

DETERMINĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND INFLUENȚA FORMEI AJUTAJULUI CONVERGENT, ASUPRA PARAMETRILOR TERMODINAMICI

Conf. univ. dr. ing. Ioan C. MIHAI
Universitatea "Ștefan cel Mare", Suceava

Abstract

The convergent or convergent – divergent nozzles are often used in the gas-dynamic technique. The study of these nozzles is complex and it requires on one side a large experience and complex mathematical models.

In the paper there are presented a few experimental results made by the author referring the geometrical shape influence of the nozzle above the specific thermodynamic parameters of a convergent nozzle.

The mathematical simulation it doesn't often depend of the nozzle configuration. On the experimental set made inside the "Thermodynamic and heat transmission" laboratory from the Engineering College of the "Ştefan cel Mare" University Suceava can be made determinations with the initial air pressures of a maximum of $12 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$.

The paper presents the attitude of different convergent nozzles belonging to an air ejector and a few interpretations of the author in the context of the specific literature.

1. CALCULUL PARAMETRILOR UNUI AJUTAJ CONVERGENT

După cum se știe[1,2,3], ajutajul reprezintă un organ al unei mașini termice, de forma unui canal cu secțiune variabilă, destinat transformării energiei potențiale ~~de~~ presiune a unui agent termic în energie cinetică. Valoarea vitezei în secțiunea de ieșire este mult mai mare ca în cea de intrare, presiunea scăzând drastic.

În vederea calculării principaliilor parametri ce caracterizează un ajutaj, este necesar să facem următoarele ipoteze simplificatoare:

- transferul de căldură este nul;
- procesele din ajutaj au loc fără frecări;
- destinderea este adiabatică.

În baza celor afirmate, se poate approxima că $\delta q=0$, $\delta l_i=0$, $dz=0$.

Ecuatia conservării energiei [1,2,3], sub formă diferențială, exprimată pentru sisteme deschise este:

$$di + wdw + gdz = \delta q - \delta l_i \quad (1)$$

unde i – entalpia specifică, w – viteza agentului de lucru, g – accelerarea gravitațională, z – diferența de nivel, q – căldura specifică schimbată, l_i – lucrul mecanic specific tehnic.

Pe seama ipotezelor simplificatoare de mai sus, se obține:

$$di + wdw = 0 \quad (2)$$

care prin integrare între două secțiuni 1 și 2 (de intrare și ieșire) ale ajutajului, conduce la:

$$i_1 - i_2 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \quad (3)$$

Cum $i_1 - i_2 = c_p(T_1 - T_2)$ relația de mai sus poate fi scrisă sub forma:

$$c_p(T_1 - T_2) = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \quad (4)$$

În general în secțiunea de ieșire a unui ajutaj, viteza este mult mai mare ca la intrare, deci $w_2 \gg w_1$, astfel încât w_1 se poate neglija și atunci:

$$c_p(T_1 - T_2) = \frac{w_2^2}{2} \text{ sau: } c_p T_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) = \frac{w_2^2}{2} \quad (5)$$

Pentru destinderea adiabatică, se cunosc relațiile: $T_2/T_1 = (P_2/P_1)^{(\gamma-1)/\gamma}$; $c_p = \gamma R / (\gamma - 1)$ astfel încât relația (5) mai poate fi scrisă sub forma:

$$\frac{\gamma R}{\gamma - 1} T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] = \frac{w_2^2}{2} \Rightarrow \frac{w_2^2}{2} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (6)$$

Din ultima relație, putem deduce mărimea vitezei la ieșirea fluidului din ajutaj:

$$w_2 = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad [\text{m/s}] \quad (7)$$

unde γ - exponentul adiabatic al gazului, p_1 - presiunea gazului la intrarea în ajutaj, v_1 - volumul specific, p_2 - presiunea gazului la ieșirea din ajutaj.

Debitul masei de gaz ce trece prin ajutaj, se determină din ecuația de continuitate, ținând seama că $p_1 v_1^\gamma = p_2 v_2^\gamma$ de unde se poate deduce că $v_1/v_2 = (p_2/p_1)^{1/\gamma}$.

Ecuația de continuitate, pentru secțiunea de ieșire a ajutajului, este:

$$\dot{m}_2 = \rho_2 A_2 w_2 = \frac{A_2 w_2}{v_2} \quad (8)$$

unde ρ - densitatea gazului în secțiune, v_2 - volumul specific.

Se poate deduce expresia finală a debitului [1,2,3] în secțiunea de ieșire cu relația:

$$\dot{m}_2 = \frac{A_2 w_2}{v_2} = A_2 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \cdot \sqrt{2 \frac{P_1}{v_1}} \quad (9)$$

Dacă se notează:

$$\Psi = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \Rightarrow \Psi = \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (10)$$

se obține ecuația ajutajului:

$$A \Psi \sqrt{2 \frac{P_1}{v_1}} = \text{cst.} \quad \text{sau} \quad A \cdot \Psi = \text{cst.} \quad (11)$$

Se observă că Ψ - coeficientul ajutajului, este în dependență: $\Psi = f\left(\frac{P_2}{P_1}, \gamma\right)$.

Functia Ψ , are un maxim pentru care se anuleaza derivata in raport cu p_2/p_1 , careia ii corespunde valoarea critica a raportului $(p_2/p_1)_{cr}$.

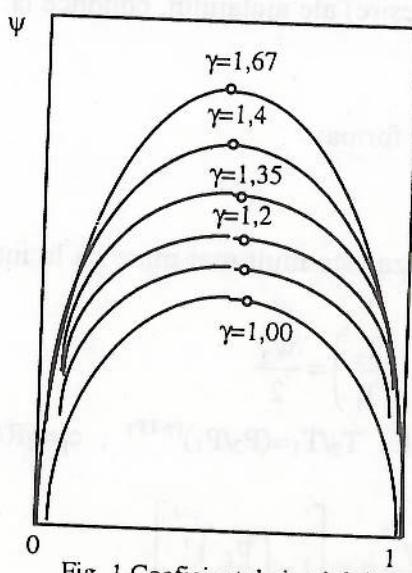


Fig. 1 Coeficientul ajutajului

Dacă se efectuează:

$$\frac{d\Psi}{d\left(\frac{p_2}{p_1}\right)} = 0 \quad (12)$$

considerând parametrii critici, după efectuarea calculelor rezultă:

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{cr} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (13)$$

Ultima relație permite determinarea presiunii critice la ieșirea din ajutaj:

$$p_{cr} = p_1 \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (14)$$

Ultimele două relații arată că *raportul critic depinde numai de natura gazului*. Dacă se înlocuiește raportul critic în relația lui ψ , se poate obține valoarea maximă a coeficientului ajutajului:

$$\Psi = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)\right]} \Rightarrow \Psi_{max.} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma+1}} \quad (15)$$

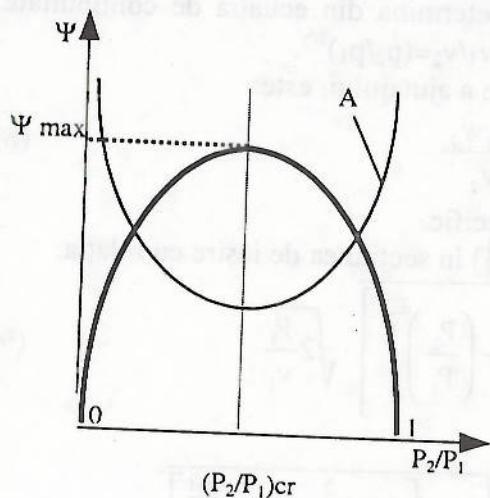


Fig. 2 Modificarea coeficientului Ψ cu raportul p_2/p_1 și secțiunea ajutajului

Variația funcției Ψ este reprezentată în fig. 1 și 2. În secțiunea de intrare $\Psi=0$, deoarece raportul $p_2/p_1=1$, iar valoarea teoretică a secțiunii tinde la infinit.

Când Ψ este maxim, secțiunea atinge valoarea minimă, denumită și critică.

La limită (vid) $\Psi=0$, iar secțiunea devine infinită.

Se știe că *într-un ajutaj convergent, în sensul de curgere, în cazul unui curent staționar, presiunea nu poate să scadă în secțiunea minimă de ieșire din ajutaj, sub presiunea critică, oricât de mică ar fi valoarea presiunii din mediul exterior*.

S-a demonstrat că viteza în secțiunea de ieșire:

$$w_2 = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} p_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}\right]} \quad (16)$$

Dacă $p_2/p_1=0$ din relație rezultă că viteza limită atinsă la ieșirea din ajutaj, va fi maximă și va avea relația:

$$w_{2\max} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1}} p_1 V_1 \quad (17)$$

Ultima relație corespunde detentei izentropice până la vid.

Dacă $p_2/p_1=1$ atunci se obține valoarea minimă a vitezei la ieșirea din ajutaj:

$$w_{2\min}=0 \quad (18)$$

Din ecuația debitului:

$$\dot{m} = A_2 \cdot \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{p_1}{V_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (19)$$

deducem raționamentul de mai jos.

Dacă $p_2=0$ rezultă că raportul $p_2/p_1=0$, ceea ce indică un debit nul, conform expresiei de mai sus. În aceleasi condiții, s-a arătat mai sus din expresia vitezei, că aceasta este maximă, în timp ce debitul este nul. *Apare o contradicție.*

Dacă $p_2=p_1$ atunci raportul $p_2/p_1=1$ deci și în această situație, debitul devine nul.

În realitate, dacă raportul p_2/p_1 scade sub valoarea unitară, se obține o primă parte a curbei debitului (fig. 3) până la atingerea valorii maxime, după care debitul se menține constant.

Se știe că viteza maximă a unui fluid la curgerea printr-un ajutaj convergent, nu poate depăși viteza sunetului în mediul respectiv.

În realitate $w_{2\max} = w_{2\text{cr}} = w_s$.

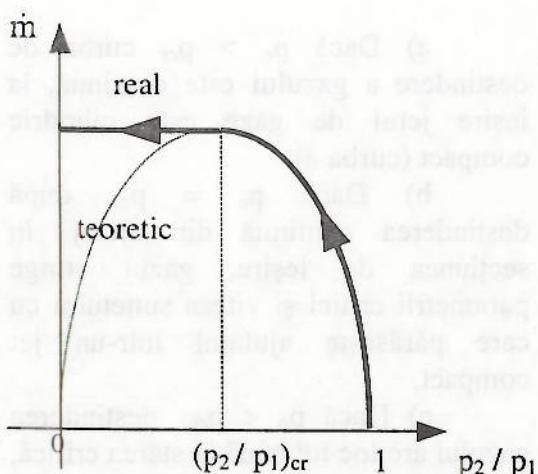


Fig. 3 Debitul funcție de raportul critic

Dacă înlocuim raportul $(p_2/p_1)_{\text{cr}}$ în relația vitezei, se obține expresia critică a acesteia în secțiunea cea mai redusă:

$$w_{\text{cr}} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma+1}} p_1 V_1 \quad (20)$$

Dacă înlocuim în expresia vitezei critice presiunea p_1 funcție de presiunea critică și considerăm destinderea adiabatică, expresia vitezei critice devine:

$$w_{\text{cr}} = \sqrt{\gamma p_{\text{cr}} v_{\text{cr}}} = \sqrt{\gamma R T_{\text{cr}}} \quad (21)$$

Considerăm un ajutaj convergent și studiem modul de variație a presiunii și vitezei.

Pentru un ajutaj convergent referitor la viteză putem afirma:

a) Dacă $p_e < p_{\text{cr}}$ (p_e - presiunea mediului exterior) în secțiunea finală a ajutajului se stabilește viteza sunetului, această valoare fiind egală cu cea a vitezei critice. Viteza sunetului nu poate fi depășită. Viteza se va calcula cu relația 16, iar debitul cu relația:

$$\dot{m} = A_1 \Psi_{\max} \sqrt{\frac{2p_1}{v_1}} = A_1 \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma+1}} \sqrt{\frac{2p_1}{v_1}} \quad (22)$$

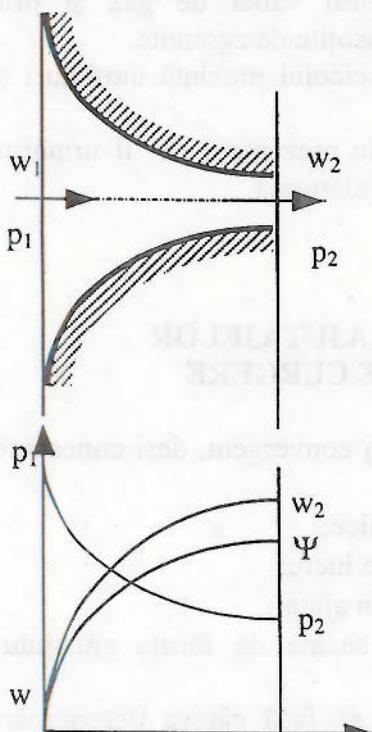


Fig. 4 Ajutajul convergent

Relația debitului arată că acesta depinde de starea din rezervor și este independent de presiunea mediului exterior, numită contrapresiune.

b) Dacă gazul pătrunde cu o viteză w_1 care nu mai poate fi neglijată, atunci viteza într-o secțiune oarecare este:

$$w_2 = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} p_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] + w_1^2} \quad (23)$$

O caracterizare a *comportării ajutajului convergent*, poate fi făcută funcție de forma jetului la ieșirea din ajutaj și de dependența dintre presiunea mediului și cea critică. Există următoarele trei situații:

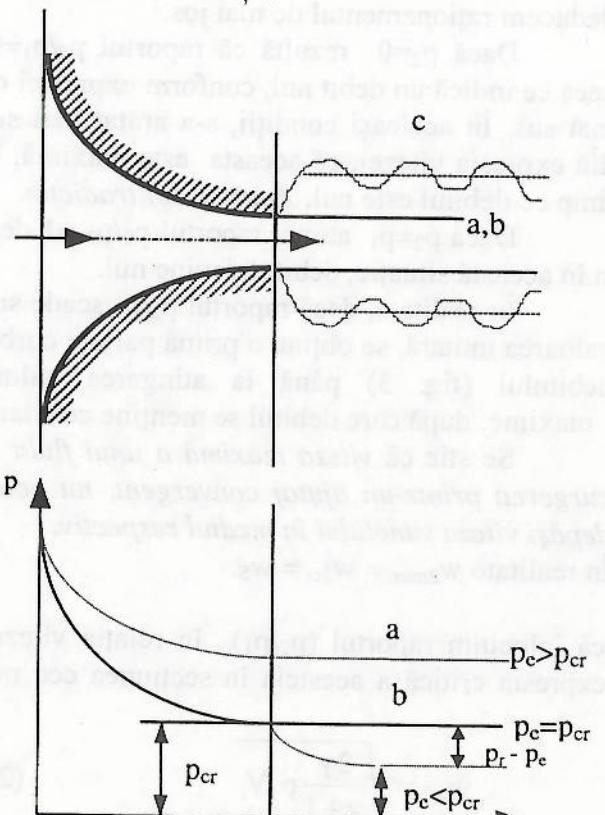


Fig.5 Comportarea ajutajului convergent

a) Dacă $p_e > p_{cr}$ curba de destindere a gazului este continuă, la ieșire jetul de gaze este cilindric compact (curba a);

b) Dacă $p_e = p_{cr}$, după destinderea continuă din ajutaj, în secțiunea de ieșire, gazul atinge parametrii critici și viteza sunetului cu care părăsește ajutajul într-un jet compact.

c) Dacă $p_e < p_{cr}$ destinderea gazului are loc tot până la starea critică, atingându-se parametrii critici.

În afara ajutajului diferența de presiune $p_{cr} - p_e$ se pierde prin frecările din interiorul vânei de gaz și prin vârtejuri însotite de zgomote.

Fascicolul prezintă umflături și gâtuiriri.

Cele prezentate pot fi urmărite în figura 5 alăturată.

2. DESCRIEREA STANDULUI DE TESTARE A AJUTAJELOR CU DIFERITE FORME ALE CANALULUI DE CURGERE

Relațiile care stau la baza calculului oricărui tip de ajutaj convergent, deși cunoscute au fost prezentate mai sus pentru a evidenția câteva aspecte:

- astfel de ajutaje nu permit atingerea vitezelor supersonice;
- relațiile matematice nu țin seama de natura fluidului de lucru;
- de regulă nu se consideră viteza de intrare a fluidului în ajutaj;
- determinarea parametrilor se face fără a se ține seama de forma ajutajului convergent.

Pornind de la acest ultim aspect, autorul și-a propus să facă câteva determinări experimentale, care să se axeze pe modificarea geometriei canalului convergent. În fig. 6 este prezentată schema de principiu a unui stand proiectat și realizat de autor. Laboratorul dispune de o rețea de aer comprimat.

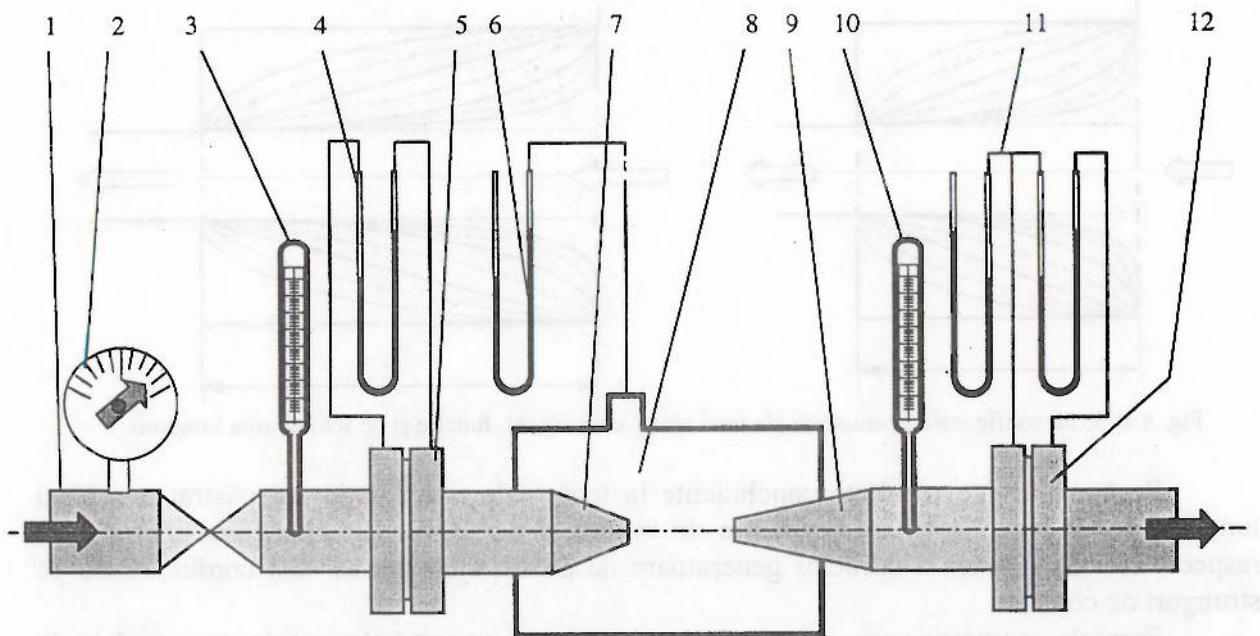


Fig. 6 Stand experimental de testare a ajutajelor convergente sau convergent divergente cu diferite geometrii

1 – conductă alimentare cu aer sub presiune max. $12 \cdot 10^5$ N/m², 2 – manometru, 3 – termometru, 4 – tub manometric în formă de U, 5 – diafragmă măsură, 6 - tub manometric în formă de U, 7 – ajutaj convergent supus încercării, 8 – ejector de aer subsonic, 9 – ajutaj divergent, 10 – termometru, 11 - tuburi manometrice în formă de U, 12 – diafragmă măsură.

În fig. 7 poate fi văzută o imagine reală a standului de încercări.

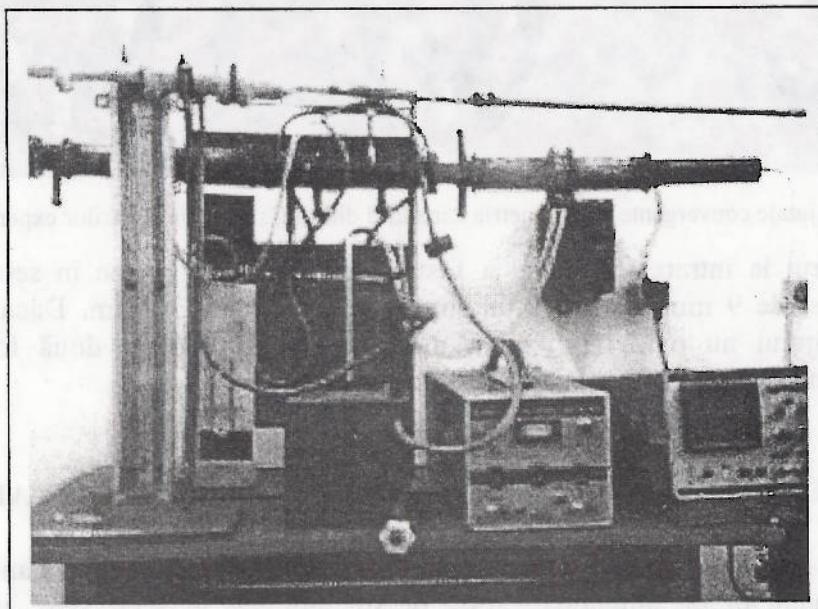


Fig. 7 Stand experimental de analiză funcțională a ajutajelor și ejectoarelor

Pentru efectuarea determinărilor s-au folosit trei categorii de ajutaje convergente.

Conform schemei prezentate în fig. 8, teoretic, forma unui canal convergent poate lua o infinitate de forme geometrice. Stabilirea formei optime a unui ajutaj poate prezenta importanță în diferite domenii de utilizare, cel mai semnificativ fiind cel al motoarelor turboreactive.

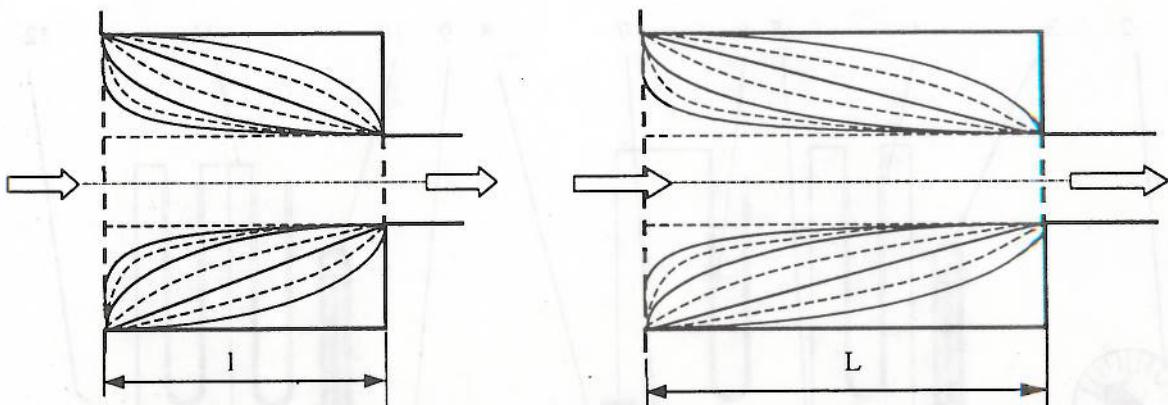


Fig. 8 Diferite configurații geometrice ale unui ajutaj convergent, funcție și de schimbarea lungimii

Pentru a obține rezultate concluzante la toate cele trei ajutaje s-a păstrat o aceeași lungime, și nu s-au modificat secțiunile de intrare și de ieșire. De asemenea pentru a se respecta forma teoretică a curbelor generatoare de profil, ajutajele au fost confectionate pe strunguri de copiere.

Formele geometrice reprezentate îngroșat mai sus, au stat la baza celor trei modele de ajutaj din fig. 9 care au fost testate.

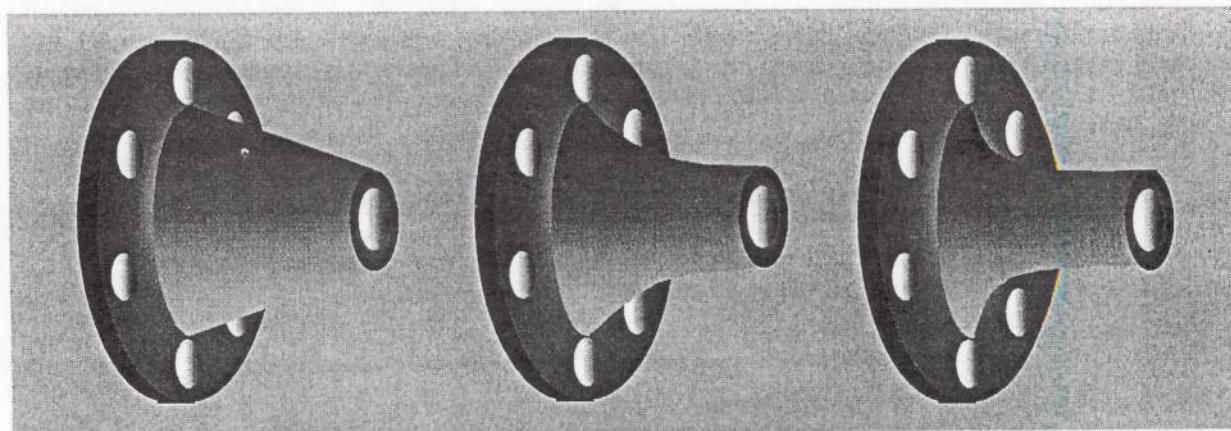


Fig. 9 Ajutaje convergente cu geometria canalului diferită, supuse încercările experimentale

Diametrul la intrarea în ajutaj a fost de 39 mm, în timp ce în secțiunea de ieșire diametrul a fost de 9 mm, pentru o lungime a ajutajului de 31 mm. Dacă prima formă a canalului ajutajului nu prezintă o configurație specială, ultimele două forme corespund metodelor propuse de [1] diferind razele arcelor de curbură.

3. REZULTATE OBȚINUTE EXPERIMENTAL ȘI INTERPRETAREA LOR

Metoda propusă de autor, pentru verificarea influenței geometriei canalului ajutajului asupra performanțelor de funcționare, este de tip indirect. În acest sens, prin intermediul ajutajului convergent studiat 7 (fig. 6) alimentat cu aer sub presiune ce aparține unui ejector, se creează în incinta 8 o depresiune puternică.

Dacă ajutajul nu are o secțiune a canalului de curgere corespunzătoare, atunci vidul creat va fi mult mai mic decât în caz normal. Evident un ajutaj convergent cu un canal optim realizat va realiza cel mai înaintat vid.

De asemenea poate fi studiat comportamentul oricărui ajutaj funcție de rugozitatea peretelui sau a altor condiții de încercare.

Rezultatele experimentale sunt prezentate sintetizat în fig. 10 pentru diferite presiuni de încercare cu mențiunea că pe stand pot fi determinați 22 de parametri cum ar fi: presiune absolută fluid ejeție amonte diafragmă, presiune absolută de amestec, presiune fluid ejectat, presiune absolută fluid ejeție aval diafragmă, raport destindere ajutaj, temperaturi fluid pe circuit, debit fluid, viteza fluidului măsurată cu ajutorul unui tub Pitot-Prandtl.

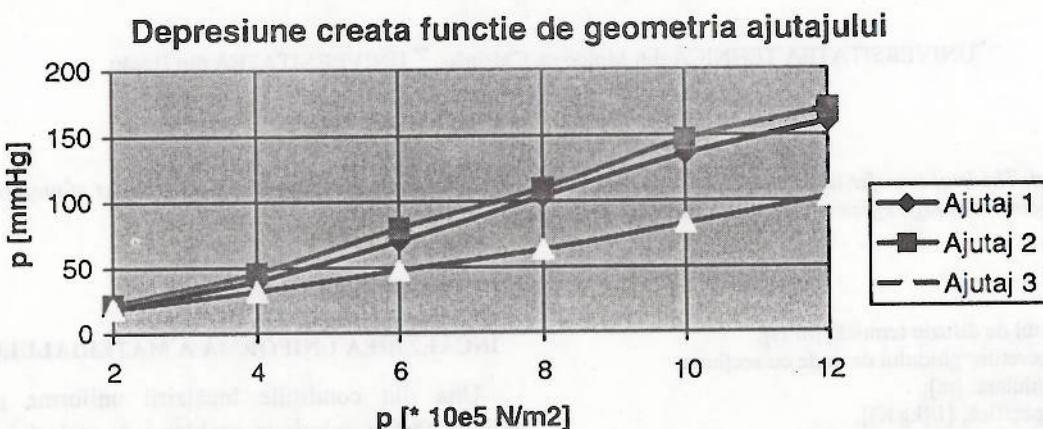


Fig. 10 Rezultate experimentale obținute cu cele trei ajutaje, profilate prin diferite metode

Se observă că între primele două categorii de ajutaje nu există diferențe fundamentale privind rezultatele obținute.

Cele mai performante rezultate (cel mai înaintat vid) s-au obținut pentru ajutajul convergent nr. 2, la care liniile echipotențiale sunt arce de cerc tangente la cele două raze ale cercului înscris în canal.

Pentru ultimul tip de ajutaj, realizat intenționat după un profil cu scădere prea bruscă de secțiune (care nu mai respectă legile de profilare ale canalului ajutajului), depresiunea creată este mult mai mică decât în cazurile anterioare.

Metoda propusă, de studiere a formei canalului unui ajutaj convergent prin metoda indirectă a analizei depresiunii create pe un ejector, este deosebit de simplă și considerăm concluzionată.

Metoda poate fi extinsă și la ajutajele convergent-divergente.

4. BIBLIOGRAFIE

1. PIMSNER V., BERBENTE C. *Procese în mașini termice cu palete – Aplicații și probleme*, București: Editura Tehnică, 1986, pag. 1 – 383.
2. ȘTEFĂNESCU D., MARINESCU M., GANEA I. *Termogazodinamică tehnică*, București: Editura Tehnică, 1986, pag. 1-463.
3. MIHAI I., *Termodinamică și transmiterea căldurii*, Suceava, 1996, pag. 1-212.