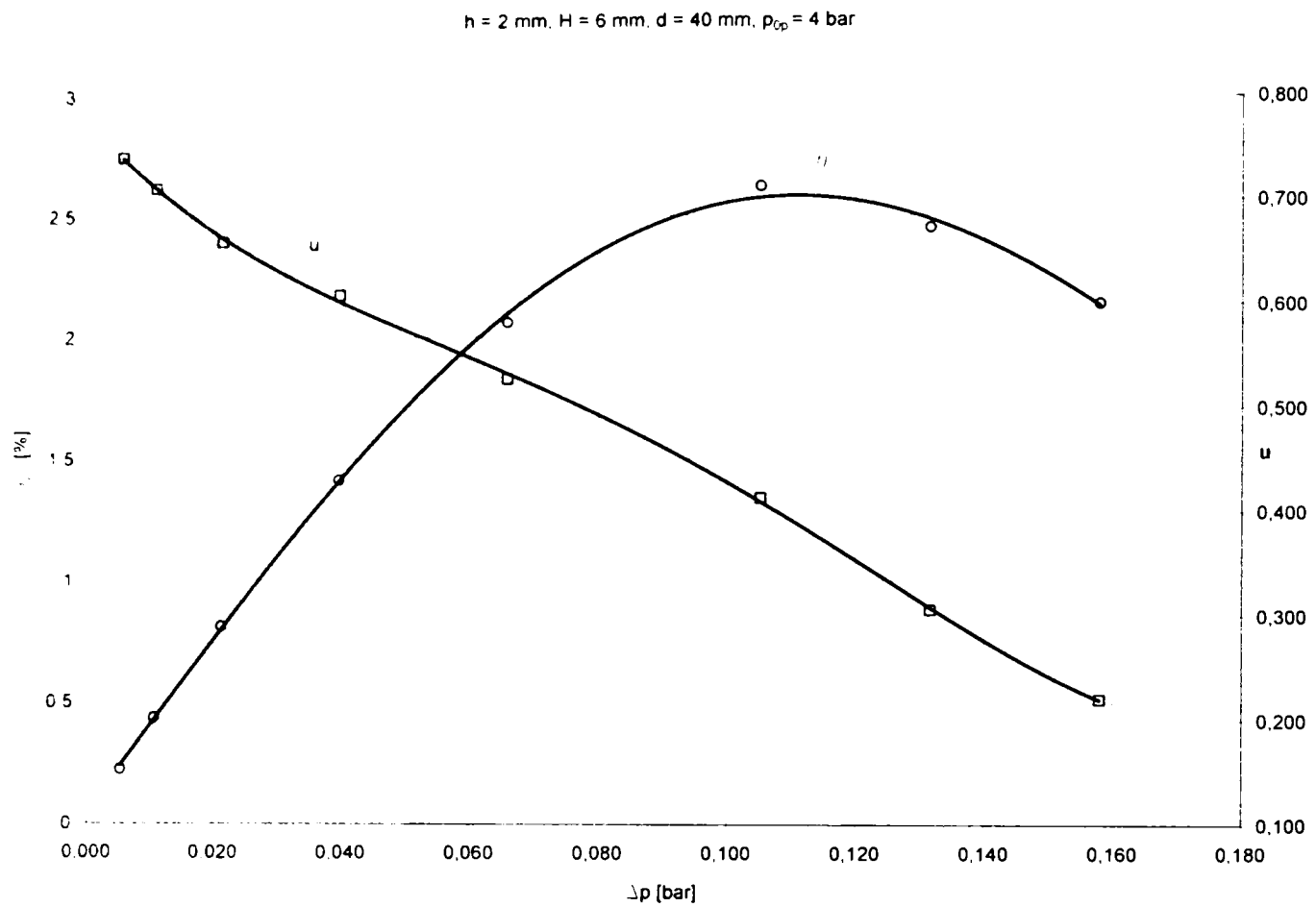


Fig. A5.1. Dependentele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (6-2-40) la $p_{0p} = 4 \text{ bar}$

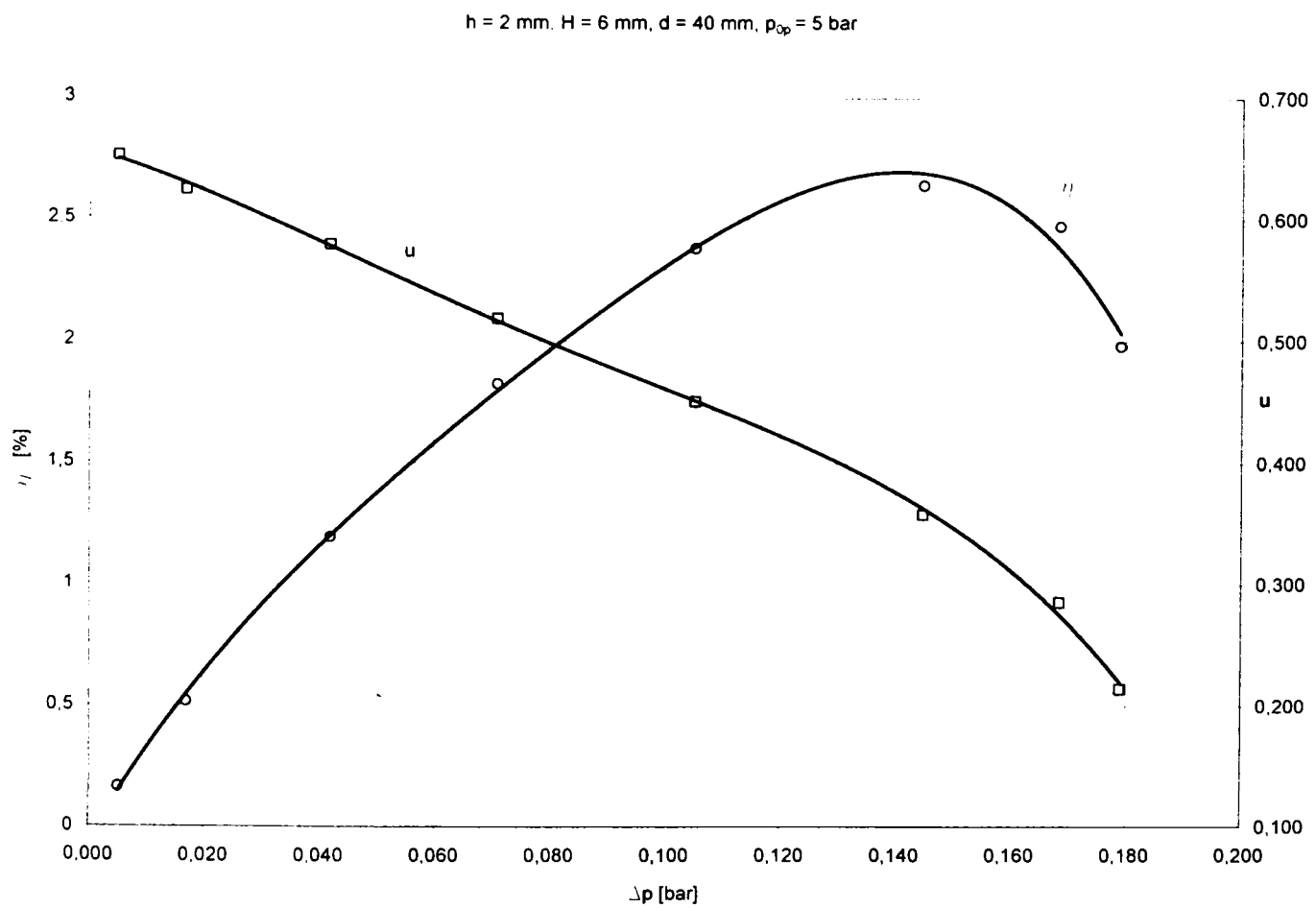


Fig. A5.2. Dependentele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (6-2-40) la $p_{0p} = 5 \text{ bar}$

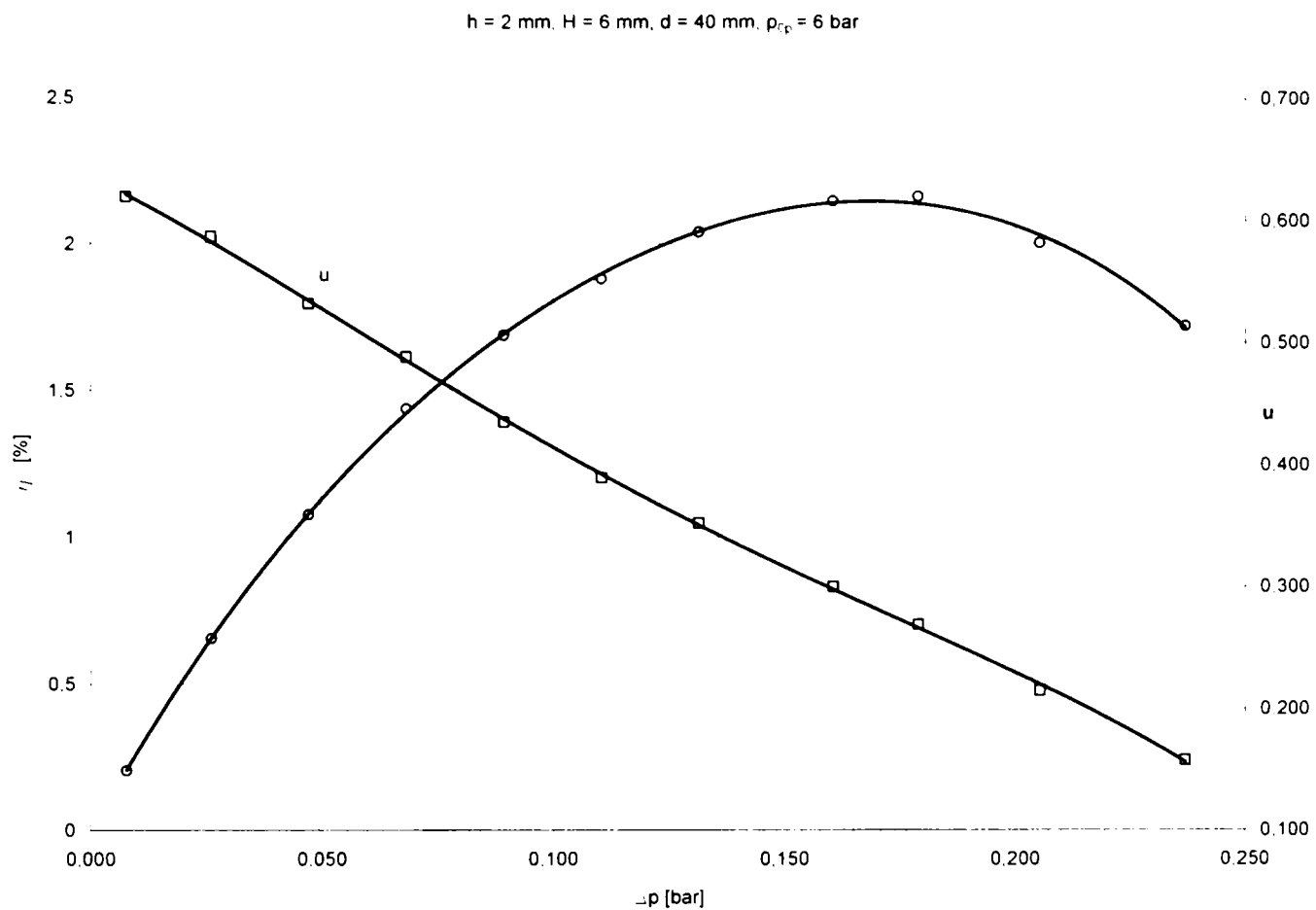


Fig. A5.3. Dependențele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (6-2-40) la $p_{0p} = 6 \text{ bar}$

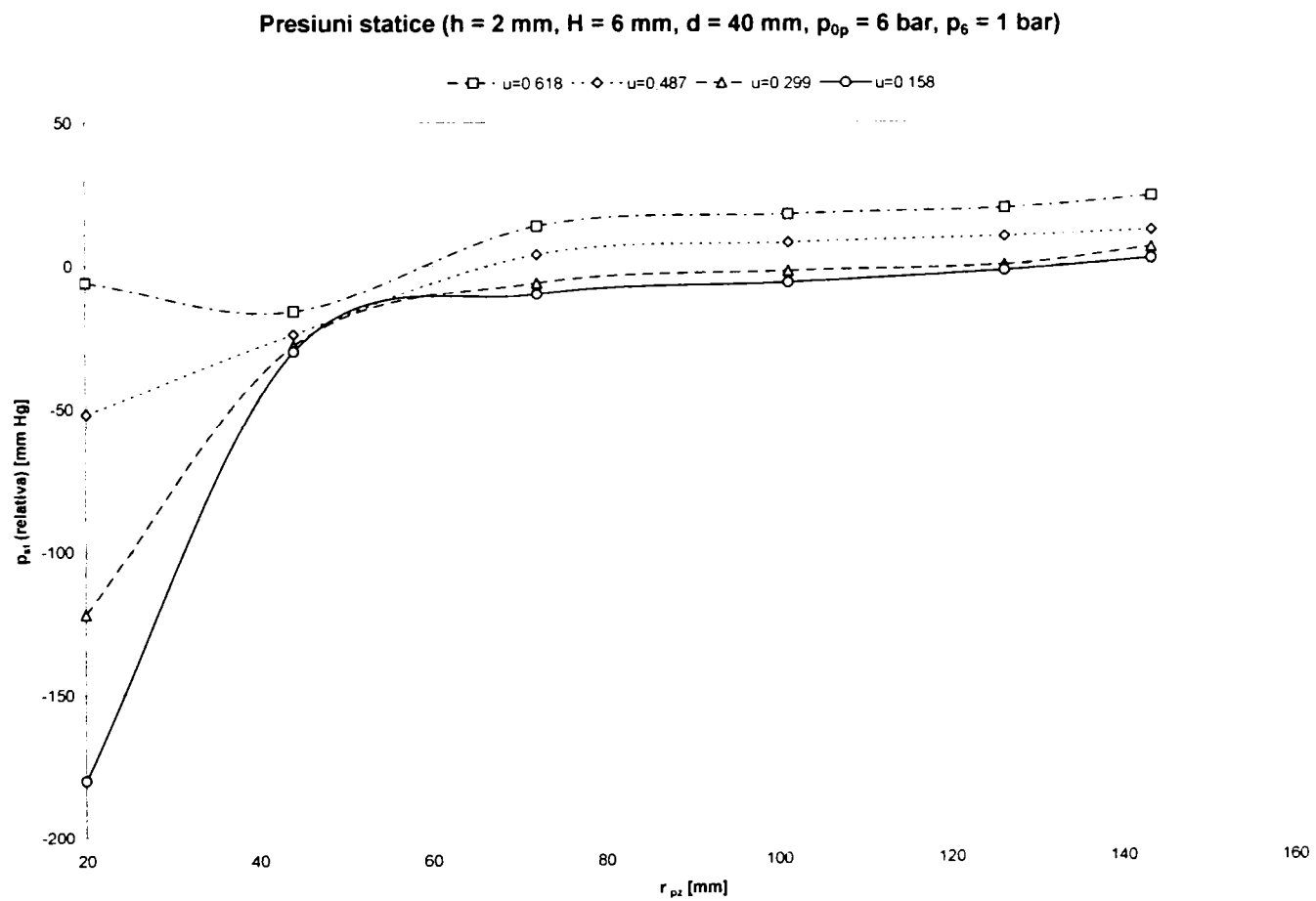


Fig. A5.4. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (6-2-40) și $p_6 = 1 \text{ bar}$

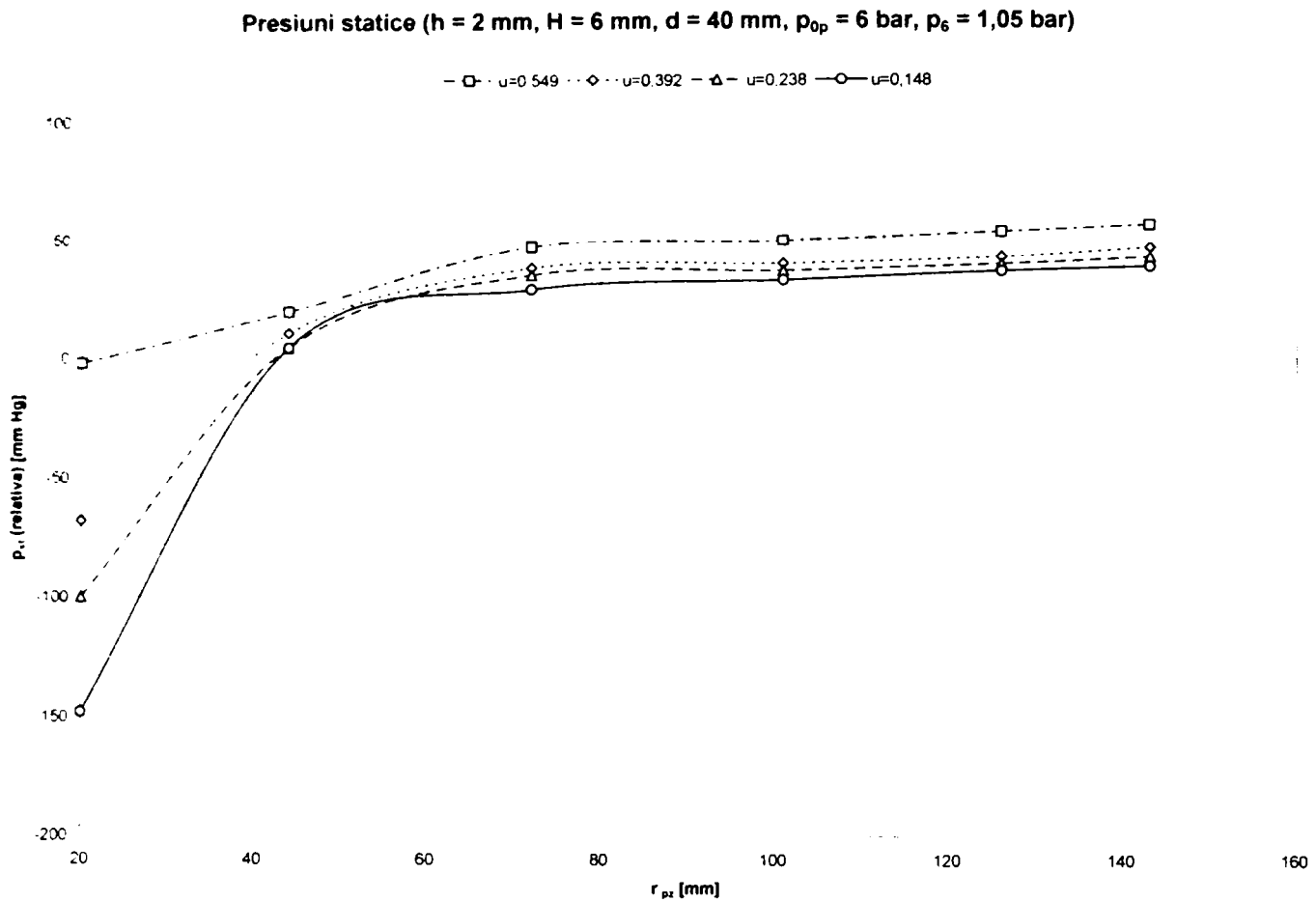


Fig. A5.5. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (6-2-40) și $p_6 = 1,05 \text{ bar}$

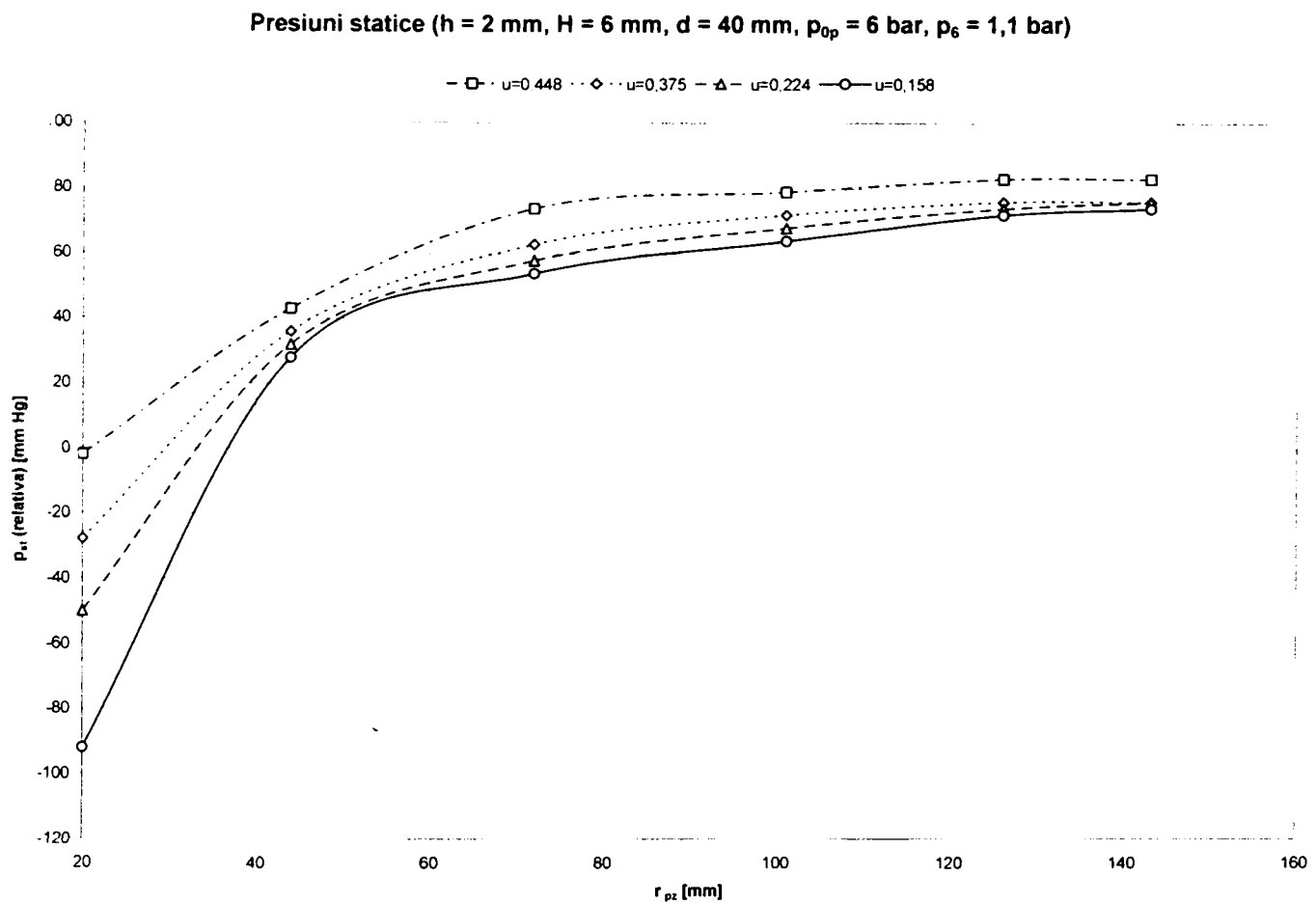


Fig. A5.6. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (6-2-40) și $p_6 = 1,1 \text{ bar}$

Anexa 6

Rezultatele măsurătorilor, mărimi calculate
și reprezentări grafice pentru ejectorul radial (8 – 2 – 40)

$d_1 = 10 \text{ mm}$	$A_1 = 62.83 \text{ mm}^2$
$d_2 = 40 \text{ mm}$	$A_2 = 251.32 \text{ mm}^2$
$d_4 = 70 \text{ mm}$	$A_4 = 2199.11 \text{ mm}^2$
$d_5 = 72 \text{ mm}$	$A_5 = 1805.55 \text{ mm}^2$
$d_6 = 300 \text{ mm}$	$A_6 = 7539.82 \text{ mm}^2$
$h = 2 \text{ mm}$	$H = 8 \text{ mm} ; H_4 = 10 \text{ mm}$

Tab.A6.1. Ejectorul radial (8..2..40) – parametri măsuțați și calculul entalpiilor

Nr.	p_{0p}	t_{0p}	i_p	Δp_p	p_{0s-r}	p_{0s}	t_{0s}	i_s	Δp_s	p_6	t_6	i_6	Δp_6
	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	mm Hg	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	4	28	300.85	60	-4	0.995	24	296.88	14	1	28	300.85	40
2.	4	27	299.86	63	-12	0.984	23	295.89	13	1	28	300.85	39
3.	4	27	299.86	55	-20	0.974	23	295.89	10	1	27	299.86	34
4.	4	27	299.86	60	-34	0.955	23	295.89	8	1	27	299.86	31
5.	4	32	304.83	60	-50	0.934	24	296.88	6	1	27	299.86	28
6.	4	37	309.80	56	-64	0.916	24	296.88	4	1	27	299.86	24
7.	4	33	305.82	58	-90	0.882	24	296.88	2	1	28	300.85	20
8.	4	29	301.85	57	-6	0.992	24	296.88	8	1.05	28	300.85	30
9.	4	27	299.86	59	-15	0.980	24	296.88	6	1.05	27	299.86	27
10.	4	29	301.85	55	-22	0.971	23	295.89	5	1.05	27	299.86	24
11.	4	38	310.79	57	-30	0.961	23	295.89	3	1.05	27	299.86	22
12.	4	41	313.78	53	-46	0.939	23	295.89	2	1.05	28	300.85	18
13.	4	37	309.80	55	-4	0.995	23	295.89	4	1.1	28	300.85	21
14.	4	34	306.81	53	-12	0.984	23	295.89	2	1.1	28	300.85	16
15.	5	28	300.85	73	-2	0.997	23	295.89	16	1	27	299.86	51
16.	5	33	305.82	71	-8	0.989	23	295.89	15	1	27	299.86	49
17.	5	37	309.80	71	-14	0.982	23	295.89	14	1	27	299.86	47
18.	5	45	317.76	68	-26	0.966	23	295.89	12	1	28	300.85	44
19.	5	40	312.78	68	-42	0.945	23	295.89	10	1	29	301.85	43
20.	5	36	308.80	65	-60	0.921	23	295.89	7	1	29	301.85	37
21.	5	34	306.81	63	-88	0.884	24	296.88	4	1	29	301.85	31
22.	5	34	306.81	69	-108	0.858	24	296.88	2	1	27	299.86	29
23.	5	46	318.76	66	-2	0.997	24	296.88	11	1.05	29	301.85	41
24.	5	41	313.78	68	-10	0.987	24	296.88	9	1.05	30	302.84	39
25.	5	36	308.80	66	-26	0.966	24	296.88	8	1.05	30	302.84	37
26.	5	33	305.82	70	-40	0.947	24	296.88	5	1.05	29	301.85	32
27.	5	38	310.79	70	-60	0.921	23	295.89	3	1.05	28	300.85	27
28.	5	37	309.80	66	-76	0.900	23	295.89	2	1.05	27	299.86	22

Nr.	p_{0p}	t_{0p}	i_p	Δp_p	p_{0s-r}	p_{0s}	t_{0s}	i_s	Δp_s	p_6	t_6	i_6	Δp_6
	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	mm Hg	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O
29.	5	35	307,81	66	-4	0,995	23	295,89	5	1,1	29	301,85	30
30.	5	31	303,83	71	-14	0,982	23	295,89	4	1,1	29	301,85	27
31.	5	46	318,76	66	-24	0,968	23	295,89	2	1,1	29	301,85	22
32.	6	50	322,75	75	-4	0,995	23	295,89	22	1	31	303,83	69
33.	6	53	325,74	75	-16	0,979	23	295,89	18	1	32	304,83	65
34.	6	61	333,74	75	-28	0,963	24	296,88	16	1	34	306,81	59
35.	6	67	339,74	77	-48	0,937	24	296,88	13	1	35	307,81	56
36.	6	73	345,75	77	-70	0,908	25	297,88	10	1	37	309,80	51
37.	6	78	350,77	75	-93	0,878	25	297,88	7	1	39	311,79	43
38.	6	83	355,79	80	-120	0,842	25	297,88	4	1	42	314,77	36
39.	6	87	359,81	78	-132	0,826	25	297,88	2	1	44	316,77	30
40.	6	73	345,75	89	-4	0,995	25	297,88	10	1,05	40	312,78	51
41.	6	80	352,78	85	-20	0,974	25	297,88	8	1,05	44	316,77	48
42.	6	84	356,80	83	-40	0,947	25	297,88	6	1,05	46	318,76	40
43.	6	88	360,82	87	-60	0,921	25	297,88	4	1,05	49	321,75	37
44.	6	91	363,84	83	-78	0,897	25	297,88	2	1,05	51	323,75	32
45.	6	94	366,86	83	-92	0,879	26	298,87	1	1,05	52	324,74	28
46.	6	99	371,90	83	-2	0,997	27	299,86	6	1,1	54	326,74	41
47.	6	99	371,90	86	-10	0,987	27	299,86	5	1,1	55	327,74	39
48.	6	100	372,91	86	-24	0,968	27	299,86	3	1,1	57	329,74	37
49.	6	102	374,93	85	-40	0,947	28	300,85	2	1,1	57	329,74	33

Tab. A6.2. Ejectorul radial (8..2..40) – presiunile statice măsurate pe plăcile difuzoare

Nr.	u	P_{40-r}	P_{88-r}	P_{144-r}	P_{202-r}	P_{252-r}	P_{286-r}	P_{40}	P_{88}	P_{144}	P_{202}	P_{252}	P_{286}
		(p_{0s-r})						(p_{0s})					
		mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	bar	bar	bar	bar	bar	bar
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	0,642	-4	-16	2	8	10	10	0,995	0,979	1,003	1,011	1,013	1,013
2.	0,601	-12	-18	0	4	8	10	0,984	0,976	1,000	1,005	1,011	1,013
3.	0,562	-20	-18	-2	2	6	8	0,974	0,976	0,997	1,003	1,008	1,011
4.	0,478	-34	-18	-2	0	4	6	0,955	0,976	0,997	1,000	1,005	1,008
5.	0,413	-50	-20	-4	-2	0	4	0,934	0,974	0,995	0,997	1,000	1,005
6.	0,351	-64	-20	-6	-4	-2	2	0,916	0,974	0,992	0,995	0,997	1,003
7.	0,240	-90	-20	-6	-4	-2	-2	0,882	0,974	0,992	0,995	0,997	0,997
8.	0,501	-6	10	33	37	40	41	0,992	1,013	1,043	1,049	1,053	1,054
9.	0,423	-15	10	30	35	37	39	0,980	1,013	1,039	1,046	1,049	1,051
10.	0,401	-22	8	27	32	35	36	0,971	1,011	1,036	1,042	1,046	1,047
11.	0,310	-30	10	27	28	33	34	0,961	1,013	1,036	1,037	1,043	1,045
12.	0,263	-46	8	24	26	28	30	0,939	1,011	1,032	1,034	1,037	1,039
13.	0,369	-4	54	74	76	78	80	0,995	1,071	1,097	1,100	1,103	1,105
14.	0,266	-12	48	67	70	74	76	0,984	1,063	1,088	1,092	1,097	1,100
15.	0,558	-2	-20	2	8	12	14	0,997	0,974	1,003	1,011	1,016	1,018
16.	0,550	-8	-22	2	6	10	12	0,989	0,971	1,003	1,008	1,013	1,016

Nr.	u	P _{40-r}	P _{88-r}	P _{144-r}	P _{202-r}	P _{252-r}	P _{286-r}	P ₄₀	P ₈₈	P ₁₄₄	P ₂₀₂	P ₂₅₂	P ₂₈₆
		(p _{0s-r}) mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	(p _{0s}) bar	bar	bar	bar	bar	bar
17.	0.533	-14	-23	0	4	8	11	0.982	0.970	1.000	1.005	1.011	1.014
18.	0.507	-26	-24	-2	4	6	8	0.966	0.968	0.997	1.005	1.008	1.011
19.	0.455	-42	-24	-4	2	4	8	0.945	0.968	0.995	1.003	1.005	1.011
20.	0.384	-60	-26	-6	0	4	6	0.921	0.966	0.992	1.000	1.005	1.008
21.	0.289	-88	-26	-6	0	2	6	0.884	0.966	0.992	1.000	1.003	1.008
22.	0.195	-108	-26	-6	0	2	4	0.858	0.966	0.992	1.000	1.003	1.005
23.	0.501	-2	18	38	44	49	51	0.997	1.024	1.050	1.058	1.064	1.067
24.	0.442	-10	14	36	40	45	43	0.987	1.018	1.047	1.053	1.059	1.057
25.	0.415	-26	10	31	32	36	38	0.966	1.013	1.041	1.042	1.047	1.050
26.	0.316	-40	10	28	30	32	34	0.947	1.013	1.037	1.039	1.042	1.045
27.	0.245	-60	8	28	29	32	32	0.921	1.011	1.037	1.038	1.042	1.042
28.	0.205	-76	8	22	26	28	30	0.900	1.011	1.029	1.034	1.037	1.039
29.	0.335	-4	42	66	68	70	73	0.995	1.055	1.087	1.089	1.092	1.096
30.	0.286	-14	36	56	61	64	68	0.982	1.047	1.074	1.080	1.084	1.089
31.	0.215	-24	34	50	54	58	62	0.968	1.045	1.066	1.071	1.076	1.082
32.	0.608	-4	-26	8	12	16	16	0.995	0.966	1.011	1.016	1.021	1.021
33.	0.549	-16	-32	4	10	14	16	0.979	0.958	1.005	1.013	1.018	1.021
34.	0.519	-28	-32	2	6	10	13	0.963	0.958	1.003	1.008	1.013	1.017
35.	0.460	-48	-36	0	4	8	10	0.937	0.953	1.000	1.005	1.011	1.013
36.	0.401	-70	-36	-2	2	6	8	0.908	0.953	0.997	1.003	1.008	1.011
37.	0.338	-93	-38	-6	0	4	8	0.878	0.950	0.992	1.000	1.005	1.011
38.	0.246	-120	-40	-6	-2	2	4	0.842	0.947	0.992	0.997	1.003	1.005
39.	0.177	-132	-42	-8	-4	0	2	0.826	0.945	0.989	0.995	1.000	1.003
40.	0.391	-4	-4	40	44	49	51	0.995	0.995	1.053	1.058	1.064	1.067
41.	0.358	-20	-8	36	39	40	44	0.974	0.989	1.047	1.051	1.053	1.058
42.	0.312	-40	-8	34	36	38	41	0.947	0.989	1.045	1.047	1.050	1.054
43.	0.248	-60	-6	34	35	36	41	0.921	0.992	1.045	1.046	1.047	1.054
44.	0.180	-78	-6	30	32	36	39	0.897	0.992	1.039	1.042	1.047	1.051
45.	0.128	-92	-6	29	30	34	36	0.879	0.992	1.038	1.039	1.045	1.047
46.	0.326	-2	36	68	73	77	81	0.997	1.047	1.089	1.096	1.101	1.107
47.	0.291	-10	36	64	68	74	77	0.987	1.047	1.084	1.089	1.097	1.101
48.	0.225	-24	34	56	64	70	73	0.968	1.045	1.074	1.084	1.092	1.096
49.	0.184	-40	32	53	62	66	72	0.947	1.042	1.070	1.082	1.087	1.095

Tab.A6.3. Ejectorul radial (8..2..40) – mărimi calculate

Nr.	G _p	G _s	G	G _p +G _s	ΔG	ΔG/G	u	Δi ₀	Δi ₁	η	Δp
	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	%					
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
1.	0,0578	0,0371	0,1024	0,0949	0,0074	7,27	0,642	97,00	0,30	0,197	0,005
2.	0,0593	0,0357	0,1011	0,0950	0,0061	6,04	0,601	97,25	0,89	0,555	0,016
3.	0,0555	0,0312	0,0946	0,0866	0,0080	8,43	0,562	97,85	1,49	0,868	0,026
4.	0,0579	0,0277	0,0904	0,0856	0,0048	5,29	0,478	98,91	2,55	1,263	0,045
5.	0,0574	0,0238	0,0859	0,0812	0,0047	5,52	0,413	101,90	3,84	1,619	0,066
6.	0,0551	0,0193	0,0796	0,0744	0,0053	6,62	0,351	104,80	5,03	1,768	0,084
7.	0,0564	0,0135	0,0726	0,0699	0,0027	3,73	0,240	105,48	7,07	1,725	0,118

Nr.	G_p	G_s	G	G_p+G_s	ΔG	$\frac{\Delta G}{G} \times 100$	u	Δi_0	Δi_1	η	Δp
	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	%	-	kJ/kg	kJ/kg	%	bar
8.	0,0563	0,0282	0,0910	0,0844	0,0065	7,18	0,501	97,49	3,22	1,709	0,058
9.	0,0574	0,0243	0,0865	0,0818	0,0047	5,47	0,423	97,48	3,87	1,749	0,070
10.	0,0553	0,0222	0,0816	0,0775	0,0041	5,05	0,401	98,69	4,42	1,882	0,079
11.	0,0555	0,0172	0,0781	0,0727	0,0055	7,02	0,310	102,43	5,19	1,654	0,089
12.	0,0532	0,0140	0,0706	0,0672	0,0034	4,85	0,263	104,76	6,52	1,743	0,111
13.	0,0546	0,0201	0,0780	0,0747	0,0033	4,26	0,369	100,07	5,91	2,315	0,105
14.	0,0538	0,0143	0,0682	0,0681	0,0001	0,09	0,266	99,65	6,46	1,841	0,116
15.	0,0713	0,0398	0,1157	0,1110	0,0046	4,01	0,558	108,98	0,14	0,071	0,003
16.	0,0697	0,0384	0,1134	0,1081	0,0053	4,69	0,550	111,31	0,57	0,281	0,011
17.	0,0693	0,0369	0,1111	0,1062	0,0049	4,39	0,533	113,28	1,01	0,477	0,018
18.	0,0670	0,0340	0,1073	0,1009	0,0064	5,98	0,507	117,27	1,93	0,848	0,034
19.	0,0675	0,0307	0,1060	0,0982	0,0077	7,31	0,455	116,51	3,09	1,240	0,055
20.	0,0664	0,0255	0,0984	0,0919	0,0065	6,58	0,384	116,29	4,39	1,506	0,079
21.	0,0656	0,0190	0,0901	0,0846	0,0055	6,14	0,289	117,62	6,49	1,688	0,116
22.	0,0686	0,0134	0,0875	0,0820	0,0055	6,25	0,195	119,17	8,04	1,408	0,142
23.	0,0659	0,0330	0,1060	0,0989	0,0072	6,75	0,501	115,88	2,89	1,284	0,053
24.	0,0674	0,0298	0,1033	0,0971	0,0061	5,94	0,442	114,54	3,43	1,363	0,063
25.	0,0669	0,0278	0,1006	0,0947	0,0059	5,87	0,415	113,77	4,53	1,722	0,084
26.	0,0692	0,0219	0,0938	0,0911	0,0027	2,84	0,316	113,62	5,50	1,607	0,103
27.	0,0687	0,0169	0,0863	0,0855	0,0008	0,94	0,245	117,08	7,09	1,583	0,129
28.	0,0668	0,0137	0,0781	0,0805	-0,0024	-3,01	0,205	117,90	8,29	1,550	0,150
29.	0,0670	0,0224	0,0930	0,0895	0,0035	3,76	0,335	111,80	5,49	1,730	0,105
30.	0,0700	0,0200	0,0882	0,0900	-0,0017	-1,96	0,286	110,97	6,12	1,669	0,118
31.	0,0659	0,0142	0,0797	0,0800	-0,0003	-0,42	0,215	117,51	7,19	1,403	0,132
32.	0,0764	0,0464	0,1335	0,1229	0,0106	7,96	0,608	127,59	0,28	0,135	0,005
33.	0,0761	0,0417	0,1294	0,1178	0,0116	8,95	0,549	129,71	1,15	0,490	0,021
34.	0,0752	0,0390	0,1229	0,1142	0,0088	7,13	0,519	133,98	2,07	0,816	0,037
35.	0,0755	0,0348	0,1196	0,1102	0,0094	7,84	0,460	138,08	3,65	1,252	0,063
36.	0,0748	0,0300	0,1138	0,1049	0,0090	7,88	0,401	142,43	5,49	1,608	0,092
37.	0,0733	0,0248	0,1043	0,0981	0,0061	5,90	0,338	146,53	7,49	1,821	0,122
38.	0,0752	0,0185	0,0950	0,0937	0,0014	1,43	0,246	151,09	9,94	1,733	0,158
39.	0,0738	0,0131	0,0866	0,0869	-0,0004	-0,42	0,177	153,97	11,14	1,383	0,174
40.	0,0804	0,0314	0,1161	0,1118	0,0042	3,66	0,391	137,24	3,14	0,913	0,055
41.	0,0778	0,0279	0,1119	0,1057	0,0063	5,59	0,358	141,45	4,45	1,164	0,076
42.	0,0765	0,0239	0,1020	0,1004	0,0016	1,58	0,312	144,76	6,12	1,378	0,103
43.	0,0779	0,0193	0,0976	0,0972	0,0005	0,48	0,248	148,15	7,85	1,389	0,129
44.	0,0757	0,0136	0,0906	0,0894	0,0012	1,36	0,180	151,00	9,46	1,202	0,153
45.	0,0754	0,0096	0,0847	0,0851	-0,0004	-0,48	0,128	153,55	10,77	0,965	0,171
46.	0,0749	0,0244	0,1044	0,0993	0,0050	4,81	0,326	148,08	6,17	1,418	0,103
47.	0,0763	0,0222	0,1016	0,0985	0,0032	3,12	0,291	148,74	6,83	1,402	0,113
48.	0,0762	0,0172	0,0987	0,0933	0,0054	5,49	0,225	150,33	8,02	1,269	0,132
49.	0,0755	0,0139	0,0933	0,0894	0,0039	4,13	0,184	152,55	9,42	1,214	0,153

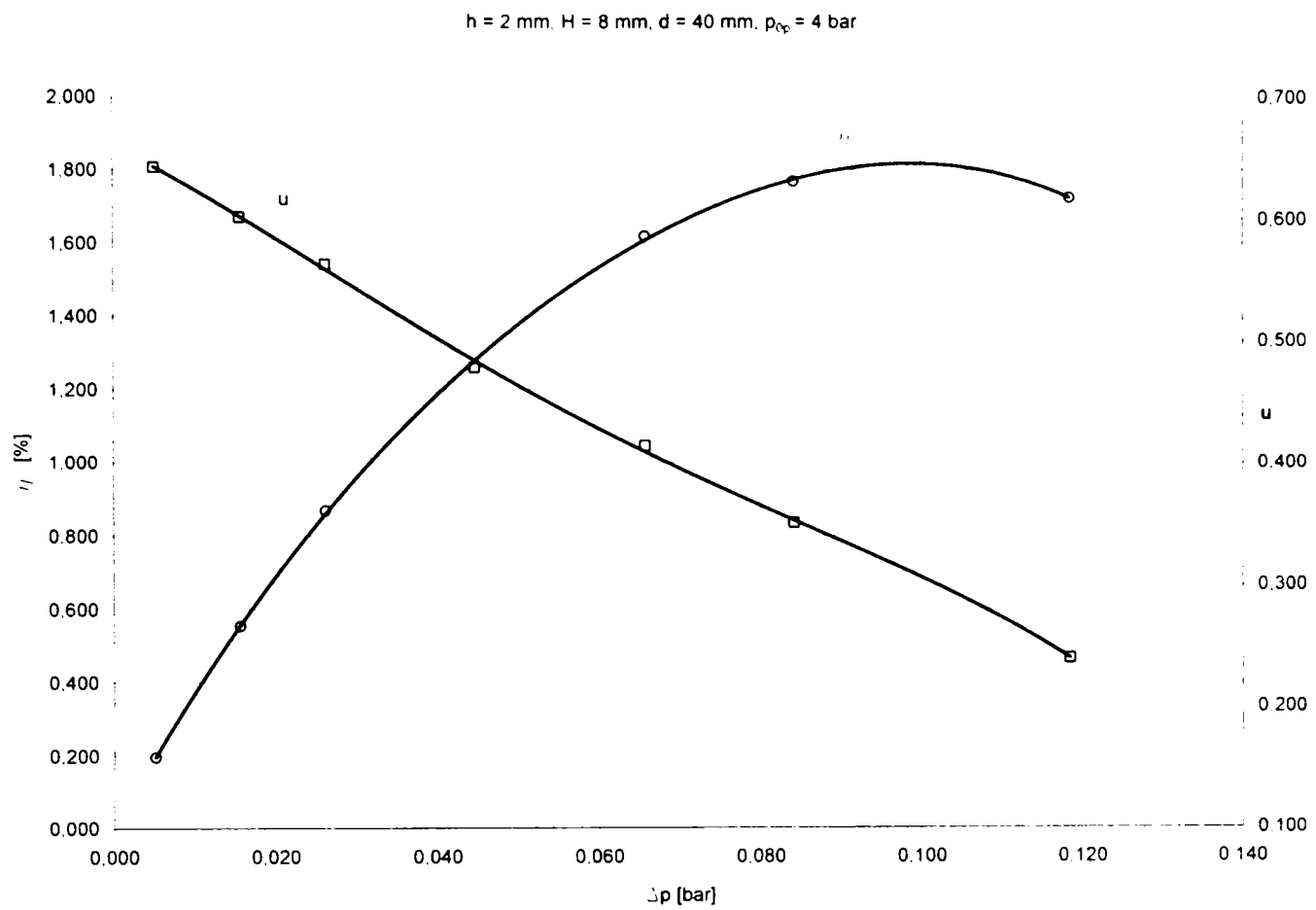


Fig. A6.1. Dependentele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (8-2-40) la $p_{0p} = 4 \text{ bar}$

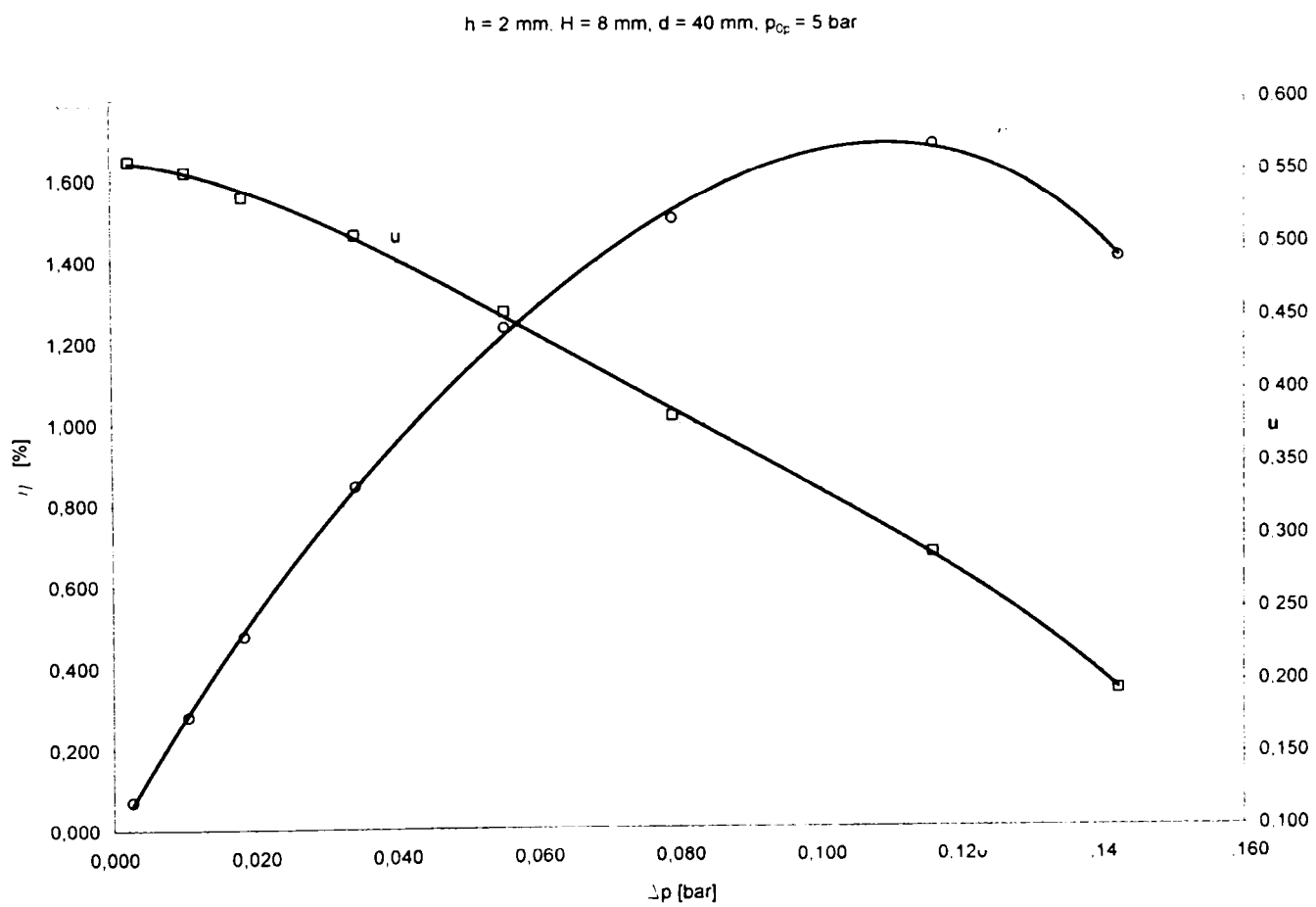


Fig. A6.2. Dependentele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (8-2-40) la $p_{0p} = 5 \text{ bar}$

$h = 2 \text{ mm}$, $H = 8 \text{ mm}$, $d = 40 \text{ mm}$, $p_{0p} = 6 \text{ bar}$

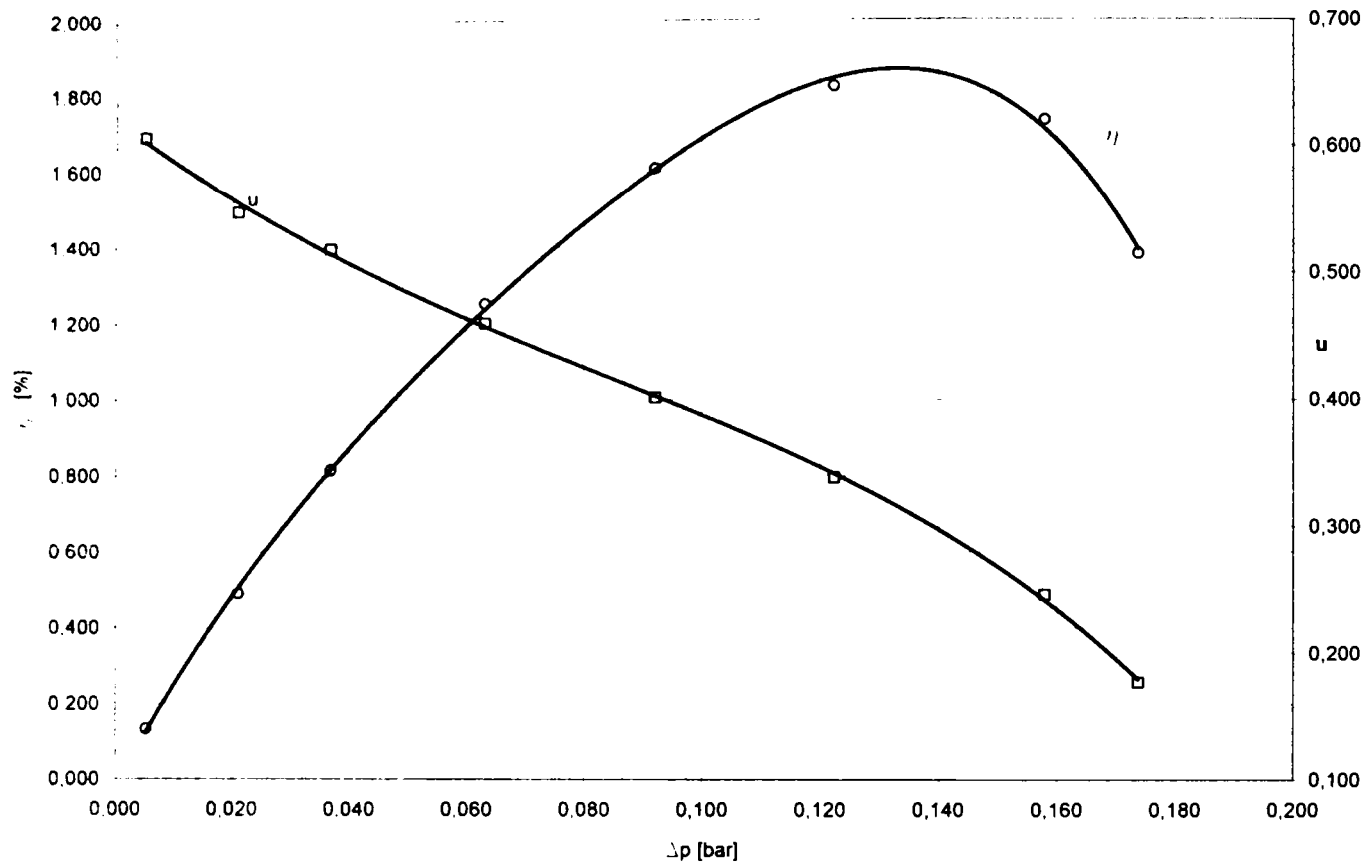


Fig. A6.3. Dependentele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (8-2-40) la $p_{0p} = 6 \text{ bar}$

Presiuni statice ($h = 2 \text{ mm}$, $H = 8 \text{ mm}$, $d = 40 \text{ mm}$, $p_{0p} = 6 \text{ bar}$, $p_6 = 1 \text{ bar}$)

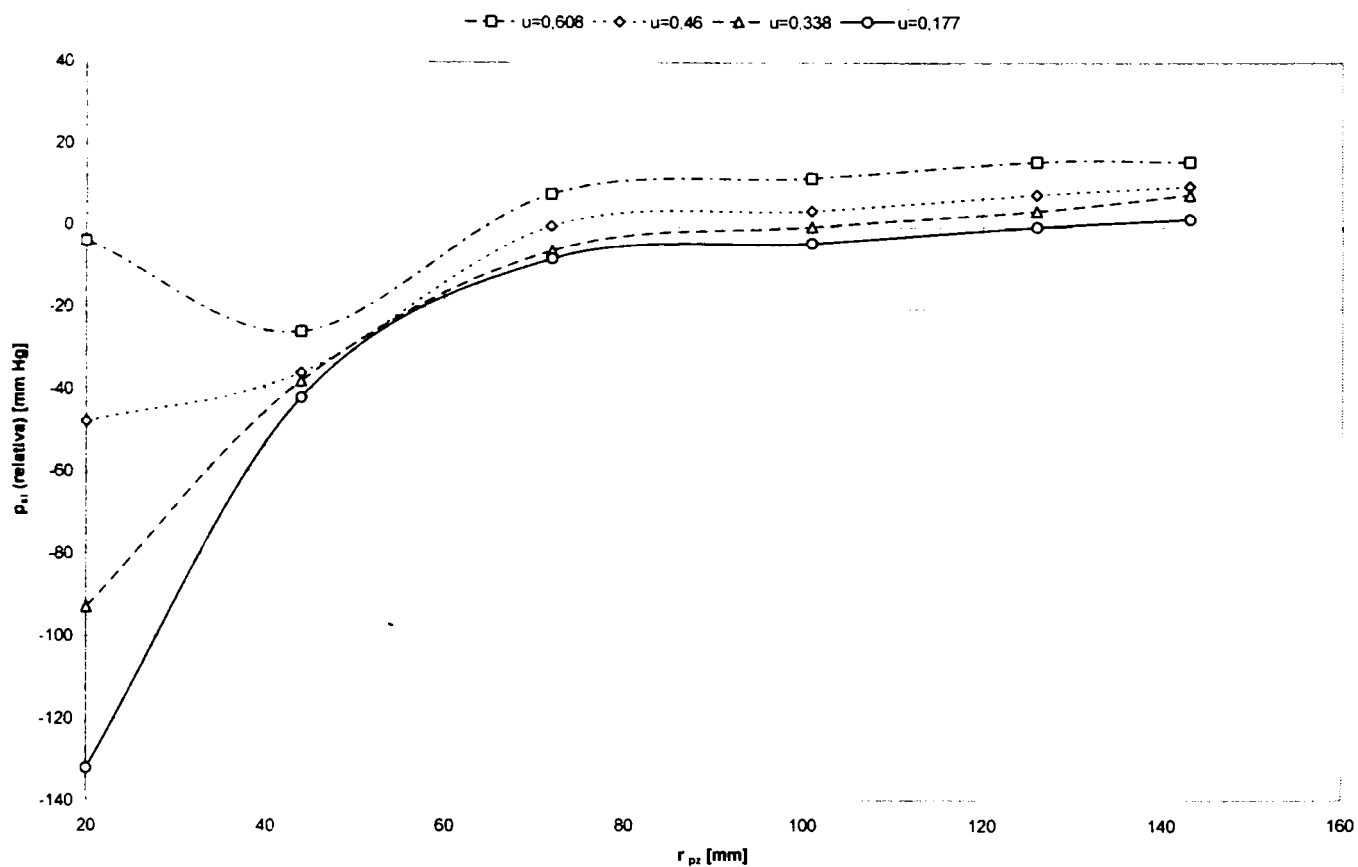


Fig. A6.4. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (8-2-40) și $p_6 = 1 \text{ bar}$

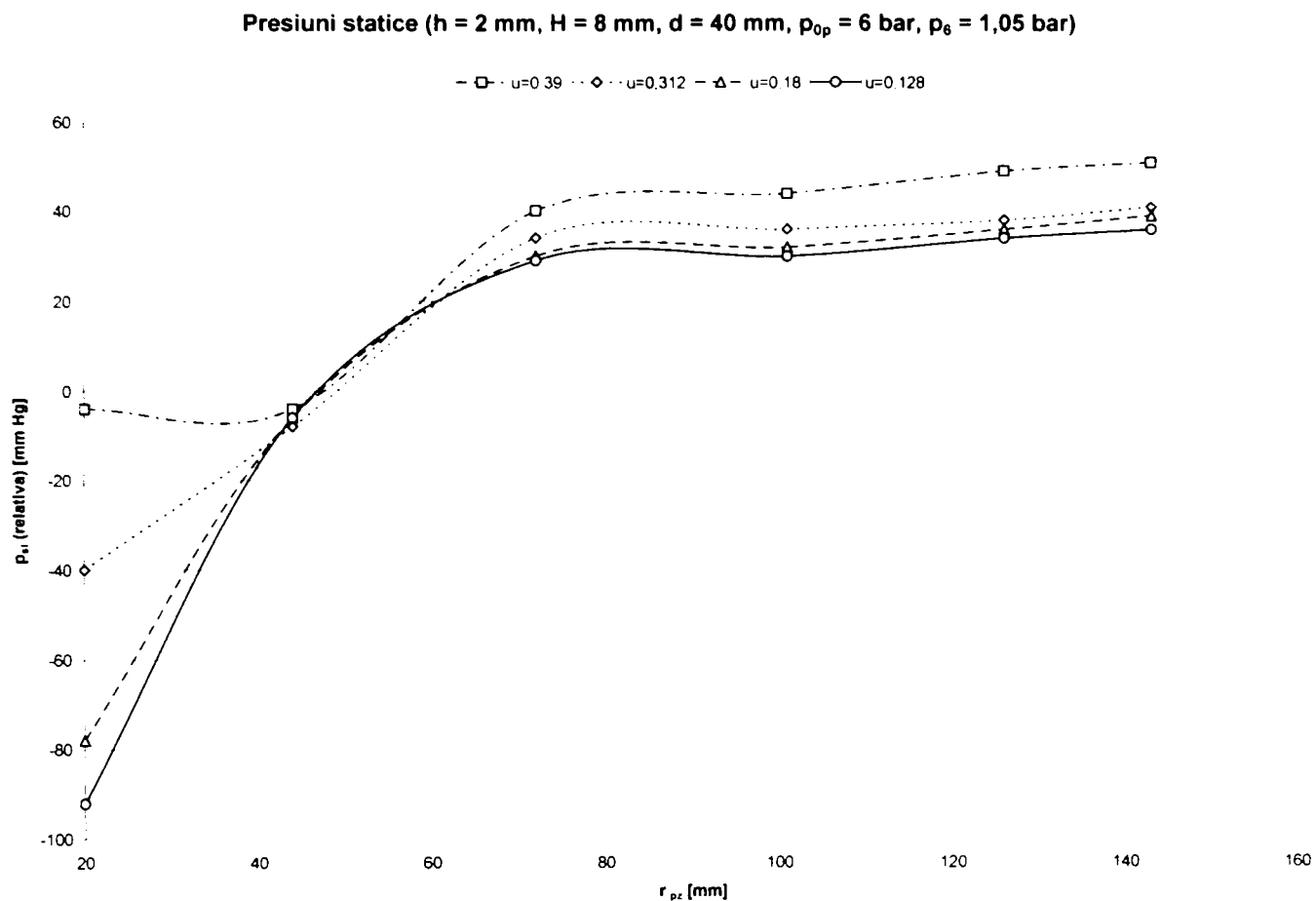


Fig. A6.5. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (8-2-40) și $p_6 = 1,05 \text{ bar}$

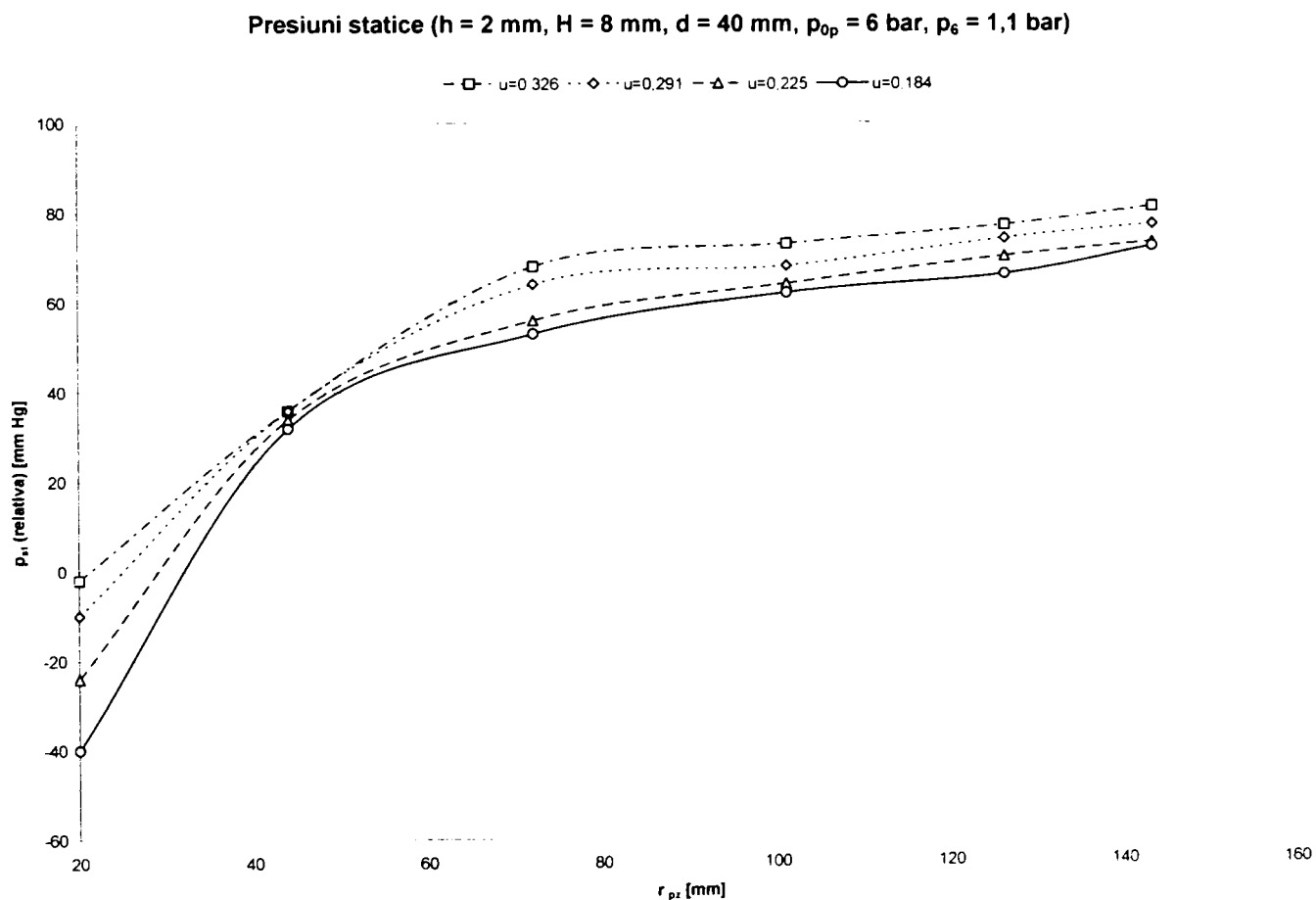


Fig. A6.6. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (8-2-40) și $p_6 = 1,1 \text{ bar}$

Anexa 7

**Rezultatele măsurătorilor, mărimi calculate
și reprezentări grafice pentru ejectorul radial (10 – 4 – 40)**

$d_1 = 10 \text{ mm}$	$A_1 = 78,54 \text{ mm}^2$
$d_2 = 40 \text{ mm}$	$A_2 = 502,65 \text{ mm}^2$
$d_4 = 70 \text{ mm}$	$A_4 = 2638,94 \text{ mm}^2$
$d_5 = 72 \text{ mm}$	$A_5 = 2261,95 \text{ mm}^2$
$d_6 = 300 \text{ mm}$	$A_6 = 9424,78 \text{ mm}^2$
$h = 4 \text{ mm}$	$H = 10 \text{ mm} ; H_4 = 12 \text{ mm}$

Tab.A7.1.Ejectorul radial (10..4..40) – parametri măsurați și calculul entalpiilor

Nr.	p_{0p}	t_{0p}	i_p	Δp_p	p_{0s-r}	p_{0s}	t_{0s}	i_s	Δp_s	p_6	t_6	i_6	Δp_6
	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	mm Hg	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	4	34	306,81	123	-4	0,995	22	294,90	18	1	23	295,89	69
2.	4	34	306,81	132	-14	0,982	22	294,90	14	1	23	295,89	67
3.	4	37	309,80	126	-32	0,958	22	294,90	10	1	23	295,89	60
4.	4	48	320,75	131	-44	0,942	22	294,90	8	1	26	298,87	54
5.	4	36	308,80	124	-64	0,916	22	294,90	5	1	27	299,86	51
6.	4	30	302,84	123	-76	0,900	22	294,90	4	1	27	299,86	44
7.	4	36	308,80	121	-92	0,879	22	294,90	2	1	27	299,86	38
8.	4	56	328,74	129	-6	0,992	22	294,90	9	1,05	31	303,83	53
9.	4	47	319,76	125	-20	0,974	22	294,90	7	1,05	32	304,83	50
10.	4	37	309,80	123	-40	0,947	22	294,90	4	1,05	32	304,83	44
11.	4	33	305,82	119	-52	0,932	22	294,90	2	1,05	31	303,83	36
12.	4	48	320,75	125	-4	0,995	23	295,89	4	1,1	31	303,83	40
13.	4	60	332,74	133	-20	0,974	23	295,89	3	1,1	33	305,82	37
14.	4	53	325,74	129	-28	0,963	23	295,89	2	1,1	35	307,81	32
15.	5	38	310,79	158	-6	0,992	22	294,90	18	1	30	302,84	91
16.	5	48	320,75	149	-17	0,978	22	294,90	14	1	31	303,83	84
17.	5	57	329,74	154	-38	0,950	23	295,89	11	1	33	305,82	77
18.	5	57	329,74	158	-62	0,918	23	295,89	7	1	35	307,81	69
19.	5	49	321,75	147	-80	0,895	23	295,89	4	1	36	308,80	61
20.	5	40	312,78	150	-94	0,876	23	295,89	3	1	36	308,80	56
21.	5	42	314,77	155	-112	0,853	24	296,88	2	1	34	306,81	53
22.	5	57	329,74	153	-4	0,995	24	296,88	8	1,05	31	303,83	70
23.	5	68	340,74	158	-18	0,976	24	296,88	6	1,05	35	307,81	67
24.	5	62	334,74	151	-32	0,958	23	295,89	5	1,05	41	313,78	62
25.	5	50	322,75	147	-48	0,937	23	295,89	3	1,05	41	313,78	56
26.	5	30	302,84	152	-4	0,995	23	295,89	4	1,1	29	301,85	53
27.	5	34	306,81	149	-14	0,982	23	295,89	2	1,1	29	301,85	47

Nr.	p_{0p}	t_{0p}	i_p	Δp_p	p_{0s-r}	p_{0s}	t_{0s}	i_s	Δp_s	p_6	t_6	i_6	Δp_6
	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	mm Hg	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O
28.	5	43	315.77	145	-32	0.958	23	295.89	1	1,1	31	303,83	43
29.	6	58	330,74	181	-2	0,997	23	295,89	23	1	31	303,83	118
30.	6	56	328,74	179	-7	0,991	23	295,89	21	1	32	304,83	115
31.	6	51	323,75	187	-16	0,979	23	295,89	18	1	35	307,81	112
32.	6	51	323,75	191	-28	0,963	23	295,89	15	1	34	306,81	108
33.	6	62	334,74	173	-48	0,937	23	295,89	10	1	36	308,80	96
34.	6	70	342,75	181	-78	0,897	24	296,88	6	1	37	309,80	89
35.	6	75	347,76	177	-94	0,876	24	296,88	4	1	42	314,77	75
36.	6	82	354,79	179	-108	0,858	24	296,88	2	1	46	318,76	73
37.	6	88	360,82	176	-8	0,989	24	296,88	12	1,05	52	324,74	98
38.	6	89	361,83	171	-20	0,974	24	296,88	8	1,05	55	327,74	95
39.	6	60	332,74	191	-40	0,947	24	296,88	7	1,05	47	319,76	97
40.	6	56	328,74	178	-68	0,911	24	296,88	6	1,05	47	319,76	87
41.	6	63	335,74	180	-88	0,884	24	296,88	4	1,05	47	319,76	77
42.	6	70	342,75	194	-100	0,868	24	296,88	2	1,05	48	320,75	64
43.	6	83	355,79	183	-4	0,995	25	297,88	10	1,1	50	322,75	92
44.	6	90	362,83	185	-10	0,987	25	297,88	8	1,1	52	324,74	86
45.	6	95	367,87	176	-18	0,976	26	298,87	6	1,1	56	328,74	72
46.	6	97	369,88	189	-26	0,966	26	298,87	4	1,1	57	329,74	74
47.	6	99	371,90	196	-32	0,958	27	299,86	2	1,1	61	333,74	64

Tab.A7.2. Ejectorul radial (10..4..40) – presiunile statice măsurate pe plăcile difuzoare

Nr.	u	p_{40-r} (p_{0s-r})	p_{88-r}	p_{144-r}	p_{202-r}	p_{252-r}	p_{286-r}	p_{40} (p_{0s})	p_{88}	p_{144}	p_{202}	p_{252}	p_{286}
		mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	bar	bar	bar	bar	bar	bar
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	0,515	-4	-28	12	14	18	18	0,995	0,963	1,016	1,018	1,024	1,024
2.	0,436	-14	-30	10	14	16	18	0,982	0,961	1,013	1,018	1,021	1,024
3.	0,376	-32	-34	8	10	14	16	0,958	0,955	1,011	1,013	1,018	1,021
4.	0,333	-44	-36	8	10	12	14	0,942	0,953	1,011	1,013	1,016	1,018
5.	0,263	-64	-39	4	8	10	12	0,916	0,949	1,005	1,011	1,013	1,016
6.	0,233	-76	-42	2	6	8	12	0,900	0,945	1,003	1,008	1,011	1,016
7.	0,167	-92	-44	0	4	6	8	0,879	0,942	1,000	1,005	1,008	1,011
8.	0,370	-6	24	48	50	50	53	0,992	1,032	1,063	1,066	1,066	1,070
9.	0,324	-20	20	42	45	48	50	0,974	1,026	1,055	1,059	1,063	1,066
10.	0,242	-40	16	36	40	44	44	0,947	1,021	1,047	1,053	1,058	1,058
11.	0,173	-52	6	32	36	40	42	0,932	1,008	1,042	1,047	1,053	1,055
12.	0,249	-4	62	70	74	76	79	0,995	1,082	1,092	1,097	1,100	1,104
13.	0,212	-20	56	68	72	75	77	0,974	1,074	1,089	1,095	1,099	1,101
14.	0,174	-28	44	66	70	72	75	0,963	1,058	1,087	1,092	1,095	1,099
15.	0,408	-6	-44	12	18	20	22	0,992	0,942	1,016	1,024	1,026	1,029
16.	0,375	-17	-44	12	16	18	20	0,978	0,942	1,016	1,021	1,024	1,026
17.	0,327	-38	-44	10	14	16	16	0,950	0,942	1,013	1,018	1,021	1,021
18.	0,254	-62	-46	8	10	12	12	0,918	0,939	1,011	1,013	1,016	1,016
19.	0,196	-80	-48	8	8	10	10	0,895	0,937	1,011	1,011	1,013	1,013
20.	0,164	-94	-50	4	6	8	9	0,876	0,934	1,005	1,008	1,011	1,012

Nr.	u	P _{40-r} (p _{0s-r}) mm Hg	P _{88-r} mm Hg	P _{144-r} mm Hg	P _{202-r} mm Hg	P _{252-r} mm Hg	P _{286-r} mm Hg	P ₄₀ (p _{0s}) bar	P ₈₈ bar	P ₁₄₄ bar	P ₂₀₂ bar	P ₂₅₂ bar	P ₂₈₆ bar
21.	0.131	-112	-52	0	4	6	9	0.853	0.932	1.000	1.005	1.008	1.012
22.	0.286	-4	0	44	50	54	56	0.995	1.000	1.058	1.066	1.071	1.074
23.	0.247	-18	-4	42	48	50	52	0.976	0.995	1.055	1.063	1.066	1.068
24.	0.227	-32	-8	39	42	45	49	0.958	0.989	1.051	1.055	1.059	1.064
25.	0.174	-48	-13	34	38	40	44	0.937	0.983	1.045	1.050	1.053	1.058
26.	0.197	-4	24	70	78	80	84	0.995	1.032	1.092	1.103	1.105	1.111
27.	0.142	-14	16	60	68	72	76	0.982	1.021	1.079	1.089	1.095	1.100
28.	0.103	-32	12	56	64	66	70	0.958	1.016	1.074	1.084	1.087	1.092
29.	0.406	-2	-52	20	24	28	28	0.997	0.932	1.026	1.032	1.037	1.037
30.	0.388	-7	-56	18	23	26	26	0.991	0.926	1.024	1.030	1.034	1.034
31.	0.347	-16	-60	14	18	24	26	0.979	0.921	1.018	1.024	1.032	1.034
32.	0.311	-28	-62	12	16	20	22	0.963	0.918	1.016	1.021	1.026	1.029
33.	0.269	-48	-64	12	14	16	19	0.937	0.916	1.016	1.018	1.021	1.025
34.	0.202	-78	-68	10	14	16	20	0.897	0.911	1.013	1.018	1.021	1.026
35.	0.167	-94	-72	8	12	14	16	0.876	0.905	1.011	1.016	1.018	1.021
36.	0.119	-108	-88	4	8	12	15	0.858	0.884	1.005	1.011	1.016	1.020
37.	0.310	-8	-20	52	56	59	62	0.989	0.974	1.068	1.074	1.078	1.082
38.	0.256	-20	-22	46	50	54	58	0.974	0.971	1.061	1.066	1.071	1.076
39.	0.215	-40	-26	44	47	50	54	0.947	0.966	1.058	1.062	1.066	1.071
40.	0.201	-68	-28	40	44	48	52	0.911	0.963	1.053	1.058	1.063	1.068
41.	0.164	-88	-32	38	42	44	49	0.884	0.958	1.050	1.055	1.058	1.064
42.	0.113	-100	-35	36	40	41	48	0.868	0.954	1.047	1.053	1.054	1.063
43.	0.277	-4	12	72	78	80	83	0.995	1.016	1.095	1.103	1.105	1.109
44.	0.248	-10	11	71	76	79	80	0.987	1.014	1.093	1.100	1.104	1.105
45.	0.221	-18	10	70	74	78	76	0.976	1.013	1.092	1.097	1.103	1.100
46.	0.174	-26	9	68	72	76	76	0.966	1.012	1.089	1.095	1.100	1.100
47.	0.122	-32	8	66	71	75	75	0.958	1.011	1.087	1.093	1.099	1.099

Tab.A7.3. Ejectorul radial (10.4.40) – măriri calculate

Nr.	G _p	G _s	G	G _p +G _s	ΔG	ΔG/G × 100	u	Δi ₀	Δi ₁	η	Δp
	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	%	-	kJ/kg	kJ/kg	°	bar
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
1.	0,0819	0,0421	0,1352	0,1240	0,0112	8,30	0,515	99,05	0,30	0,158	0,005
2.	0,0848	0,0370	0,1333	0,1218	0,0115	8,61	0,436	99,81	1,06	0,470	0,018
3.	0,0825	0,0310	0,1262	0,1135	0,0128	10,10	0,376	102,24	2,48	0,933	0,042
4.	0,0826	0,0275	0,1192	0,1102	0,0090	7,56	0,333	107,07	3,55	1,145	0,058
5.	0,0819	0,0216	0,1157	0,1035	0,0121	10,50	0,263	104,44	5,02	1,329	0,084
6.	0,0824	0,0192	0,1075	0,1016	0,0059	5,49	0,233	103,25	5,87	1,404	0,100
7.	0,0810	0,0136	0,1000	0,0945	0,0055	5,48	0,167	106,74	7,31	1,231	0,121
8.	0,0810	0,0299	0,1200	0,1109	0,0091	7,57	0,370	106,75	3,52	1,261	0,058
9.	0,0809	0,0262	0,1164	0,1071	0,0093	8,02	0,324	104,77	4,54	1,468	0,076
10.	0,0815	0,0197	0,1093	0,1012	0,0081	7,42	0,242	102,87	5,96	1,485	0,103
11.	0,0807	0,0139	0,0991	0,0946	0,0045	4,52	0,173	102,41	6,82	1,233	0,118

Nr.	G_p	G_s	G	G_p+G_s	ΔG	$\frac{\Delta G}{G} \times 100$	u	Δi_0	Δi_1	η	Δp
	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	%	-	kJ/kg	kJ/kg	%	bar
12.	0.0807	0.0201	0.1069	0.1009	0.0060	5.61	0,249	103.83	6,13	1,564	0,105
13.	0.0818	0.0173	0.1025	0.0991	0.0034	3.32	0,212	109,29	7,70	1,606	0,126
14.	0.0814	0.0141	0.0951	0.0955	-0.0005	-0.50	0,174	107,51	8,19	1,433	0,137
15.	0.1031	0.0421	0.1533	0.1451	0.0082	5.33	0,408	113,09	0,43	0,156	0,008
16.	0.0985	0.0369	0.1471	0.1354	0.0117	7.93	0,375	117,77	1,27	0,408	0,022
17.	0.0988	0.0323	0.1405	0.1311	0.0094	6.69	0,327	122,91	2,95	0,803	0,050
18.	0.1001	0.0254	0.1326	0.1255	0.0071	5.37	0,254	124,83	4,86	1,031	0,082
19.	0.0977	0.0191	0.1246	0.1168	0.0078	6.22	0,196	123,05	6,17	1,033	0,105
20.	0.1001	0.0164	0.1194	0.1166	0.0029	2.40	0,164	120,52	7,09	1,027	0,124
21.	0.1014	0.0133	0.1166	0.1147	0.0018	1.57	0,131	122,78	8,59	0,987	0,147
22.	0.0985	0.0282	0.1378	0.1267	0.0111	8.05	0,286	120,27	3,15	0,771	0,055
23.	0.0984	0.0243	0.1339	0.1227	0.0112	8.38	0,247	125,64	4,38	0,890	0,074
24.	0.0971	0.0220	0.1277	0.1191	0.0085	6.69	0,227	124,40	5,40	1,031	0,092
25.	0.0976	0.0170	0.1214	0.1146	0.0068	5.64	0,174	120,92	6,44	0,980	0,113
26.	0.1024	0.0201	0.1233	0.1225	0.0007	0.58	0,197	109,88	5,40	1,015	0,105
27.	0.1007	0.0143	0.1161	0.1150	0.0011	0.96	0,142	112,13	6,19	0,827	0,118
28.	0.0980	0.0101	0.1108	0.1081	0.0027	2.44	0,103	116,94	7,71	0,728	0,142
29.	0.1171	0.0475	0.1740	0.1647	0.0094	5.38	0,406	130,80	0,14	0,045	0,003
30.	0.1168	0.0453	0.1715	0.1621	0.0094	5.49	0,388	130,32	0,50	0,151	0,009
31.	0.1203	0.0417	0.1685	0.1621	0.0064	3.82	0,347	128,87	1,14	0,310	0,021
32.	0.1216	0.0379	0.1658	0.1594	0.0063	3.81	0,311	129,74	2,01	0,489	0,037
33.	0.1138	0.0306	0.1559	0.1444	0.0115	7.36	0,269	135,92	3,60	0,731	0,063
34.	0.1151	0.0233	0.1499	0.1383	0.0116	7.72	0,202	141,76	6,08	0,907	0,103
35.	0.1130	0.0189	0.1367	0.1319	0.0048	3.53	0,167	145,28	7,50	0,911	0,124
36.	0.1125	0.0134	0.1340	0.1258	0.0082	6.11	0,119	149,59	8,87	0,748	0,142
37.	0.1106	0.0343	0.1574	0.1449	0.0125	7.93	0,310	143,90	3,60	0,795	0,061
38.	0.1089	0.0279	0.1543	0.1368	0.0175	11.36	0,256	145,29	4,57	0,833	0,076
39.	0.1199	0.0258	0.1578	0.1457	0.0121	7.66	0,215	134,46	5,69	0,950	0,103
40.	0.1165	0.0235	0.1496	0.1400	0.0096	6.42	0,201	134,87	7,74	1,225	0,139
41.	0.1159	0.0190	0.1408	0.1349	0.0059	4.19	0,164	139,49	9,50	1,195	0,166
42.	0.1191	0.0134	0.1283	0.1325	-0.0043	-3.31	0,113	143,57	10,69	0,907	0,182
43.	0.1136	0.0314	0.1567	0.1450	0.0117	7.45	0,277	141,46	6,05	1,236	0,105
44.	0.1131	0.0280	0.1511	0.1411	0.0099	6.57	0,248	144,91	6,66	1,195	0,113
45.	0.1096	0.0242	0.1375	0.1338	0.0038	2.73	0,221	147,69	7,41	1,167	0,124
46.	0.1132	0.0197	0.1392	0.1330	0.0062	4.47	0,174	149,21	8,12	1,003	0,134
47.	0.1150	0.0140	0.1288	0.1290	-0.0002	-0.18	0,122	150,57	8,67	0,745	0,142

h = 4 mm, H = 10 mm, d = 40 mm, p_{0p} = 4 bar

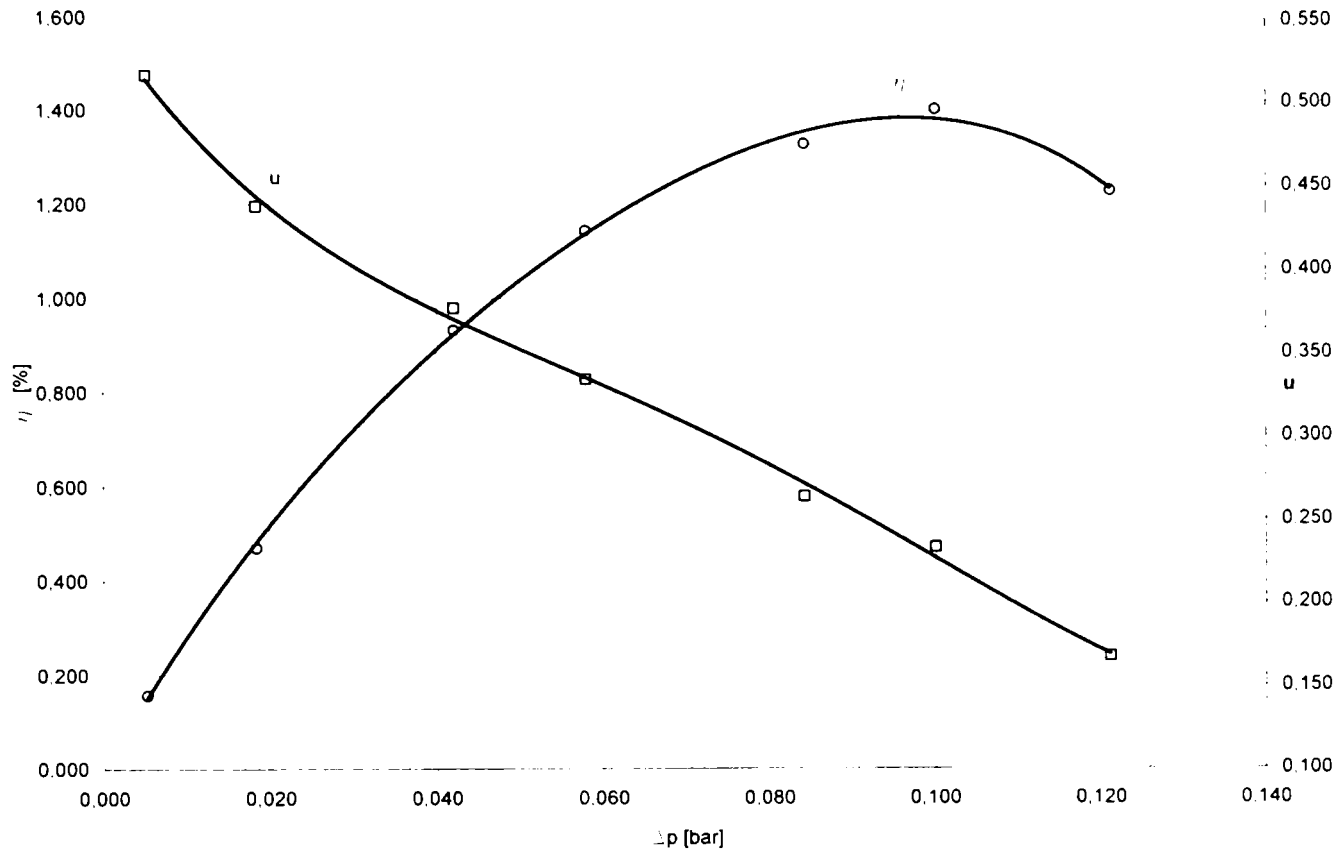


Fig. A7.1. Dependențele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (10-4-40) la $p_{0p} = 4$ bar

h = 4 mm, H = 10 mm, d = 40 mm, p_{0p} = 5 bar

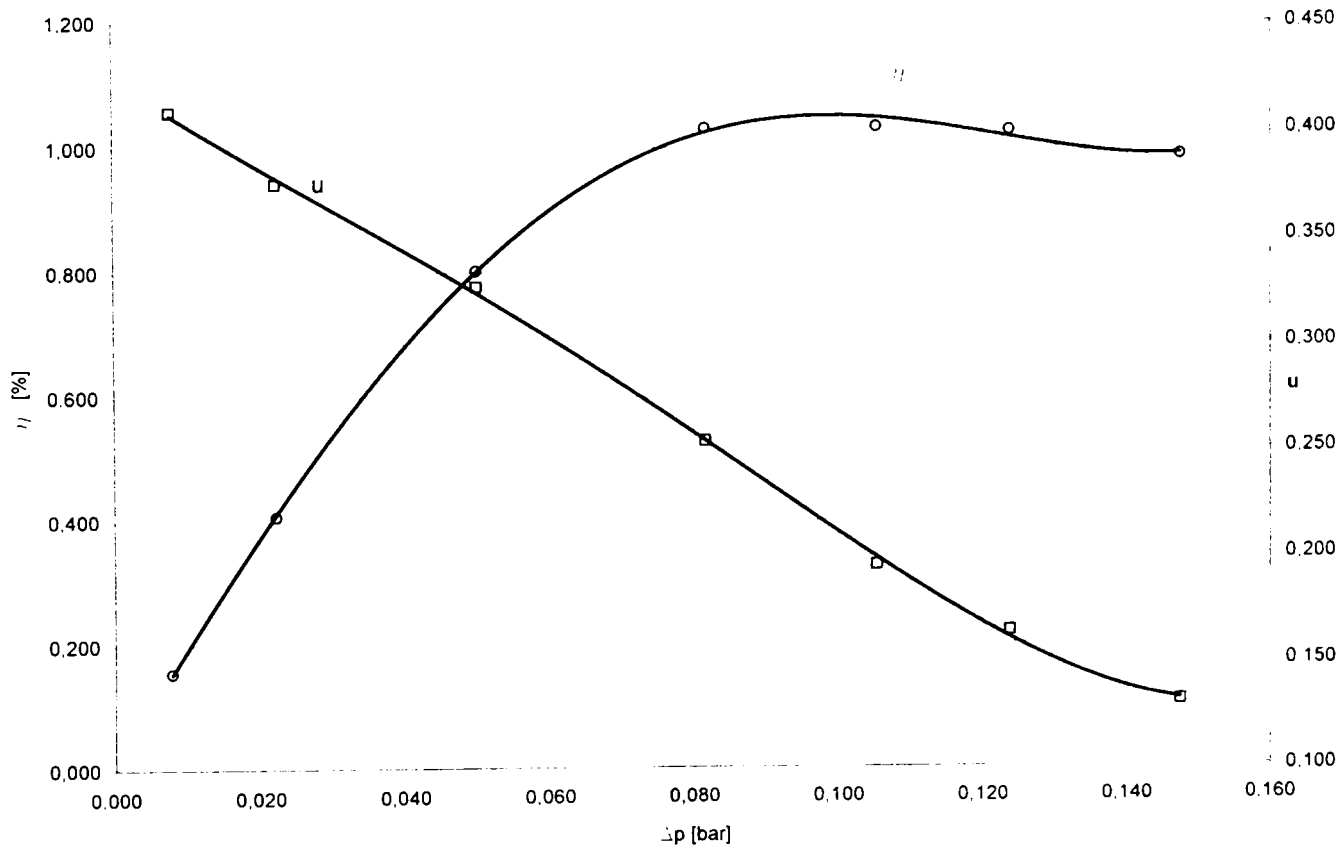


Fig. A7.2. Dependențele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (10-4-40) la $p_{0p} = 5$ bar

$h = 4 \text{ mm}, H = 10 \text{ mm}, d = 40 \text{ mm}, p_{0p} = 6 \text{ bar}$

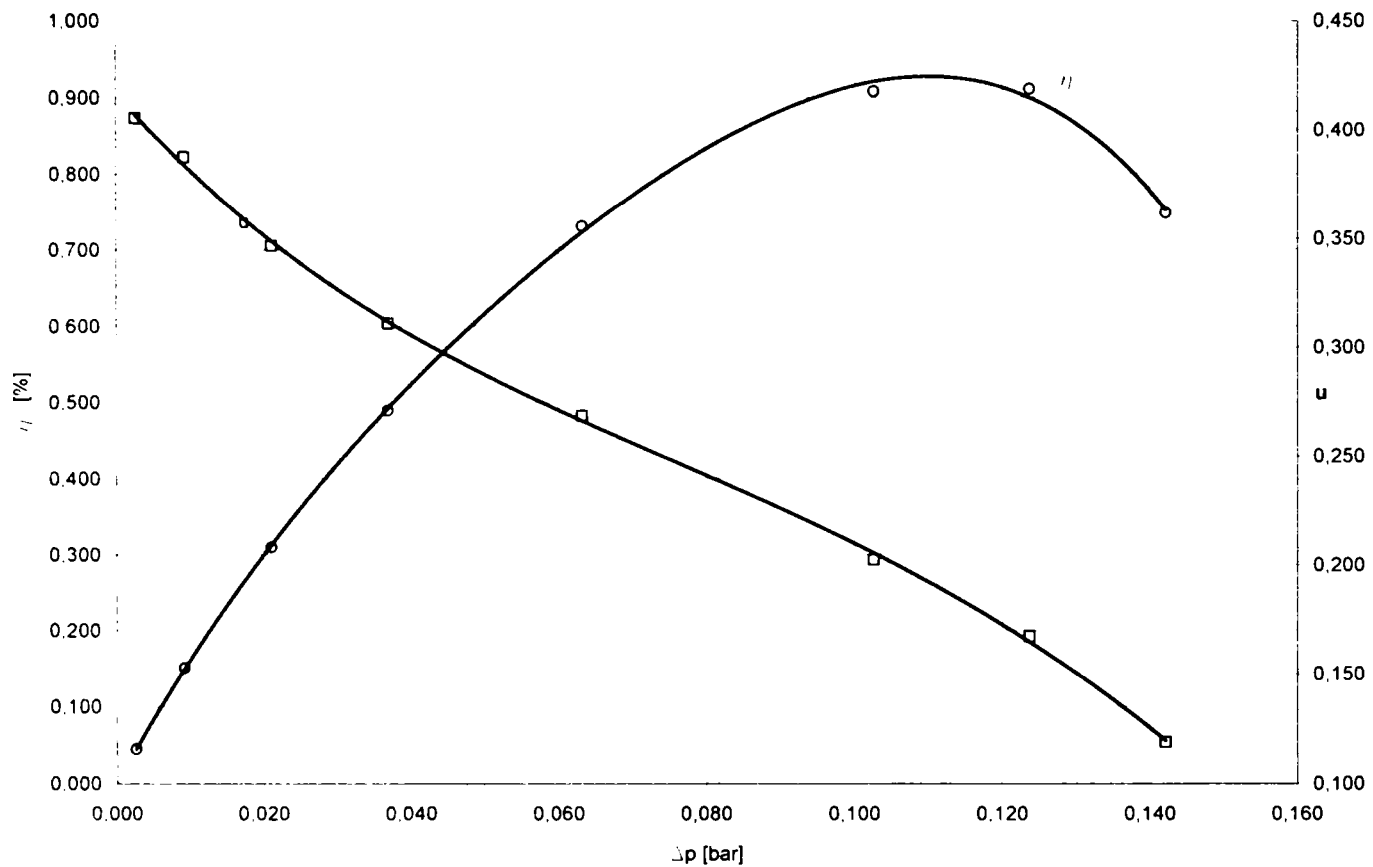


Fig. A7.3. Dependențele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (10-4-40) la $p_{0p} = 6 \text{ bar}$

Presiuni statice ($h = 4 \text{ mm}, H = 10 \text{ mm}, d = 40 \text{ mm}, p_{0p} = 6 \text{ bar}, p_6 = 1 \text{ bar}$)

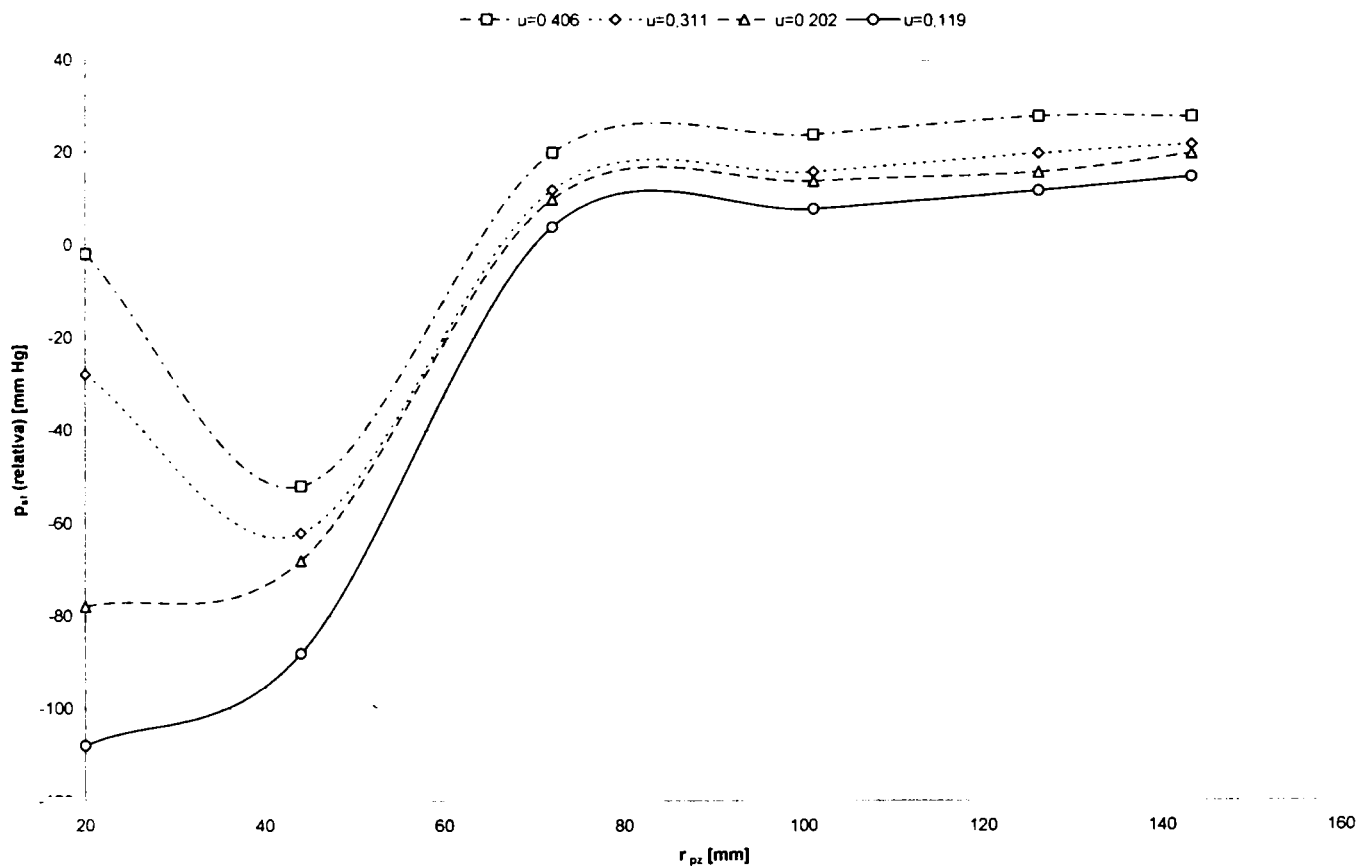


Fig. A7.4. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (10-4-40) și $p_6 = 1 \text{ bar}$

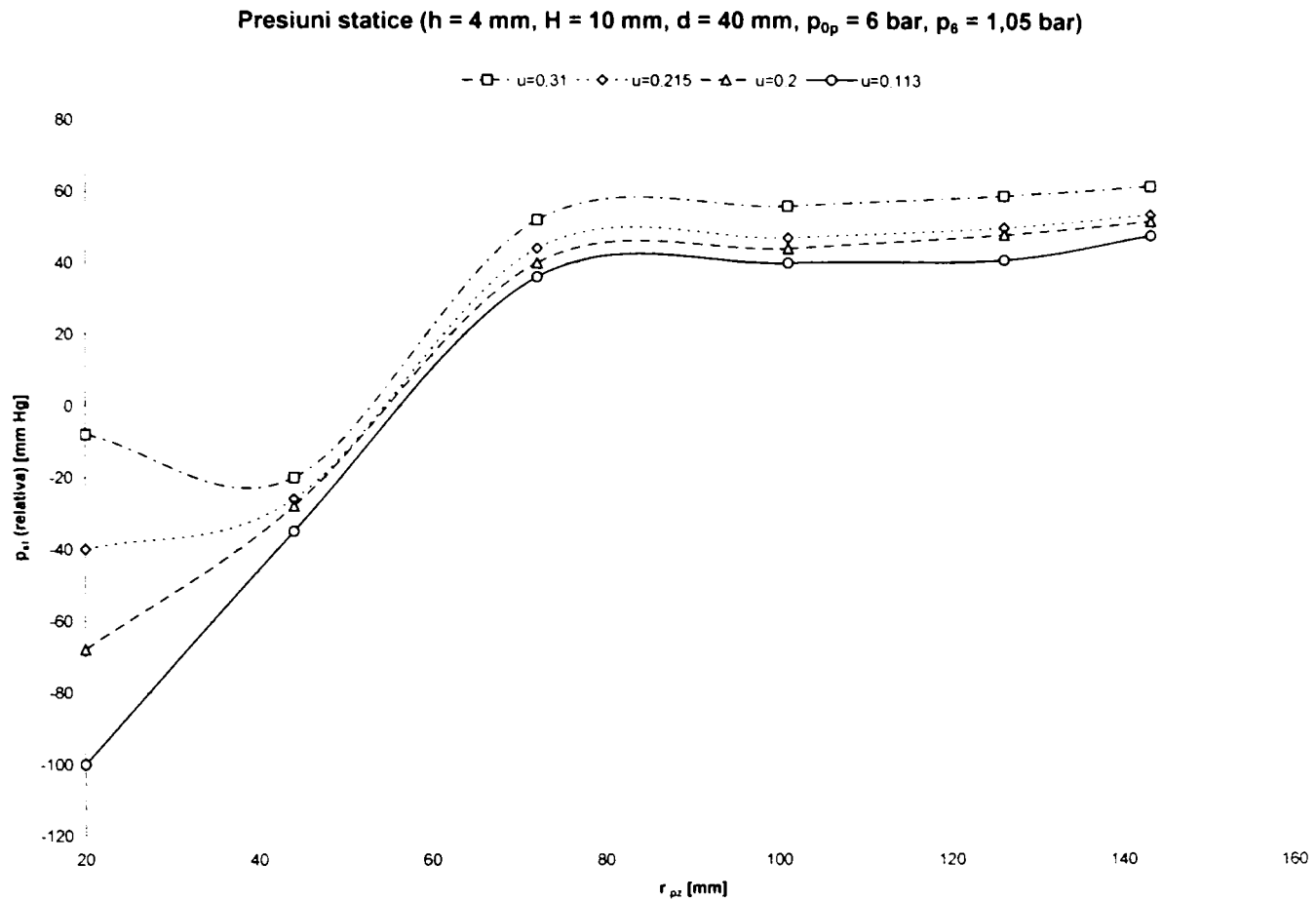


Fig. A7.5. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (10-4-40) și $p_6 = 1,05 \text{ bar}$

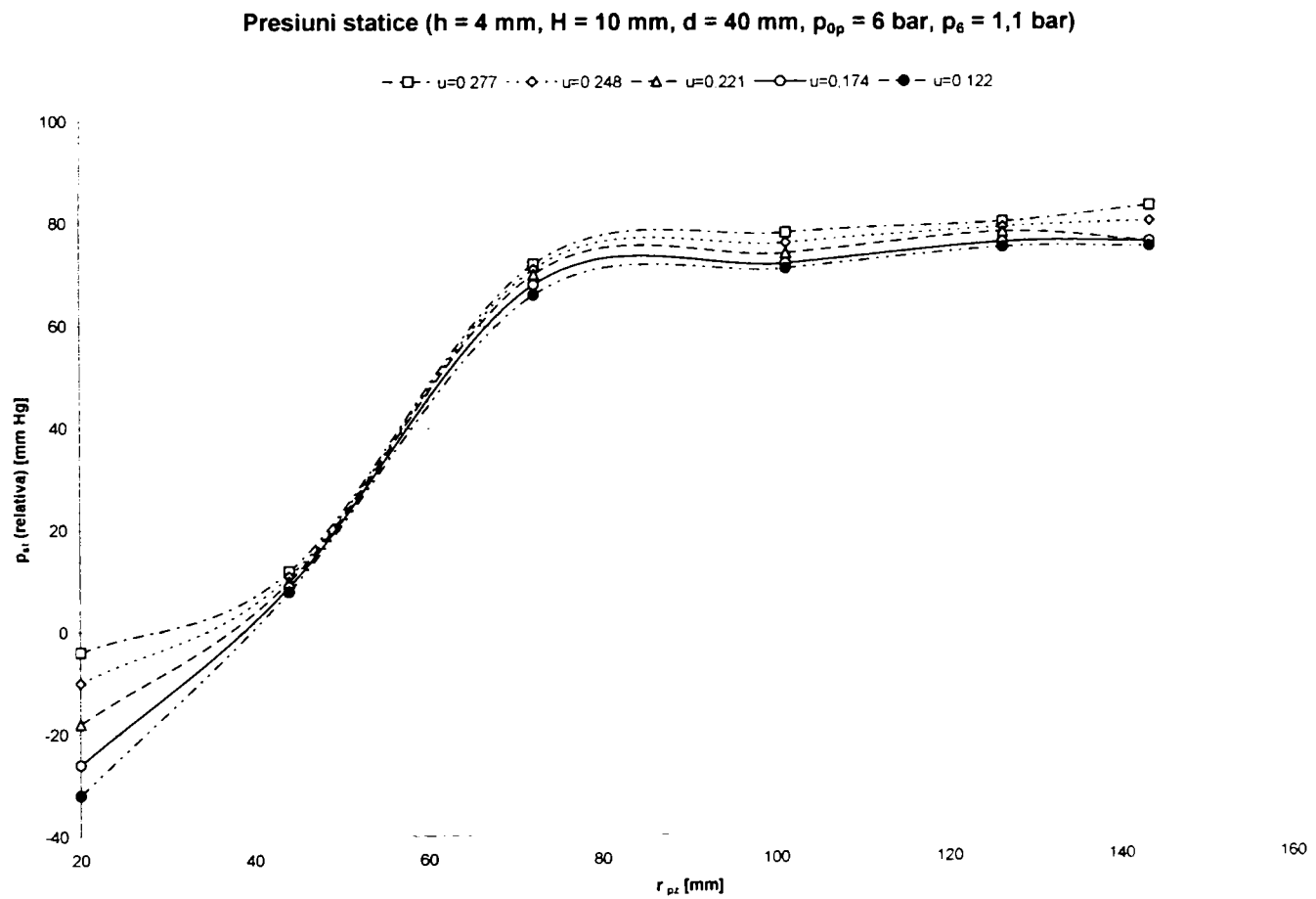


Fig. A7.6. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (10-4-40) și $p_6 = 1,1 \text{ bar}$

Anexa 8

Rezultatele măsurătorilor, mărimi calculate
și reprezentări grafice pentru ejectorul radial (12 – 6 – 40)

$d_1 = 10 \text{ mm}$	$A_1 = 78,54 \text{ mm}^2$
$d_2 = 40 \text{ mm}$	$A_2 = 753,98 \text{ mm}^2$
$d_4 = 70 \text{ mm}$	$A_4 = 3078,76 \text{ mm}^2$
$d_5 = 72 \text{ mm}$	$A_5 = 2714,33 \text{ mm}^2$
$d_6 = 300 \text{ mm}$	$A_6 = 11309,73 \text{ mm}^2$
$h = 6 \text{ mm}$	$H = 12 \text{ mm} ; H_4 = 14 \text{ mm}$

Tab.8A.1. Ejectorul radial (12..6..40) – parametri măsurați și calculul entalpiilor

Nr.	p_{0p}	t_{0p}	i_p	Δp_p	p_{0s-r}	p_{0s}	t_{0s}	i_s	Δp_s	p_6	t_6	i_6	Δp_6
	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	mm Hg	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	4	43	315,77	124	-6	0,992	24	296,88	12	1	34	306,81	62
2.	4	47	319,76	129	-14	0,982	24	296,88	10	1	36	308,80	58
3.	4	53	325,74	129	-30	0,961	24	296,88	8	1	37	309,80	55
4.	4	61	333,74	133	-46	0,939	24	296,88	6	1	39	311,79	50
5.	4	57	329,74	124	-64	0,916	24	296,88	3	1	39	311,79	44
6.	4	47	319,76	129	-76	0,900	24	296,88	2	1	40	312,78	40
7.	4	38	310,79	123	-8	0,989	24	296,88	7	1,05	39	311,79	50
8.	4	54	326,74	134	-24	0,968	24	296,88	5	1,05	38	310,79	47
9.	4	62	334,74	136	-40	0,947	24	296,88	4	1,05	39	311,79	42
10.	4	68	340,74	136	-52	0,932	24	296,88	2	1,05	41	313,78	36
11.	5	49	321,75	149	-6	0,992	25	297,88	18	1	40	312,78	94
12.	5	64	336,74	155	-20	0,974	25	297,88	15	1	41	313,78	84
13.	5	72	344,75	155	-34	0,955	25	297,88	11	1	43	315,77	78
14.	5	65	337,74	151	-54	0,929	25	297,88	7	1	45	317,76	72
15.	5	60	332,74	149	-68	0,911	25	297,88	5	1	45	317,76	68
16.	5	54	326,74	146	-80	0,895	25	297,88	3	1	45	317,76	60
17.	5	45	317,76	152	-92	0,879	25	297,88	2	1	40	312,78	54
18.	5	46	318,76	144	-8	0,989	25	297,88	11	1,05	41	313,78	75
19.	5	49	321,75	148	-22	0,971	25	297,88	7	1,05	40	312,78	68
20.	5	54	326,74	151	-38	0,950	25	297,88	5	1,05	39	311,79	64
21.	5	65	337,74	158	-60	0,921	25	297,88	4	1,05	40	312,78	57
22.	5	72	344,75	170	-68	0,911	25	297,88	2	1,05	40	312,78	54
23.	5	69	341,74	155	-4	0,995	25	297,88	6	1,1	44	316,77	60
24.	5	54	326,74	145	-13	0,983	25	297,88	4	1,1	45	317,76	56
25.	5	44	316,77	153	-28	0,963	26	298,87	2	1,1	43	315,77	48
26.	6	63	335,74	176	-4	0,995	25	297,88	16	1	42	314,77	98

Tab.A8.2. Ejectorul radial (12..6..40) – presiunile statice măsurate pe plăcile difuzoare

Nr.	u	P_{40-r}	P_{88-r}	P_{144-r}	P_{202-r}	P_{252-r}	P_{286-r}	P_{40}	P_{88}	P_{144}	P_{202}	P_{252}	P_{286}
		(P_{0s-r})						(P_{0s})					
		mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	bar	bar	bar	bar	bar	bar
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	0.424	-6	-32	12	14	18	20	0,992	0,958	1,016	1,018	1,024	1,026
2.	0.381	-14	-34	10	12	14	16	0,982	0,955	1,013	1,016	1,018	1,021
3.	0.341	-30	-36	10	12	12	15	0,961	0,953	1,013	1,016	1,016	1,020
4.	0.292	-46	-38	6	8	10	13	0,939	0,950	1,008	1,011	1,013	1,017
5.	0.212	-64	-42	2	6	10	12	0,916	0,945	1,003	1,008	1,013	1,016
6.	0.166	-76	-44	0	4	6	9	0,900	0,942	1,000	1,005	1,008	1,012
7.	0.324	-8	4	44	48	52	54	0,989	1,005	1,058	1,063	1,068	1,071
8.	0.267	-24	0	40	44	48	48	0,968	1,000	1,053	1,058	1,063	1,063
9.	0.238	-40	-2	36	38	41	41	0,947	0,997	1,047	1,050	1,054	1,054
10.	0.170	-52	-8	34	34	37	39	0,932	0,989	1,045	1,045	1,049	1,051
11.	0.426	-6	-20	18	20	22	24	0,992	0,974	1,024	1,026	1,029	1,032
12.	0.387	-20	-24	15	18	20	22	0,974	0,968	1,020	1,024	1,026	1,029
13.	0.333	-34	-28	13	15	17	19	0,955	0,963	1,017	1,020	1,022	1,025
14.	0.264	-54	28	8	10	14	16	0,929	1,037	1,011	1,013	1,018	1,021
15.	0.221	-68	-30	7	9	12	15	0,911	0,961	1,009	1,012	1,016	1,020
16.	0.171	-80	-30	6	8	10	14	0,895	0,961	1,008	1,011	1,013	1,018
17.	0.135	-92	-32	4	6	8	10	0,879	0,958	1,005	1,008	1,011	1,013
18.	0.338	-8	14	48	51	54	56	0,989	1,018	1,063	1,067	1,071	1,074
19.	0.266	-22	12	44	46	50	52	0,971	1,016	1,058	1,061	1,066	1,068
20.	0.223	-38	10	41	43	47	50	0,950	1,013	1,054	1,057	1,062	1,066
21.	0.195	-60	8	38	40	44	46	0,921	1,011	1,050	1,053	1,058	1,061
22.	0.135	-68	2	34	36	40	43	0,911	1,003	1,045	1,047	1,053	1,057
23.	0.251	-4	52	80	88	88	90	0,995	1,068	1,105	1,116	1,116	1,118
24.	0.207	-13	44	74	80	83	86	0,983	1,058	1,097	1,105	1,109	1,113
25.	0.140	-28	38	70	74	78	80	0,963	1,050	1,092	1,097	1,103	1,105
26.	0.345	-4	-28	20	24	27	28	0,995	0,963	1,026	1,032	1,036	1,037

Tab.A8.3. Ejectorul radial (12..6..40) – mărimi calculate

Nr.	G_p	G_s	G	G_p+G_s	ΔG	$\frac{\Delta G}{G} \times 100$	u	Δi_0	Δi_f	η	Δp
	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	%	-	kJ/kg	kJ/kg	%	bar
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
1.	0.0810	0.0344	0.1260	0.1154	0.0106	8,40	0.424	102,28	0.47	0.195	0.008
2.	0.0821	0.0313	0.1215	0.1134	0.0081	6,67	0.381	104,29	1.11	0.410	0.018
3.	0.0814	0.0277	0.1182	0.1091	0.0091	7,67	0.341	107,68	2.45	0.792	0.039
4.	0.0816	0.0238	0.1124	0.1055	0.0069	6,14	0.292	111,85	3.88	1.048	0.061
5.	0.0793	0.0168	0.1055	0.0961	0.0094	8,89	0.212	111,97	5.37	1.067	0.084
6.	0.0821	0.0137	0.1004	0.0958	0.0046	4,62	0.166	109,39	6.22	1.003	0.100
7.	0.0814	0.0263	0.1151	0.1077	0.0074	6,45	0.324	100,72	3.47	1.157	0.061
8.	0.0828	0.0221	0.1118	0.1049	0.0069	6,18	0.267	107,53	4.97	1.295	0.082
9.	0.0824	0.0196	0.1056	0.1020	0.0036	3,37	0.238	111,69	6.46	1.462	0.103
10.	0.0817	0.0139	0.0975	0.0956	0.0019	1,98	0.170	114,87	7.64	1.212	0.118
11.	0.0984	0.0419	0.1533	0.1403	0.0131	8,51	0.426	117,33	0.45	0.163	0.008
12.	0.0981	0.0379	0.1448	0.1360	0.0088	6,06	0.387	124,23	1.57	0.496	0.026
13.	0.0969	0.0323	0.1391	0.1292	0.0099	7,14	0.333	128,51	2.76	0.730	0.045
14.	0.0967	0.0255	0.1333	0.1222	0.0112	8,37	0.264	127,38	4.33	0.928	0.071
15.	0.0967	0.0214	0.1296	0.1182	0.0114	8,83	0.221	126,52	5.40	0.988	0.089
16.	0.0966	0.0166	0.1218	0.1132	0.0086	7,08	0.171	125,08	6.27	0.905	0.105
17.	0.1000	0.0135	0.1165	0.1135	0.0031	2,64	0.135	122,39	7.05	0.825	0.121
18.	0,0972	0.0328	0.1403	0.1300	0.0103	7,33	0,338	116,32	3,34	0,998	0,061
19.	0.0980	0.0261	0.1339	0.1241	0.0097	7,28	0,266	118,53	4,42	1,031	0,079
20.	0.0983	0.0219	0.1301	0.1201	0.0100	7,65	0,223	121,72	5,74	1,101	0,100
21.	0.0989	0.0193	0.1227	0.1182	0.0045	3,64	0,195	127,87	7,74	1,259	0,129
22.	0.1015	0.0137	0.1194	0.1152	0.0042	3,51	0,135	131,36	8,59	0,946	0,139
23.	0.0974	0.0245	0.1280	0.1218	0.0061	4,81	0,251	124,91	6,13	1,296	0,105
24.	0.0963	0.0199	0.1235	0.1162	0.0072	5,85	0,207	119,79	6,53	1,194	0,117
25.	0,1005	0,0141	0,1148	0,1145	0,0002	0,19	0,140	117,03	7,44	0,951	0,137
26.	0,1146	0,0396	0,1560	0,1542	0,0018	1,15	0,345	133,04	0,29	0,077	0,005

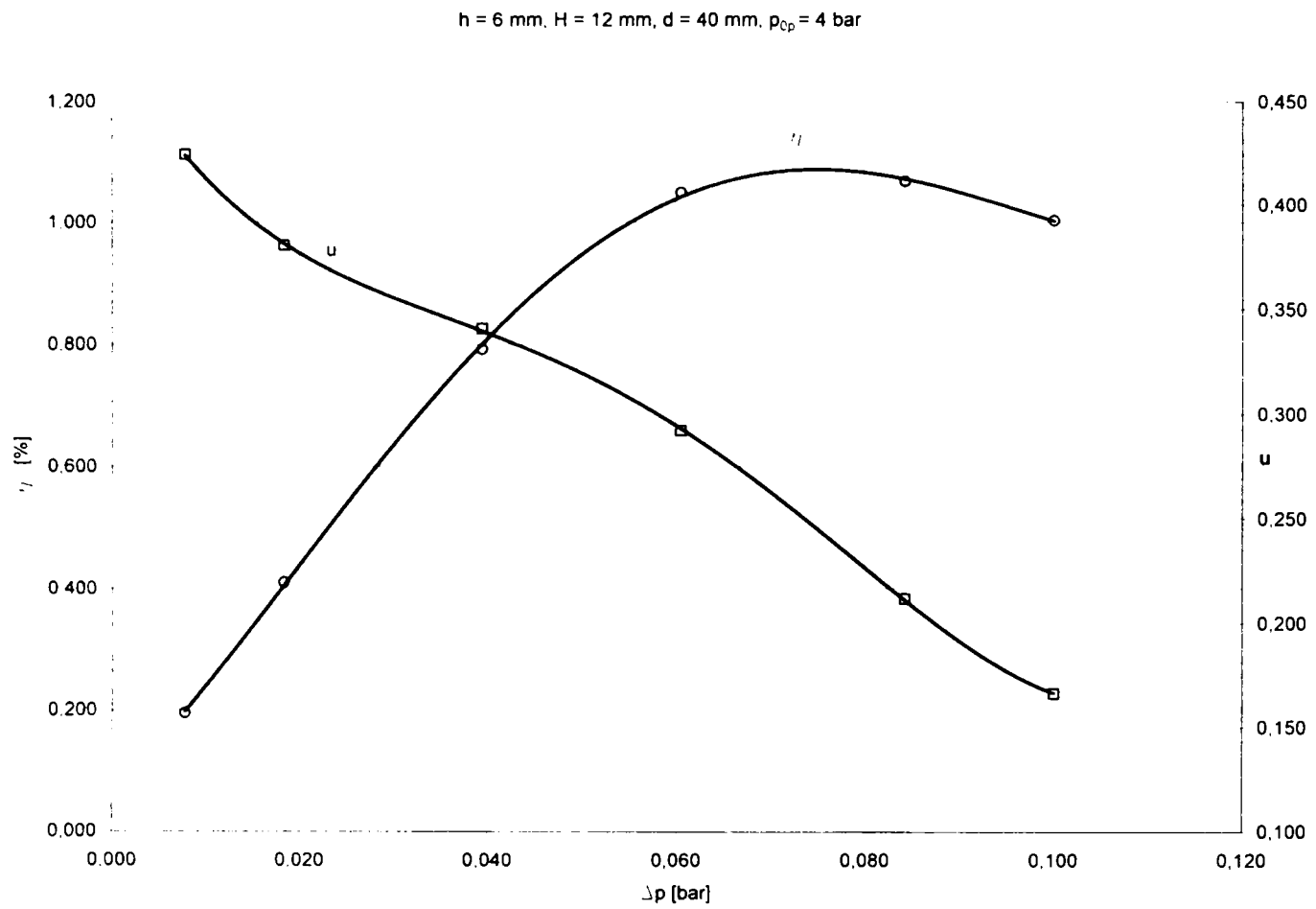


Fig. A8.1. Dependențele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (12-6-40) la $p_{0p} = 4$ bar

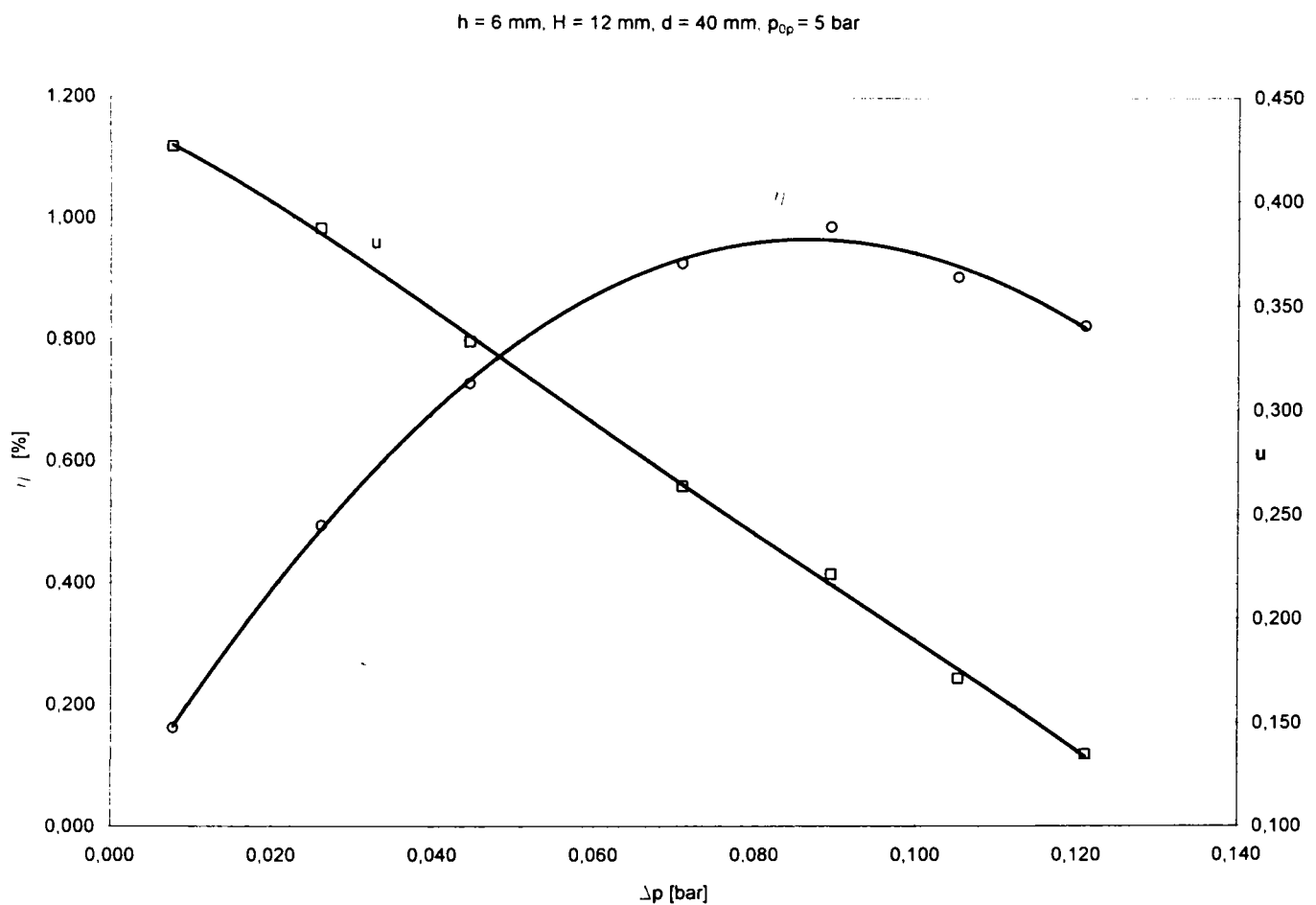


Fig. A8.2. Dependențele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (12-6-40) la $p_{0p} = 5$ bar

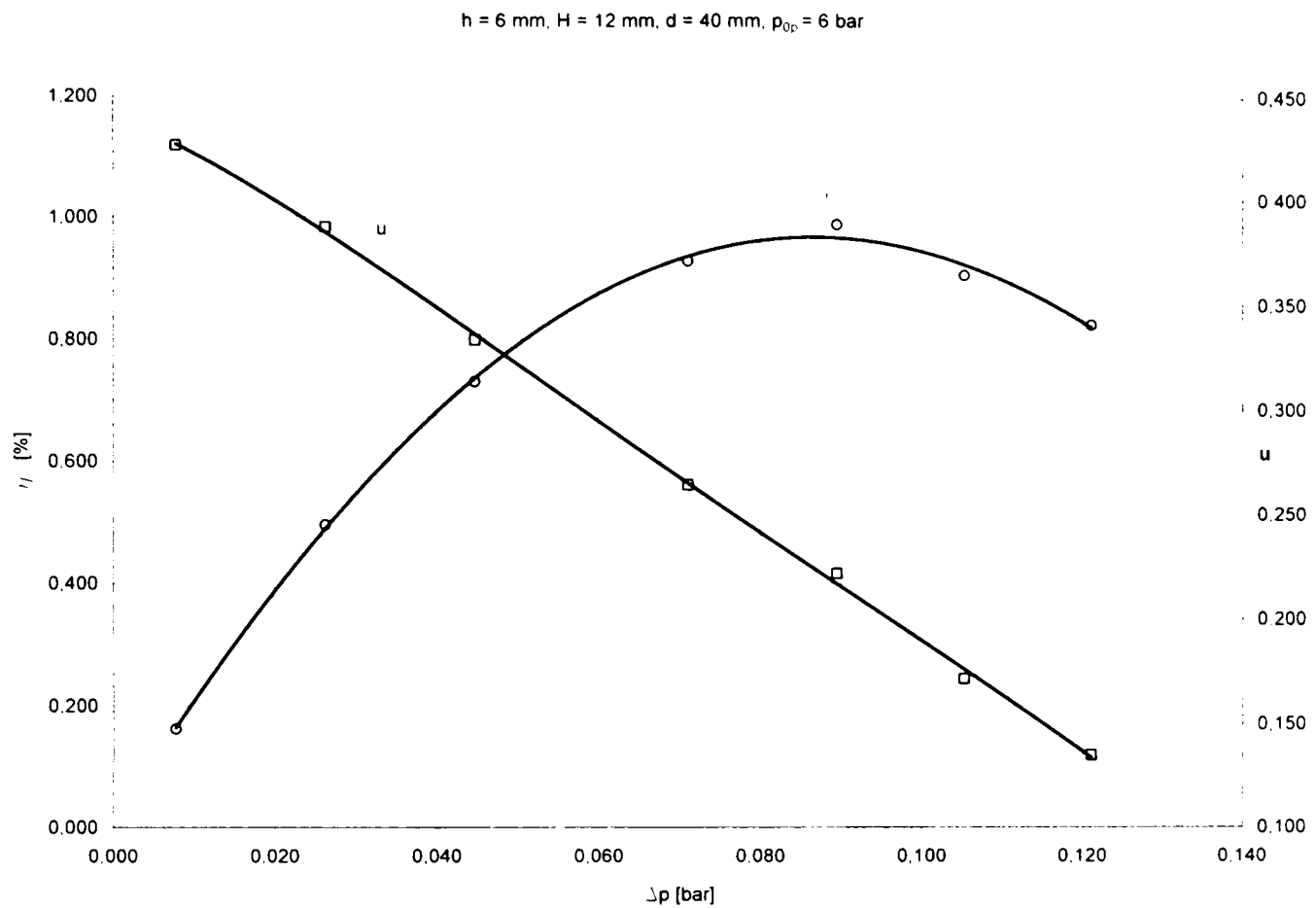


Fig. A8.3. Dependențele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (12-6-40) la $p_{0p} = 6$ bar

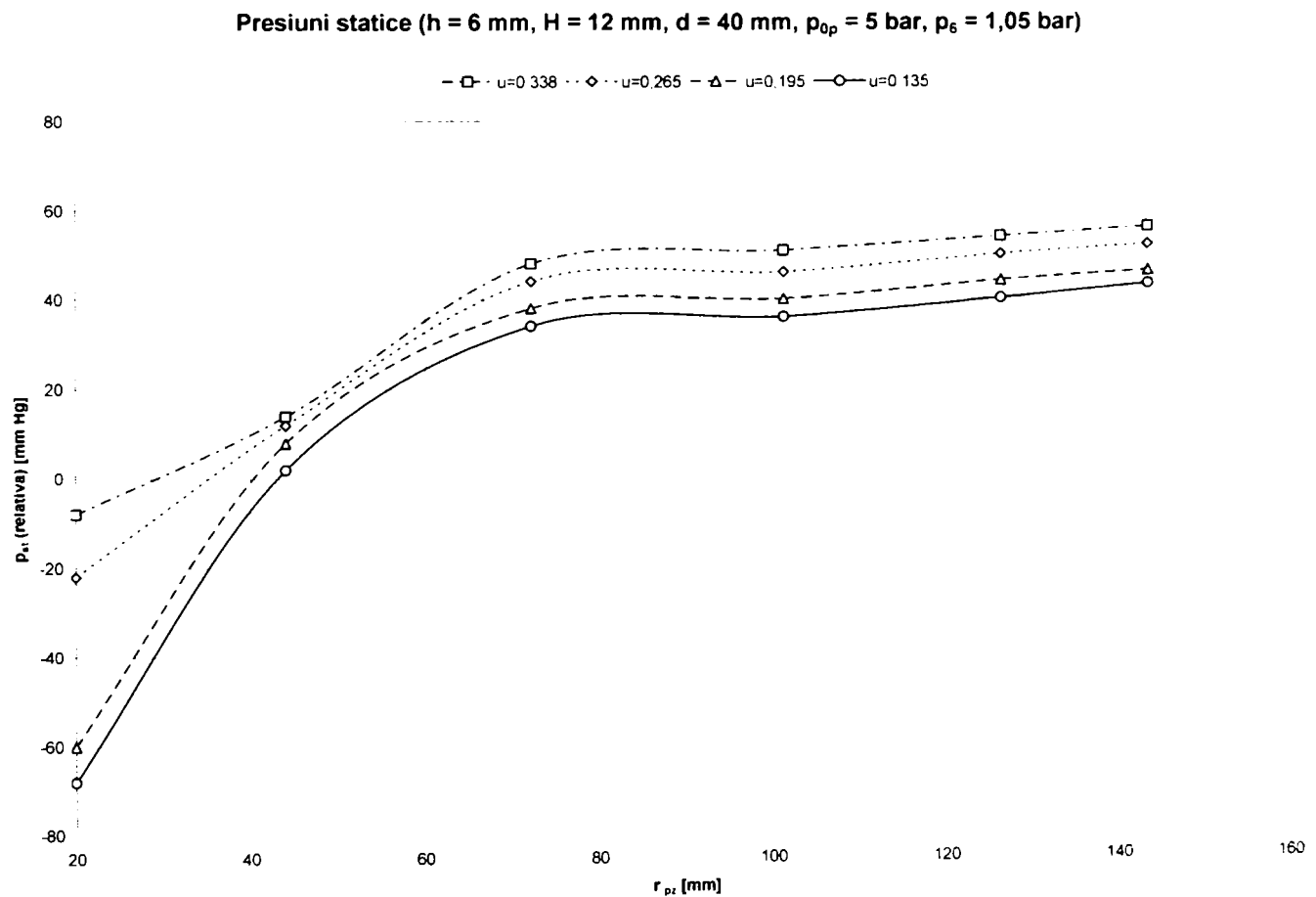


Fig. A8.4. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (12-6-40) și $p_6 = 1.05$ bar

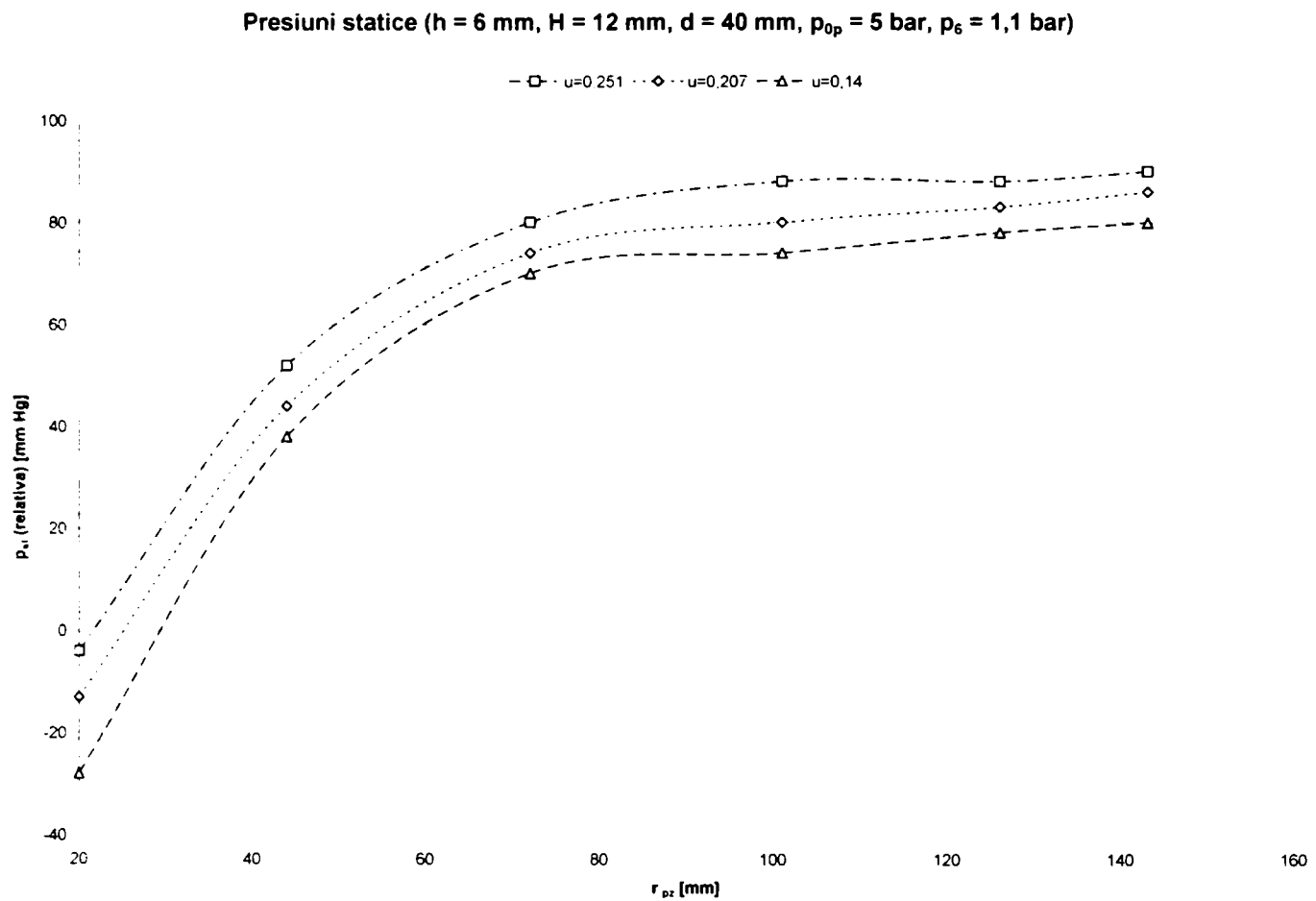


Fig. A8.5. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (12-6-40) și $p_6 = 1.1$ bar

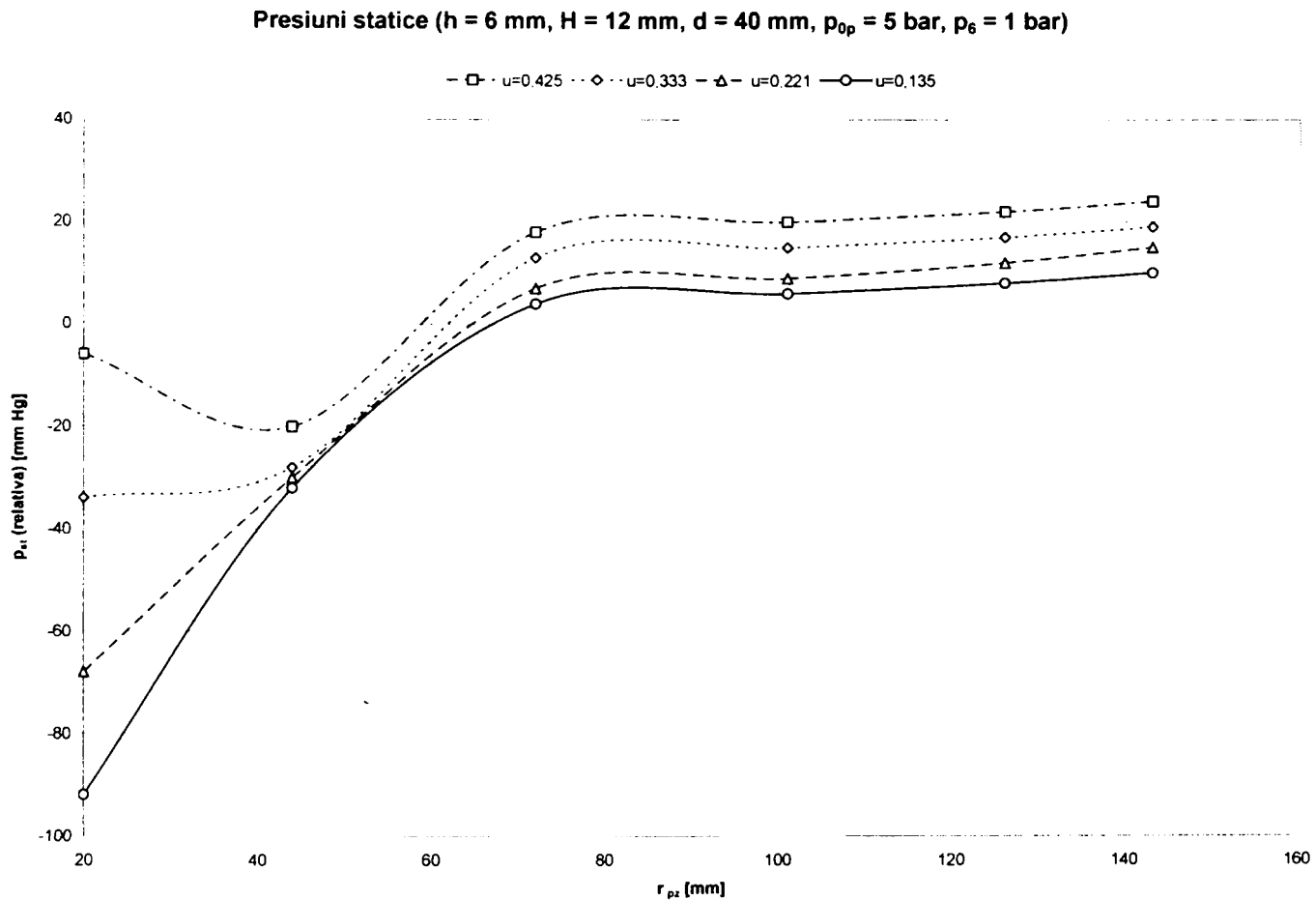


Fig. A8.6. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (12-6-40) și $p_6 = 1$ bar

Anexa 9

Rezultatele măsurătorilor, mărimi calculate
și reprezentări grafice pentru ejectorul radial (10 – 2 – 40)

$d_1 = 10 \text{ mm}$	$A_1 = 62.83 \text{ mm}^2$
$d_2 = 40 \text{ mm}$	$A_2 = 251.32 \text{ mm}^2$
$d_4 = 70 \text{ mm}$	$A_4 = 2638.94 \text{ mm}^2$
$d_5 = 72 \text{ mm}$	$A_5 = 2261.95 \text{ mm}^2$
$d_6 = 300 \text{ mm}$	$A_6 = 9424.78 \text{ mm}^2$
$h = 2 \text{ mm}$	$H = 10 \text{ mm} ; H_4 = 12 \text{ mm}$

Tab. A9.1. Ejectorul radial (10..2..40) – parametri măsurați și calculul entalpiilor

Nr.	p_{0p}	t_{0p}	i_p	Δp_p	p_{0s-r}	p_{0s}	t_{0s}	i_s	Δp_s	p_6	t_6	i_6	Δp_6
	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	mm Hg	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	4	26	298,87	85	-6	0,992	18	290,94	11	1	19	291,93	45
2.	4	24	296,88	80	-20	0,974	18	290,94	8	1	18	290,94	40
3.	4	25	297,88	80	-34	0,955	18	290,94	6	1	18	290,94	36
4.	4	27	299,86	85	-52	0,932	18	290,94	4	1	18	290,94	32
5.	4	28	300,85	78	-64	0,916	18	290,94	2	1	18	290,94	28
6.	5	43	315,77	97	-4	0,995	18	290,94	18	1	20	292,92	66
7.	5	49	321,75	103	-18	0,976	18	290,94	16	1	22	294,90	60
8.	5	54	326,74	103	-34	0,955	18	290,94	12	1	25	297,88	54
9.	5	58	330,74	98	-60	0,921	18	290,94	7	1	25	297,88	48
10.	5	66	338,74	107	-74	0,903	18	290,94	5	1	27	299,86	42
11.	5	72	344,75	97	-84	0,889	18	290,94	3	1	31	303,83	35
12.	5	76	348,76	104	-4	0,995	18	290,94	7	1,05	35	307,81	46
13.	5	73	345,75	108	-24	0,968	18	290,94	6	1,05	37	309,80	49
14.	5	72	344,75	102	-46	0,939	18	290,94	4	1,05	39	311,79	42
15.	5	72	344,75	104	-62	0,918	18	290,94	2	1,05	41	313,78	39
16.	5	73	345,75	104	-4	0,995	18	290,94	4	1,1	42	314,77	36
17.	5	59	331,74	98	-20	0,974	18	290,94	2	1,1	36	308,80	32
18.	6	48	320,75	102	-4	0,995	18	290,94	21	1	35	307,81	82
19.	6	54	326,74	89	-18	0,976	18	290,94	16	1	37	309,80	76
20.	6	64	336,74	96	-40	0,947	19	291,93	12	1	37	309,80	66
21.	6	71	343,75	99	-64	0,916	19	291,93	8	1	39	311,79	58
22.	6	76	348,76	101	-84	0,889	19	291,93	4	1	41	313,78	52
23.	6	81	353,78	103	-104	0,863	20	292,92	2	1	43	315,77	44
24.	6	90	362,83	113	-4	0,995	21	293,91	12	1,05	48	320,75	66
25.	6	94	366,86	111	-20	0,974	21	293,91	8	1,05	51	323,75	59
26.	6	97	369,88	113	-44	0,942	22	294,90	6	1,05	53	325,74	53
27.	6	98	370,89	118	-64	0,916	23	295,89	4	1,05	57	329,74	47

Nr.	p_{0p}	t_{0p}	i_p	Δp_p	p_{0s-r}	p_{0s}	t_{0s}	i_s	Δp_s	p_6	t_6	i_6	Δp_6
	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	mm Hg	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O
28.	6	99	371,90	116	-84	0,889	24	296,88	2	1,05	57	329,74	42
29.	6	99	371,90	117	-4	0,995	24	296,88	6	1,1	60	332,74	51
30.	6	100	372,91	117	-20	0,974	25	297,88	4	1,1	62	334,74	43
31.	6	100	372,91	119	-34	0,955	25	297,88	2	1,1	62	334,74	39

Tab.A9.2. Ejectorul radial (10..2..40) – presiunile statice măsurate pe plăcile difuzoare

Nr.	u	p_{40-r} (p_{0s-r})	p_{88-r}	p_{144-r}	p_{202-r}	p_{252-r}	p_{286-r}	p_{40} (p_{0s})	p_{88}	p_{144}	p_{202}	p_{252}	p_{286}
	-	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	bar	bar	bar	bar	bar	bar
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	0,482	-6	-32	8	10	13	18	0,992	0,958	1,011	1,013	1,017	1,024
2.	0,419	-20	-36	4	6	9	12	0,974	0,953	1,005	1,008	1,012	1,016
3.	0,362	-34	-38	2	4	8	10	0,955	0,950	1,003	1,005	1,011	1,013
4.	0,285	-52	-42	2	4	6	6	0,932	0,945	1,003	1,005	1,008	1,008
5.	0,211	-64	-42	0	2	2	2	0,916	0,945	1,000	1,003	1,003	1,003
6.	0,529	-4	-24	12	14	16	18	0,995	0,968	1,016	1,018	1,021	1,024
7.	0,485	-18	-27	10	12	14	15	0,976	0,964	1,013	1,016	1,018	1,020
8.	0,419	-34	-30	8	10	11	12	0,955	0,961	1,011	1,013	1,014	1,016
9.	0,326	-60	-31	4	6	10	10	0,921	0,959	1,005	1,008	1,013	1,013
10.	0,265	-74	-34	2	4	8	10	0,903	0,955	1,003	1,005	1,011	1,013
11.	0,218	-84	-40	-2	0	6	6	0,889	0,947	0,997	1,000	1,008	1,008
12.	0,338	-4	0	40	44	48	50	0,995	1,000	1,053	1,058	1,063	1,066
13.	0,302	-24	-6	36	40	44	46	0,968	0,992	1,047	1,053	1,058	1,061
14.	0,251	-46	-8	32	36	38	41	0,939	0,989	1,042	1,047	1,050	1,054
15.	0,175	-62	-12	29	30	32	35	0,918	0,984	1,038	1,039	1,042	1,046
16.	0,256	-4	36	78	82	84	88	0,995	1,047	1,103	1,108	1,111	1,116
17.	0,182	-20	31	72	74	78	82	0,974	1,041	1,095	1,097	1,103	1,108
18.	0,512	-4	-36	10	14	18	22	0,995	0,953	1,013	1,018	1,024	1,029
19.	0,480	-18	-38	8	12	14	18	0,976	0,950	1,011	1,016	1,018	1,024
20.	0,400	-40	-40	8	10	12	14	0,947	0,947	1,011	1,013	1,016	1,018
21.	0,321	-64	-42	4	8	10	14	0,916	0,945	1,005	1,011	1,013	1,018
22.	0,225	-84	-46	4	6	8	10	0,889	0,939	1,005	1,008	1,011	1,013
23.	0,158	-104	-48	0	2	4	6	0,863	0,937	1,000	1,003	1,005	1,008
24.	0,391	-4	-12	44	48	50	54	0,995	0,984	1,058	1,063	1,066	1,071
25.	0,322	-20	-16	40	44	47	50	0,974	0,979	1,053	1,058	1,062	1,066
26.	0,273	-44	-20	36	40	44	46	0,942	0,974	1,047	1,053	1,058	1,061
27.	0,216	-64	-24	34	36	39	42	0,916	0,968	1,045	1,047	1,051	1,055
28.	0,154	-84	-26	32	34	37	40	0,889	0,966	1,042	1,045	1,049	1,053
29.	0,276	-4	50	92	96	98	100	0,995	1,066	1,121	1,126	1,129	1,132
30.	0,224	-20	38	80	88	92	96	0,974	1,050	1,105	1,116	1,121	1,126
31.	0,157	-34	34	74	84	88	92	0,955	1,045	1,097	1,111	1,116	1,121

Tab.A9.3. Ejectorul radial (10..2..40) – mărimi calculate

Nr.	G_p	G_s	G	G_p+G_s	ΔG	$\frac{\Delta G}{G}$ $\times 100$	u	Δi_0	Δi_1	η	Δp
	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	%	-	kJ/kg	kJ/kg	%	bar
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
1.	0.0690	0.0333	0.1102	0.1023	0.0079	7.18	0.482	96.47	0.44	0.222	0.008
2.	0.0672	0.0282	0.1041	0.0954	0.0087	8.40	0.419	96.82	1.47	0.648	0.026
3.	0.0671	0.0242	0.0988	0.0913	0.0075	7.58	0.362	98.21	2.53	0.955	0.045
4.	0.0689	0.0196	0.0932	0.0885	0.0047	5.00	0.285	100.29	3.93	1.163	0.068
5.	0.0659	0.0139	0.0872	0.0798	0.0074	8.51	0.211	101.58	4.88	1.065	0.084
6.	0.0802	0.0424	0.1330	0.1226	0.0104	7.80	0.529	114.87	0.29	0.135	0.005
7.	0.0818	0.0397	0.1264	0.1215	0.0049	3.89	0.485	118.23	1.35	0.559	0.024
8.	0.0812	0.0341	0.1194	0.1153	0.0041	3.45	0.419	121.41	2.61	0.920	0.045
9.	0.0787	0.0257	0.1126	0.1044	0.0082	7.28	0.326	125.06	4.72	1.279	0.079
10.	0.0813	0.0216	0.1051	0.1029	0.0022	2.09	0.265	129.44	6.01	1.292	0.097
11.	0.0767	0.0167	0.0954	0.0934	0.0019	2.02	0.218	132.74	6.98	1.208	0.111
12.	0.0790	0.0267	0.1112	0.1057	0.0055	4.95	0.338	127.63	3.34	0.908	0.055
13.	0.0808	0.0244	0.1143	0.1053	0.0091	7.94	0.302	128.09	4.93	1.210	0.082
14.	0.0787	0.0197	0.1056	0.0984	0.0072	6.80	0.251	129.51	6.73	1.375	0.111
15.	0.0795	0.0139	0.1015	0.0934	0.0081	7.97	0.175	130.85	8.08	1.154	0.132
16.	0.0793	0.0203	0.0997	0.0996	0.0000	0.03	0.256	126.47	6.20	1.319	0.105
17.	0.0786	0.0143	0.0949	0.0930	0.0019	2.05	0.182	122.28	7.18	1.137	0.126
18.	0.0894	0.0458	0.1444	0.1351	0.0093	6.45	0.512	126.76	0.28	0.114	0.005
19.	0.0827	0.0397	0.1387	0.1224	0.0163	11.75	0.480	130.28	1.30	0.482	0.024
20.	0.0846	0.0339	0.1293	0.1185	0.0108	8.38	0.400	136.17	3.01	0.903	0.053
21.	0.0851	0.0273	0.1209	0.1124	0.0086	7.09	0.321	141.07	4.97	1.172	0.084
22.	0.0853	0.0192	0.1142	0.1045	0.0097	8.52	0.225	144.89	6.69	1.089	0.111
23.	0.0855	0.0135	0.1048	0.0990	0.0058	5.54	0.158	148.80	8.49	0.954	0.137
24.	0.0884	0.0346	0.1303	0.1230	0.0072	5.55	0.391	144.42	3.30	0.913	0.055
25.	0.0872	0.0280	0.1227	0.1152	0.0074	6.05	0.322	147.42	4.64	1.045	0.076
26.	0.0876	0.0239	0.1160	0.1115	0.0044	3.81	0.273	150.72	6.69	1.269	0.108
27.	0.0894	0.0193	0.1086	0.1087	-0.0001	-0.11	0.216	152.87	8.43	1.261	0.134
28.	0.0885	0.0136	0.1027	0.1021	0.0006	0.59	0.154	155.07	10.21	1.082	0.161
29.	0.0889	0.0245	0.1152	0.1134	0.0018	1.59	0.276	148.24	6.34	1.231	0.105
30.	0.0888	0.0199	0.1056	0.1086	-0.0031	-2.90	0.224	149.99	7.68	1.207	0.126
31.	0.0895	0.0140	0.1006	0.1036	-0.0030	-2.97	0.157	151.17	8.86	0.977	0.145

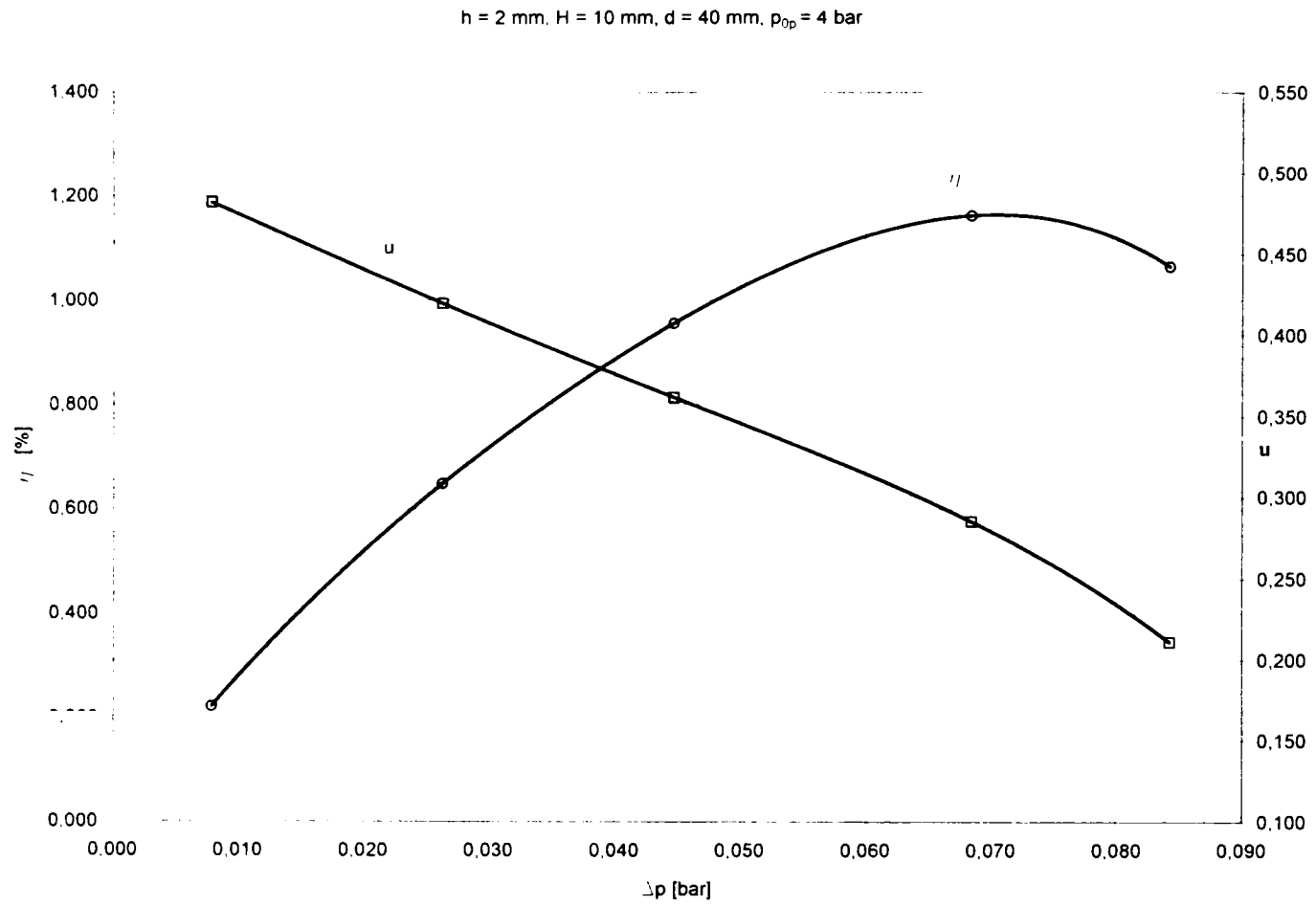


Fig. A9.1. Dependentele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (10-2-40) la $p_{0p} = 4$ bar

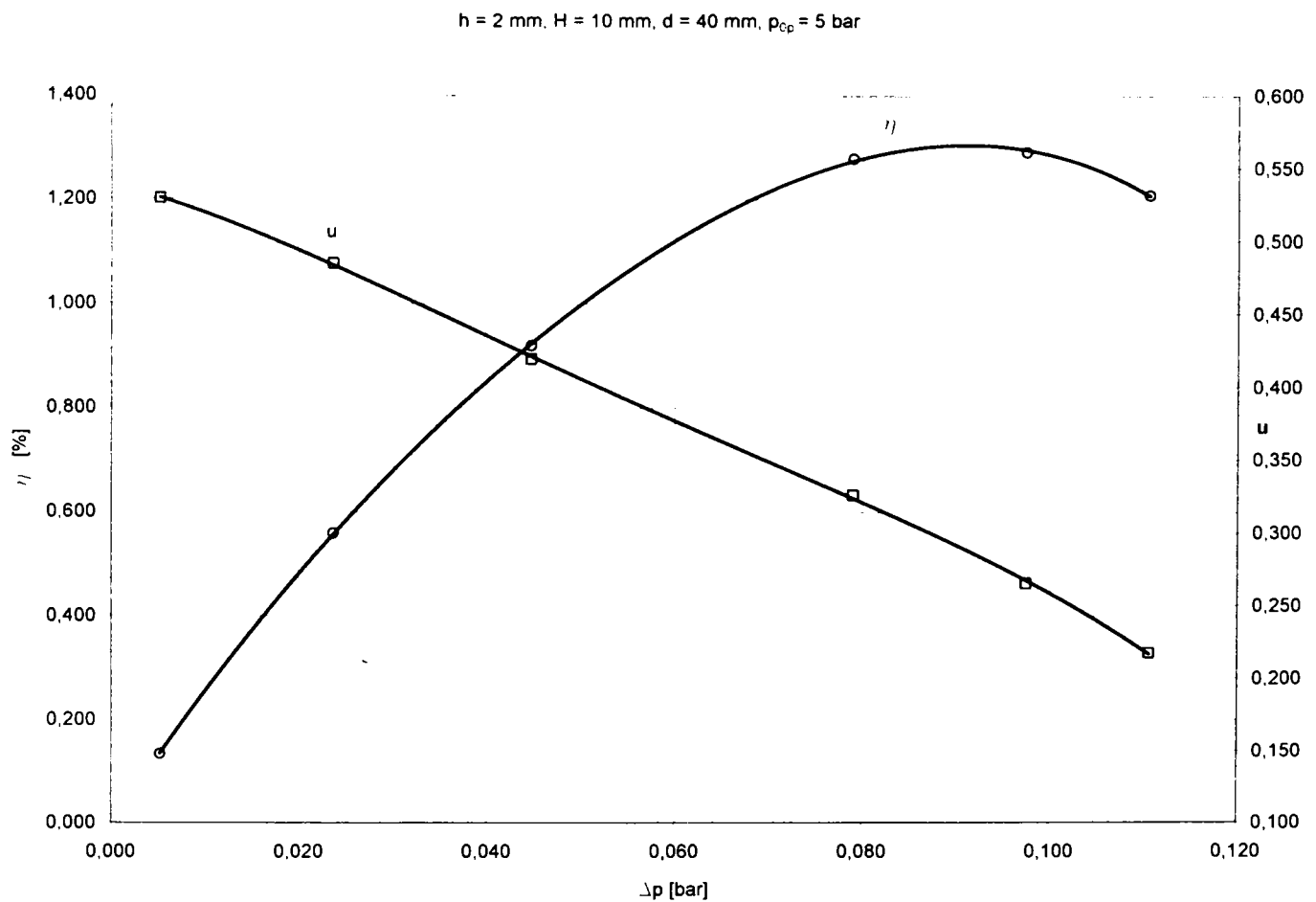


Fig. A9.2. Dependentele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (10-2-40) la $p_{0p} = 5$ bar

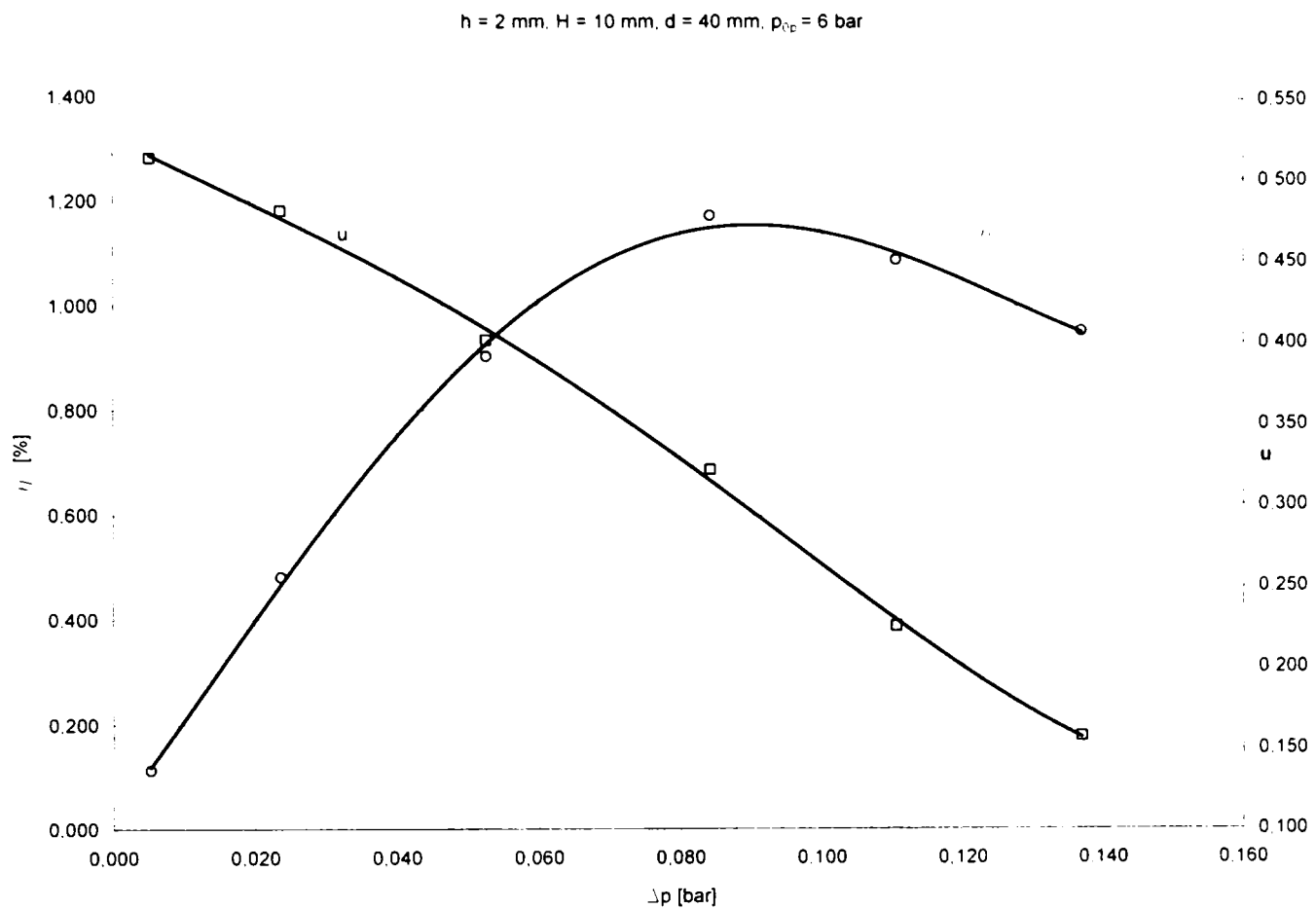


Fig. A9.3. Dependențele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (10-2-40) la $p_{0p} = 6$ bar

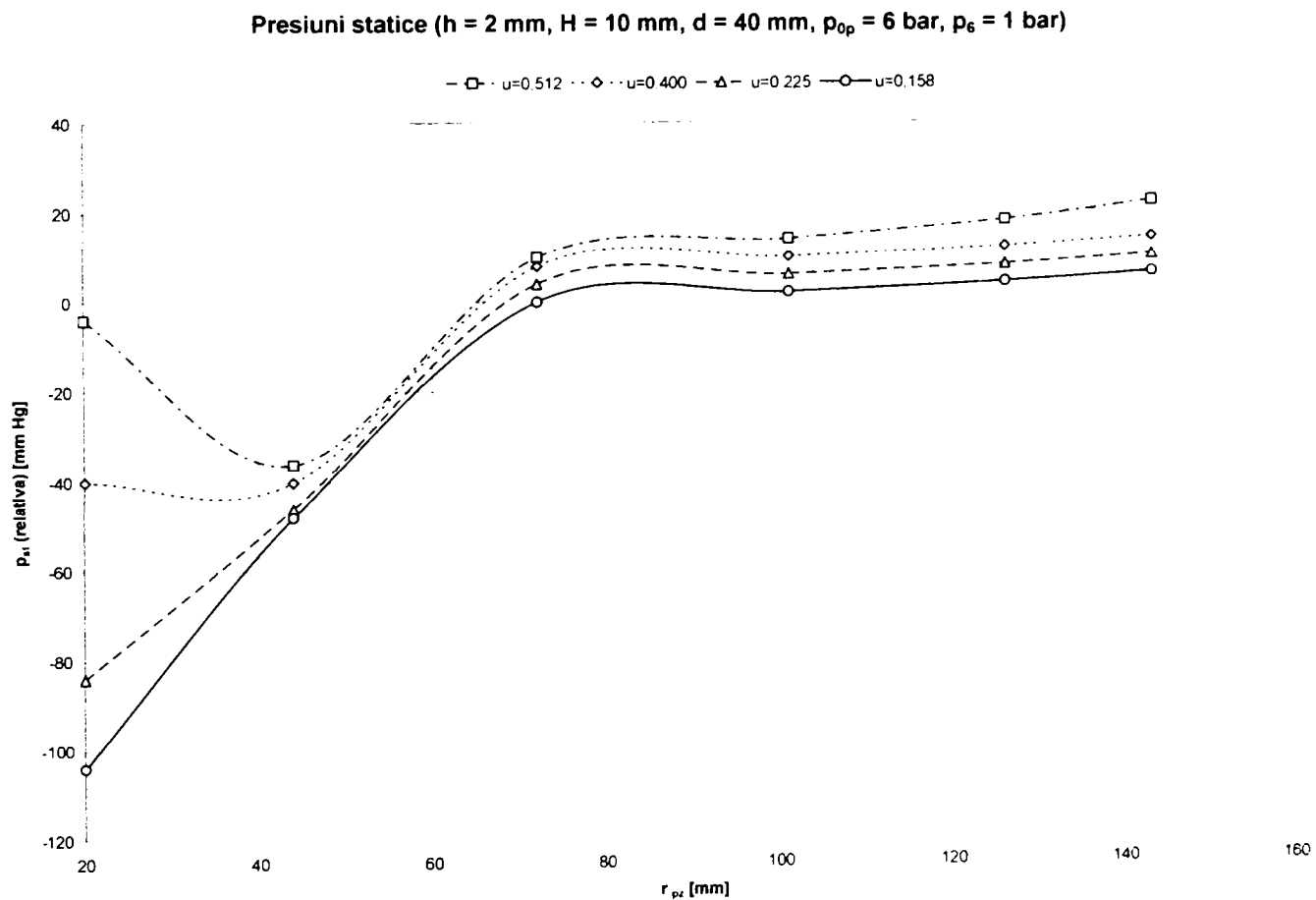


Fig. A9.4. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (10-2-40) și $p_6 = 1$ bar

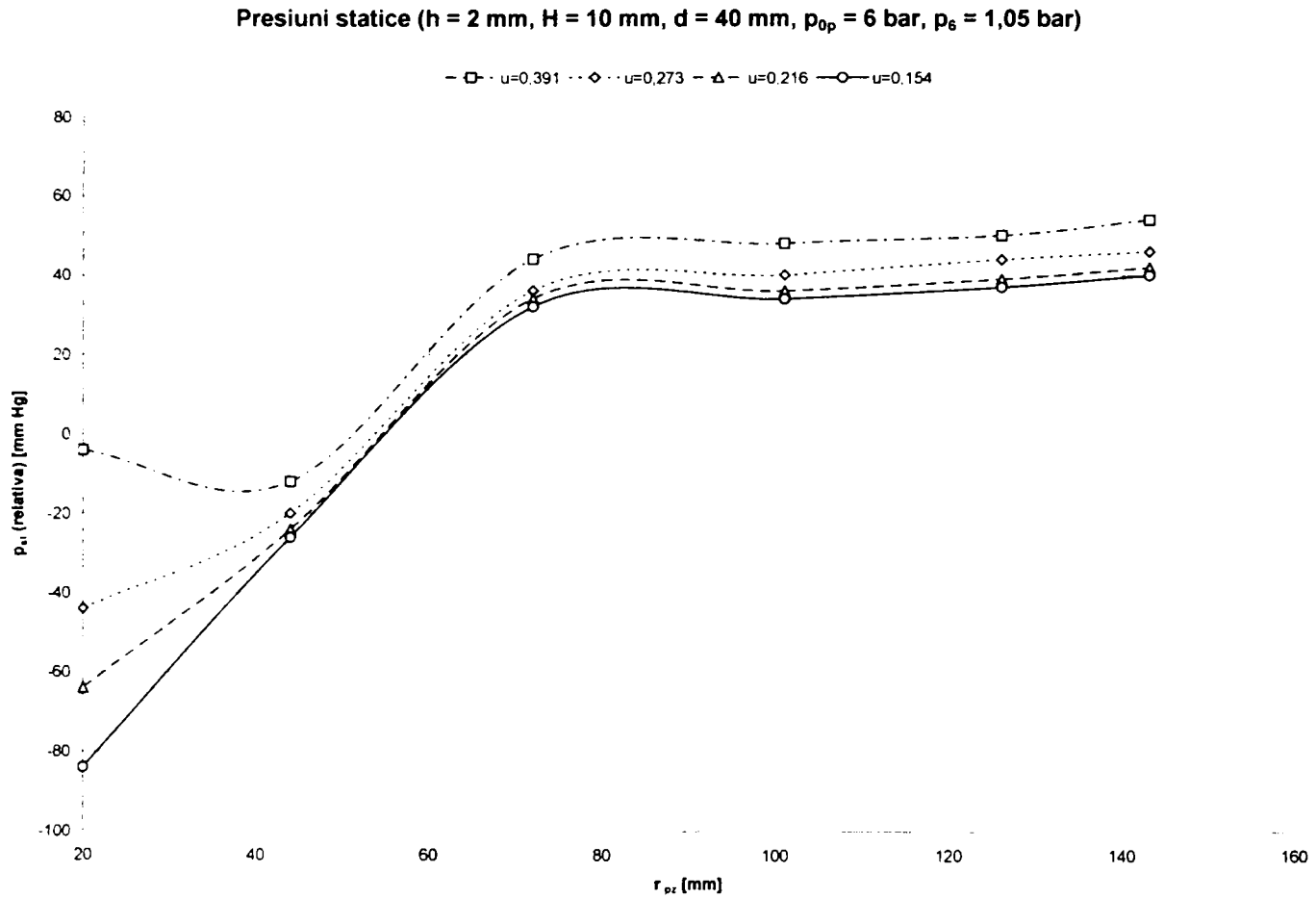


Fig. A9.5. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (10-2-40) și $p_6 = 1,05 \text{ bar}$

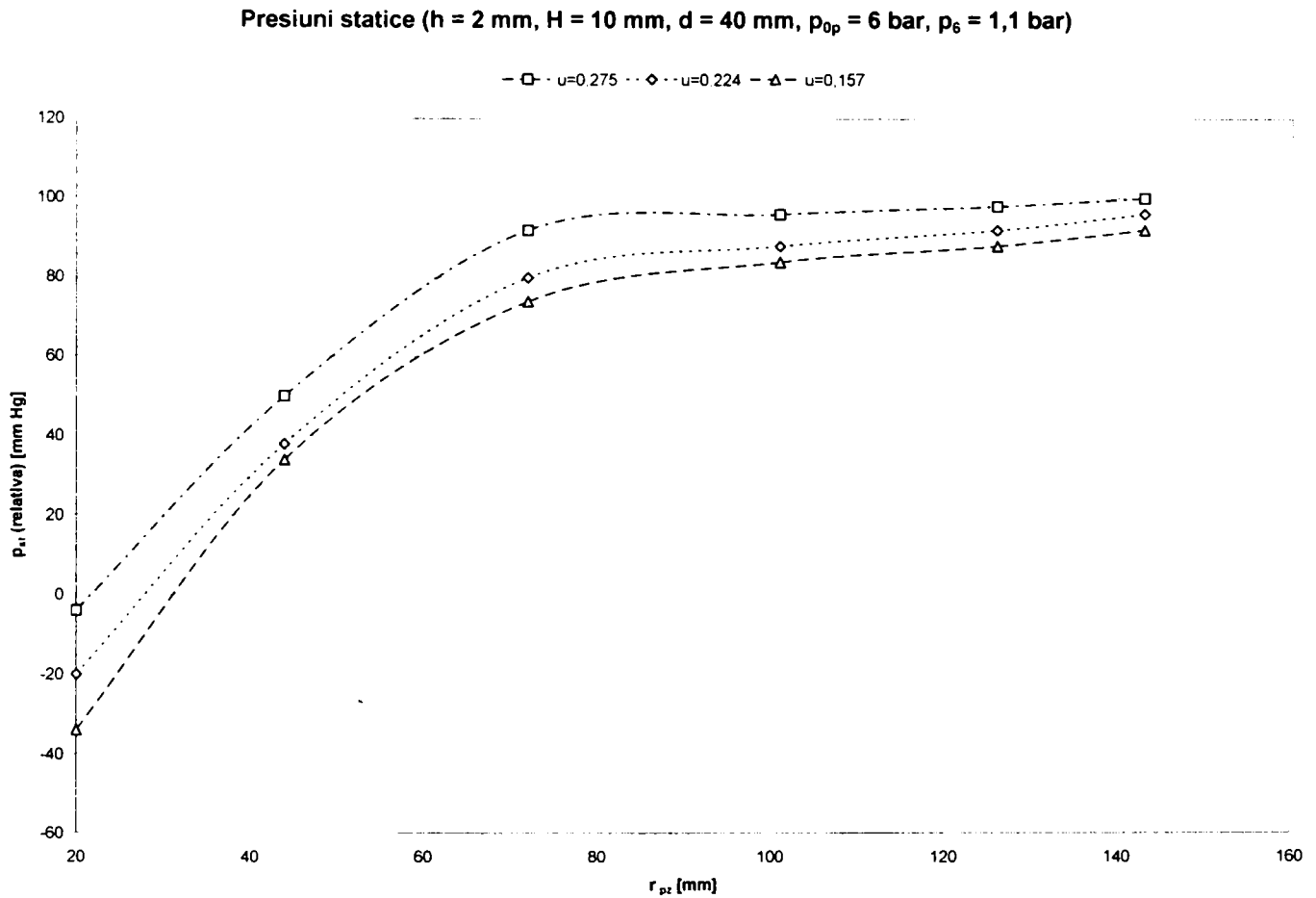


Fig. A9.6. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (10-2-40) și $p_6 = 1,1 \text{ bar}$

Anexa 10

Rezultatele măsurătorilor, mărimi calculate
și reprezentări grafice pentru ejectorul radial (10 – 2 – 32)

$d_1 = 10 \text{ mm}$	$A_1 = 62,83 \text{ mm}^2$
$d_2 = 32 \text{ mm}$	$A_2 = 201,06 \text{ mm}^2$
$d_4 = 70 \text{ mm}$	$A_4 = 2638,94 \text{ mm}^2$
$d_5 = 72 \text{ mm}$	$A_5 = 2261,95 \text{ mm}^2$
$d_6 = 300 \text{ mm}$	$A_6 = 9424,78 \text{ mm}^2$
$h = 2 \text{ mm}$	$H = 10 \text{ mm} ; H_4 = 12 \text{ mm}$

Tab.A10.1. Ejectorul radial (10..2..32) – parametri măsuțați și calculul entalpiilor

Nr.	p_{0p}	t_{0p}	i_p	Δp_p	p_{0s-r}	p_{0s}	t_{0s}	i_s	Δp_s	p_6	t_6	i_6	Δp_6
	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	mm Hg	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	4	26	298,87	123	-6	0,992	17	289,94	16	1	19	291,93	66
2.	4	25	297,88	127	-22	0,971	17	289,94	13	1	18	290,94	60
3.	4	27	299,86	130	-44	0,942	17	289,94	10	1	18	290,94	56
4.	4	32	304,83	130	-62	0,918	17	289,94	7	1	18	290,94	50
5.	4	30	302,84	123	-80	0,895	17	289,94	4	1	19	291,93	42
6.	4	29	301,85	123	-92	0,879	17	289,94	2	1	20	292,92	38
7.	5	33	305,82	151	-6	0,992	17	289,94	19	1	20	292,92	89
8.	5	45	317,76	145	-20	0,974	17	289,94	16	1	23	295,89	83
9.	5	54	326,74	147	-36	0,953	18	290,94	12	1	26	298,87	75
10.	5	41	313,78	151	-56	0,926	19	291,93	8	1	27	299,86	69
11.	5	39	311,79	151	-82	0,892	19	291,93	4	1	25	297,88	60
12.	5	38	310,79	153	-94	0,876	19	291,93	2	1	26	298,87	54
13.	5	43	315,77	149	-8	0,989	18	290,94	8	1,05	26	298,87	69
14.	5	54	326,74	145	-22	0,971	18	290,94	6	1,05	28	300,85	63
15.	5	63	335,74	153	-32	0,958	18	290,94	4	1,05	32	304,83	57
16.	5	68	340,74	151	-42	0,945	18	290,94	2	1,05	33	305,82	53
17.	6	43	315,77	143	-8	0,989	19	291,93	23	1	31	303,83	96
18.	6	47	319,76	147	-20	0,974	19	291,93	19	1	32	304,83	90
19.	6	51	323,75	152	-34	0,955	19	291,93	16	1	34	306,81	86
20.	6	55	327,74	148	-58	0,924	19	291,93	12	1	37	309,80	78
21.	6	57	329,74	153	-80	0,895	19	291,93	8	1	38	310,79	74
22.	6	59	331,74	155	-98	0,871	19	291,93	4	1	40	312,78	66
23.	6	61	333,74	150	-110	0,855	19	291,93	2	1	42	314,77	58

Tab. A10.2. Ejectorul radial (10..2..32) – presiunile statice măsurate pe plăcile difuzoare

Nr.	u	P _{40-r} (P _{0s-r}) mm Hg	P _{88-r} mm Hg	P _{144-r} mm Hg	P _{202-r} mm Hg	P _{252-r} mm Hg	P _{286-r} mm Hg	P ₄₀ (P _{0s}) bar	P ₈₈ bar	P ₁₄₄ bar	P ₂₀₂ bar	P ₂₅₂ bar	P ₂₈₆ bar
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	0.483	-6	-16	12	16	18	20	0,992	0,979	1,016	1,021	1,024	1,026
2.	0.424	-22	-20	8	12	15	18	0,971	0,974	1,011	1,016	1,020	1,024
3.	0.364	-44	-22	6	10	12	16	0,942	0,971	1,008	1,013	1,016	1,021
4.	0.304	-62	-24	4	8	10	12	0,918	0,968	1,005	1,011	1,013	1,016
5.	0.234	-80	-26	2	6	8	10	0,895	0,966	1,003	1,008	1,011	1,013
6.	0.165	-92	-28	0	6	8	8	0,879	0,963	1,000	1,008	1,011	1,011
7.	0.429	-6	-30	14	16	20	22	0,992	0,961	1,018	1,021	1,026	1,029
8.	0.406	-20	-40	8	12	16	20	0,974	0,947	1,011	1,016	1,021	1,026
9.	0.351	-36	-44	4	10	14	18	0,953	0,942	1,005	1,013	1,018	1,024
10.	0.274	-56	-46	0	8	12	16	0,926	0,939	1,000	1,011	1,016	1,021
11.	0.191	-82	-48	-4	6	10	14	0,892	0,937	0,995	1,008	1,013	1,018
12.	0.134	-94	-48	-6	4	8	12	0,876	0,937	0,992	1,005	1,011	1,016
13.	0.286	-8	8	38	44	50	52	0,989	1,011	1,050	1,058	1,066	1,068
14.	0.254	-22	-2	36	40	44	58	0,971	0,997	1,047	1,053	1,058	1,076
15.	0.204	-32	-8	34	38	40	42	0,958	0,989	1,045	1,050	1,053	1,055
16.	0.147	-42	-10	32	34	36	40	0,945	0,987	1,042	1,045	1,047	1,053
17.	0.447	-8	-36	10	14	18	20	0,989	0,953	1,013	1,018	1,024	1,026
18.	0.401	-20	-38	6	10	12	14	0,974	0,950	1,008	1,013	1,016	1,018
19.	0.361	-34	-40	4	6	8	10	0,955	0,947	1,005	1,008	1,011	1,013
20.	0.314	-58	-42	2	4	6	8	0,924	0,945	1,003	1,005	1,008	1,011
21.	0.250	-80	-44	0	2	4	6	0,895	0,942	1,000	1,003	1,005	1,008
22.	0.175	-98	-46	-2	0	2	4	0,871	0,939	0,997	1,000	1,003	1,005
23.	0.127	-110	-50	-4	-2	0	2	0,855	0,934	0,995	0,997	1,000	1,003

Tab.A10.3. Ejectorul radial (10..2..32) – mărimi calculate

Nr.	G _p kg/s	G _s kg/s	G kg/s	G _p +G _s kg/s	ΔG kg/s	ΔG/G × 100 %	u -	Δi ₀ kJ/kg	Δi ₁ kJ/kg	η %	Δp bar
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
1.	0,0830	0,0400	0,1332	0,1230	0,0102	7,65	0,483	96,47	0,44	0,222	0,008
2.	0,0844	0,0358	0,1273	0,1202	0,0071	5,54	0,424	97,31	1,63	0,720	0,029
3.	0,0851	0,0310	0,1230	0,1161	0,0069	5,58	0,364	99,68	3,31	1,250	0,058
4.	0,0844	0,0257	0,1163	0,1101	0,0061	5,29	0,304	102,85	4,79	1,486	0,082
5.	0,0824	0,0193	0,1065	0,1017	0,0048	4,47	0,234	103,57	6,19	1,489	0,105
6.	0,0826	0,0137	0,1012	0,0962	0,0049	4,89	0,165	104,18	7,14	1,217	0,121
7.	0,1016	0,0436	0,1542	0,1452	0,0090	5,85	0,429	111,17	0,42	0,164	0,008
8.	0,0977	0,0397	0,1482	0,1373	0,0109	7,33	0,406	116,82	1,48	0,521	0,026
9.	0,0970	0,0340	0,1402	0,1310	0,0093	6,61	0,351	121,57	2,76	0,816	0,047
10.	0,1003	0,0275	0,1344	0,1277	0,0066	4,93	0,274	117,97	4,16	1,001	0,074
11.	0,1006	0,0192	0,1258	0,1198	0,0060	4,76	0,191	119,17	6,13	1,035	0,108
12.	0,1014	0,0136	0,1192	0,1150	0,0042	3,51	0,134	119,71	7,04	0,838	0,124

Nr.	G_p	G_s	G	G_p+G_s	ΔG	$\frac{\Delta G}{G} \times 100$	u	Δi_0	Δi_1	η	Δp
	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	%	-	kJ/kg	kJ/kg	%	bar
13.	0.0993	0.0284	0.1379	0.1277	0.0102	7.40	0,286	115.16	3.30	0.845	0.061
14.	0.0963	0.0244	0.1314	0.1207	0.0106	8.10	0,254	120.48	4.50	0.984	0.079
15.	0.0976	0.0199	0.1242	0.1175	0.0067	5.42	0,204	124.80	5.42	0.927	0.092
16.	0.0962	0.0141	0.1196	0.1104	0.0093	7.75	0,147	127.59	6.32	0.765	0.105
17.	0.1066	0.0477	0.1572	0.1542	0.0029	1.86	0,447	124.95	0.55	0.199	0.011
18.	0.1074	0.0430	0.1520	0.1504	0.0016	1.03	0,401	127.47	1.41	0.448	0.026
19.	0.1085	0.0392	0.1481	0.1477	0.0004	0.30	0,361	130.17	2.44	0.691	0.045
20.	0.1064	0.0334	0.1405	0.1399	0.0006	0.42	0,314	133.67	4.27	1.038	0.076
21.	0.1079	0.0270	0.1366	0.1349	0.0018	1.30	0,250	136.23	6.00	1.152	0.105
22.	0.1082	0.0190	0.1287	0.1272	0.0015	1.15	0,175	138.53	7.46	0.998	0.129
23.	0.1062	0.0134	0.1204	0.1196	0.0007	0.62	0,127	140.39	8.48	0.814	0.145

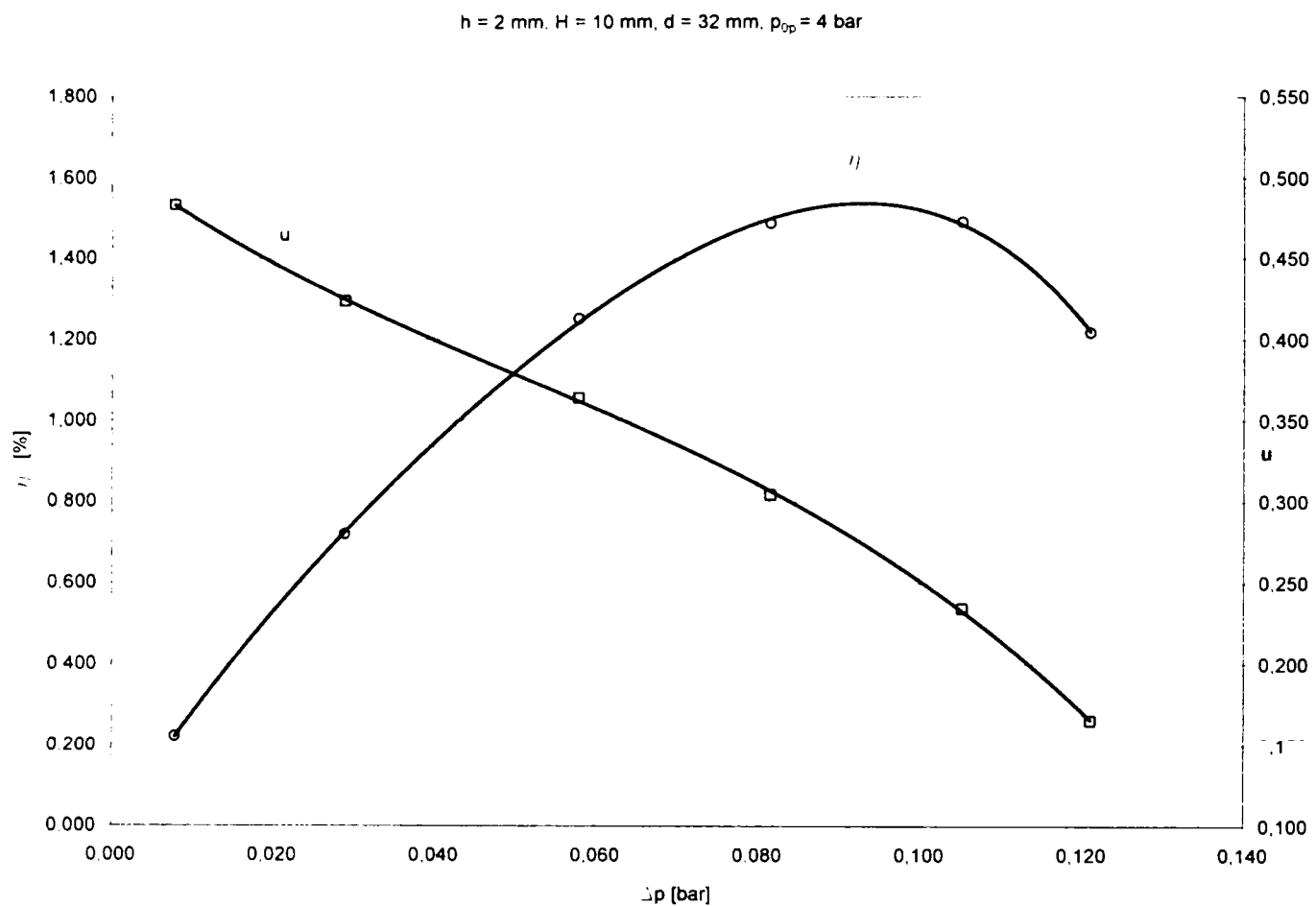


Fig. A10.1. Dependențele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (10-2-32) la $p_{0p} = 4$ bar

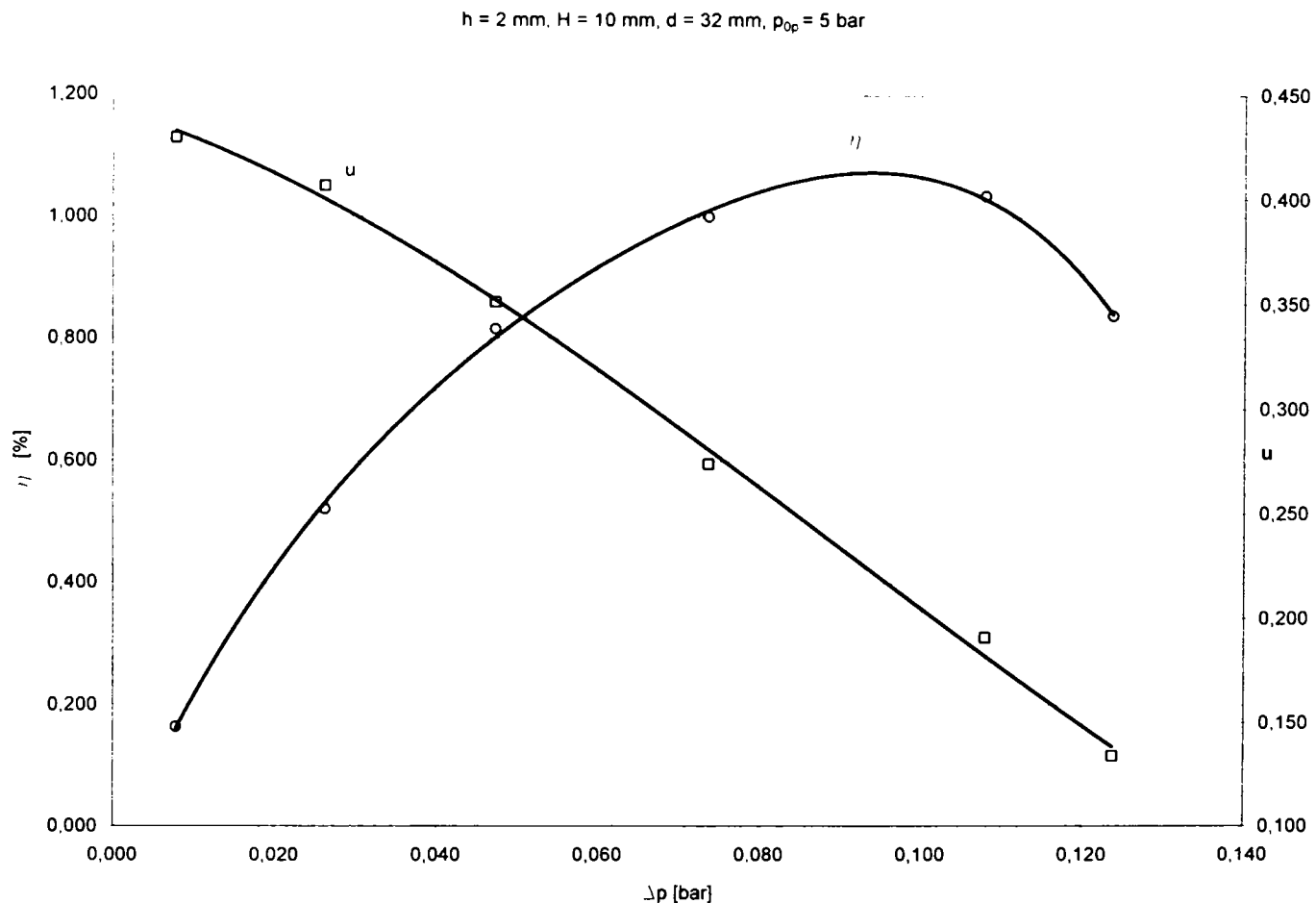


Fig. A10.2. Dependențele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (10-2-32) la $p_{0p} = 5$ bar

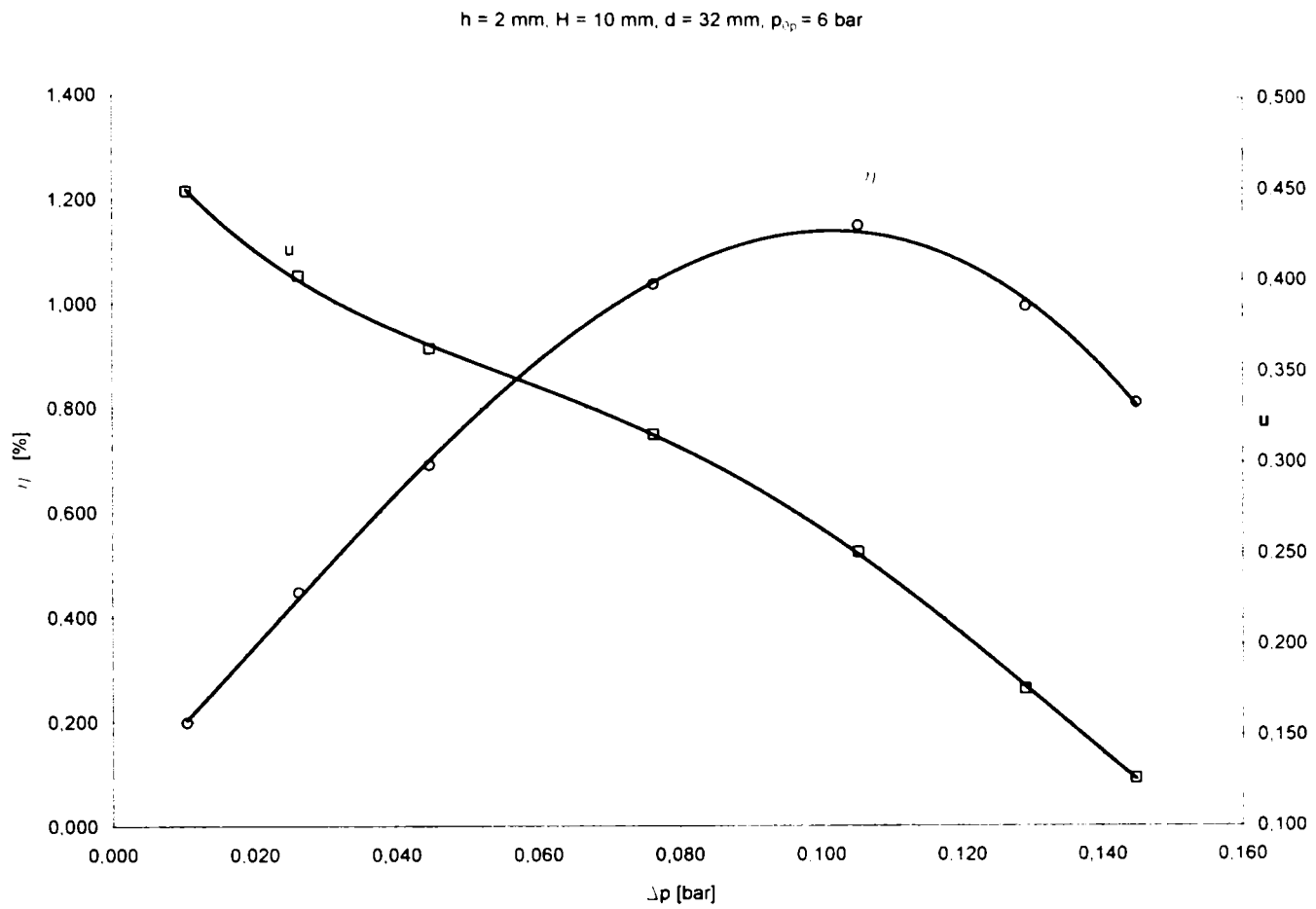


Fig. A10.3. Dependentele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (10-2-32) la $p_{0p} = 6$ bar

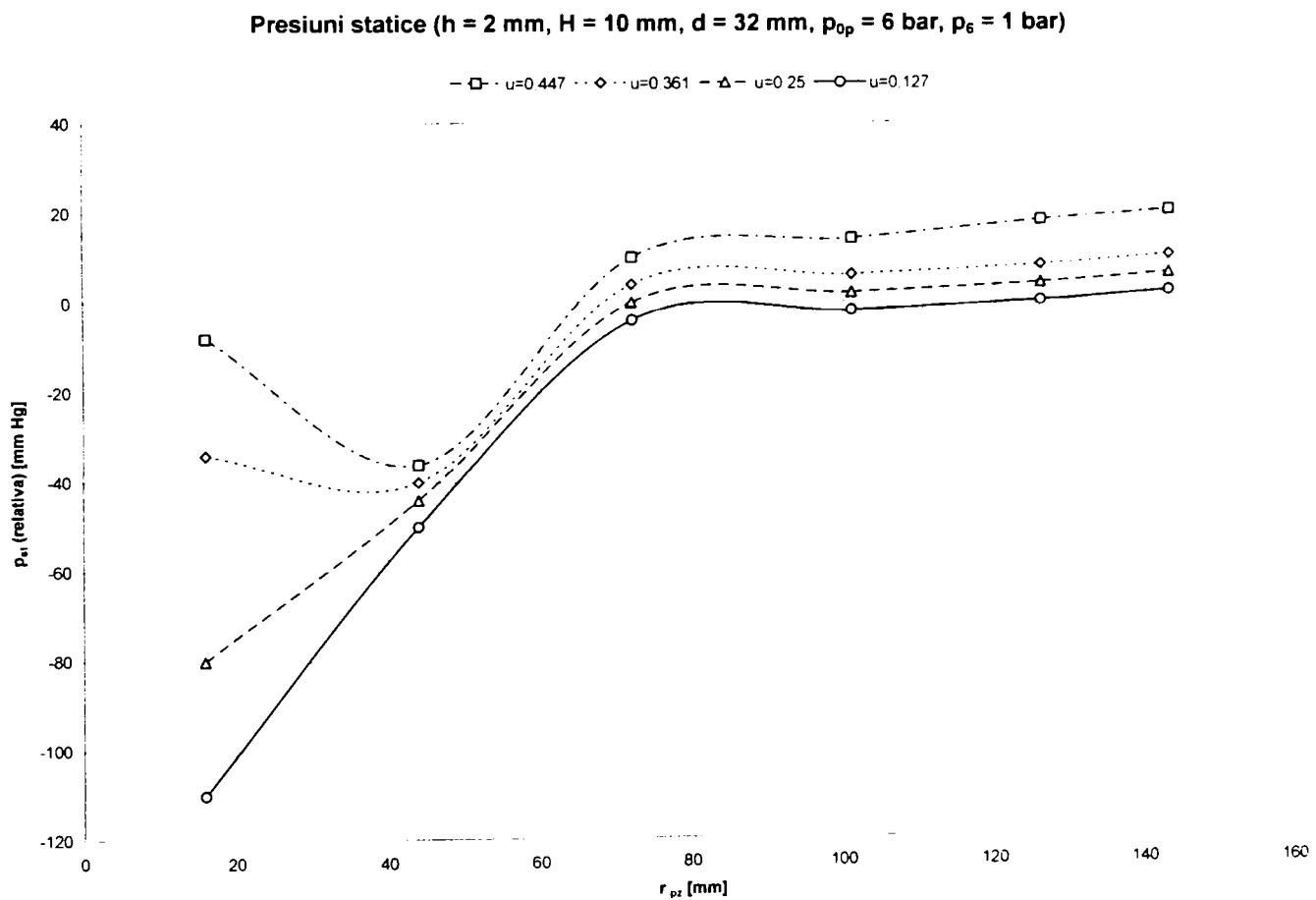


Fig. A10.4. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (10-2-32) și $p_6 = 1$ bar

Anexa 11

Rezultatele măsurătorilor, mărimi calculate
și reprezentări grafice pentru ejectorul radial (6 – 2 – 32)

$d_1 = 10 \text{ mm}$	$A_1 = 62.83 \text{ mm}^2$
$d_2 = 32 \text{ mm}$	$A_2 = 201.06 \text{ mm}^2$
$d_4 = 70 \text{ mm}$	$A_4 = 1759.29 \text{ mm}^2$
$d_5 = 72 \text{ mm}$	$A_5 = 1357.17 \text{ mm}^2$
$d_6 = 300 \text{ mm}$	$A_6 = 5654.87 \text{ mm}^2$
$h = 2 \text{ mm}$	$H = 6 \text{ mm} ; H_4 = 8 \text{ mm}$

Tab.A11.1. Ejectorul radial (6..2..32) – parametri mășurați și calculul entalpiilor

Nr.	p_{0p}	t_{0p}	i_p	Δp_p	p_{0s-r}	p_{0s}	t_{0s}	i_s	Δp_s	p_6	t_6	i_6	Δp_6
	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	mm Hg	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	4	27	299,86	59	-4	0,995	20	292,92	20	1	23	295,89	46
2.	4	28	300,85	59	-18	0,976	20	292,92	18	1	23	295,89	42
3.	4	30	302,84	57	-36	0,953	20	292,92	14	1	23	295,89	38
4.	4	31	303,83	57	-54	0,929	20	292,92	10	1	23	295,89	33
5.	4	34	306,81	61	-68	0,911	20	292,92	8	1	23	295,89	30
6.	4	39	311,79	57	-84	0,889	20	292,92	5	1	24	296,88	24
7.	4	44	316,77	57	-100	0,868	20	292,92	3	1	24	296,88	20
8.	4	44	316,77	57	-116	0,847	20	292,92	2	1	25	297,88	18
9.	5	37	309,80	71	-4	0,995	20	292,92	22	1	26	298,87	56
10.	5	35	307,81	67	-16	0,979	20	292,92	19	1	26	298,87	52
11.	5	35	307,81	67	-40	0,947	20	292,92	14	1	25	297,88	48
12.	5	43	315,77	67	-58	0,924	20	292,92	10	1	26	298,87	42
13.	5	42	314,77	67	-77	0,899	20	292,92	7	1	26	298,87	36
14.	5	40	312,78	65	-100	0,868	20	292,92	4	1	27	299,86	31
15.	5	37	309,80	67	-130	0,829	20	292,92	2	1	28	300,85	26
16.	6	49	321,75	81	-4	0,995	20	292,92	14	1	27	299,86	62
17.	6	60	332,74	81	-22	0,971	20	292,92	13	1	27	299,86	56
18.	6	67	339,74	78	-44	0,942	21	293,91	12	1	29	301,85	50
19.	6	73	345,75	78	-72	0,905	21	293,91	9	1	33	305,82	46
20.	6	80	352,78	80	-96	0,874	22	294,90	4	1	37	309,80	40
21.	6	85	357,80	82	-112	0,853	23	295,89	2	1	39	311,79	34

Tab.A11.2. Ejectorul radial (6..2..32) – presiunile statice măsurate pe plăcile difuzoare

Nr.	u	p_{40-r} (p_{0s-r})	p_{88-r}	p_{144-r}	p_{202-r}	p_{252-r}	p_{286-r}	p_{40} (p_{0s})	p_{88}	p_{144}	p_{202}	p_{252}	p_{286}
	-	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	bar	bar	bar	bar	bar	bar
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	0,775	-4	-22	4	6	8	10	0,995	0,971	1,005	1,008	1,011	1,013
2.	0,731	-18	-22	2	4	6	10	0,976	0,971	1,003	1,005	1,008	1,013

Nr.	u	P _{40-r} (P _{05-r}) mm Hg	P _{88-r} mm Hg	P _{144-r} mm Hg	P _{202-r} mm Hg	P _{252-r} mm Hg	P _{286-r} mm Hg	P ₄₀ (P ₀₅) bar	P ₈₈ bar	P ₁₄₄ bar	P ₂₀₂ bar	P ₂₅₂ bar	P ₂₈₆ bar
3.	0.651	-36	-24	0	4	6	8	0,953	0,968	1,000	1,005	1,008	1,011
4.	0.546	-54	-24	-2	2	4	4	0,929	0,968	0,997	1,003	1,005	1,005
5.	0.471	-68	-20	-4	0	4	2	0,911	0,974	0,995	1,000	1,005	1,003
6.	0.386	-84	-16	-4	-2	2	2	0,889	0,979	0,995	0,997	1,003	1,003
7.	0.300	-100	-12	-6	-2	2	0	0,868	0,984	0,992	0,997	1,003	1,000
8.	0.243	-116	-8	-6	-4	0	0	0,847	0,989	0,992	0,995	1,000	1,000
9.	0.674	-4	-12	4	8	12	14	0,995	0,984	1,005	1,011	1,016	1,018
10.	0.638	-16	-16	2	6	8	10	0,979	0,979	1,003	1,008	1,011	1,013
11.	0.540	-40	-24	2	4	6	8	0,947	0,968	1,003	1,005	1,008	1,011
12.	0.458	-58	-28	2	2	4	6	0,924	0,963	1,003	1,003	1,005	1,008
13.	0.379	-77	-28	-2	0	4	6	0,899	0,963	0,997	1,000	1,005	1,008
14.	0.287	-100	-28	-2	-2	2	4	0,868	0,963	0,997	0,997	1,003	1,005
15.	0.196	-130	-28	-2	-2	0	2	0,829	0,963	0,997	0,997	1,000	1,003
16.	0.470	-4	-24	4	8	12	15	0,995	0,968	1,005	1,011	1,016	1,020
17.	0.455	-22	-24	2	6	10	10	0,971	0,968	1,003	1,008	1,013	1,013
18.	0.443	-44	-26	2	4	8	10	0,942	0,966	1,003	1,005	1,011	1,013
19.	0.381	-72	-28	0	2	6	8	0,905	0,963	1,000	1,003	1,008	1,011
20.	0.251	-96	-28	0	2	4	6	0,874	0,963	1,000	1,003	1,005	1,008
21.	0.176	-112	-30	-2	0	2	4	0,853	0,961	0,997	1,000	1,003	1,005

Tab.A11.3. Ejectorul radial (6..2..32) – mărimi calculate

Nr.	G _p	G _s	G	G _p +G _s	ΔG	ΔG/G × 100	u	Δi ₀	Δi ₁	η	Δp
	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	%	-	kJ/kg	kJ/kg	%	bar
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
1.	0.0574	0.0445	0.1106	0.1020	0,0087	7,84	0,775	96,66	0,30	0,238	0,005
2.	0.0573	0.0419	0.1058	0.0992	0,0065	6,18	0,731	98,05	1,34	1,014	0,024
3.	0.0562	0.0366	0.1007	0.0928	0,0079	7,84	0,651	100,11	2,73	1,823	0,047
4.	0.0561	0.0306	0.0939	0.0867	0,0071	7,61	0,546	101,86	4,14	2,313	0,071
5.	0.0577	0.0272	0.0895	0.0849	0,0046	5,15	0,471	104,05	5,30	2,529	0,089
6.	0.0554	0.0214	0.0800	0.0767	0,0033	4,13	0,386	107,16	6,72	2,579	0,111
7.	0.0549	0.0165	0.0731	0.0714	0,0017	2,35	0,300	110,35	8,20	2,404	0,132
8.	0.0549	0.0134	0.0693	0.0683	0,0010	1,42	0,243	111,74	9,59	2,283	0,153
9.	0.0693	0.0467	0.1214	0.1160	0,0054	4,46	0,674	112,56	0,29	0,172	0,005
10.	0.0675	0.0431	0.1170	0.1106	0,0064	5,46	0,638	112,66	1,14	0,654	0,021
11.	0.0675	0.0365	0.1126	0.1040	0,0086	7,66	0,540	114,40	2,89	1,399	0,053
12.	0.0667	0.0305	0.1052	0.0972	0,0080	7,64	0,458	118,92	4,34	1,735	0,076
13.	0.0668	0.0253	0.0975	0.0921	0,0054	5,58	0,379	119,99	5,80	1,923	0,101
14.	0.0660	0.0189	0.0904	0.0849	0,0055	6,07	0,287	120,99	7,57	1,914	0,132
15.	0.0673	0.0132	0.0827	0.0805	0,0022	2,65	0,196	122,17	9,89	1,730	0,171
16.	0.0795	0.0374	0.1274	0.1169	0,0105	8,27	0,470	127,18	0,28	0,104	0,005
17.	0.0782	0.0356	0.1212	0.1138	0,0074	6,07	0,455	133,11	1,62	0,560	0,029
18.	0.0760	0.0337	0.1142	0.1096	0,0045	3,98	0,443	137,76	3,34	1,102	0,058
19.	0.0753	0.0287	0.1088	0.1040	0,0049	4,48	0,381	142,59	5,65	1,570	0,095
20.	0.0755	0.0189	0.1009	0.0944	0,0065	6,44	0,251	147,67	7,79	1,395	0,126
21.	0.0759	0.0133	0.0928	0.0892	0,0036	3,86	0,176	151,29	9,29	1,150	0,147

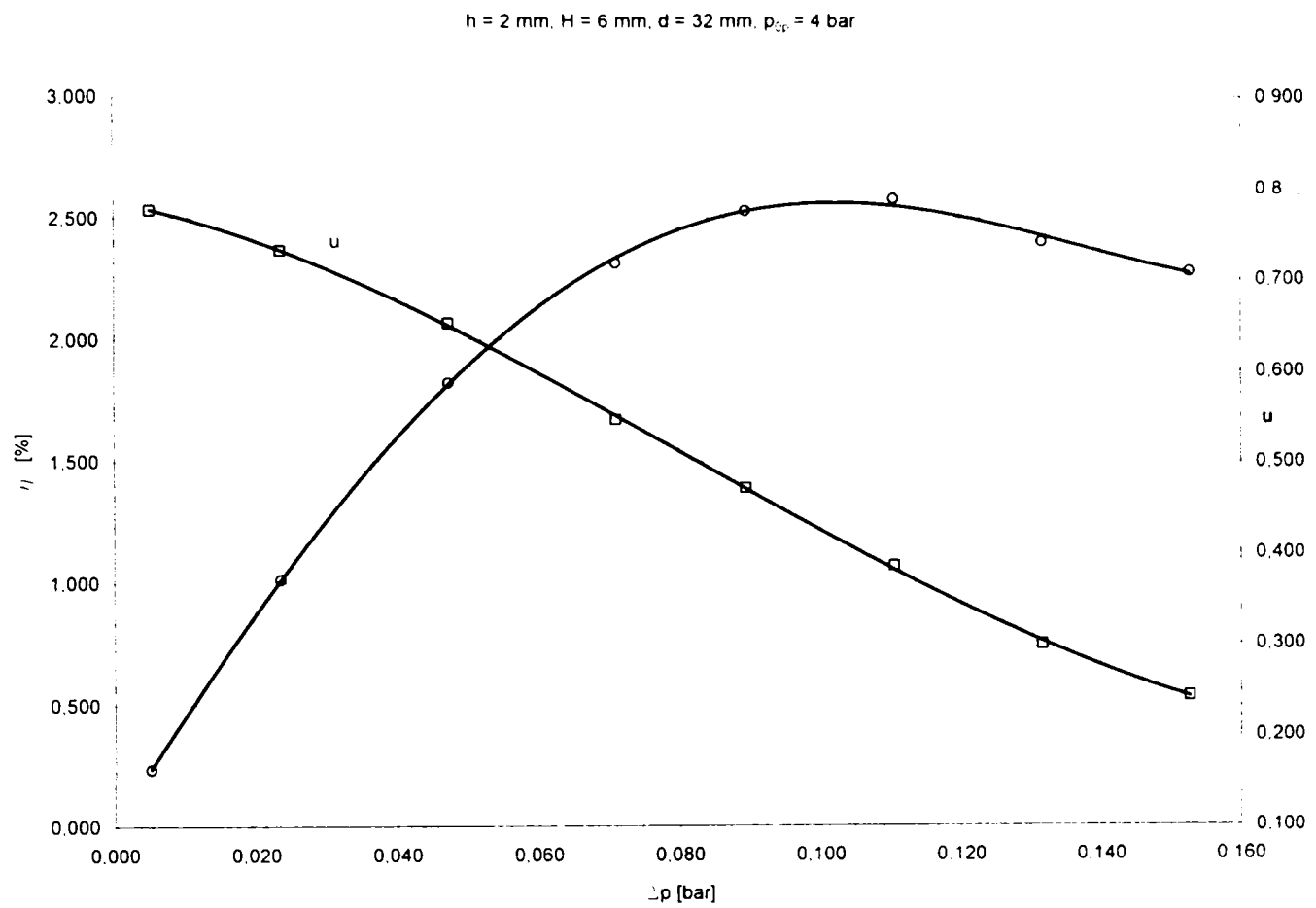


Fig. A11.1. Dependentele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (6-2-32) la $p_{0p} = 4$ bar

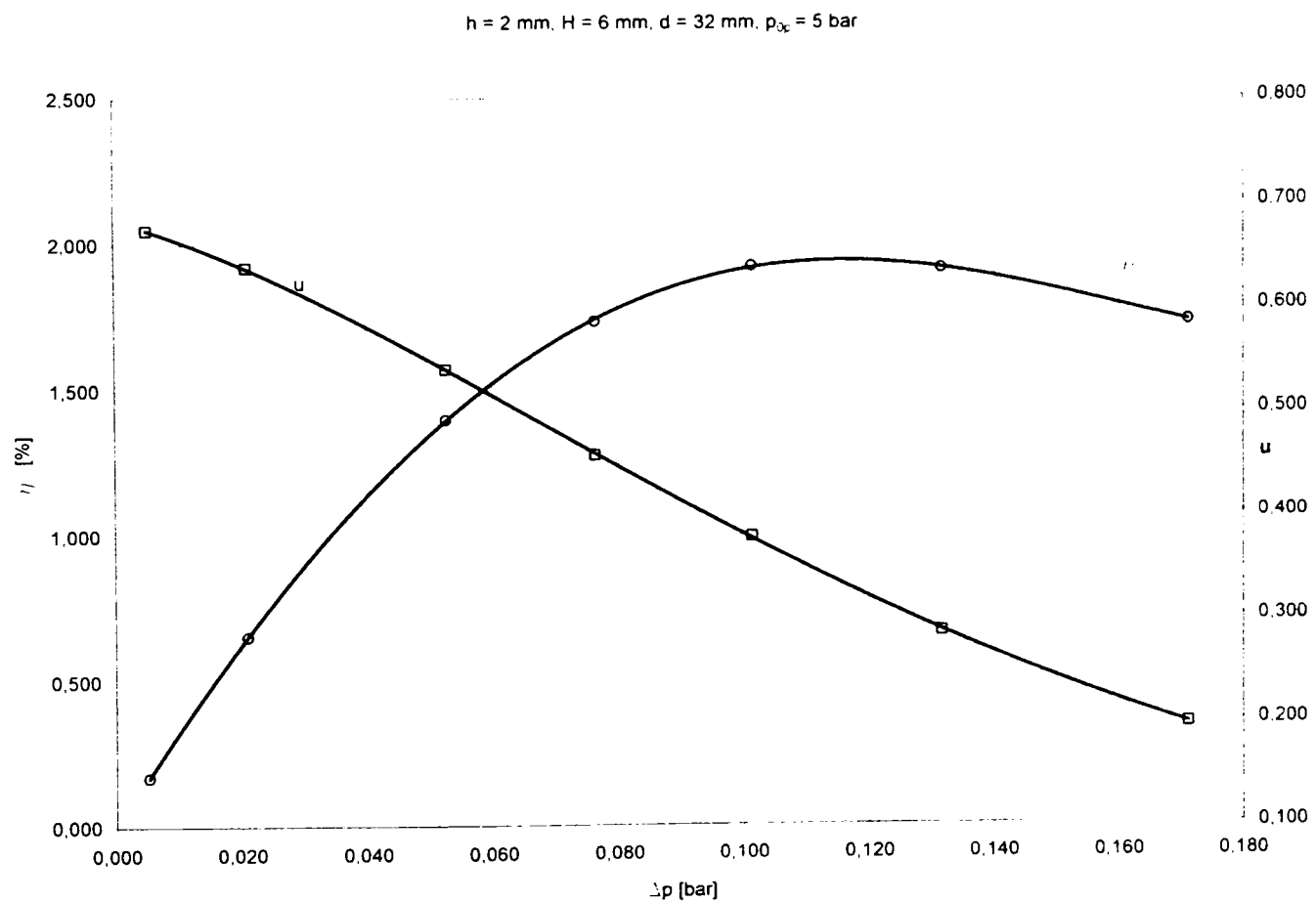


Fig. A11.2. Dependentele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (6-2-32) la $p_{0p} = 5$ bar

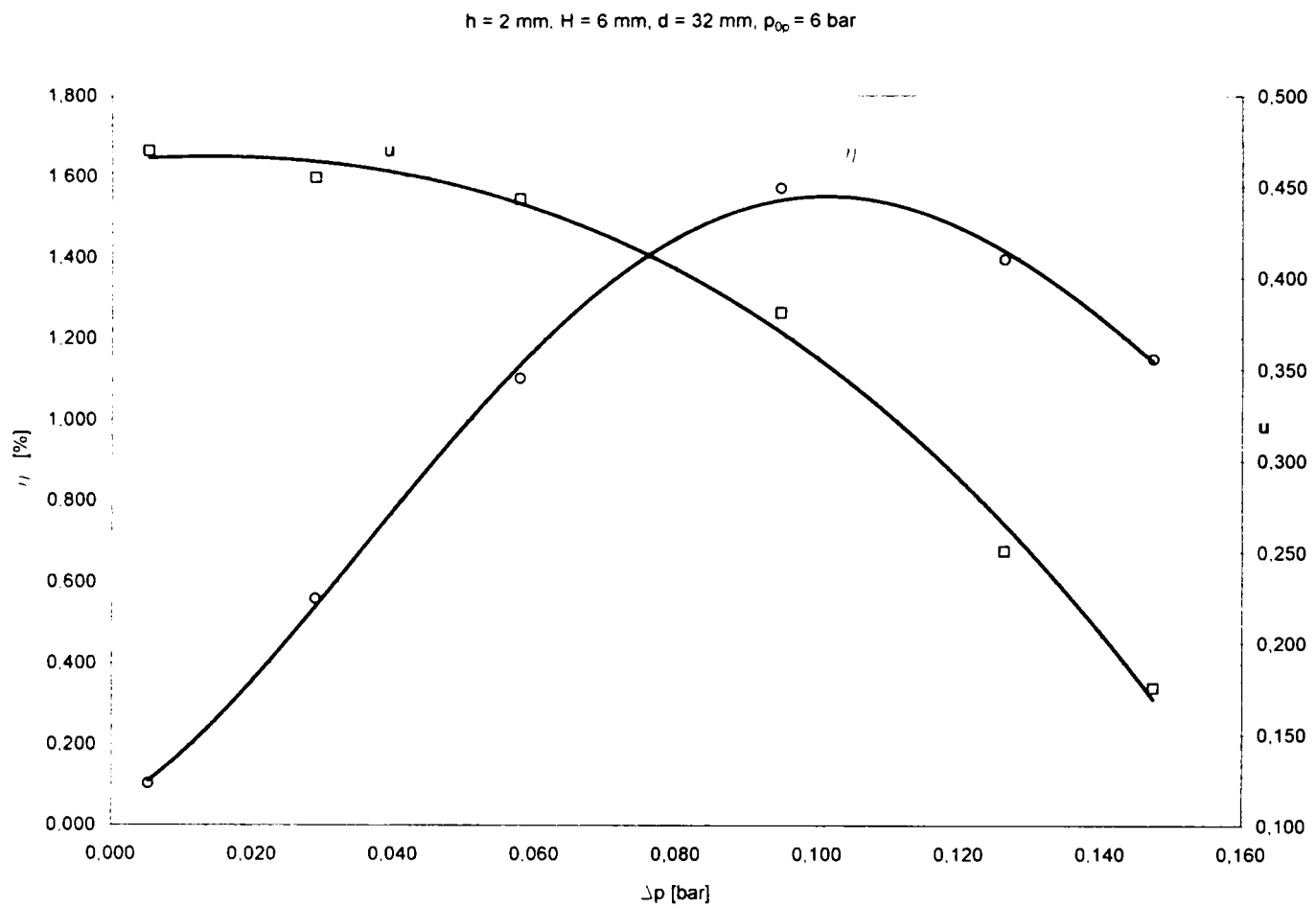


Fig. A11.3. Dependențele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (6-2-32) la $p_{0p} = 6$ bar

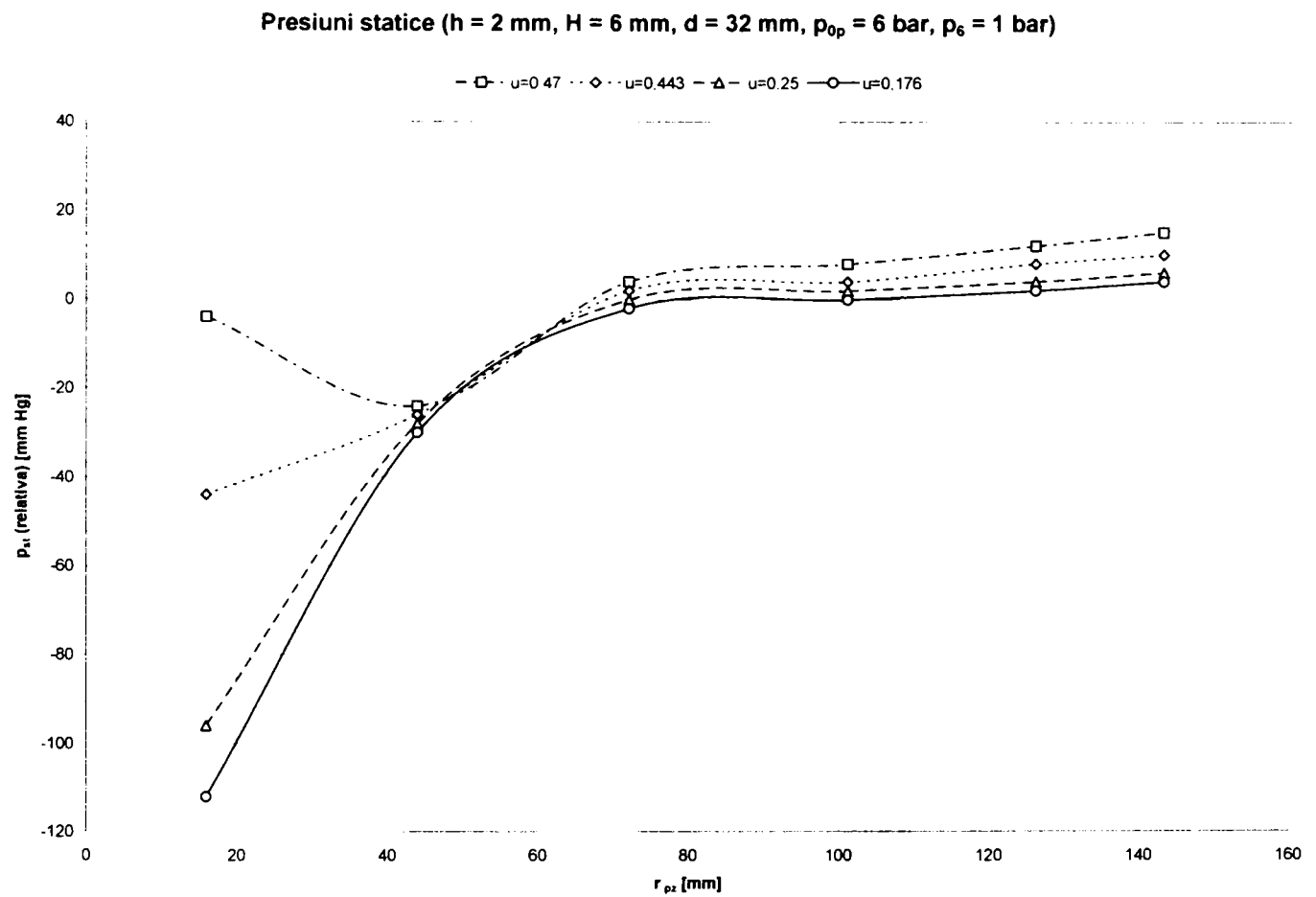


Fig. A11.4. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (6-2-32) și $p_6 = 1$ bar

Anexa 12

**Rezultatele măsurătorilor, mărimi calculate
și reprezentări grafice pentru ejectorul radial (6 – 2 – 24)**

$d_1 = 10 \text{ mm}$	$A_1 = 62.83 \text{ mm}^2$
$d_2 = 24 \text{ mm}$	$A_2 = 150.80 \text{ mm}^2$
$d_4 = 70 \text{ mm}$	$A_4 = 1759.29 \text{ mm}^2$
$d_5 = 72 \text{ mm}$	$A_5 = 1357.17 \text{ mm}^2$
$d_6 = 300 \text{ mm}$	$A_6 = 5654.87 \text{ mm}^2$
$h = 2 \text{ mm}$	$H = 6 \text{ mm} : H_1 = 8 \text{ mm}$

Tab.A12.1. Ejectorul radial (6..2..24) – parametri măsurați și calculul entalpiilor

Nr.	p_{0p}	t_{0p}	i_p	Δp_p	p_{0s-r}	p_{0s}	t_{0s}	i_s	Δp_s	p_6	t_6	i_6	Δp_6
	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	mm Hg	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O	bar	°C	kJ/kg	mm H ₂ O
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	4	30	302,84	83	-2	0,997	18	290,94	14	1	21	293,91	48
2.	4	30	302,84	83	-12	0,984	18	290,94	11	1	21	293,91	42
3.	4	32	304,83	81	-24	0,968	18	290,94	9	1	20	292,92	38
4.	4	36	308,80	81	-40	0,947	18	290,94	6	1	22	294,90	32
5.	4	40	312,78	77	-60	0,921	18	290,94	3	1	22	294,90	27
6.	4	43	315,77	81	-68	0,911	18	290,94	2	1	23	295,89	25
7.	5	28	300,85	95	-8	0,989	18	290,94	25	1	18	290,94	74
8.	5	29	301,85	92	-20	0,974	18	290,94	23	1	20	292,92	72
9.	5	36	308,80	94	-40	0,947	18	290,94	19	1	20	292,92	65
10.	5	47	319,76	96	-64	0,916	18	290,94	16	1	23	295,89	62
11.	5	57	329,74	98	-88	0,884	18	290,94	12	1	27	299,86	55
12.	5	62	334,74	107	-108	0,858	18	290,94	9	1	29	301,85	52
13.	5	62	334,74	90	-124	0,837	18	290,94	5	1	31	303,83	42
14.	5	67	339,74	98	-144	0,811	19	291,93	2	1	32	304,83	36
15.	6	55	327,74	124	-12	0,984	19	291,93	28	1	30	302,84	89
16.	6	61	333,74	121	-32	0,958	20	292,92	24	1	33	305,82	84
17.	6	61	333,74	119	-68	0,911	20	292,92	20	1	35	307,81	80
18.	6	58	330,74	119	-92	0,879	20	292,92	16	1	36	308,80	76
19.	6	55	327,74	113	-108	0,858	21	293,91	12	1	36	308,80	72
20.	6	53	325,74	120	-140	0,816	21	293,91	8	1	37	309,80	68
21.	6	50	322,75	116	-164	0,784	22	294,90	4	1	37	309,80	58
22.	6	44	316,77	114	-180	0,763	23	295,89	2	1	37	309,80	49

Tab. A12.2. Ejectorul radial (6..2..24) – presiunile statice măsurate pe plăcile difuzoare

Nr.	u	p_{40-r} (p_{0s-r})	p_{88-r}	p_{144-r}	p_{202-r}	p_{252-r}	p_{286-r}	p_{40} (p_{0s})	p_{88}	p_{144}	p_{202}	p_{252}	p_{286}
	-	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	bar	bar	bar	bar	bar	bar
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)	(14)
1.	0,554	-2	-16	4	8	12	12	0,997	0,979	1,005	1,011	1,016	1,016
2.	0,489	-12	-20	0	4	8	10	0,984	0,974	1,000	1,005	1,011	1,013

Nr.	u	P _{40-r}	P _{88-r}	P _{144-r}	P _{202-r}	P _{252-r}	P _{286-r}	P ₄₀	P ₈₈	P ₁₄₄	P ₂₀₂	P ₂₅₂	P ₂₈₆
		(p _{0s-r})						(p _{0s})					
	-	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	mm Hg	bar	bar	bar	bar	bar	bar
3.	0.446	-24	-20	-2	2	4	8	0,968	0,974	0,997	1,003	1,005	1,011
4.	0.364	-40	-22	-4	0	2	4	0,947	0,971	0,995	1,000	1,003	1,005
5.	0.264	-60	-24	-4	0	2	2	0,921	0,968	0,995	1,000	1,003	1,003
6.	0.212	-68	-26	-6	-2	0	2	0,911	0,966	0,992	0,997	1,000	1,003
7.													
8.	0.612	-8	-16	10	14	16	18	0,989	0,979	1,013	1,018	1,021	1,024
	0.593	-20	-16	8	12	14	16	0,974	0,979	1,011	1,016	1,018	1,021
9.	0.533	-40	-18	8	10	12	14	0,947	0,976	1,011	1,013	1,016	1,018
10.	0.485	-64	-22	4	8	10	10	0,916	0,971	1,005	1,011	1,013	1,013
11.	0.416	-88	-24	0	4	6	8	0,884	0,968	1,000	1,005	1,008	1,011
12.	0.343	-108	-24	-2	2	4	6	0,858	0,968	0,997	1,003	1,005	1,008
13.	0.277	-124	-26	-4	-2	0	4	0,837	0,966	0,995	0,997	1,000	1,005
14.	0.169	-144	-28	-6	-4	-2	4	0,811	0,963	0,992	0,995	0,997	1,005
15.													
	0.537	-12	-26	8	12	16	18	0,984	0,966	1,011	1,016	1,021	1,024
16.	0.501	-32	-28	4	10	14	14	0,958	0,963	1,005	1,013	1,018	1,018
17.	0.451	-68	-28	2	6	12	12	0,911	0,963	1,003	1,008	1,016	1,016
18.	0.395	-92	-28	0	4	8	10	0,879	0,963	1,000	1,005	1,011	1,013
19.	0.346	-108	-30	0	2	4	10	0,858	0,961	1,000	1,003	1,005	1,013
20.	0.267	-140	-30	0	0	4	8	0,816	0,961	1,000	1,000	1,005	1,011
21.	0.189	-164	-30	-2	0	2	6	0,784	0,961	0,997	1,000	1,003	1,008
22.	0.133	-180	-34	-2	0	0	6	0,763	0,955	0,997	1,000	1,000	1,008

Tab. A12.3. Ejectorul radial (6..24) – mărimi calculate

Nr.	G _p	G _s	G	G _p +G _s	ΔG	ΔG/G	u	Δi ₀	Δi ₁	η	Δp
	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	%	-	kJ/kg	kJ/kg	%	bar
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
1.	0,0678	0,03754	0,1134	0,1053	0,0081	7,14	0,554	97,53	0,15	0,085	0,003
2.	0,0678	0,03312	0,1061	0,1009	0,0052	4,95	0,489	98,28	0,90	0,451	0,016
3.	0,0667	0,02978	0,1012	0,0965	0,0047	4,61	0,446	99,88	1,82	0,828	0,032
4.	0,0663	0,02415	0,0926	0,0904	0,0022	2,33	0,364	102,52	3,10	1,136	0,053
5.	0,0642	0,01699	0,0851	0,0812	0,0039	4,59	0,264	105,54	4,76	1,248	0,079
6.	0,0655	0,01387	0,0818	0,0794	0,0024	2,89	0,212	107,28	5,47	1,137	0,089
7.											
8.	0,0813	0,04974	0,1412	0,1310	0,0102	7,20	0,612	109,39	0,56	0,312	0,011
	0,0799	0,04736	0,1388	0,1272	0,0116	8,35	0,593	110,62	1,40	0,761	0,026
9.	0,0798	0,04253	0,1320	0,1223	0,0096	7,30	0,533	114,79	2,90	1,380	0,053
10.	0,0793	0,03843	0,1283	0,1177	0,0106	8,25	0,485	120,98	4,87	2,032	0,084
11.	0,0789	0,03279	0,1201	0,1117	0,0084	7,02	0,416	126,96	7,00	2,425	0,116
12.	0,0818	0,02806	0,1164	0,1098	0,0066	5,65	0,343	130,70	8,81	2,480	0,142
13.	0,0750	0,02079	0,1044	0,0958	0,0086	8,21	0,277	132,09	10,20	2,319	0,163
14.	0,0777	0,01309	0,0966	0,0908	0,0058	5,97	0,169	135,98	12,16	1,655	0,189
15.											
	0,0974	0,05237	0,1516	0,1498	0,0018	1,20	0,537	130,26	0,86	0,359	0,016
16.	0,0954	0,04782	0,1466	0,1432	0,0034	2,34	0,501	134,28	2,37	0,902	0,042
17.	0,0946	0,04263	0,1427	0,1372	0,0055	3,83	0,451	137,04	5,13	1,753	0,089
18.	0,0950	0,03754	0,1389	0,1326	0,0063	4,56	0,395	137,61	6,96	2,105	0,121
19.	0,0930	0,03215	0,1352	0,1252	0,0100	7,43	0,346	137,56	8,16	2,180	0,142
20.	0,0962	0,02571	0,1312	0,1219	0,0094	7,15	0,267	139,26	10,69	2,224	0,184
21.	0,0950	0,01795	0,1213	0,1129	0,0084	6,91	0,189	139,88	12,57	1,866	0,216
22.	0,0950	0,01264	0,1116	0,1077	0,0039	3,51	0,133	138,46	13,65	1,455	0,237

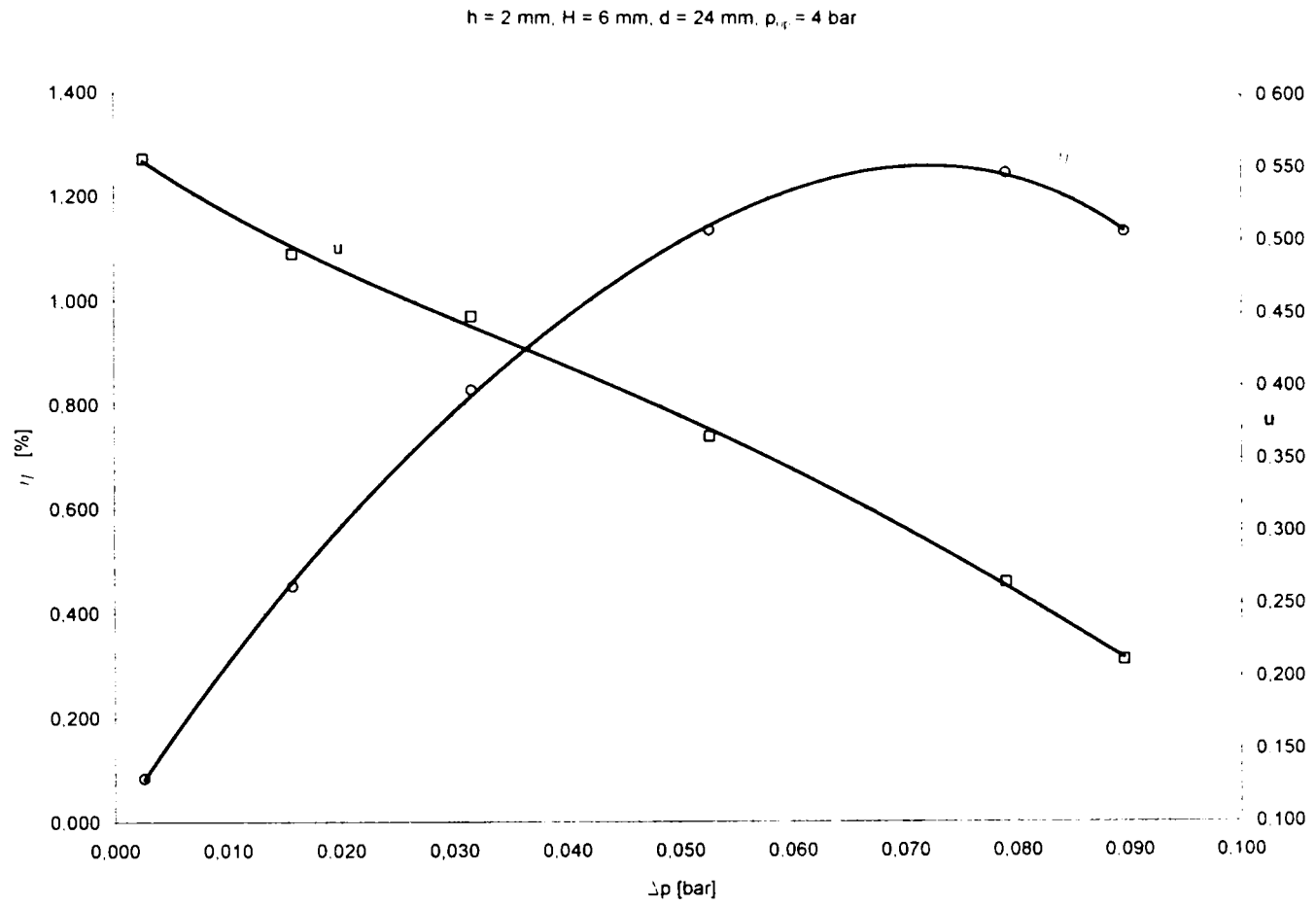


Fig. A12.1. Dependentele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (6-2-24) la $p_{0p} = 4 \text{ bar}$

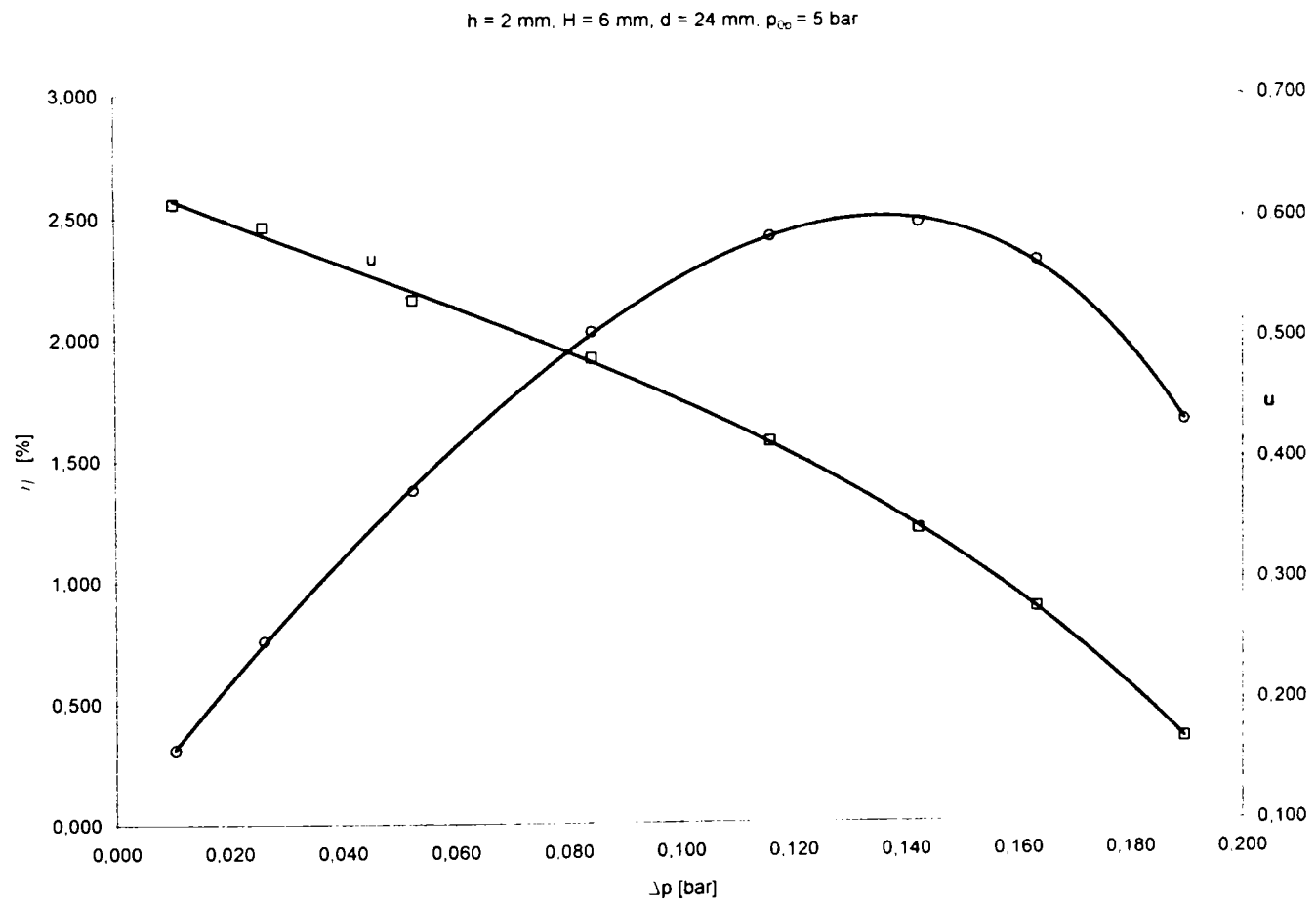


Fig. A12.2. Dependentele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (6-2-24) la $p_{0p} = 5 \text{ bar}$

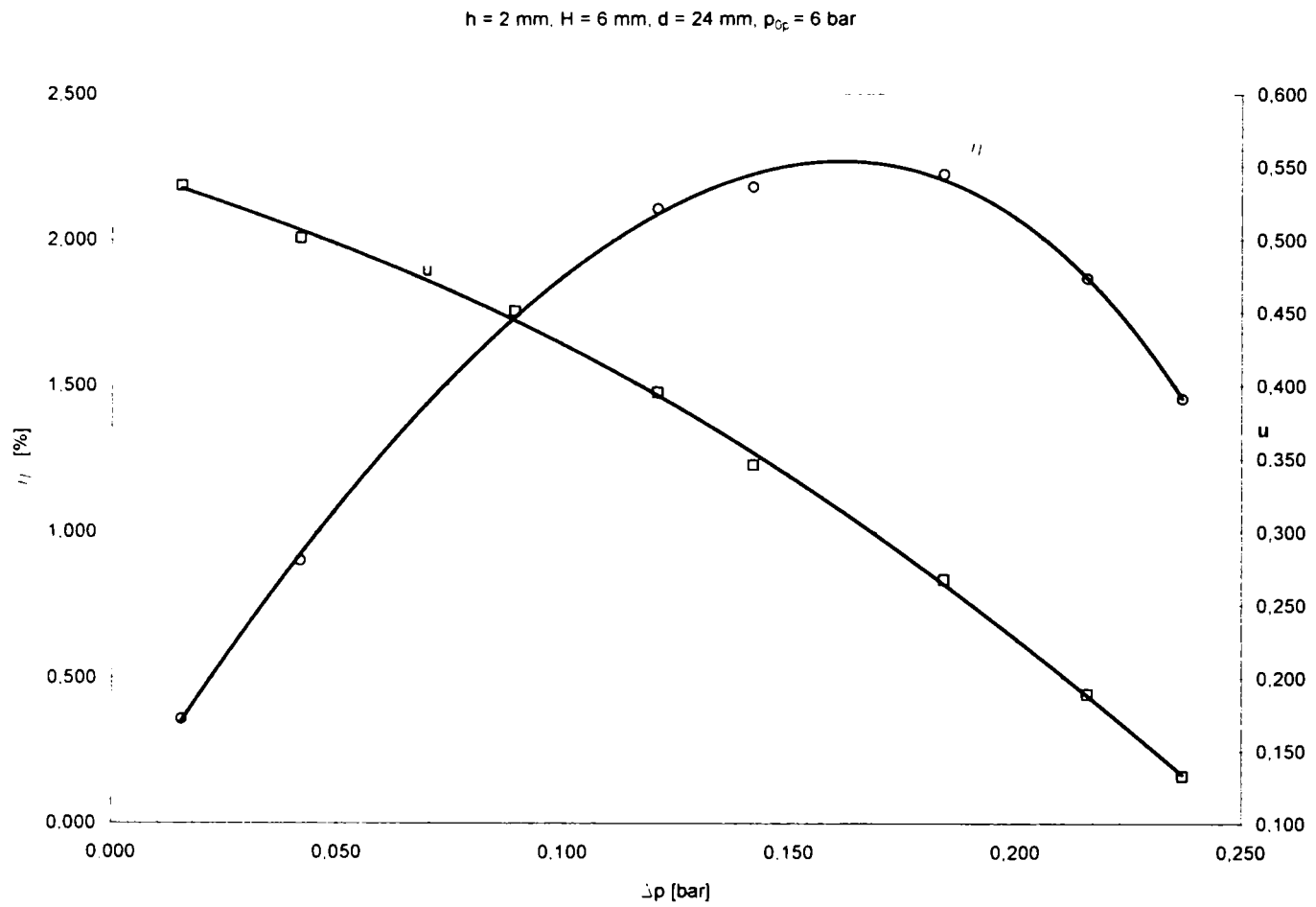


Fig. A12.3. Dependențele $u = u(\Delta p)$ și $\eta = \eta(\Delta p)$ pentru ejectorul radial (6-2-24) la $p_{0p} = 6$ bar

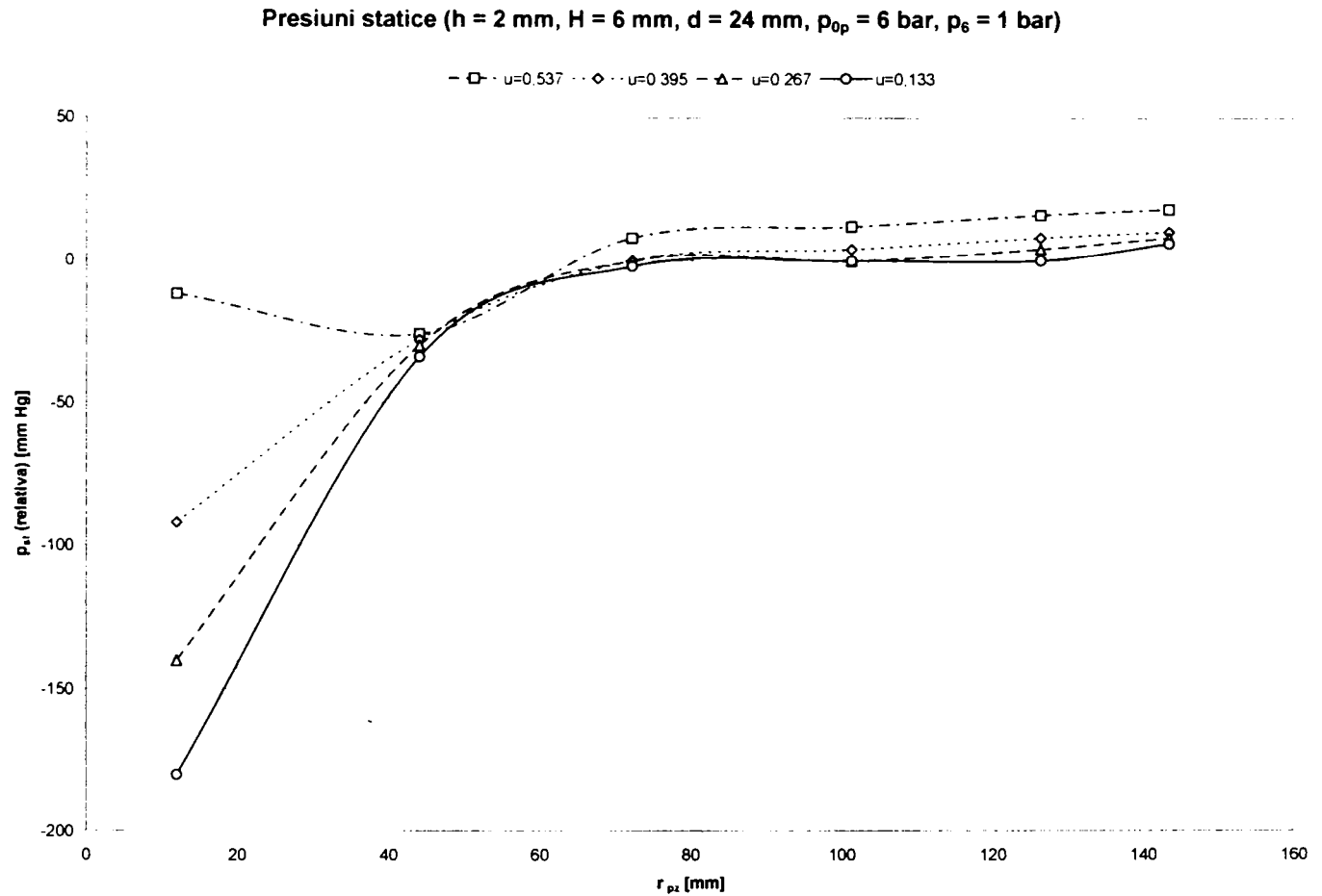


Fig. A12.4. Presiunile statice pe plăcile difuzoare pentru ejectorul radial (6-2-24) și p₆ = 1 bar

BIBLIOGRAFIE

- 1) **Alexandru G.** - *Pompe de vid* – E.T. , București, 1972
- 2) **Alkisar M. B., Lovrenco L. M., Krothapalli A.** – *Measurement of Velocity and Density Fields in a Supersonic Jet*, 11th International Symposium on Application of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisabone, Portugal, 2002
- 3) **Almășan I., Pop Gh.** – *Studiul cu elemente finite a soluțiilor constructive pentru un ejector radial supersonic*, Lucrările celei de-a XII-a conferințe naționale de termotehnică cu participare internațională, Constanța, 2002
- 4) **Almășan I.** – *Conceperea unui ejector în varianta radială și stabilirea corespondențelor dintre secțiunile de curgere semnificative pentru varianta axială și cea radială*, Conferința de Inginerie în Energetică (CIE 2005), Oradea, 2005
- 5) **Almășan I.** – *Realizarea unui ejector axial, a unui ejector radial reglabi și organizarea standului pentru încercarea lor comparativă*, Conferința de Inginerie în Energetică (CIE 2005), Oradea, 2005
- 6) **Almășan I.** – *Studiu comparativ a performanțelor obținute în urma încercării unui ejector axial și a unuia radial*, A XV- a Conferință de Termotehnică (cu participare internațională), Craiova, 2005
- 7) **Almășan I.** – *Cercetări experimentale asupra performanțelor unui ejector radial pentru diferite configurații geometrice*, A XV –a Conferință de Termotehnică (cu participare internațională), Craiova, 2005
- 8) **Almășan I.** – *Influența parametrilor fluidului de lucru asupra performanțelor unui ejector radial*, Conferința Internațională de Comunicări Științifice TNCR 2005, Chișinău, 2005
- 9) **Almășan I.** – *Influența mărimii suprafeței de contact dintre fluide asupra performanțelor unui ejector radial*, Conferința Internațională de Comunicări Științifice TNCR 2005, Chișinău, 2005
- 10) **Almășan I.** – *Influența distanței dintre plăcile difuzoare asupra performanțelor unui ejector radial*, Conferința Internațională de Comunicări Științifice TNCR 2005, Chișinău, 2005
- 11) **Apostolescu N., Taraza D.** – *Bazele cercetării experimentale ale mașinilor termice* – E.D.P., București, 1979
- 12) **Archambaud J., Séraudie A., Louis F.** – *Natural transition in supersonic flow on a flat plate (2D) and on a swept cylinder (3D)*, Aerospace and Aerodynamics Research Conference (CEAS 2002), Cambridge, Great Britain, 2002
- 13) **Ardelean Z.** - *Contribuție la studiul teoretic și experimental al camerelor de amestec ale ejectoarelor subsonice*. - I.P.T.V , Timișoara, 1963
- 14) **Arnal D., Chantez B., Carrier G., Coustols E., Bur R., Vouillot F.** – *Etat d'art du projet sur l'aerodynamique supersonique de l'ONERA*, Congrès ECCOMAS 2004, Jyväskylä, Finlande, 2004
- 15) **Aupoix B.** – *Modelling of compressibility effects in mixing layers*, 3rd International Symposium on Turbulence and Shear Flow Phenomena, Sendai, Japan, 2003

- 16) **Avădanei C. R., Bulancea M.** – *Ejector inelar*. Brevet de invenție RO 101939, OSIM, 1992
- 17) **Badea A, Necula H., ș.a.** – *Echipamente și instalații termice*, E.T. București, 2003
- 18) **Berthouse P.** – *Etude experimentale et theoretique d'un ecoulement transsonique instationnaire de canal*. Thèse de doctorat de l'Université de Poitiers, 2003
- 19) **A. Bilsky, O. Heinz, B. Ilyushin, P. Kaipov, D. Markovich-** *PIV measurements with conditional sampling in axisymmetric impinging jet*. 11th International Symposium on Application of Laser Techniques to Fluid Mechanics, lisabone, Portugal, 2002
- 20) **Bliudov V.P.** - *Instalațiile de condensare ale turbinelor cu abur* – Editura Energetică de stat, București. 1954
- 21) **Bourgoing A., Reijasse P.** – *Experimental investigation of an unsteady and asymmetrical supersonic separated flow*, 48th Annual Conference – 8th Aerodynamics Sesion Symposium, Toronto, Canada, 2001
- 22) **Bourgoing A., Reijasse P.** – *Experimental analysis of unsteady separated flows in a supersonic planar nozzle*. International Symposium on Shock Waves, Fort Worth, S.U.A., 2001
- 23) **Boyd K. C. , Wolter J. D.** - *Results From a Parametric Acoustic Liner Experiment Using P&W GEN1 HSR Mixer/Ejector Model*. National Aeronautics and Space Administration John H. Glenn Research Center at Lewis Field Cleveland, Ohio, originally published internally as HSR054 in August 1997.
- 24) **Bresson A., Brossard C., Gicquel P., Grisch F.** – *Mesures simultanées des champs de température, concentration et vitesse dans un jet chaud turbulent par utilisation combinée des techniques PLIF et PIV*. 48th Annual Meeting and International Symposium on Optical Sciences and Technologies, San Diego, California, 2003
- 25) **Bridges J., Wernet M. P., Brown C.** – *Control of Jet Noise through Mixing Enhancements*. Noise-Con 2003. Cleveland, Ohio, 2003
- 26) **Bridges J., Wernet M. P.** – *Cross Stream PIV Measurments of Jets Internal Lobed Mixers*. 10th Aeroacustics Conference, Manchester, UK, 2004
- 27) **Bur R., Chantez B., Pot T., Corchakova N.** – *Study of the laminar separation in hypersonic flow*. 1st Eastern-Western High Speed Flow Field Conference and Workshop, Kyoto, Japan. 1998
- 28) **Carabogdan Gh., Badea A., Ionescu L., Leca A. ș.a.** - *Instalații termice industriale*. E.T., București, 1978.
- 29) **Carabogdan Gh., Badea A., Ionescu L., Leca A. s.a.** - *Instalații termice industriale. Culegere de probleme pentru ingineri*, vol. II, E.T., București, 1983.
- 30) **Carafoli E., Constantinescu V.N.** – *Dinamica fluidelor compresibile* – Editura Academiei Române. București, 1984
- 31) **Carter C. J.** - *Aerodynamic Performance of a Flow Controlled Compressor Stator Using an Imbedded Ejector Pump*. Master of Science In Mechanical Engineering, Blacksburg, Virginia, 2001
- 32) **Constantinescu G. S., Lele S. K.** – *A new method for accurate treatment of flow equations in cylindrical coordinates using series expansions*. Annual Research Brief, NASA Ames Center of Turbulence Research, 2000
- 33) **Creța G.** – *Turbine cu abur și cu gaze* (ed. a II a) – E.T., București, 1996
- 34) **Creța G., Constantinescu Gh., Lene I.** – *Cercetări experimentale asupra unor ejectoare cu abur* – *Buletinul Științific și Tehnic al Institutului Politehnic Timișoara*. Timișoara, 1962
- 35) **Creța G., Bozan Gh., Jădăneanțu M.** – *Îndrumător pentru lucrări de laborator la disciplina „Turbine cu abur și gaze”*, I.P.T.V., Timișoara, 1972

- 36) DalBello T., Georgiadis N., Yoder D., Keith T. – *Computational Study of Axisymmetric Off-design Nozzle Flows*, 42nd Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, Nevada, 2004
- 37) Dazin A., Dupont P., Stanislas M. – *Experimental Study of the Instability of Vortex Rings*, 11th International Symposium on Application of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisabone, Portugal, 2002
- 38) Deschamps C. J., Prata A. T., Ferrera R. T. S. – *Modelling of Turbulent Flow through Radial Diffuzer*, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences, vol 22, nr.1/2000, p 31-41.
- 39) Desse J.-M., Albe F., Tribillion J. – *Interferometrie holographique en couleur et en temps réel adapté a l'étude des écoulements*, International symposium OPTRO, Paris France, 2002
- 40) Desse J.-M., Albe F., Tribillion J. – *Interferometrie holographique en couleur et en temps réel: premiers résultats en soufflerie*, 2^{ème} Colloque francophone des Methodes et Techniques Optiques pour l'Industrie, Trégostil, France, 2001
- 41) Draghici N. ș. a. – *Îndrumar de proiectare in construcția de mașini, vol II – E.T.*, București, 1982
- 42) Ferrey P., Aupoix B. – *Comportement des modèles de turbulence à la frontière libre d'un écoulement turbulent*, Congres BAIL 2004, Toulouse, France, 2004
- 43) Foster E. L., Engblom W. A. – *Computation of Transverse Injection into Supersonic Crossflow with Various Injector Orifice Geometry*, 42nd Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, Nevada, 2004
- 44) Garris C. A., Hong W. J. – *A Radial Flow Pressure Exchange Ejector*, Proceedings of the 3rd International Symposium of Pumping Machinery, Vancouver, Canada, 1997
- 45) Garris C. A., Hong W. J., Mavriplis C. M., Shipman J. – *A New Thermally Driven Refrigeration System with Environmental Benefits*, IECEC-98-I088, 33rd Intersociety Engineering Conference on Energy Conversion, Colorado Springs, CO, 1998
- 46) Garris C. A. – *Seeking the Optimal Balance of Aerodynamical Structural and Mechanical Design Requirements in the Pressure-Exchange Ejector. A Case History*, OPTI 2001, Bologna, Italy, 2001
- 47) Garris C. A. – *Pressure Exchange Ejector*, United States Patent No. US 6138456, 2000
- 48) Garris C. A. – *Ejector*, United States Patent No. US 5647221, 1997
- 49) Gavelle N., Sagaut P., Mary I., Elias S. – *Prevision du bruit d'un jet chaud par simulation des grandes échelles et methode integrale*, EUROMECH 449, Chamonix, 2003
- 50) Gilinsky M. (as principal investigator) - *Numerical simulation of one- and two-phase flows in propulsion systems*, Research Raport from Hampton University School of Engineering and Technology, 2001
- 51) Gheorghe G. – *Măsurarea debitelor de fluide*, E.T., Bucurști, 1978
- 52) Gheorghiu M., Opreșă – Stănescu P.-D. – *Regarding the influence of geometrical parameters on the performances of a supersonic ejector*, The 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, Timișoara, 2004
- 53) Gilard V., Brizzi L.-E. – *Velocity field on the vicinity of a slot jet impinging a curved wall*, 11th International Symposium on Application of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisabone, Portugal, 2002
- 54) Goldman J. L., Seasholtz R.G. – *A Method of Estimating Low Turbulence Levels in Near Real Time Using Laser Anemometry*, Tehnical Report, Glenn Research Center, Cleveland, Ohio, 2004
- 55) Gounet H., Lupoglasoff J., Vuillot F. – *Analyse du champ aerodynamique d'un jet supersonique chaud, defini par simulation numerique*, 38^{ème} Colloque AAAF d'Aerodynamique Apliquée, Arcachon, France, 2002

- 56) **Greathouse W. K.** – *Performance Characteristics of Several Full Scale Double-Shrouded Ejector Configurations Over a Range of Primary Gas Temperatures*, Research Memorandum for LFPL, Cleveland, Ohio, 1954
- 57) **Grisch F.** – *Récents avancées en metrologie laser pour la mesure de température et de la concentration dans les écoulements reactifs*, 9^{ème} Congres Francophone de la Vélocimétrie Laser, Bruxelles, Belgique, 2004
- 58) **Grisval J.-P.** – *Numerical simuation in aeroelasticity for complex configuration in a transsonic flow*, A French-Australian Workshop of fluid structures and Waves Problems in Aeronautics, Melbourne, Australia, 2001
- 59) **Hanson G.** – *An Improved Ejector*, Great Britain Patent No. GB 833769, 1960
- 60) **Holtzapple M., Rediniotis O.** – *Jet ejector and method of altering fluid flow*, World Patent No. WO 2004063549, 2004
- 61) **Hong W. J., Mavriplis C. M., Shipman J.** – *An Experimental and Numerical Study of a Pressure – Exchange Ejector*, Forum on Fluid Machinery, 1998 ASME, Washington D.C., 1998
- 62) **Hunt W.** – *An Exhauster Compressor for Gases also Applicable as an Ejector Condenser*, Great Britain Patent No. GB 191027525, 1911
- 63) **Jeronimo A., Reithmuller M. L., Chazot O.** – *PIV Aplication to Mach 3,75 Overexpanded Jet*, 11th International Symposium on Application of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisabone, Portugal, 2002
- 64) **Koch D.L., Bridges J., Brown C., Khavaran A.** – *Numerical and Experimental Determination of Geometric Far Field of round Jets*, Noise-Con 2003, Cleveland, Ohio, 2003
- 65) **Kochendorfer F.** – *Effect of Properties of Primary Fluid on Performance of Cylindrical Shroud Ejectors*, Research Memorandum for LFPL, Cleveland, Ohio, 1954
- 66) **Lant T. C.** – *Doppler Global Velocimetry at NASA John Glenn Research Center: System Discussion and Results*, Final Contractor Report for Ohio Aerospace Institute, 2003
- 67) **Lapin I. D.**, - *Privind calcularea ejectoarelor de gaze*, Taploenerghetica, nr.4, 1970, (traducere INID I42397)
- 68) **Larinoff M.W., Moles W.E., Reichhelm R.** - *Design and Specification of Air-Cooled Steam Condensers*, Chemical Engineering, May, 1978
- 69) **Leonăchescu N.** – *Termotehnică*, E.D.P., București, 1981
- 70) **Lepretre M. V. A., Balzano L. D.** – *Ejecteur mélangeur à effet de trompe, utilisé notamment comme termocompresseur*, Brevet d'invention nr. FR 2541390, 1984
- 71) **Lima M. M. C. L., Palma J. M. L. M.** – *Mixing in Coaxial Confined Jets of Large Velocity Ratio*, 11th International Symposium on Application of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisabone, Portugal, 2002
- 72) **Loh Y.C., Himansu A., Hultgren L.** – *A 3-D Navier – Stokes Solver with Unstructured Hexaedral Grid for Computation of Near Field Jet Screech Noise*, 9th Aeroacustics Conference, Hilton Head, South Carolina, 2003
- 73) **Lojkin A.N.** - *Transformatoare de căldură*, E.T., București, 1952
- 74) **Lupeau A., Escande J., Coupout J.-P., Strzelecki A.** – *L'influence de caracteristiques d'un écoulement annulaile dispersé sur la mesure de debit avec un debitmetre à Venturi*, 4th North American Conference on Multiphase Technology, Banff, Canada, 2004
- 75) **MacLean J. A.** – *Thermocompressor*, United States Patent No. US 2142520, 1939
- 76) **Majamaki A. J., Smith O. I., Karagozian A. R.** – *Passive Mixing Control via Lobed Ejectors in High-Speed Flow*, AIAA Journal, Vol. 41, No. 4, April 2003
- 77) **Marian R. M., Șeulean D. S.** – *Ejector*, Brevet de invenție RO 115024 B, 1999

- 78) **Martin G. R.** – *Understand real –world problems of vacuum ejector performance*. HYDROCARBON PROCESSING, November 1997 issue, pgs. 63–75
- 79) **Menagay P.** – *A Computational model for two-phase ejector flow*, Ph.D. – dissertation, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia, 1997
- 80) **Mihai I.C.**, - *Determinări experimentale privind influența formei ajutajului convergent asupra parametrilor termodinamici*, Lucrările celei de-a XII-a conferință națională de termotehnică cu participare internațională, Constanța, 2002
- 81) **Millet C., Casalis G.** – *Relationship between instability waves and noise of low supersonic jets*, 23rd Congress of ICAS, Toronto, Canada, 2002
- 82) **Moller P. S.** – *Radial flow without swirl between parallel discs when the flow is compressible and subsonic*, Report nr. 63-7, Mechanical Engineering Research Laboratories, McGill University, Montreal, 1963
- 83) **Nagi M.** – *Schimătoare de căldură și dinamica gazelor (vol. 2: Dinamica gazelor)*, Editura UPT, Timișoara, 1996
- 84) **Neacșu E.** – *Bazele Termotehnicii*, Editura I.P.T.V.T., Timișoara, 1991
- 85) **Oprîșa – Stănescu P.D., Oprea C.** – *Simularea numerică a proceselor de ardere cu FLUENT* – Ed. "Politehnica", Timișoara, 2001
- 86) **Oprîșa – Stănescu P. - D., Almășan I.**, - *Modelarea numerică cu FLUENT a unui ejector axial lucrând în domeniul compresibil*, Lucrările celei de-a XII-a conferințe naționale de termotehnică cu participare internațională, Constanța, 2002
- 87) **Panda J., Seasholtz R. G., Elam K. A., Mielke A., Eck D. G.** – *Effect of Heating at Turbulent Density Fluctuation and Noise Generation from High Speed Jets*, 10th Aeroacoustics Conference, Manchester, UK, 2004
- 88) **Panda J., Seasholtz R. G., Elam K. A.**– *Further Progress in Noise Source Identification in High Speed Jets*, 9th Aeroacoustics Conference, Hilton Head, South Carolina, 2003
- 89) **Panda J., Seasholtz R. G., Zaman K. B. M. Q.** – *Measurement of Initial condition at Nozzle Exit of High Speed Jets*, 7th Aeroacoustics Conference, Maastricht, 2001
- 90) **Panda J., Zaman K. B. M. Q., Raman G.** – *Underexpanded Screeching Jets from Circular, Rectangular and Elliptical Nozzles*, 3th Aeroacoustics Conference, Atlanta, Georgia, 1997
- 91) **Pelissier C., Traineau J.-C.** – *Review of the Aerothermodynamics Facilities in Europe: The High Enthalpy Facilities Exemple*, ICAR 2002, (International Conference of Aerophysical Research), Novosibirsk, Russia, 2002
- 92) **Plumer J. R., John F.** – *Thermocompressor*, United States Patent No. US 2616614, 1952
- 93) **Pop M. G., Leca A., ș.a.** – *Îndrumar. Tabele, nomograme și formule termotehnice*, vol I, E.T., București, 1987
- 94) **Popa B., Vintilă C.** – *Termotehnică și mașini termice*, E.D.P., București, 1977
- 95) **Popescu P.P.**, - *Erorile de măsurare a debitului cu dispozitivele de strangulare*, Metrologia aplicată, nr.4, București, 1963
- 96) **Povinelli L. A.** – *Dissociation and Recombination Effects on the Performance of Pulse Detonation Engine*, 16th International Symposium on Airbreathing Engines, Cleveland, Ohio, 2003
- 97) **Quere S.** – *Etude du fonctionnement du piège a couche limite en régime supersonique*, Thèse de doctorat de l'Université Paris 6, 2004
- 98) **Radcenko V., Porneală I., Dobrovicescu I.** - *Procese în instalații frigorifice*, E.D.P., București, 1983.
- 99) **Reijasse P.** – *Overexpanded nozzle aerodynamics: open flow separation and induced side-loads*, 4th International Conference on Launcher Technology on Space Launcher Liquid Propulsion, Liege, Belgique, 2002

- 100) **Reynolds A.J.** – *Curgeri turbulente în tehnică* – E. T., București, 1982
 - 101) **Rosenberg A.** – *Improvements in Fluid Ejector Apparatus*, Great Britain Patent No. GB 191305263, 1914
 - 102) **Sakai T.** – *Ejector having throttle variable nozzle and ejector cycle using the same*, United States Patent No. US6779360, 2004
 - 103) **Sclover G.G.** – *Calcularea ejectorului cu abur ținându-se seama de condensarea aburului într-un răcitor intermediar* – *Energimasinostroenie*, nr. 12, 1968 (traducere INID I42396)
 - 104) **Seasholtz R. G., Panda J.** – *Velocity and Temperature Measurement in Supersonic Free Jets Using Spectrally Resolved Rayleigh Scattering*, 37th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, Nevada, 1999
 - 105) **Sloley A. W.** – *Effectively Control Column Pressure*, *Chemical Engineering Progress*, issue: January 2001
 - 106) **Soumagne – Schweyckart I., Meriemme M.-C., Acelle J.** – *Formulation de peintures sensibles a la pression pour le domaine instationnaire*, 19th International Congress on Instrumentation in Aerospace Simulation Facilities, Cleveland, Ohio, U.S.A., 2001
 - 107) **Ștefănescu D., Marinescu M., Ganea I.** - *Termogazodinamica tehnică*. E.T., București, 1986
 - 108) **Tcaci L., Musteață V., Găscă D.** – *Bilanțul exergetic al stației de evaporare la fabrica de zahăr cu introducerea termoejectorilor*, *Lucrările celei de-a XII-a conferință națională de termotehnică cu participare internațională*, Constanța, 2002
 - 109) **Tölle H.** – *Măsurări în instalațiile termice*, E. T. București, 1972
 - 110) **Török A. (proiect de diplomă îndrumat de prof. Creța G.)** – *Stand pentru încercarea ejectoarelor radiale abur - aer*, I.P.T.V., Timișoara, 1978
 - 111) **Trela M., Butrymowicz D., Gluch J., Gardzilewicz A., Ihnatowicz E.** - *Monitoring of Air Content in a Mixture Removed from Condensers in Application to Steam Turbine Diagnostics*, Proc. of 2000 International Joint Power Generation Conference, Miami Beach, Florida, July 23-26, 2000
 - 112) **Vasilescu C.A. Cserveny, I.** – *Mărimi ce definesc calitativ procesele de lucru ale compresoarelor cu jet de gaze* – *Studii și cercetări de energetică*, nr. 4, 1957
 - 113) **Vasilescu C.A., Pimsner V, Cserveny, I.** – *Determinări experimentale asupra valori coeficienților de pierderi ai compresorului cu jet cu cameră de amestec de presiune constantă*, *Studii și cercetări de energetica*, nr. 2, 1960
 - 114) **Vlădea I.** - *Instalații și utilaje termice*, E.T., București, 1966
 - 115) **Vlădea I.** - *Tratat de termodinamică tehnică și transmiterea căldurii*, E.D.P., București, 1974
 - 116) **Volkman T.** – *Multistage ejector pump for radial flow*, United States Patent No. US005584668A, 1996
 - 117) **Volkman T.** – *Ejector pump*, World Patent No. WO 09403732, 1994
 - 118) **Wheerer Co.** – *Improvements in Ejector Apparatus for Compressing Fluids*, Great Britain Patent No. GB 137798, 1920
 - 119) **Wigley G., Goodwin M., Pitcher G., Blondel G.** – *Imaging and PDA Analysis of a GDI Spray in the Near Nozzle Region*, 11th International Symposium on Application of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisabone, Portugal, 2002
 - 120) **Wilson J.** – *A Simple Model of Pulsed Ejector Thrust Augmentation*, Final contractor report for J.G. Research Center, Cleveland, Ohio, 2003
 - 121) **Wilson J., Paxon D.** – *Unsteady Ejector Performance: An experimental investigation Using a Resonance Tube Driver*, 38th Joint Propulsion Conference and Exhibit, Indianapolis, Indiana, USA, 2002
 - 122) **Wicen J.** – *Ejector device used to break of vacuum at a suction head for lifting items*, Brevet de invenție SE507861, 1998
-

- 123) **Wong C.Y., Lanspeary P. V., Nathan G. J., Kelso R. M., Doherty T. O.** – *Phase Averaged Velocity Field Within a Fluidic Precessing Jet Nozzle*, 14th Australian Fluids Mechanics Conference, Adelaide, Australia, 2001
- 124) **Wong C.Y., Nathan G. J., Doherty T. O.** – *The effect of different initial conditions on the exit flow from a fluidic precessing jet nozzle*, 11th International Symposium on Application of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisabone, Portugal, 2002
- 125) **Zaman K. B. M. Q.** – *An Experiment of the Near Flow Field of a GE ARL Mixer Ejector*, Technical Memorandum of NASA, J.G.R.C., Cleveland, Ohio, 2004 (published internally in 1996)
- 126) **STAS 7347/1-74** – *Determinarea debitului fluidelor în sisteme de curgere sub presiune. Metoda micșorării secțiunii locale de curgere. Măsurarea cu ajutaje și diafragme. Prescripții generale*
- 127) **STAS 7347/4 – 74** – *Legături între elementul primar și secundar ale mijloacelor de măsurare*
- 128) ***** (capitol redactat de Badea A.)** - *Manualul inginerului termotehnician*, vol I - II - III, E.T., București, 1986
- 129) ***** (coordonator Buzdugan Ghe.)** – *Manualul inginerului*, vol I, - E.T., București, 1965.
- 130) ***** (firma Croll – Reynolds)** – *Ejectors for process industries*, Brochure 2004
- 131) ***** (firma CUSSONS TECHNOLOGY)** – *Paper 7674 - Ejector Steam Bench*, Brochure 2003
- 132) ***** (firma Northeast Controll Inc.)** – *Using eductors for pumping gases*, Brochure 2004
- 133) ***** (norme interne CET Oradea)** - *Instalația de vid. Ejectoarele de bază. Ejectorul de pornire. Exploatarea instalației de vid. Deranjamente în funcționarea ejectorilor*, Oradea, 1963, ultima revizuire 1986
- 134) ***** (coordonator Heyman M.S.)** – *Bazele Visual Basic 4*, Ed. Teora, București, 1996
- 135) ***** (editor en chief J. G. Webster)** – *The Measurement, Instrumentation and Sensors Handbook*, CRG Press Handbook, published in cooperation with IEEE Press, Boca Raton, Florida, USA, 1999
- 136) ***** (UNIQUE SYSTEMS, INC.)** – *Installation, Operation, Maintenance & Troubleshooting of Ejector Systems*, Brochure, 1999 U.S.A.