

Bogdan Ciobanu

TURBOMAȘINI HIDRAULICE

Partea I - Turbogeneratoare

Bogdan Ciobanu

**TURBOMAȘINI
HIDRAULICE
Partea I - Turbogeneratoare**

Iași 2008

INTRODUCERE

Tehnologia vehiculării fluidelor are un rol aparte în istoria civilizației umane, pe de o parte, prin vechimea ei și, pe de altă parte, prin actualitatea ei în sistemele industriale moderne. Elevatoarele hidraulice folosind energia apei în mișcare au fost inventate și utilizate încă din antichitate. În țările dezvoltate vehicularea fluidelor este, practic, o componentă a tuturor tehnologiilor: circuite de transport, de ungere, de răcire, de filtrare, circuitele tehnologice ale industriei chimice și alimentare, irigații și desecări, acționările hidraulice și pneumatice, alimentările cu apă și canalizările centrelor urbane, climatizare, protecția mediului, vehicularea fluidelor biologice, schimbătoare de căldură, extracția petrolului etc.

O țară industrializată consumă pentru pomparea fluidelor cca. 20% din energia produsă. În țările industrializate fabricația pompelor reprezintă aproximativ 1% din produsul național brut. Un combinat chimic, de exemplu, are în dotare câteva mii de pompe.

La rândul lor, ventilatoarele pot fi întâlnite în aproape toate domeniile de activitate și utilizarea lor cea mai frecventă în procese industriale, pentru ventilație și climatizare, la aparatura de birou și în domeniul casnic, justifică interesul pentru produse de calitate. Ventilatoarele actuale, ca rezultat al perfecționărilor succesive, au evoluat spre randamente tot mai ridicate, uneori apropiate de 90%, rezultatul fiind urmarea directă a proiectării tehnologiei și studiilor perseverente de laborator care continuă.

Prezentul se caracterizează prin varietatea mare de tipuri de pompe, ventilatoare, suflante și compresoare, prin consumul mare de materiale și energie pentru fabricarea și exploatarea lor.

Deși există o mare diversitate a soluțiilor constructive, alegerea unei anumite variante pentru o instalație având caracteristici precizate este o problemă dificilă din punctul de vedere al soluției optimului economic.

În fața proiectanților și constructorilor se ridică o multitudine de cerințe privind turbogeneratoarele, dintre care amintim: realizarea presiunii și debitului la parametri impuși; limitarea zgomotului și vibrațiilor, cerințe legate de protecția mediului și a personalului; realizarea fiabilității prognozate. Utilizarea rațională a energiei în condițiile facturilor tot mai mari la consumatori, impune funcționarea cu randament maxim însă cerințele de zgomot scăzut nu coincid întotdeauna cu această cerință economică.

În lanțul de realizare al unui produs performant cercetările experimentale au condus la progrese deosebite în domeniul hidrodinamicii și aerodinamicii, reflectate în randamente înalte de conversie a energiei mecanice. Cunoașterea bazelor fizice ale procesului de funcționare permite o perfecționare continuă a metodelor de proiectare și a calității tehnologiilor.

Încercările de laborator sau industriale sunt etape obligatorii în determinarea caracteristicilor ventilatoarelor fiind procedee sigure și necesare pentru perfecționarea hidrodinamică, respectiv aerodinamică a modelului sau a produsului la scara reală. Având în vedere că unele turbogeneratoare sunt de mari dimensiuni și au cost ridicat, încercarea pe modele reduse similare geometric și aerodinamic asigură parametrii necesari de funcționare și permite evitarea unor eșecuri financiare.

Prezentarea principiilor de bază necesare cunoașterii constructiv-funcționale a pompelor și ventilatoarelor și cunoașterea mărimilor caracteristice acestora poate fi utilă atât studenților secției de Mașini și Sisteme Hidraulice și Pneumatice, din cadrul Universității Tehnice „Gh. Asachi” Iași, cât și celor interesați de domeniu.

CAPITOLUL I

TURBOMAȘINI HIDRAULICE - TURBOGENERATOARE

1.1. Generalități

Activitatea inginerescă în domeniul mașinilor hidraulice se referă la probleme concrete legate de condiții concrete: rezolvarea unor probleme tehnice într-un timp dat, cu mijloacele reale care ne stau la dispoziție, soluția rezultată trebuind să fie competitivă. Inginerul realizează astfel soluții optimizate pe baza cunoștințelor privind procesele fizice din mașinile respective, materialele de construcție, tehnologiile de execuție și montaj, cheltuielile de fabricație, estetica industrială, informațiile despre cerințele pieței etc.

În consecință, acolo unde este posibil, se insistă asupra unor formulări de tip optimizare. Aceste analize de optimizare pornesc de la faptul că modelele fizice de calcul duc la mai multe soluții. Proiectantul identifică întâi aceste soluții posibile, apoi stabilește restricțiile care elimină o parte din soluții și alege soluția optimă pe baza unor criterii stabilite în funcție de destinația mașinii. Restricțiile pot fi constructive, tehnologice, de tipizare etc.

Criteriile principale de optimizare sunt:

- minimizarea consumului de material, (criteriu echivalent cu maximizarea turației);
- maximizarea randamentelor (criteriu energetic);

- minimizarea coeficientului de cavitație (criteriu cavitațional).

Cele trei criterii sunt contradictorii, deci pe baza lor se acceptă compromisuri în funcție de destinația turbogeneratorului.

Criterii suplimentare pot fi considerate: fiabilitatea, estetica etc.

Sinteza finală a unei analize de optimizare se exprimă prin indicatori tehnico-economici. Eficiența în domeniul turbogeneratoarelor apare în parte la producătorul mașinii, în parte la realizarea stației de pompare sau a centralei de ventilație în componența căreia intră mașina și în parte la firma care exploatează stația de pompare sau centrala de ventilație.

1.2. Clasificarea și rolul mașinilor hidraulice

Termenul de mașini hidraulice se referă la acele sisteme tehnice, alcătuite din organe de mașini rigide, cu mișcări relative determinate și care transformă energia hidro-pneumatică în energie mecanică, energia mecanică în energie hidro-pneumatică, sau o formă de energie mecanică în altă formă de energie mecanică, prin intermediul energiei hidro-pneumatice. Aceste mașini sunt caracterizate prin faptul că transformarea energiei se efectuează prin intermediul unui fluid, acesta fiind lichid sau gaz.

Mașinile hidraulice și pneumatice, în funcție de sensul transmiterii energiei, se grupează în:

- generatoare,
- motoare,
- transformatoare.

Generatoarele (mașini de lucru) ridică nivelul energetic al unui fluid în schimbul unui lucru mecanic consumat. Motoarele (mașini de forță) preiau energie de la un fluid și realizează un lucru mecanic util. Transformatoarele realizează o dublă transformare reunind în aceeași construcție un motor și un generator (transformator în circuit deschis) sau un generator și un motor (transmisie hidraulică), diferența între ultimele două constând în ordinea celor două transformări energetice.

Data fiind marea diversitate a acestor mașini, este necesară o clasificare multicriterială în vederea grupării acestora (*figura 1.1*).

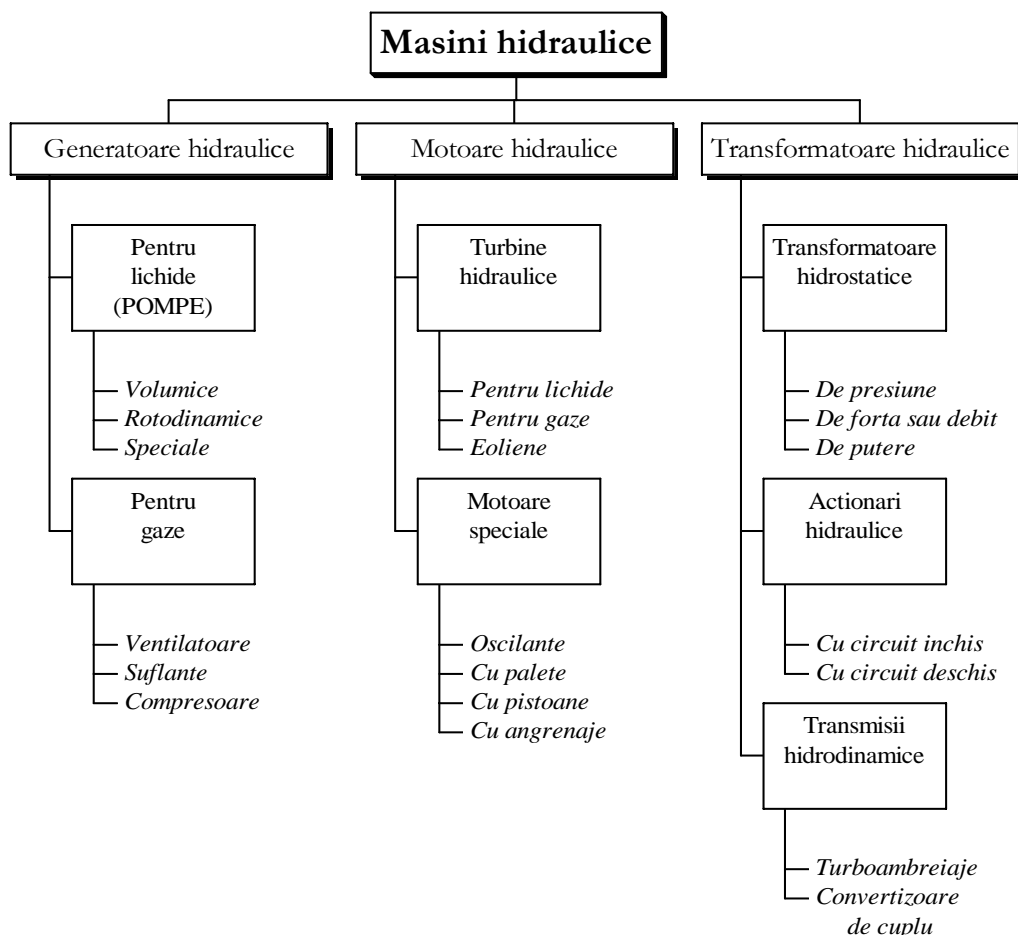


Figura 1.1 Clasificarea multicriterială a mașinilor hidraulice

1.3. Ecuații energetice fundamentale ale mașinilor hidropneumatice

Procesele energetice prin cele trei tipuri de agregate hidropneumatice sunt prezentate schematic în figurile 1.2, 1.3 și 1.4.

Notând cu H_1 și H_2 sarcinile hidrodinamice ale fluidului la intrarea și ieșirea dintr-un agregat hidropneumatic, prin **sarcină efectivă**, **sarcină utilă**, **sarcină exterioară**, sau **înălțime de lucru H** , se înțelege energia hidraulică schimbată de fluid prin intermediul agregatului, calculată în sensul deplasării fluidului.

Ea are expresia:

$$H = \int_1^2 dH = \pm(H_2 - H_1) \quad (1.1)$$

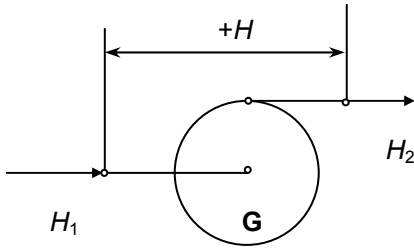


Figura 1.2

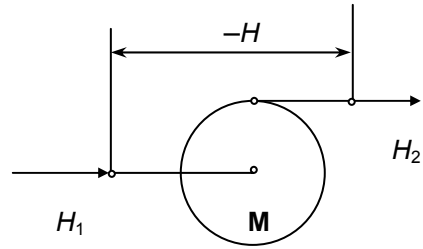


Figura 1.3

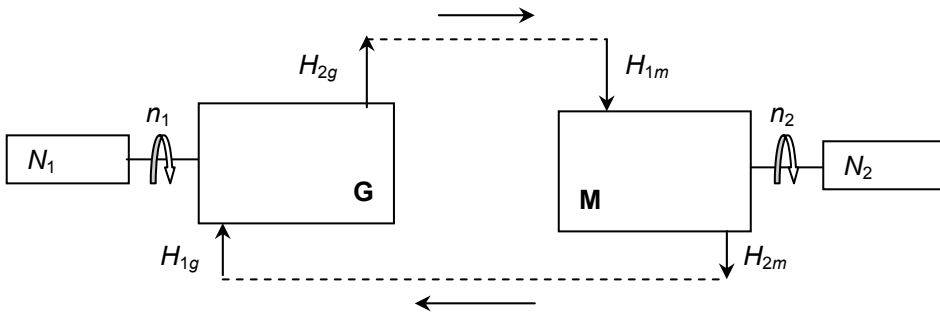


Figura 1.4

Ținând seama de expresia sarcinii hidrodinamice a unui fluid aflat în mișcare:

$$H = z + \frac{p}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot v^2}{2 \cdot g} \quad (1.2)$$

rezultă:

$$dH = dz + d\left(\frac{p}{\rho \cdot g}\right) + d\left(\frac{\alpha \cdot v^2}{2 \cdot g}\right) \quad (1.3)$$

de unde, prin integrarea între intrare (1) și ieșire (2) se obține, în cazul generatoarelor și al motoarelor relația:

$$H = \pm \left(z_2 - z_1 + \frac{1}{g} \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{\alpha_2 \cdot V_2^2 - \alpha_1 \cdot V_1^2}{2 \cdot g} \right) \quad (1.4)$$

Semnele (\pm) din aceste relații țin seama de sensul fizic al proceselor de schimb de energie ale fluidului cu exteriorul. Astfel, la generatoare, $H_2 > H_1$ deci $H = H_2 - H_1$, iar la motoare $H_1 > H_2$ deci $H = - (H_2 - H_1) = H_1 - H_2$.

În cazul transformatoarelor hidropneumatice de tipul EM→EH→EM (figura 1.4), generatorul **G** preia energia mecanică din exterior și o transformă în energie hidraulică pe care apoi o cedează motorului **M**. Motorul hidraulic transformă la rândul său această energie în energie mecanică pe care o furnizează în exterior.

Prin construcția acestor agregate hidropneumatice și prin reglarea parametrilor de lucru, este posibilă modificarea în limite largi a cuplului furnizat de motorul **M**.

Din punct de vedere energetic, cele două trepte sunt caracterizate astfel: în generatorul **G**, sarcina efectivă va fi:

$$H_g = H_{2g} - H_{1g} \quad (1.5)$$

iar la motorul **M**:

$$H_m = H_{1m} - H_{2m} \quad (1.6)$$

Teoretic, ar trebui ca $H_g = H_m$. Practic însă, în sistem apar diferite pierderi de energie și de aceea, puterea N_1 utilizată pentru antrenarea generatorului **G** va fi mai mare decât puterea N_2 , cedată în exterior de către motorul **M**.

În general, la trecerea fluidelor reale prin mașinile hidraulice, apar pierderi de energie hidraulică prin frecări, vârtejuri, șocuri hidraulice etc. Notând cu h_r totalitatea acestor pierderi, sarcina teoretică H_T va fi definită prin relația:

$$dH_T = dz + \frac{1}{g} d\left(\frac{p}{\rho}\right) + d\left(\frac{\alpha \cdot V^2}{2 \cdot g}\right) + dh_r = dH + dh_r \quad (1.7)$$

Integrarea relației (1.7), pentru motoare și generatoare, conduce la următoarele forme:

- În cazul generatoarelor hidropnematice, trecerea energiei are loc de la mașină la fluid, deci pentru a obține la ieșire o sarcină utilă H , este necesar ca generatorul să cedeze fluidului o sarcină mai mare, H_T , capabilă să acopere și pierderile hidraulice h_r :

$$H_T = H + h_r \quad (1.8)$$

- În cazul motoarelor hidropneumatice, procesul de schimb energetic este inversat ca sens deci, la o sarcină exterioară H , turbina va prelua o sarcină $H_T < H$, pierderile hidraulice micșorând energia exterioară:

$$H_T = H - h_r \quad (1.9)$$

De regulă, pierderile hidraulice h_r se transformă în căldură care este preluată de fluid. În cazul lichidelor efectul căldurii degajate datorită pierderilor hidraulice este neglijabil, pe când la gaze căldura poate modifica parametrii de stare.

1.4. Particularizarea ecuațiilor energetice fundamentale

Din relația sarcinii efective a agregatelor hidropneumatice (1.4), se observă că trebuie mai întâi calculat termenul:

$$\frac{1}{g} \int_1^2 \frac{dp}{\rho} \quad (1.10)$$

Pentru calculul acestei integrale trebuie cunoscută mai întâi natura fluidului care trece prin agregatul hidropneumatic și anume dacă este compresibil sau incompresibil, iar în cazul fluidelor compresibile trebuie cunoscută relația de stare fizică (izotermă, adiabată sau politropă) exprimată prin legea $\rho = \rho(p)$.

O parte dintre agregatele hidropneumatice care funcționează cu fluide compresibile (compresoare, turbine cu abur și gaze), la diferențe mari de presiune, acolo unde intervine efectul compresibilității fluidului, sunt tratate în cadrul mașinilor termice, deoarece în procesul de funcționare au loc importante transformări termodinamice.

În categoria mașinilor hidraulice și pneumatice intră, pe de o parte, agregatele hidropneumatice la care se consideră că densitatea nu variază cu presiunea:

$$\rho(p) = \text{constant} \quad (1.11)$$

și, pe de altă parte, agregatele hidropneumatice la care se consideră că densitatea variază relativ puțin cu presiunea:

$$\rho(p) \neq \text{constant} \quad (1.12)$$

Astfel, pentru $\rho(p) = \text{ct.}$, avem:

- Generatoare hidropneumatice (pompe volumice, turbopompe centrifuge și axiale, ventilatoare centrifuge și axiale, pompe speciale).
- Motoare hidraulice (turbine: Pelton, Banki, Francis, Deriaz, elicoidale, bulb, Kaplan și motoare volumice folosite în acționări).
- Transformatoare hidraulice (hidrostatice: presa, acumulatorul, amplificatorul hidrostatic; transformatoare hidraulice pentru pompare; transformatoare hidroenergetice; transmisii hidraulice; convertizoare de cuplu și de turație).

iar pentru $\rho(p) \neq \text{ct.}$, avem:

- Generatoare pneumatice de tipul suflantelor.

Pentru obținerea ecuațiilor energetice fundamentale ale mașinilor hidraulice la care densitatea ρ este constantă, integrala din relația (1.10) devine:

$$\frac{1}{g} \int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{1}{g\rho} \int_1^2 dp = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} \quad (1.13)$$

Astfel, la generatoarele hidropneumatice, sarcina efectivă (înălțimea de pompare) va fi:

$$H = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2 - \alpha_1 v_1^2}{2g} \quad (1.14)$$

iar la motoarele hidraulice, sarcina efectivă (căderea) va fi:

$$H = z_1 - z_2 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2 - \alpha_2 v_2^2}{2g} \quad (1.15)$$

1.5. Clasificarea generatoarelor hidropneumatice

Generatoarele hidropneumatice sunt mașini hidraulice sau pneumatice care transformă energia mecanică disponibilă la arborele motor, în energie hidraulică respectiv pneumatică transmisă unui fluid de lucru (lichid sau gaz).

În afară de clasificarea primară, în funcție de felul transformărilor (*figura 1.1*) mai avem două criterii importante de departajare și anume:

- Din punctul de vedere al fluidului antrenat.
- Din punctul de vedere al principiului funcțional.

În funcție de fluidul antrenat și mărimea energiei transferate, generatoarele hidraulice și pneumatice poartă diverse denumiri:

- a. **pentru vehicularea lichidelor:** *generatoare* sau *pompe hidraulice* (denumire curentă – *pompe*);
- b. **pentru vehicularea gazelor:** *generatoare* sau *pompe pneumatice*:
 - b.1. - *ventilatoare* – realizează o comprimare redusă a fluidelor vehiculate,
 - b.2. - *suflyante* – realizează o comprimare medie a fluidelor,
 - b.3. - *compresoare* – realizează o comprimare importantă a fluidelor,
 - b.4. - *pompe de vid* – pentru extragerea gazului dintr-un spațiu cu presiune inferioară celei atmosferice și refulare la presiune atmosferică.

Lichidele de lucru pot fi: apa la diferite temperaturi, lichide agresive sau neagresive, lichide vâscoase, amestecuri de lichide cu particule solide în suspensie (amestecuri polifazice) etc.

Gazele vehiculate pot fi: aerul, gaze nocive, amestecuri bifazice (particule solide sau lichide aflate în suspensie într-un curent de aer) etc.

În cel de-al doilea caz de clasificare putem evidenția:

- A. **generatoare rotodinamice** sau **turbogeneratoare**, la care curgerea este continuă, transformările având loc în două trepte succesive:
 - *în prima treaptă*, prin antrenarea rotorului în mișcare de rotație din exterior, datorită interacțiunii dintre palete și fluid, are loc o creștere a energiei cinetice a fluidului.
 - *în a doua treaptă*, fluidul este trecut prin diferite canale de secțiune variabilă, care constituie statorul mașinii, în care are loc transformarea energiei cinetice în energie de presiune.

Transformarea de energie are deci loc datorită interacțiunii dintre paletajul rotoric și fluid (prin modificarea momentului cantității de mișcare). Generatoarele rotodinamice sunt caracterizate prin viteze mari ale fluidului față de organele active ale mașinii, iar debitul variază cu înălțimea de pompare. La aceste generatoare spațiul de refulare nu este separat etanș de cel de aspirație.

Din această categorie fac parte turbopompele, ventilatoarele și turbosuflantele.

B. **generatoare volumice**, la care curgerea este intermitentă (pulsatorie) iar mașina produce numai deplasarea fluidului, presiunea fiind rezultat al existenței unor elemente de reglaj (supape) care determină mărimea energiei hidraulice introduse prin contrapresiune pe circuitul de refulare. La acest tip de generator transformarea are loc într-o singură treaptă. Aceste generatoare realizează deplasări periodice ale unor volume de lichid dinspre aspirație către refulare prin intermediul unor spații închise între organele de lucru și alte organe ale mașinii, cu creșterea corespunzătoare a presiunii. Sunt caracterizate prin viteze de deplasare reduse ale fluidului față de organele active ale mașinii (pistoane sau pistonase, palete, membrane, roți dințate etc.), iar debitul variază foarte puțin cu înălțimea de pompare (datorită compresibilității fluidului și a pierderilor volumice). La aceste generatoare zona de refulare este etanș separată de cea de aspirație.

Din categoria generatoarelor volumice fac parte pompele cu piston, cele cu roți dințate, cu palete glisante, cu șurub, pompele de vid etc.

C. **generatoare speciale**, dintre care cele mai întâlnite sunt:

- **generatoarele cu fluid motor** la care fluidul motor este purtătorul de energie care se transmite fluidului de lucru. În această categorie intră: ejectoarele, berbecul hidraulic, pompa cu gaz comprimat, pompa cu condensare de aburi etc.
- **generatoarele electromagnetice** sunt mașini ce realizează transportul fluidelor electroconductoare prin intermediul forțelor electromagnetice care iau naștere la interacțiunea dintre un câmp magnetic și curentul electric ce trece prin fluidul electroconductor.

- **elevatoarele hidraulice** sunt instalații ce ridică apa la o înălțime geometrică fixă, crescând doar energia de poziție a lichidului (pot fi cu cupe, cu șurub, cu paleți etc.)
- există și alte principii de funcționare ca de exemplu cele utilizate de **pompele de vid moleculare**, de **pompele de vid cu difuzie** etc.

Multe din aceste mașini pot funcționa și în regim de motor și în astfel de situații vorbim de mașini reversibile.

Clasificarea poate continua din punctul de vedere al sistemului de antrenare, al geometriei organului de lucru, etc.

1.6. Domenii de utilizare ale diferitelor tipuri de generatoare hidraulice și pneumatice

Fiecare generator se caracterizează printr-o mulțime de parametri geometrici (dimensiuni și forme ale diferitelor elemente componente) și o mulțime de parametri funcționali (debit, viteze, forțe, energie transmisă fluidului, randamente, performanțe cavitaționale).

Este evident că între aceste două categorii de parametri există o corelație. Stabilirea ei este în esență activitatea inginerului: denumim “problemă directă” atunci când se cunosc parametrii geometrici și se caută determinarea parametrilor funcționali și “problemă inversă” atunci când se caută geometria potrivită pentru parametrii funcționali doriți.

Aceste probleme au restricții provenite din dimensiunile impuse ale unor organe, din limitele de rezistență ale materialelor de construcție, restricții care trebuie luate în considerare pe lângă fenomenele hidraulice.

Aceste restricții împreună cu criteriile de optimizare (de exemplu: randament maxim; consum minim de material; performanțe cavitaționale etc.) fac ca fiecare tip de mașină să se potrivească cel mai bine la anumite domenii de parametri funcționali.

Pentru exemplificare se dau în *figura 1.5* câteva delimitări orientative pentru generatoarele destinate lichidelor.

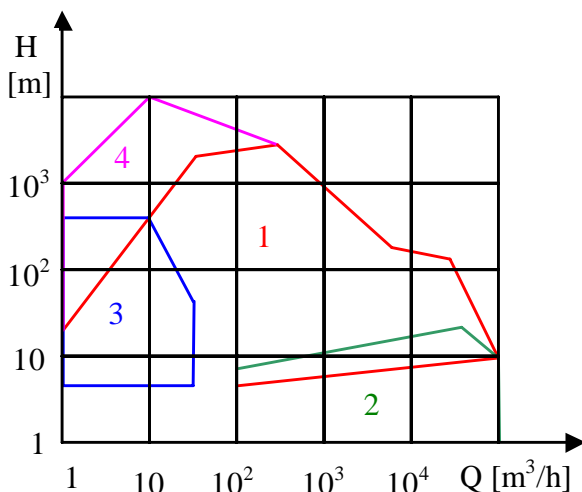


Figura 1.5 Domenii de utilizare ale generatoarelor hidraulice

Semnificația notațiilor de pe diagramă este următoarea:

1. Pompe centrifuge mono și multietajate
2. Pompe axiale
3. Pompe cu canale laterale și periferiale
4. Pompe volumice

Se observă din diagramă că domeniul acoperit de turbopompe (pompe centrifuge mono și multietajate, pompe axiale, pompe cu canale laterale și periferiale) este foarte vast, lucru observat și în practică unde turbopompele au cea mai largă utilizare. Turbopompele echipează aproape în exclusivitate stațiile de pompare în domeniul hidroameliorațiilor și al alimentărilor cu apă și încă în multe alte domenii industriale, de unde pompa cu piston, cu mecanisme și accesorii complicate a fost aproape eliminată.

1.7. Parametrii principali de funcționare ai unui turbogenerator

Schema generală a unei instalații în care este amplasat un turbogenerator este prezentată în figura 1.6.

Turbogeneratorul **P** trebuie să asigure transportul unui debit de lichid **Q**, dintr-un rezervor de aspirație **R₁**, într-un rezervor de refulare **R₂**, prin

intermediul unei instalații hidraulice ce constă din conducta de aspirație (c.a) și conducta de refulare (c.r).

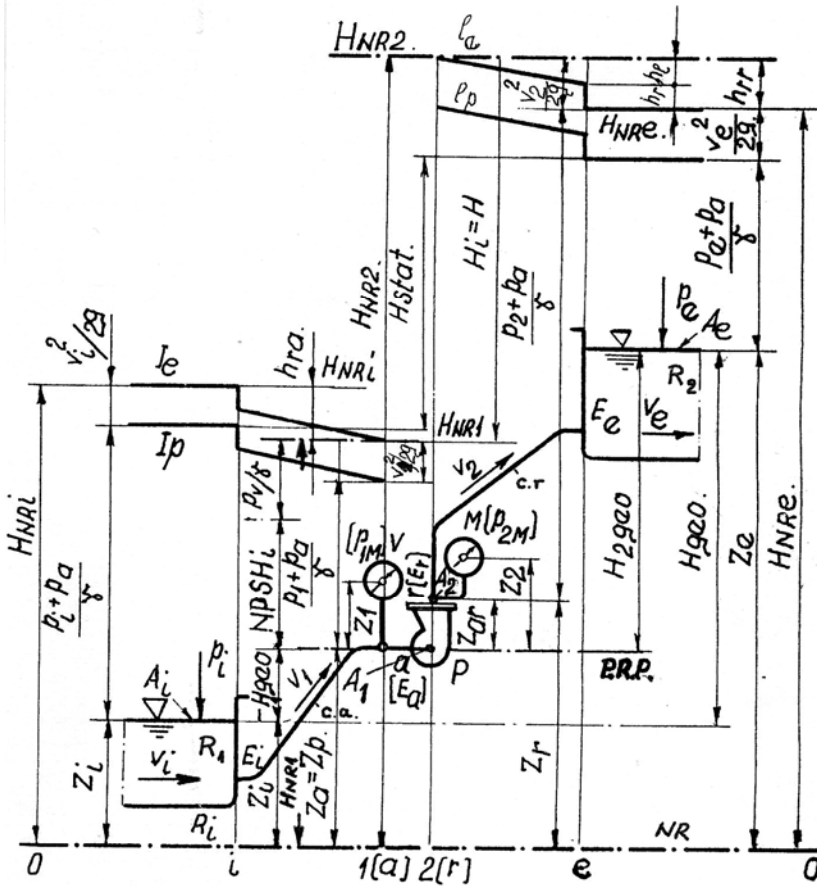


Figura 1.6

Semnificația elementelor din figura 1.6 este următoarea:

a. Planuri de referință:

- Nivel de referință (**NR**), este planul orizontal, ales arbitrar, față de care se calculează înălțimile.
- Planul de referință al pompei (**PRP**), este planul orizontal care trece prin centrul cercului descris de punctele exterioare ale muchiilor de intrare ale paletelor.

b. Înălțimile de poziție (geodezice), z , reprezintă diferența între cota planului orizontal considerat și cota planului de referință. Poate fi pozitivă sau negativă după cum planul considerat este deasupra sau sub planul de referință. Se definesc următoarele înălțimi de poziție.

- Înălțimea de poziție la intrarea în instalație (z_i) este diferența între cota planului suprafeței libere a lichidului din rezervorul de aspirație și cota planului de referință (**NR**).
- Înălțimea de poziție la ieșirea din instalație (z_e) este diferența între cota planului suprafeței libere a lichidului din rezervorul de refulare și cota planului de referință (**NR**).
- Înălțimea de poziție la intrarea în pompă (z_a), este diferența între cota planului orizontal ce trece prin centrul secțiunii A_1 și cota planului (**NR**);
- Înălțimea de poziție la ieșirea în pompă (z_r), este diferența între cota planului orizontal ce trece prin centrul secțiunii A_2 și cota planului (**NR**);
- Înălțimea de poziție a **PRP** (z_p), este diferența între cota planului **PRP** și cota planului **NR**;
- Cota de corecție la aspirație (z_1), este diferența dintre cota planului de referință al manometrului de pe aspirație și cota **PRP**,
- Cota de corecție la refulare (z_2), este diferența dintre cota planului de referință al manometrului de pe refulare și cota **PRP**,
- Diferența de poziție dintre aspirație și refulare (z_{ar}), este diferența între cotele z_r și z_a :

$$z_{ar} = z_r - z_a \quad (1.16)$$

- Înălțimea de poziție la aspirație (H_{1geo}), este diferența între cota planului suprafeței libere a lichidului din rezervorul de aspirație și cota **PRP**. (În figura 1.6 H_{1geo} este negativ):

$$H_{1geo} = z_i - z_p \quad (1.17)$$

- Înălțimea de poziție la refulare (H_{2geo}), este diferența între cota planului suprafeței libere a lichidului din rezervorul de refulare și cota **PRP**:

$$H_{2geo} = z_e - z_p \quad (1.18)$$

– Înălțimea de poziție totală (H_{geo}), este diferența între cota planului suprafeței libere a lichidului din rezervorul de refulare și cota planului suprafeței libere a lichidului din rezervorul de aspirație:

$$H_{geo} = z_e - z_i = H_{2geo} - H_{1geo} \quad (1.19)$$

c. Secțiuni:

- Secțiunea de intrare în pompă A_1
- Secțiunea de ieșire în pompă A_2
- Secțiunea de intrare în instalație (rezervorul de aspirație) A_i
- Secțiunea de ieșire în instalație (rezervorul de aspirație) A_e

d. Viteze medii:

- Viteza medie de intrare în pompă: $v_1 = \frac{Q}{A_1}$
- Viteza medie de ieșire din pompă: $v_2 = \frac{Q}{A_2}$
- Viteza medie în rezervorul de aspirație: $v_i = \frac{Q}{A_i}$
- Viteza medie în rezervorul de refulare: $v_e = \frac{Q}{A_e}$

e. Înălțimi cinetice, reprezintă energia cinetică a unității de greutate a lichidului $\left(\frac{v^2}{2g}\right)$:

- Înălțimea cinetică la aspirație $\left(\frac{v_1^2}{2g}\right)$, respectiv la refulare $\left(\frac{v_2^2}{2g}\right)$:
- Înălțimea cinetică la intrarea în instalație $\left(\frac{v_i^2}{2g}\right)$, respectiv la ieșirea din instalație $\left(\frac{v_e^2}{2g}\right)$:

f. Presiuni:

– Presiunea manometrică la aspirație (p_{1M}) citită la manometrul montat la flanșa racordului de aspirație:

– Presiunea de aspirație (p_1) raportată la planul **PRP**: $p_1 = p_{1M} + \rho \cdot g \cdot z_1$;

– Presiunea manometrică la refulare (p_{2M}) citită la manometrul montat la flanșa racordului de refulare;

– Presiunea de aspirație (p_2) raportată la planul **PRP**: $p_2 = p_{2M} + \rho \cdot g \cdot z_2$;

– Presiunea la intrare (p_i), în scară manometrică, în secțiunea (A_i);

– Presiunea la ieșire (p_e), în scară manometrică, în secțiunea (A_e);

– Presiunea atmosferică (p_a), în scară barometrică, la locul de montare al pompei;

– Presiunea de vaporizare (p_v), este presiunea, în scară barometrică, la care are loc vaporizarea lichidului pompat, la temperatura corespunzătoare secțiunii de intrare în pompă.

g. Înălțimea potențială de presiune $\left(\frac{p}{\rho \cdot g}\right)$, este înălțimea reprezentativă a energiei specifice de presiune (pentru unitatea de greutate a lichidului):

– Înălțimea potențială manometrică la intrarea în instalație $\left(\frac{p_i}{\rho \cdot g}\right)$, măsurată în centrul secțiunii (A_i);

– Înălțimea potențială manometrică la ieșirea din instalație $\left(\frac{p_e}{\rho \cdot g}\right)$, măsurată în centrul secțiunii (A_e);

– Înălțimea potențială manometrică la aspirație $\left(\frac{p_1}{\rho \cdot g}\right)$, măsurată în

secțiunea de aspirație a pompei și raportată la **PRP**: $\frac{p_1}{\rho \cdot g} = \frac{p_{1M}}{\rho \cdot g} + z_1 = H_{1M}$

– Înălțimea potențială manometrică la refulare $\left(\frac{p_2}{\rho \cdot g}\right)$, măsurată în secțiunea de aspirație a pompei și raportată la **PRP**: $\frac{p_2}{\rho \cdot g} = \frac{p_{2M}}{\rho \cdot g} + z_2 = H_{2M}$

– Înălțimea potențială manometrică atmosferică $\left(\frac{p_a}{\rho \cdot g}\right)$, este înălțimea reprezentativă a presiunii atmosferice, în scară barometrică, exercitată de aerul atmosferic.

– Înălțimea potențială manometrică a vaporilor $\left(\frac{p_v}{\rho \cdot g}\right)$, este înălțimea reprezentativă a presiunii, în scară barometrică, exercitată în vaporii lichidului.

h. Înălțimile totale barometrice (manometrice), reprezintă suma dintre înălțimile reprezentative ale energiei specifice potențiale și cinetice:

– Înălțimea totală barometrică la intrarea în instalație (H_{NRi}), în secțiunea (A_i), raportată la planul **NR**:

$$H_{NRi} = \frac{p_i + p_a}{\rho \cdot g} + \frac{v_i^2}{2 \cdot g} + z_i \quad (1.20)$$

– Înălțimea totală barometrică la ieșirea din instalație (H_{NRe}), în secțiunea (A_e), raportată la planul **NR**:

$$H_{NRe} = \frac{p_e + p_a}{\rho \cdot g} + \frac{v_e^2}{2 \cdot g} + z_e \quad (1.21)$$

– Înălțimea totală barometrică la refulare (H_{NR2}) în secțiunea (A_2) raportată la planul **NR**:

$$H_{NR2} = \frac{p_2 + p_a}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + z_r = \frac{p_2 + p_a}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + z_p + z_{ar} \quad (1.22)$$

– Înălțimea totală manometrică la refulare (H_2), în secțiunea (A_2), raportată la planul **PRP**:

$$H_2 = \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} = \frac{p_{2M}}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + z_2 = H_{2M} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} \quad (1.23)$$

– Înălțimea totală barometrică la aspirație (H_1), în secțiunea (A_1), raportată la planul **NR**:

$$H_{NR1} = \frac{p_1 + p_a}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + z_p \quad (1.24)$$

– Înălțimea totală manometrică la aspirație (H_1) în secțiunea (A_1), raportată la planul **PRP**:

$$H_2 = \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} = \frac{p_{2M}}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + z_2 = H_{2M} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} \quad (1.25)$$

i. Înălțimea de pompare (H), reprezintă creșterea energiei unității de greutate a lichidului vehiculat de pompă:

$$H = H_2 - H_1 = \frac{p_{2M} - p_{1M}}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + z_2 - z_1 \quad (1.26)$$

j. Înălțimea de pompare statică (H_{st}), este diferența de înălțime potențială totală între planul secțiunii de ieșire din instalație (A_e), și planul secțiunii de intrare (A_i), pentru un debit $Q = 0$.

$$H_{st} = \left(z_e + \frac{p_e}{\rho \cdot g} \right) - \left(z_i + \frac{p_i}{\rho \cdot g} \right) = H_{geo} + \frac{p_e - p_i}{\rho \cdot g} \quad (1.27)$$

k. Pierderile de sarcină (h_r), este înălțimea reprezentativă a energiei unității de greutate a lichidului, pierdută într-o instalație hidraulică:

- Pierderea de sarcină pe conducta de aspirație (h_{ra}): $h_{ra} = H_{NRi} - H_{NR1}$
- Pierderea de sarcină pe conducta de aspirație (h_{rr}): $h_{rr} = H_{NR2} - H_{NRe}$
- Pierderea de sarcină pe conducta de aspirație (h_r): $h_{ra} = h_{ra} + h_{rr}$

l. Înălțimea de pompare a instalației ((H_i)) este diferența dintre înălțimile totale barometrice (manometrice) corespunzătoare refulării și aspirației:

$$H_i = H = H_{NR2} - H_{NR1} = H_2 - H_1 = H_{NRe} + h_{rr} - (H_{NRi} - h_{ra}) \quad (1.28)$$

$$H_i = \frac{p_e - p_i}{\rho \cdot g} + \frac{v_e^2 - v_i^2}{2 \cdot g} + H_{geo} + h_r \quad (1.29)$$

Dacă rezervoarele de aspirație și refulare sunt de dimensiuni mari ($v_e = v_i \cong 0$) se obține:

$$H_i = \frac{p_e - p_i}{\rho \cdot g} + H_{geo} + h_r \quad (1.30)$$

Dacă ambele rezervoare sunt deschise ($p_i = p_e$) deci $H_i = H_{geo} + h_r$, iar pentru o pompă care vehiculează lichid în circuit închis ($H_{geo} = 0$) vom avea $H_i = h_r$

m. Înălțimea totală netă absolută la aspirație, disponibilă, a instalației ($NPSH_i$), este înălțimea totală (potențială și cinetică), barometrică, netă (micșorată cu înălțimea potențială a vaporilor lichidului pompat), la intrarea în pompă și raportată la **PRP**:

$$NPSH_i = \frac{p_i + p_a}{\rho \cdot g} + \frac{v_i^2}{2g} + H_{1geo} - h_{ra} - \frac{p_v}{\rho \cdot g} = H_1 + \frac{p_a - p_v}{\rho \cdot g} \quad (1.31)$$

Simbolul NPSH derivă din anglo-saxonă (Net Positive Suction Head).

n. Înălțimea totală netă absolută la aspirație a pompei ($NPSH_p$), este înălțimea totală (potențială și cinetică), barometrică, netă (micșorată cu înălțimea potențială a vaporilor lichidului la intrarea în pompă) minimă, necesară funcționării pompei fără cavitație, raportată la **PRP**:

$$NPSH_p = \left(H_1 + \frac{p_a - p_v}{\rho \cdot g} \right)_{\min} = \sigma \cdot H \quad (1.32)$$

unde σ reprezintă coeficientul de cavitație a pompei.

Pentru funcționare trebuie îndeplinită condiția:

$$NPSH_i \geq NPSH_p \quad (1.33)$$

o. Înălțimea de pompare nominală (H_n) este înălțimea de pompare folosită la proiectarea pompei, corespunzătoare turației nominale n , debitului nominal Q_n și lichidului precizat prin tema de proiectare.

În cazul unui generator aerulic care, prin intermediul unei rețele aerulice, aspiră un gaz la presiunea p_i și-l refulează într-un sistem având presiunea p_e , ventilatorul trebuie să asigure intrarea și ieșirea precum și deplasarea unui debit Q de gaz și obținerea presiunii p_e în punctul final.

Sarcina hidraulică la intrarea în rețea în punctul „i” este:

$$H_i = z_i + \frac{p_i}{\rho_i \cdot g} + \frac{\alpha_i \cdot v_i^2}{2 \cdot g} \quad (1.34)$$

iar la ieșirea din rețea în punctul „e” este:

$$H_e = z_e + \frac{p_e}{\rho_e \cdot g} + \frac{\alpha_e \cdot v_e^2}{2 \cdot g} \quad (1.35)$$

În mod obișnuit, în cazul gazelor, se poate neglija energia specifică de poziție ($z_i = z_e \cong 0$) deci:

$$H_i = \frac{p_i}{\rho_i \cdot g} + \frac{\alpha_i \cdot v_i^2}{2 \cdot g} \quad (1.36)$$

și

$$H_e = \frac{p_e}{\rho_e \cdot g} + \frac{\alpha_e \cdot v_e^2}{2 \cdot g} \quad (1.37)$$

La intrarea în ventilator: $H_1 = H_i - h_{ra}$ iar la ieșire: $H_2 = H_e + h_{rr}$ deci sarcina efectivă a instalației va fi:

$$H_{inst} = H_2 - H_1 = \frac{p_e}{\rho_e \cdot g} - \frac{p_i}{\rho_i \cdot g} + \frac{\alpha_e \cdot v_e^2 - \alpha_i \cdot v_i^2}{2 \cdot g} + h_{ra} + h_{rr} \quad (1.38)$$

Dacă se neglijează efectul compresibilității ($\rho_i = \rho_e = \rho$) se obține:

$$H_{inst} = \frac{p_e - p_i}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_e \cdot v_e^2 - \alpha_i \cdot v_i^2}{2 \cdot g} + h_r \quad (1.39)$$

unde h_r reprezintă pierderea totală de sarcină.

1.8. Similitudinea turbogeneratoarelor hidraulice

1.8.1. Similitudine și modelare hidraulică

În vederea transformării energiei mecanice în energie hidraulică este necesară echiparea stațiilor de pompare sau a centralelor de ventilare cu pompe și ventilatoare adecvate. Proiectarea acestora se face cu ajutorul legilor de mișcare ale fluidelor. Ecuațiile diferențiale ale mișcării fluidelor reale prin mașinile hidraulice nu pot fi însă soluționate practic, iar relațiile obținute în ipoteza fluidelor perfecte pot da abateri importante.

Complexitatea fenomenelor ce au loc într-o mașină hidraulică, varietatea acestora din urmă ca formă, dimensiuni, performanțe și, în special, complexitatea tehnologică de fabricație care implică și costuri ridicate, impun necesitatea testării performanțelor pompei sau ventilatorului, în laborator, pe modele la scară redusă, asemenea, ca geometrie a circuitului hidraulic, cu componentele reale ale mașinii studiate.

Astfel de cercetări, numite și modelări, sunt economice în cazul mașinilor mari, la care experimentarea la mărimea reală ar fi exagerat de scumpă. Concluziile desprinse din funcționarea modelului pot fi apoi extinse la original sau, mai important, la un grup de mașini originale, dacă acele mașini respectă condiția de a fi asemenea din punct de vedere geometric, cinematic și dinamic (fac parte din aceeași familie).

Parametrii principali cu care se operează în domeniul modelării hidraulice sunt:

- *Scara geometrică* (λ) care reprezintă proporția mărimilor geometrice corespondente, unghiurile corespondente fiind egale.
- *Scara cinematică* (β) care reprezintă proporția vitezelor corespondente, unghiurile cinematice corespondente fiind egale.

- *Scara dinamică* (k) care reprezintă proporția forțelor corespondente la model și la mașina reală.

Două mașini hidraulice sunt asemenea geometric (similitudine geometrică) dacă dimensiunile liniare omologe sunt într-un raport constant, iar unghiurile omologe sunt egale.

Pentru a realiza similitudinea cinematică a scurgerii prin cele două mașini hidraulice, este necesar să existe un raport constant al vitezelor omologe și o asemănare geometrică a traiectoriilor.

Considerându-se principalii parametri cinematici corespunzători mașinii originale în notație fără indice, iar pe cei corespunzători modelului notați cu indicele M (*figura 1.7*), între aceștia se poate scrie criteriul cinematic de similitudine sub forma:

$$\beta_s = \frac{c}{c_M} = \frac{c_m}{c_{mM}} = \frac{w}{w_M} = \frac{u}{u_M} = \frac{r\omega}{r_M\omega_M} = \frac{D \cdot n}{D_M \cdot n_M} = \lambda \frac{n}{n_M} \quad (1.40)$$

relație în care: - β_s reprezintă constanta de similitudine, iar λ scara lungimilor;

- n și n_M reprezintă turațiile mașinii reale, respectiv ale mașinii model.

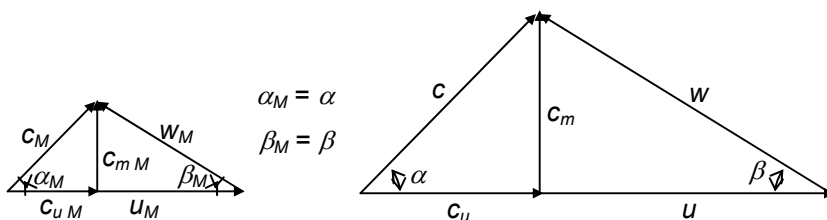


Figura 1.7

În cazul familiilor de circuite hidraulice asemenea (geometrie asemenea a frontierelor solide și câmpuri de viteze asemenea), similitudinea dinamică permite recalcularea performanțelor mașinii de la o componentă la alta a familiei. Acest lucru depinde de natura fizică a forțelor care sunt semnificative pentru procesele hidrodinamice ce au loc în mașina hidraulică. Pentru fiecare tip de forță rezultă o relație de forma:

$$k = f(\lambda, \beta_s) \quad (1.41)$$

În cazul forțelor inerțiale avem:

$$k = \frac{F}{F_M} = \frac{m \cdot a}{m_M \cdot a_M} = \frac{\rho L^3 a}{\rho_M L_M^3 a_M} = \frac{\rho L^2 v^2}{\rho_M L_M^2 v_M^2} = \lambda^2 \beta_s^2 \frac{\rho}{\rho_M} = Ne \quad (1.42)$$

raport care se mai numește și criteriul de similitudine al lui Newton și se notează Ne.

Însă simplul raport al forțelor inerțiale nu este suficient pentru a caracteriza echivalența de stare a fluidelor din pompe. Sistemele dinamice formate din lichidele pompate sunt în echilibru când este satisfăcut principiul lui D'Alembert, adică atunci când suma forțelor exterioare care acționează asupra sistemului, inclusiv forța de inerție luată cu semn schimbat, este nulă:

$$\bar{G} + \bar{T} + \bar{P} - \bar{I} = 0 \quad (1.43)$$

unde \bar{G} reprezintă forțele de greutate, \bar{T} reprezintă forțele de frecare, \bar{P} reprezintă forțele de presiune, iar \bar{I} reprezintă forțele de inerție.

Tabel 1.1

Numărul caracteristic		Forțe semnificative	Notații
Euler	$Eu = \frac{\Delta p}{\rho \cdot v^2}$	Inerțiale și de suprafață (presiune)	v – viteză; ρ – masa specifică; Δp – diferența de presiune
Reynolds	$Re = \frac{v \cdot D}{\nu}$	Inerțiale și de frecare	D – dimensiunea semnificativă; ν – vâscozitatea cinematică
Strouhal	$Sh = \frac{v \cdot t}{D} = \frac{v}{n \cdot D}$	Inerțiale și fenomene periodice	t – perioada fenomenului; n – turația de lucru
Froude	$Fr = \frac{v^2}{D \cdot g}$	Inerțiale și gravitaționale	g – accelerația gravitațională
Weber	$We = \frac{v^2 \cdot D}{\alpha / \rho}$	Inerțiale și de tensiune superficială	α – tensiunea superficială
Cauchy	$Ca = \frac{v^2}{E / \rho}$	Inerțiale și elastice	E – modulul de elasticitate

Pentru a păstra libertatea alegerii scării geometrice (în vederea încadrării gabaritice a modelelor în instalațiile din laboratoare) nu pot fi luate în

considerare simultan decât două forțe semnificative. Din condiția $k_1 = k_2$ (pentru cele două forțe considerate) rezultă criteriile de asemănare și numerele caracteristice cunoscute: Euler (Eu), Strouhal (Sh), Reynolds (Re), Froude (Fr), Weber (We), Cauchy (Ca) conform tabelului 1.1.

Pentru obținerea unei similitudini dinamice complete, conform ecuațiilor Navier-Stokes care guvernează mișcarea fluidelor reale, rezultă că atât modelul cât și execuția industrială trebuie să aibă aceleași numere Eu, Sh, Re și Fr.

În funcționarea mașinilor hidraulice, forțele dominante, pe lângă cele de inerție, sunt cele datorate presiunii, deci numărul Eu trebuie respectat.

Pe de altă parte, la numere Re foarte mari ($Re > 10^6$), pierderile hidraulice sunt independente de numărul Re. Alegându-se deci dimensiuni geometrice mici și sarcini mari, se pot realiza pe model numere $Re > 10^6$ ceea ce înseamnă automodelare după criteriul Re. În plus, datorită dimensiunilor mici ale mașinilor hidraulice, se poate renunța la luarea în considerare a forțelor de greutate, deci și la numărul Fr.

Reiese în concluzie că, la similitudinea mașinilor hidraulice, dominante sunt criteriile Euler și Strouhal.

Din expresia criteriului Euler:

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho v^2} = \frac{\rho g H}{\rho v^2} = \frac{g H}{v^2} \quad (1.44)$$

se obține viteza:

$$v = \sqrt{\frac{g H}{Eu}} \quad (1.45)$$

iar din ecuația de continuitate se obține debitul:

$$Q = Av = A \frac{\sqrt{g}}{\sqrt{Eu}} \sqrt{H} = \frac{A}{D^2} \frac{\sqrt{g}}{\sqrt{Eu}} D^2 \sqrt{H} = Q_{11} D^2 \sqrt{H} \quad (1.46)$$

unde $Q_{11} = f(Eu)$ reprezintă o mărime ce poate fi considerată criteriu de similitudine.

Din expresia criteriului Strouhal:

$$\text{Sh} = \frac{v \cdot t}{D} = \frac{v}{n \cdot D} \quad (1.47)$$

se obține turația la mașinile hidraulice asemenea:

$$n = \frac{v}{D \cdot \text{Sh}} = \frac{\sqrt{g}}{\text{Sh} \sqrt{\text{Eu}}} \frac{\sqrt{H}}{D} = n_{11} \frac{\sqrt{H}}{D} \quad (1.48)$$

unde $n_{11} = f(\text{Eu}, \text{Sh})$ reprezintă un criteriu de similitudine.

Mărimile n_{11} și Q_{11} poartă numele de mărimi (turații, debite) reduse sau dublu unitare. În practică se folosește și mărimea putere dublu unitară care reprezintă debitul dublu unitar multiplicat cu o constantă:

$$N = \rho g Q H = \rho g (Q_{11} D^2 \sqrt{H}) H = (\rho g Q_{11}) D^2 H^{3/2} \quad (1.49)$$

Din relațiile:

$$n = n_{11} \frac{\sqrt{H}}{D}; \quad Q = Q_{11} D^2 \sqrt{H}; \quad N = N_{11} D^2 H^{3/2} \quad (1.50)$$

se constată că, pentru $H = 1$ m și $D = 1$ m, se obține:

$$n = n_{11}; \quad Q = Q_{11}; \quad N = N_{11} \quad (1.51)$$

de unde și denumirea de mărimi reduse (aduse la sarcina și diametrul de 1 m) sau dublu unitare.

Din relațiile de definire a mărimilor dublu unitare:

$$n_{11} = n \frac{D}{\sqrt{H}}; \quad Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}}; \quad N_{11} = \frac{N}{D^2 H^{3/2}} \quad (1.52)$$

se constată că aceste criterii de similitudine sunt mărimi cu dimensiuni, însă pot fi transformate în mărimi adimensionale astfel:

$$C_{n_{11}} = \frac{n_{11}}{\sqrt{g}} = n \frac{D}{\sqrt{gH}}; \quad C_{Q_{11}} = \frac{Q_{11}}{\sqrt{g}} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{gH}}; \quad C_{N_{11}} = \frac{N_{11}}{\rho g \sqrt{g}} = \frac{N}{\rho D^2 (gH)^{3/2}} \quad (1.53)$$

Nerespectarea regulilor de modelare (asemănare geometrică incompletă sau numere caracteristice neegale) impune introducerea unor corecții la

transferarea concluziilor privind performanțele, de la model la mașina reală. Aceste corecții trebuie convenite, între părțile interesate, înaintea efectuării încercărilor.

Chiar în condițiile în care regulile de modelare sunt respectate întocmai sunt necesare unele corecții, cum ar fi, de exemplu, corecțiile datorate defectelor de scară (rugozitățile pereților nu sunt la scara dimensiunilor geometrice).

1.8.2. Funcții caracteristice

Mărimile Q_{11} , n_{11} și N_{11} fiind criterii de similitudine, valorile lor sau combinații între aceste valori sunt identice pentru toate generatoarele hidraulice asemenea. Deci valoarea unei funcții ce conține acești termeni poate caracteriza similitudinea geometrică și unghiurile constructive ale elementelor componente ale generatorului (rotor, aparat director, cameră spirală etc.). Pe de altă parte, prin relațiile (1.52), funcția caracteristică e legată și de mărimile energetice.

Prin urmare o funcție $f_1(Q_{11}, n_{11}, N_{11})$ poate fi pusă oricând în legătură cu o funcție $f_2(H, Q, n, N)$, deci funcția caracteristică pentru parametri energetici va fi în același timp și funcție caracteristică pentru geometria generatorului hidraulic. O asemenea funcție este utilă în proiectare deoarece permite, chiar de la începutul calculului, alegerea celor mai potrivite geometrii pentru organele de lucru ale generatorului.

Pe plan mondial, cele mai utilizate funcții caracteristice sunt turația caracteristică n_0 și turația specifică n_s .

Turația caracteristică se definește ca fiind turația unei mașini asemenea, funcționând la sarcina H și debitul Q egale cu unitatea:

$$n_0 = n_{11} \sqrt{Q_{11}} = n \frac{D}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{Q}{D^2 \sqrt{H}}} = \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} = n Q^{1/2} H^{-3/4} \quad (1.54)$$

Turația specifică se definește ca fiind turația unei mașini asemenea, funcționând la sarcina H și puterea utilă N egale cu unitatea:

$$n_s = n_{11} \sqrt{N_{11}} = n \frac{D}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{N}{D^2 H \sqrt{H}}} = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N}{H}} = n N^{\frac{1}{2}} H^{-\frac{5}{4}} \quad (1.55)$$

Unitățile de măsură, pentru mărimile care intră în componența funcțiilor caracteristice n_0 și n_s , sunt:

$$H \text{ [m]; } Q \text{ [m}^3\text{/s]; } n \text{ [rot/min]; } N \text{ [CP]}$$

Pentru pompe care vehiculează apă:

$$n_s = n N^{\frac{1}{2}} H^{-\frac{5}{4}} = n H^{-\frac{5}{4}} \sqrt{\frac{\rho g Q H}{75}} = \sqrt{\frac{1000}{75}} n Q^{\frac{1}{2}} H^{-\frac{3}{4}} = 3.65 \cdot n_0 \quad (1.56)$$

Deoarece Q_{11} , n_{11} și N_{11} sunt mărimi cu dimensiuni atât n_0 cât și n_s vor fi criterii de similitudine cu dimensiuni. Pot fi stabilite însă și forme adimensionale pentru funcțiile caracteristice:

$$n_{0ad} = C_{n_{11}} (C_{Q_{11}})^{\frac{1}{2}} = n \frac{D}{\sqrt{gH}} \left(\frac{Q}{D^2 \sqrt{gH}} \right)^{\frac{1}{2}} \Rightarrow n_{0ad} = n \frac{\sqrt{Q}}{(gH)^{\frac{3}{4}}} \quad (1.57)$$

$$n_{sad} = C_{n_{11}} (C_{N_{11}})^{\frac{1}{2}} = n \frac{D}{\sqrt{gH}} \frac{(N/\rho)^{\frac{1}{2}}}{(gH)^{\frac{3}{4}}} \quad (1.58)$$

Având în vedere că turația nu este o mărime a sistemului internațional de unități, se preconizează introducerea vitezelor unghiulare în locul turației, ca de exemplu viteza unghiulară caracteristică adimensională:

$$\omega_0 = \omega \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{(gH)^{\frac{3}{4}}} \quad (1.59)$$

Conform standardului SR 7215:1996, în țara noastră se generalizează utilizarea numărului caracteristic k drept criteriu adimensional de similitudine, relația de calcul a acestuia fiind:

$$k = 2\pi n \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{(gH)^{\frac{3}{4}}} = 2\pi n_{0ad} \quad (1.60)$$

Mărimile utilizate în expresia numărului caracteristic sunt exprimate în SI iar turația în [1/sec].

Pentru convertirea turației caracteristice în număr caracteristic putem scrie:

$$k = \frac{2\pi Q^{\frac{1}{2}}}{g^{\frac{3}{4}} H^{\frac{3}{4}}} n \frac{\pi}{30} \Rightarrow k \cong \frac{n_0}{53} \quad (1.61)$$

Funcțiile caracteristice n_0 , n_s și k sunt folosite, de regulă, pentru clasificarea generatoarelor hidraulice și pneumatice.

1.8.3. Aplicații ale legilor similitudinii. Legi de proporționalitate

Pentru determinarea legilor de proporționalitate se consideră două mașini hidraulice, una originală și una model, pentru care se stabilesc relațiile de similitudine ale vitezelor, debitelor, sarcinilor și puterilor utile.

Similitudinea vitezelor reiese din condiția de similitudine cinematică:

$$\frac{v}{v_M} = \lambda \frac{n}{n_M} \quad (1.62)$$

Similitudinea debitelor se stabilește considerând debitul dat de legea de continuitate:

$$Q = \eta_v S c_m \quad (1.63)$$

Aplicând această relație pentru original și model, în ipoteza ca randamentele volumice ale originalului η_v și modelului η_{vM} sunt egale, se va obține:

$$\frac{Q}{Q_M} = \frac{S c_m}{S_M c_{mM}} = \lambda^2 \lambda \frac{n}{n_M} = \lambda^3 \frac{n}{n_M} \quad (1.64)$$

Pentru similitudinea sarcinilor se utilizează expresia sarcinii în cazul intrării cu unghiul $\alpha_1 = 90^\circ$, situația cea mai des întâlnită în practică:

$$H = \eta_h \varphi_2 \frac{1}{g} u_2 c_{2u} \quad (1.65)$$

În condițiile considerării randamentelor hidraulice egale $\eta_h = \eta_{hM}$ și a egalității factorilor de deviație $\varphi_2 = \varphi_{2M}$, din relația (1.65) se obține:

$$\frac{H}{H_M} = \frac{u_2 c_{2u}}{u_{2M} c_{2uM}} = \lambda \frac{n}{n_M} \lambda \frac{n}{n_M} = \lambda^2 \left(\frac{n}{n_M} \right)^2 \quad (1.66)$$

Pentru similitudinea puterilor se ține seama de expresiile puterii utile pentru original și model, relația fiind de forma:

$$N = \frac{\gamma QH}{\eta} \quad (1.67)$$

În ipoteza randamentelor generale egale pentru original și model $\eta = \eta_M$ și a tranzitării aceluiași fluid prin ambele mașini $\gamma = \gamma_M$, din relația (1.67) se obține:

$$\frac{N}{N_M} = \frac{QH}{Q_M H_M} = \lambda^3 \frac{n}{n_M} \lambda^2 \left(\frac{n}{n_M} \right)^2 = \lambda^5 \left(\frac{n}{n_M} \right)^3 \quad (1.68)$$

Relațiile de asemănare pot fi utilizate, pe de o parte, pentru recalcularea caracteristicilor de funcționare a mașinilor hidraulice plecând de la caracteristica cunoscută a unei mașini asemenea și, pe de altă parte, pentru recalcularea caracteristicilor aceleiași mașini la alte turații.

a. În cazul în care se compară în exploatare două pompe de același tip, dar de dimensiuni diferite, rotindu-se cu aceeași turație, atunci raportul n/n_M este unitar ($n/n_M = 1$) iar relațiile (1.62), (1.64), (1.66), (1.68) devin:

$$\frac{u_2}{u_{2M}} = \frac{D_2}{D_{2M}}; \quad \frac{Q}{Q_M} = \left(\frac{D_2}{D_{2M}} \right)^3; \quad \frac{H}{H_M} = \left(\frac{D_2}{D_{2M}} \right)^2; \quad \frac{N}{N_M} = \left(\frac{D_2}{D_{2M}} \right)^5 \quad (1.69)$$

b. Dacă se compară două regimuri de funcționare ale aceleiași pompe, la turațiile n și n_M , atunci raportul D_2/D_{2M} este unitar ($\lambda = 1$) iar relațiile (1.62), (1.64), (1.66), (1.68) devin:

$$\frac{u_2}{u_{2M}} = \frac{n}{n_M}; \quad \frac{Q}{Q_M} = \left(\frac{n}{n_M} \right)^2; \quad \frac{H}{H_M} = \frac{n}{n_M}; \quad \frac{N}{N_M} = \left(\frac{n}{n_M} \right)^3 \quad (1.70)$$

CAPITOLUL II

TURBOGENERATOARE HIDRAULICE (TURBOPOMPE)

2.1. Generalități

Denumirea de turbopompe se referă la faptul că acestea imprimă lichidului, prin intermediul rotorului, o mișcare de rotație ce conduce la creșterea energiei cinetice a lichidului. În continuare, această energie cinetică se transformă în energie de presiune la nivelul statorului care, în funcție de tipul turbopompei, este constituit din aparat director, cameră spirală și/sau difuzor.

În categoria turbopompelor intră pompele centrifuge, la care mișcarea fluidului în rotor este preponderent radială și pompele axiale, la care mișcarea apei în rotor este axială. Între aceste două tipuri se situează pompele diagonale la care mișcarea fluidului se realizează după o direcție radial-axială.

În *figura 2.1* este reprezentată schematic variația parametrilor de lucru ai unei turbopompe. S-au notat cu v – viteza; p – presiunea; H_T – înălțimea teoretică de pompare și H – înălțimea de pompare efectivă.

Din reprezentare se observă că saltul de energie hidraulică are loc numai în rotor unde crește atât energia cinetică cât și energia de presiune. În stator are loc doar transformarea unei părți din energia cinetică în energie de presiune, iar înălțimea teoretică de pompare H_T rămâne constantă ca valoare totală.

Înălțimea de pompare efectivă H este mai mică decât cea teoretică H_T din cauza pierderilor hidraulice h_r care apar la circulația lichidului prin canalele interpaletare ale rotorului și prin dispozitivele statorice.

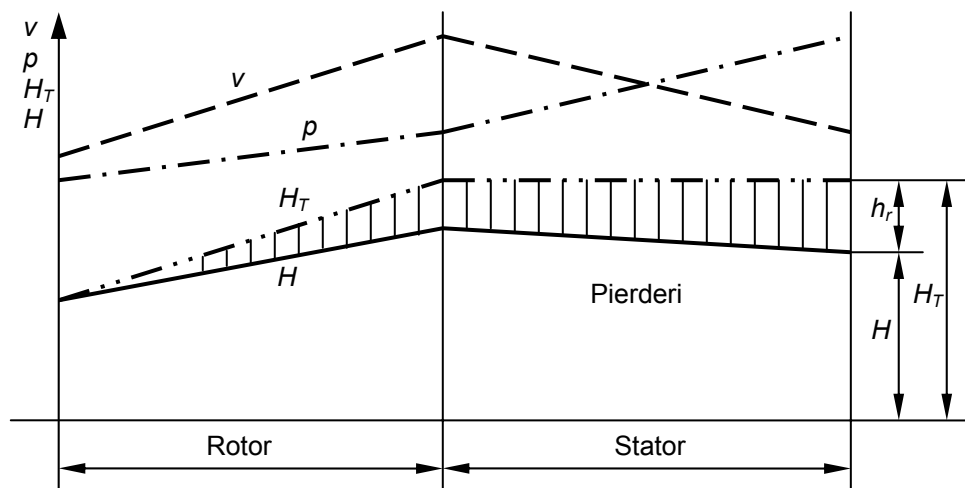


Figura 2.1

2.2. Clasificarea turbopompelor

Domeniile de utilizare ale acestor mașini fiind foarte variate, clasificarea lor se face după diferite criterii:

A. După direcția de deplasare a curentului de fluid în rotor avem:

- Pompe radiale la care deplasarea lichidului prin rotor se face după o direcție radială, normală la axa mașinii.
- Pompe diagonale la care deplasarea lichidului prin rotor se face după o direcție diagonală, înclinată față de axa mașinii.
- Pompe axiale la care deplasarea lichidului prin rotor se face după o direcție axială, paralelă cu axa mașinii.

Pompele radiale și cele diagonale fac parte din categoria mașinilor hidrodinamice centrifugale, în timp ce pompele axiale fac parte din categoria mașinilor hidrodinamice turbionare elicoidale.

B. După numărul de rotoare avem:

- Pompe monoetajate cu un singur rotor. Ele pot realiza înălțimi de pompare mici ($H < 20$ m) sau medii ($20 < H < 60$ m).
- Pompe multietajate cu mai multe rotoare înseriate (uneori și în paralel). Sunt folosite pentru obținerea unor înălțimi de pompare ridicate ($H > 60$ m).

C. Din punct de vedere al aspirației avem:

- Pompe cu rotoare cu aspirație simplă (sau cu simplu flux) la care intrarea lichidului în rotor se face axial, într-un singur sens.
- Pompe cu rotoare cu aspirație dublă (sau cu dublu flux) la care intrarea lichidului în rotor se face axial, dar în sensuri contrare, pe ambele fețe ale rotorului. Rotoarele cu dublu flux pot fi cuplate în paralel sau pot fi utilizate la pompele multietajate.

D. Din punct de vedere constructiv avem:

- Pompe cu rotor închis având paletele rotorice închise între două discuri de rezistență.
- Pompe cu rotor semiînchis având paletele rotorice încastrate pe discul posterior (discul anterior lipsește).
- Pompe cu rotor deschis având paletele rotorice libere, încastrate numai în butucul rotorului. Toate pompele axiale sunt pompe cu rotor de tip deschis.

E. După tipul statorului avem:

- Pompe cu stator tip cameră spirală (la turbopompele centrifuge monoetajate și la pompele diagonale cu ieșire radială).
- Pompe cu aparat director paletat (la pompele axiale, la pompele diagonale cu ieșire axială și la ieșirea din rotoarele pompelor multietajate).

F. După orientarea paletelor în raport cu sensul de rotație avem:

- Pompe cu rotoare cu palete înclinate înapoi
- Pompe cu rotoare cu palete înclinate înainte
- Pompe cu rotoare cu palete cu ieșire radială

G. După poziția axei avem:

- Pompe cu ax orizontal

- Pompe cu ax vertical
- Pompe cu ax înclinat

H. După felul fluidului vehiculat avem:

- Pompe pentru apă (caldă sau rece).
- Pompe pentru lichide abrazive (ape reziduale, ape contaminate cu particule solide).
- Pompe pentru lichide agresive (acizi și baze).
- Pompe pentru lichide vâscoase (ulei, produse petroliere) și foarte vâscoase (nămol, metale lichide, diferite paste, suspensii)

Din punct de vedere constructiv, toate turbopompele sunt compuse dintr-un element rotoric și un ansamblu statoric cu aceleași funcțiuni energetice, dar fiecare categorie dispune de o organizare constructivă diferită.

2.3. Transformări energetice în sistemele de pompare

2.3.1. Parametrii principali

Se consideră ansamblul compus din trei elemente: un motor, un generator hidraulic și o rețea hidraulică (figura 2.2).

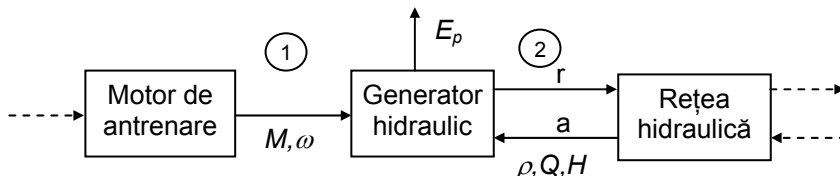


Figura 2.2

Sistemul considerat este deschis și neizolat: primește energie din exterior pentru alimentarea motorului, rețeaua hidraulică realizează schimb de substanță cu exteriorul și elementele componente cedează căldură mediului ambiant direct sau prin intermediul unor circuite de răcire. Intern, bilanțul energetic este următorul:

- (1) – Motorul de antrenare comunică energie generatorului hidraulic (Energie absorbită – E_{abs});

- (2) – Prin cele două conexiuni dintre generator și rețea (racorduri de aspirație și de refulare) circulă un fluid căruia generatorul îi transferă energie (Energie utilă – E_u).

Considerând o funcționare a sistemului în regim staționar și raportând energiile la timp, obținem parametrii principali care caracterizează transformările energetice în sistemele de pompare:

1. N_{abs} – *puterea absorbită de generator de la motorul de acționare.*

Dacă ambele mașini sunt rotative și transmiterea mișcării se face prin intermediul unui cuplaj mecanic, conexiunea poate fi caracterizată prin cuplul de antrenare sau momentul motor (M) și viteza unghiulară de rotație (ω) cele trei mărimi fiind legate prin relația:

$$N_{abs} = M\omega \quad (2.1)$$

2. N_u – *puterea utilă (netă) preluată de fluid între racordurile de aspirație (a) și de refulare (r), la trecerea prin generator:*

$$N_u = N_r - N_a \quad (2.2)$$

3. N_p – *putere pierdută (disipată), cedată mediului ambiant ca urmare a proceselor ireversibile din generatorul hidraulic.*
4. Q_a, Q_r – *debitele volumice în cele două racorduri.*
5. H_a, H_r – *energiile specifice ale fluidului în cele două racorduri, în baza cărora se poate defini mărimea:*

$$H = H_r - H_a = (z_r - z_a) + \left(\frac{p_r}{\gamma_r} - \frac{p_a}{\gamma_a} \right) + \left(\frac{v_r^2}{2g} - \frac{v_a^2}{2g} \right) \quad (2.3)$$

mărime numită și *înălțime de pompare.*

În aceeași ordine de idei, termenul $\left(\frac{v_r^2}{2g} - \frac{v_a^2}{2g} \right)$ se numește *înălțime*

dinamică de pompare, iar termenul $(z_r - z_a) + \left(\frac{p_r}{\gamma_r} - \frac{p_a}{\gamma_a} \right)$ se numește

înălțime statică de pompare.

6. ρ_a, ρ_r – *masele specifice și γ_a, γ_r – greutatețile specifice ale fluidului în cele două racorduri.*

În aceste condiții, legea conservării masei (legea continuității) duce la relația conservării debitului masic în racorduri:

$$Q_M = \rho_a Q_a = \rho_r Q_r \quad (2.4)$$

Cum masa specifică a lichidelor variază foarte puțin cu presiunea, până la presiuni nu prea mari lichidul poate fi considerat incompresibil ($\rho_a = \rho_r = \rho = \text{ct}$). Astfel, relațiile (2.3) și (2.4) devin:

$$H = z_r - z_a + \frac{p_r - p_a}{\gamma} + \frac{v_r^2 - v_a^2}{2g} \quad (2.5)$$

și:

$$Q_a = Q_r = Q = \text{ct} \quad (2.6)$$

În cazul în care pompa are mai multe racorduri se consideră suma debitelor.

Pe de altă parte, legea conservării energiei conduce la stabilirea relației:

$$N_u = N_{abs} - N_p \quad (2.7)$$

Avem astfel stabilite principalele elemente pentru abordarea analizei de bilanț energetic din interiorul unui generator hidraulic.

2.3.2. Disipații, randamente, bilanț energetic

Definim, ca măsură a eficienței transformării energetice din generator, randamentul generatorului hidraulic:

$$\eta = \frac{N_u}{N_{abs}} = 1 - \frac{N_p}{N_{abs}} \quad (2.8)$$

Puterea disipată N_p apare ca o consecință a vâscozității fluidului, a frecării în lagăre și cutii de etanșare, precum și a altor procese ireversibile din generatoarele hidraulice și se regăsește sub formă de căldură cedată mediului ambiant.

În funcție de natura sa, puterea pierdută se poate detalia astfel:

- N_{pm} – pierderi mecanice (în lagăre, în cuplaje, în cutii de etanșare, datorită frecării suprafețelor solide aflate în mișcare relativă etc.);
- N_{pv} – pierderi volumice datorate recirculării, prin etanșările mobile, a unei părți din debitul de fluid antrenat de pompă;

- N_{ph} – pierderi hidraulice reprezentând disipațiile din circuitul hidraulic principal al generatorului cauzate de vâscozitatea fluidului, de frecările care apar între straturile de fluid și între fluid și pereții solizi, de variațiile de direcție și de secțiune etc.

Urmărind schemele din *figura 2.3* se poate analiza bilanțul energetic al unui generator.

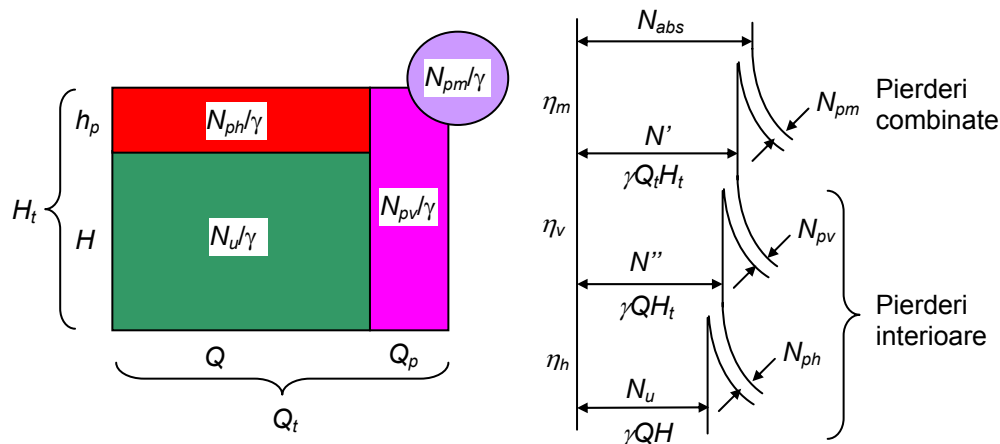


Figura 2.3

Notațiile din *figura 2.3* au următoarea semnificație:

- η_m – randament mecanic:
$$\eta_m = \frac{N'}{N_{abs}} \quad (2.9)$$

- η_v – randament volumic:
$$\eta_v = \frac{N''}{N'} = \frac{\gamma Q H_t}{\gamma Q_t H_t} = \frac{Q}{Q_t} = 1 - \frac{Q_p}{Q_t} \quad (2.10)$$

- η_h – randament hidraulic:
$$\eta_h = \frac{N_u}{N'} = \frac{\gamma Q H}{\gamma Q H_t} = \frac{H}{H_t} = 1 - \frac{h_p}{H_t} \quad (2.11)$$

- Q_t – debit teoretic (cazul limită pentru etanșări perfecte) este debitul circulat de organele de lucru ale pompei;

$$Q_t = Q + Q_p \quad (2.12)$$

- unde: - Q este debitul refulat de pompă,
 - Q_p este debitul pierdut (recirculat prin etanșări).

– H_t – înălțimea (sarcina) teoretică de pompare este sarcina brută comunicată fluidului;

$$H_t = H + h_p \quad (2.13)$$

unde: - H este sarcina reală comunicată fluidului de lucru,

- h_p reprezintă pierderile de sarcină.

Astfel, randamentul global al generatorului poate fi scris sub forma:

$$\eta = \frac{N_u}{N_{abs}} = \eta_m \eta_v \eta_h \quad (2.14)$$

2.4. Teoria turbopompelor

2.4.1. Ecuația fundamentală Euler pentru pompe centrifuge

Această ecuație se aplică la studiul mișcării fluidului prin rotorul turbopompelor centrifuge și axiale, care constituie generatoarele hidraulice rotodinamice.

Principalul organ de lucru, în cazul generatoarelor rotodinamice, îl reprezintă rotorul care, folosind lucrul mecanic primit de la arborele electromotorului de acționare, transmite curentului de fluid o anumită cantitate de energie hidraulică. Rotorul pompelor este un dispozitiv centrifug prevăzut cu un cap cu palete formând canale interpaletare caracterizate prin două elemente geometrice: *curbura în spațiu* și *schimbarea secțiunii de trecere* care asigură transformarea energiei de tip hidraulic. Dacă distanța dintre două palete succesive ar fi infinit de mică, pentru un observator ce s-ar mișca împreună cu rotorul, toate particulele ar avea traiectorii ce ar coincide cu forma paletei. La rotoarele reale însă, paletele fiind dispuse distanțat, particulele care parcurg zona mediană a canalului interpaletar, pot avea traiectorii ce diferă de forma paletei. De aceea, pentru determinarea ecuației fundamentale Euler, se consideră următoarele ipoteze simplificatoare:

- se consideră rotorul ca având un număr infinit de palete de grosime infinit mică;
- se neglijează pierderile hidraulice la mișcarea fluidului în interiorul rotorului.

Înălțimea de pompare obținută cu aceste ipoteze va fi diferită de cea reală și se numește înălțime de pompare teoretică pentru număr infinit de palete $H_{t\infty}$.

Considerăm reperul fix triortogonal $Oxyz$ și un canal interpaletar ce se rotește cu viteza unghiulară constantă $\omega = ct.$ în jurul axei Ox (*figura 2.4*). O particulă de fluid situată în punctul 1, rotindu-se pe cercul de rază r_1 , are viteza tangențială $\vec{u}_1 = \vec{\omega} \times \vec{r}_1$, ($u_1 = \omega \cdot r_1$). În același timp, particula se deplasează cu viteza \vec{w}_1 din punctul 1, după axa canalului interpaletar, tangent la aceasta, până în punctul 2 de pe cercul de rază r_2 unde ajunge cu viteza relativă \vec{w}_2 și viteza tangențială $\vec{u}_2 = \vec{\omega} \times \vec{r}_2$, ($u_2 = \omega \cdot r_2$).

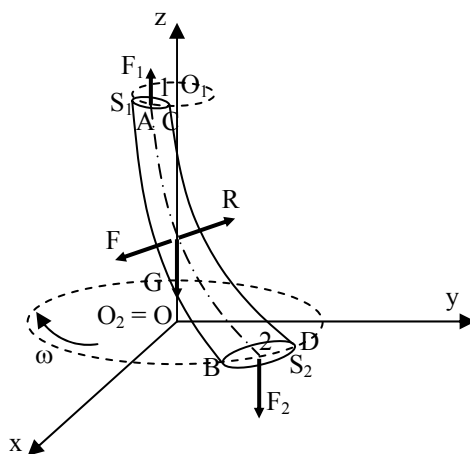


Figura 2.4

Un observator din afara canalului (plasat în O de exemplu) sesizează rotația simultan cu deplasarea în canalul interpaletar deci percepe traiectoria absolută a particulei ca fiind înfășurătoarea vitezelor absolute $\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$ ale particulei (*figura 2.5 a și b*). În fiecare punct al canalului se pot construi triunghiuri ale vitezelor formate din viteza tangențială \vec{u} , viteza relativă \vec{w} și viteza absolută \vec{c} . În *figura 2.5 c* este reprezentat un astfel de triunghi pentru

intrarea în rotor iar în *figura 2.5 d* pentru ieșirea din rotor. Celelalte elemente ale triunghiurilor de viteze sunt:

- unghiul vitezei absolute sau unghiul funcțional α
- unghiul vitezei relative sau unghiul constructiv β
- componenta radială sau meridională a vitezei absolute \overline{c}_m
- componenta tangențială a vitezei absolute \overline{c}_u

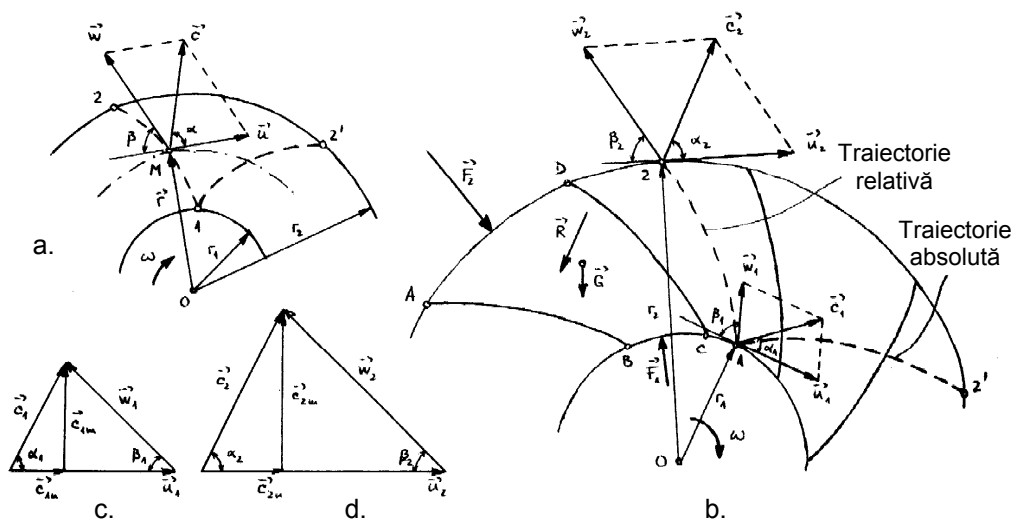


Figura 2.5

Pentru calculul lui $H_{t\infty}$ se pot aplica două metode:

- a. Teoremele impulsului și a momentului cinetic;
- b. Teoremele lui Bernoulli pentru mișcarea relativă și absolută a fluidului prin rotor.

a. Se aplică teorema impulsului masei de fluid aflată în canalul interpaletar, delimitat de suprafața de control ABCD, ce corespunde suprafețelor de intrare și ieșire din rotor (corespunzătoare cilindrilor de rază r_1 și r_2), paletelor AB și CD și celor două inele, anterior și posterior, ale rotorului (*figurile 2.4 și 2.5 b*):

$$\rho Q_1 (\overline{c}_2 - \overline{c}_1) = \overline{F}_2 + \overline{F}_1 + \overline{G} + \overline{R} \quad (2.15)$$

Pentru cele z canale interpaletare, teorema impulsului va fi:

$$z\rho Q_1(\vec{c}_2 - \vec{c}_1) = z\vec{F}_2 + z\vec{F}_1 + z\vec{G} + z\vec{R} \quad (2.16)$$

iar momentele cinetice ale forțelor, în raport cu axul O al rotorului, vor fi:

$$z\rho Q_1(\vec{c}_2 \times \vec{r}_2 - \vec{c}_1 \times \vec{r}_1) = z\vec{F}_2 \times \vec{r}_2 + z\vec{F}_1 \times \vec{r}_1 + z\vec{G} \times \vec{r}_G + z\vec{R} \times \vec{r}_R \quad (2.17)$$

în care:

- \vec{F}_1, \vec{F}_2 sunt forțele de presiune pe suprafețele de intrare și ieșire din suprafața de control (respectiv intrare și ieșire din rotor);
- \vec{G} este greutatea fluidului cuprins în suprafața de control (respectiv într-un canal interpaletar);
- \vec{R} este forța de reacțiune a pereților canalului interpaletar asupra curentului;
- \vec{r}_G, \vec{r}_R sunt razele vectoare ale greutateii și forței de reacțiune, pentru un canal interpaletar;
- Q_1 este debitul tranzitat printr-un canal interpaletar;
- $Q = zQ_1$ este debitul rotorului.

Dar: - $z\vec{R} \times \vec{r}_R = M_{t_{\infty}}$ este momentul cu care rotorul acționează asupra curentului;

- momentele forțelor de presiune \vec{F}_1, \vec{F}_2 sunt nule deoarece rezultantele forțelor de presiune, pentru secțiunile de intrare și ieșire din fiecare canal interpaletar, trec prin axul O de rotație;
- datorită simetriei rotorului, momentul greutateii \vec{G} este nul pentru ansamblul rotoric.

În aceste condiții, relația (2.17) capătă forma:

$$M_{t_{\infty}} = z\vec{R} \times \vec{r}_R = \rho Q(\vec{c}_2 \times \vec{r}_2 - \vec{c}_1 \times \vec{r}_1) \quad (2.18)$$

și cum:

$$\begin{aligned} \vec{c}_2 \times \vec{r}_2 &= c_2 r_2 \sin(\alpha_2 + 90^\circ) = c_2 r_2 \cos \alpha_2 \\ \vec{c}_1 \times \vec{r}_1 &= c_1 r_1 \sin(\alpha_1 + 90^\circ) = c_1 r_1 \cos \alpha_1 \end{aligned} \quad (2.19)$$

rezultă:

$$M_{t_{\infty}} = \rho Q (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad (2.20)$$

Puterea transmisă fluidului de către rotor va fi, pe de o parte, $N_{t_{\infty}} = M_{t_{\infty}} \omega$ și, pe de altă parte, $N_{t_{\infty}} = \rho g H_{t_{\infty}} Q$ deci putem scrie:

$$\rho Q g H_{t_{\infty}} = \rho Q \omega (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad (2.21)$$

Se obține astfel **ecuația lui Euler** pentru generatoare hidrodinamice, **forma în unghiuri**:

$$H_{t_{\infty}} = \frac{1}{g} (u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad (2.22)$$

relație ce poate fi scrisă și sub forma:

$$H_{t_{\infty}} = \frac{1}{g} (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \quad (2.23)$$

Pentru calculul lui $H_{t_{\infty}}$ cu ajutorul teoremelor lui Bernoulli pentru mișcarea absolută și relativă a fluidului prin rotor se scrie:

- teorema lui Bernoulli pentru mișcarea absolută a fluidului între intrare și ieșire:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g} - H_{t_{\infty}} \quad (2.24)$$

- teorema lui Bernoulli pentru mișcarea relativă a fluidului între intrare și ieșire:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2 - u_2^2}{2g} \quad (2.25)$$

Combinând relațiile (2.24) și (2.25) se obține **ecuația lui Euler** pentru generatoare hidrodinamice, **forma în viteze**:

$$H_{t_{\infty}} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (2.26)$$

Relațiile (2.23) și (2.26) sunt echivalente dacă ținem cont că:

$$\begin{aligned} w_1^2 &= c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1 \\ w_2^2 &= c_2^2 + u_2^2 - 2u_2c_2 \cos \alpha_2 \end{aligned} \quad (2.27)$$

2.4.2. Ecuația fundamentală Euler pentru pompe axiale

Expresia ecuației Euler specifică generatoarelor hidraulice axiale se obține plecând de la particularitățile constructive ale acestor turbomașini. Considerând o secțiune cilindrică oarecare, la raza r , prin rotorul unei pompe axiale și desfășurând-o pe un plan tangent, rezultă o rețea de z profile corespunzătoare paletelor rotorului, numită rețea plană liniară de profile (figura 2.6) având o mișcare de translație cu viteza $u = \omega \cdot r$.

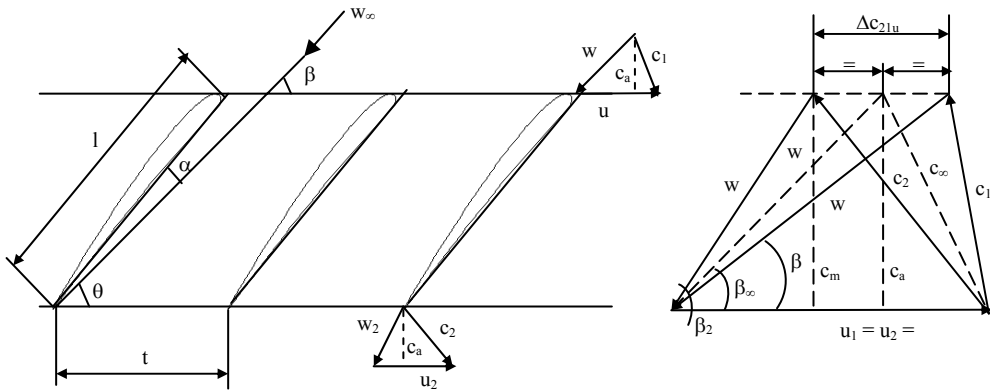


Figura 2.6

Mișcarea fluidului în zona rotorului pompelor axiale are un caracter foarte complex, ecuațiile de mișcare fiind practic imposibil de determinat fără o serie de ipoteze simplificatoare cum ar fi:

- $c_r = 0$ - viteza în lungul razei este nulă, fluidul deplasându-se numai în direcție axială cu viteza $c_a \neq 0$ (accelerațiile centrifuge nu produc energie de pompare ca în cazul pompelor centrifuge);
- $c_m = c_a = ct$ - viteza meridiană este constantă pe tot spațiul dintre butucul pompei și carcasa acesteia;

- $h_r = 0$ - pierderile de sarcină sunt nule la deplasarea fluidului prin zona rotorică, deci suprafețele de curgere ale fluidului vor fi materializate de niște cilindri coaxiali deși, în realitate, vâscozitatea fluidului influențează curgerea, iar în spațiul dintre paletele rotorului apare o mișcare turbionară ce face ca sarcina teoretică să fie mai mică decât cea a rotorului ideal;
- $\frac{\overline{w_1} + \overline{w_2}}{2} = \overline{w_\infty}$ - din punct de vedere al efectului, se poate considera că profilele sunt situate într-un curent de fluid având viteza medie $\overline{w_\infty}$ care reprezintă o viteză de calcul al unui curent uniform și se determină ca medie aritmetică a vectorilor $\overline{w_1}$ și $\overline{w_2}$. Direcția acestei viteze este dată de unghiul pe care îl face cu viteza tangențială \vec{u} .

Ținând cont că, în cazul pompelor axiale, fluidul intră și părăsește rotorul la aceeași rază, vitezele tangențiale la intrare și ieșire vor fi egale și deci expresia ecuației Euler, forma în viteze, va fi:

$$H_{t\infty} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (2.28)$$

Din triunghiurile de viteze corespunzătoare intrării și ieșirii din pompa axială (figura 2.6) rezultă:

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{c_{2u}^2 + c_a^2 - c_{1u}^2 - c_a^2}{2g} = \frac{c_{2u}^2 - c_{1u}^2}{2g} = \frac{\Delta c_{21u} (c_{2u} + c_{1u})}{2g} \quad (2.29)$$

$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = \frac{(w_{1u} - w_{2u}) \cdot (w_{1u} + w_{2u})}{2g} = \frac{\Delta w_{12u} \cdot (w_{1u} + w_{2u})}{2g} = \frac{\Delta c_{21u} \cdot (w_{1u} + w_{2u})}{2g} \quad (2.30)$$

Deci:
$$H_{t\infty} = \frac{\Delta c_{21u}}{2g} [(c_{2u} + w_{2u}) + (c_{1u} + w_{1u})] = \frac{\Delta c_{21u}}{2g} 2u = \frac{u}{g} \Delta c_{21u} \quad (2.31)$$

Considerând și circulațiile Γ_1 și Γ_2 la intrarea și ieșirea din rotorul pompei:

$$\Gamma_1 = 2\pi r_1 c_{1u} \text{ și } \Gamma_2 = 2\pi r_2 c_{2u} \quad (2.32)$$

și circulația Γ_p în jurul fiecăreia din cele z palete ale rotorului:

$$z\Gamma_p = \Gamma_2 - \Gamma_1 \quad (2.33)$$

se obține:

$$H_{t\infty} = \frac{u}{g} \frac{\Gamma_2 - \Gamma_1}{2\pi r} = \frac{\omega}{2\pi g} z\Gamma_p \quad (2.34)$$

expresie care reprezintă ecuația Euler pentru generatoare hidrodinamice axiale.

2.4.3. Interpretarea ecuației fundamentale Euler

În legătură cu ecuația lui Euler se pot face o serie de observații privind geometria și funcționarea rotorului ideal:

- Sarcina teoretică $H_{t\infty}$ reprezintă, pentru un generator hidrodinamic turbionar, un caz ideal. Ea corespunde unei deplasări a fluidului în rotor fără frecare și fără vârtejuri, viteza relativă w fiind uniform distribuită pe întreaga secțiune a canalelor și având aceeași valoare pentru toate particulele ce se găsesc la aceeași rază r .
- Din structura ecuației Euler, forma în viteze, se observă că mărimea sarcinii $H_{t\infty}$ nu depinde de natura fluidului ci numai de vitezele din zonele de intrare și ieșire din rotor. Această ecuație este valabilă atât pentru generatoare hidrodinamice care vehiculează lichide (turbopompe) cât și pentru cele care vehiculează gaze (ventilatoare, suflante, compresoare).
- Unghiurile β_1 și β_2 determină sensul și direcția vitezelor relative w , fiind determinate de geometria rotorului. Ele sunt independente de condițiile de lucru și se numesc unghiuri constructive ale rotorului. Unghiurile α_1 și α_2 se numesc unghiuri funcționale și depind de mărimea vitezei tangențiale u , precum și de cantitatea de fluid care circulă prin rotor (debitul volumetric Q). Debitul de fluid ce trece prin rotor, corespunzător sarcinii $H_{t\infty}$, poate fi calculat cu ajutorul componentelor meridionale, c_m , ale vitezelor absolute. Din ecuația de continuitate, la intrarea în paletajul rotor (punctul 1), putem scrie relația:

$$Q_{r\infty} = c_{1m}\pi D_1 b_1 \quad (2.35)$$

iar la ieșire (în punctul 2):

$$Q_{T\infty} = c_{2m} \pi D_2 b_2 \quad (2.36)$$

Deci componentele meridionale ale vitezei absolute c_m permit calculul debitului, așa cum componentele tangențiale c_u servesc pentru calculul sarcinii

Din relațiile (2.35) și (2.36) se pot obține lățimile b_1 și b_2 ale paletelor rotorice la intrarea și respectiv ieșirea din rotor:

$$b_1 = \frac{Q_{T\infty}}{\pi D_1 c_{1m}} \quad \text{și} \quad b_2 = \frac{Q_{T\infty}}{\pi D_2 c_{2m}} \quad (2.37)$$

Vitezele tangențiale u_1 și u_2 la intrarea și respectiv ieșirea din rotor, sunt date de relațiile:

$$u_1 = \omega r_1 = \frac{\omega D_1}{2} = \frac{\pi D_1 n}{60} \quad \text{și} \quad u_2 = \omega r_2 = \frac{\omega D_2}{2} = \frac{\pi D_2 n}{60} \quad (2.38)$$

în care turația n este exprimată în [rot/min] iar viteza unghiulară $\omega = \frac{\pi n}{30}$

este exprimată în [rad/sec].

- d. Ecuatiile lui Euler pentru turbopompe arată că valoarea maximă a lui $H_{t\infty}$ se obține în cazul intrării normale (cu șoc minim la intrarea în rotor) când unghiul α_1 , corespunzător triunghiului de viteze de la intrare, este drept ($\alpha_1 = 90^\circ$).

Analizând forma în unghiuri a ecuației Euler se constată că sarcina teoretică ideală $H_{t\infty}$ va fi cu atât mai mare cu cât termenul $u_1 c_1 \cos \alpha_1$ va fi mai mic. Valoarea maximă va corespunde unui unghi $\alpha_1 = 90^\circ$ ($\cos \alpha_1 = 0$), adică unei viteze absolute la intrare c_1 , perpendiculară pe viteza tangențială u_1 . Cum, înainte de a intra în rotor, viteza fluidului are direcție radială, rezultă că un unghi $\alpha_1 = 90^\circ$ este favorabil nu numai obținerii sarcinii maxime $H_{t\infty \max}$, ci și din punct de vedere dinamic, eliminând șocul la intrarea în rotor care ar apărea la o modificare a direcției viteze absolute la intrare c_1 față de direcția radială.

Sarcina teoretică infinită maximă va avea deci expresia:

$$H_{t\infty\max} = \frac{1}{g} u_2 c_2 \cos \alpha_2 = \frac{1}{g} u_2 c_{2u} \quad (2.39)$$

În cazul ieșirii însă, se observă că șocul este inevitabil. Un unghi $\alpha_2 = 90^\circ$ ar însemna $\cos \alpha_2 = 0$ și deci $H_{t\infty} = 0$. Drept urmare, la toate rotoarele apare o deviere a curentului de fluid care atrage după sine o pierdere de energie.

Din teorema sinusurilor aplicată triunghiului de viteze de la ieșire, rezultă relația:

$$\frac{c_2}{\sin \beta_2} = \frac{w_2}{\sin \alpha_2} = \frac{u_2}{\sin(\pi - \beta_2 - \alpha_2)} = \frac{u_2}{\sin(\beta_2 + \alpha_2)} \quad (2.40)$$

sau:

$$c_2 = u_2 \frac{\sin \beta_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)} \quad (2.41)$$

care, înlocuită în relația (2.39), conduce la expresia:

$$H_{t\infty\max} = \frac{1}{g} u_2^2 \frac{\cos \alpha_2 \sin \beta_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)} = \varphi_2 \frac{u_2^2}{g} \quad (2.42)$$

unde φ_2 este coeficientul de răsucire al vitezei absolute la ieșire:

$$\varphi_2 = \frac{\cos \alpha_2 \sin \beta_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)} = \frac{\tan \beta_2}{\tan \alpha_2 + \tan \beta_2} \quad (2.43)$$

Egalând relațiile (2.39) și (2.42) se obține:

$$H_{t\infty\max} = \frac{u_2 c_{2u}}{g} = \frac{\varphi_2 u_2^2}{g} \quad (2.44)$$

de unde rezultă expresia coeficientului de răsucire al vitezei absolute la ieșire φ_2 :

$$\varphi_2 = \frac{c_{2u}}{u_2} \quad (2.45)$$

Se observă că acest coeficient depinde de mărimea unghiurilor α_2 și β_2 având valori cuprinse în intervalul $\varphi_2 = (0...2)$ astfel:

- Pentru pompe: $\varphi_2 = (0,60...0,75)$
- Pentru ventilatoare: $\varphi_2 \cong 1$
- Pentru suflante și compresoare: $\varphi_2 = (0...2)$

2.5. Influența unghiurilor constructive de ieșire (β_2) asupra sarcinii

Considerând triunghiurile de viteză la intrare (indici 1) și la ieșire (indici 2) din rotorul mașinii hidraulice (figura 2.5) și condiția de șoc minim la intrare ($\alpha_1 = 90^\circ$) rezultă că unghiul constructiv β_1 trebuie să corespundă relației:

$$\tan \beta_1 = \frac{C_1}{u_1} \quad (2.46)$$

Pentru unghiul de ieșire al palei există trei posibilități (figura 2.7):

- a. $\beta_2 < 90^\circ$ - palete înclinate înapoi, în raport cu sensul de rotație;
- b. $\beta_2 = 90^\circ$ - palete cu ieșire radială;
- c. $\beta_2 > 90^\circ$ - palete înclinate înainte, în raport cu sensul de rotație.

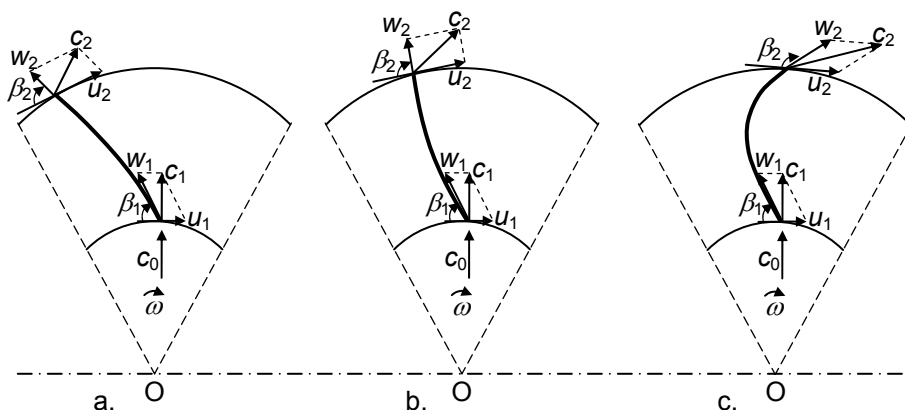


Figura 2.7

Comparând trei rotoare având unghiurile constructive β_2 diferite dar funcționând cu același debit și cu aceleași viteze tangențiale u_1, u_2 se constată următoarele:

Se știe că pentru toate cele trei rotoare, înălțimea de pompare teoretică ideală este:

$$H_{T_\infty} = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{u_2 c_{2u}}{g} = k c_{2u} \quad (2.47)$$

unde $k = \frac{u_2}{g}$ este o mărime constantă pentru cele trei rotoare.

Din triunghiurile de viteze de la ieșire rezultă:

$$c_{2u} = u_2 - w_{2u} = u_2 - w_2 \cos \beta_2 \quad (2.48)$$

însă:

$$\frac{w_{2m}}{w_{2u}} = \tan \beta_2 = \frac{c_{2m}}{w_{2u}} \quad (2.49)$$

deci:

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\tan \beta_2} \quad (2.50)$$

sau:

$$H_{T_\infty} = k \left(u_2 - \frac{c_{2m}}{\tan \beta_2} \right) \quad (2.51)$$

relație care exprimă sarcina teoretică ideală în condițiile intrării în rotor fără șoc $\alpha_1 = 90^\circ$.

Această relație ar trebui să conducă la concluzia că unghiurile β_2 mari sunt cele mai avantajoase.

În realitate, vitezele c_2 mari la ieșire, nu sunt favorabile decât până la o anumită limită legată de două aspecte:

- unul dintre ele este că la viteze absolute de ieșire ridicate, statorul - care urmează să prelucreze aceste viteze transformându-le în presiuni - va fi voluminos, lung, iar mișcarea fluidului în aceste condiții este însoțită de pierderi ridicate prin frecare hidraulică, fapt care atrage după sine o diminuare a randamentului hidraulic al agregatului. Practic valoarea optimă a unghiului β_2 se obține dintr-un calcul economic de creștere a sarcinii cu unghiul de ieșire și de scădere a randamentului cu același unghi. De regulă, turbopompele se construiesc cu unghiuri $\beta_2 < 90^\circ$.

- al doilea aspect rezultă din analiza repartiției formelor de energie statică și dinamică în cadrul sarcinii hidrodinamice a turbopompei:

$$H_{T_\infty} = H_{s_\infty} + H_{d_\infty} \quad (2.52)$$

unde H_{d_∞} este sarcina dinamică:

$$H_{d_\infty} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (2.53)$$

iar H_{s_∞} este sarcina statică sau de presiune:

$$H_{s_\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \quad (2.54)$$

sau, pentru cazul $\alpha_1 = 90^\circ$ și $c_{1m} = c_{2m}$, avem:

$$H_{d_\infty} = \frac{c_{2u}^2}{2g} \quad \text{și} \quad H_{s_\infty} = \frac{c_{2u}}{2g} (2u_2 - c_{2u}) \quad (2.55)$$

Definind gradul de reacție al unei mașini hidrodinamice ca fiind raportul dintre sarcina statică și cea teoretică:

$$\rho_\infty = \frac{H_{s_\infty}}{H_{T_\infty}} = 1 - \frac{H_{d_\infty}}{H_{T_\infty}} \quad (2.56)$$

se obține pentru gradul de reacție, în cazul intrării fără șoc $\alpha_1 = 90^\circ$, expresia:

$$\rho_\infty = 1 - \frac{c_{2u}}{2u_2}. \quad (2.57)$$

Se disting trei situații:

- pentru $\alpha_2 = 90^\circ$ rezultă $c_{2u} = 0$ și $\beta_2 = \beta_{2\min}$. În aceste condiții $\rho_\infty = 1$, $H_{T_\infty} = 0$, $H_{d_\infty} = 0$ și $H_{s_\infty} = 0$ adică mașina nu debitează energie hidraulică sub nici o formă. Pentru $\beta_2 < \beta_{2\min}$ rezultă $c_{2u} < 0$ deci $H_{T_\infty} < 0$ iar pompa se transformă din generator hidraulic în consumator de energie hidraulică (motor hidraulic).

- pentru $\beta_2 = 90^\circ$ rezultă $c_{2u} = u_2$ și $\rho_\infty = \frac{1}{2}$, adică: $H_{s_\infty} = \frac{1}{2} H_{T_\infty} = H_{d_\infty}$ deci sarcina teoretică a pompei este reală și se împarte în două părți egale sub formă statică și dinamică. În acest caz, rotorul livrează aparatului director jumătate din energia totală sub formă de energie de presiune. Pentru $\beta_2 > 90^\circ$, sarcina statică H_{s_∞} se micșorează.
- există un unghi maxim $\beta_2 = \beta_{2\max}$ la care $H_{s_\infty} = 0$ adică la care rotorul introduce în fluid întreaga sarcină teoretică sub formă de sarcină dinamică $H_{d_\infty\max} = H_{T_\infty} = \frac{2u_2^2}{g}$ ($\rho_\infty = 0$). Peste această valoare a unghiului β_2 , gradul de reacție devine negativ $\rho_\infty < 0$ deoarece $c_{2u} > 2u_2$ adică presiunea statică la ieșire ar fi mai mică decât cea de la intrare; cum această situație contravine legilor de curgere a fluidelor, rezultă că pentru $\beta_{2\max}$ coloana de fluid care circulă prin mașină se întrerupe, deci mașina dezamorsează.

În practică se recomandă următoarele valori ale unghiurilor constructive:

- ☞ pentru pompe: $\beta_2 = 14 \div 50^\circ$ (valoare optimă $\beta_2 = 30^\circ$)
- ☞ pentru compresoare: $\beta_2 = 35 \div 60^\circ$
- ☞ pentru ventilatoare: $\beta_2 < 90^\circ$

2.6. Comportarea pompelor centrifuge la modificarea debitului și influența asupra parametrilor de funcționare

Sarcina teoretică a mașinii hidraulice radiale variază și cu modificarea debitului. Astfel, în aceleași condiții de șoc minim la intrare ($\alpha_1 = 90^\circ$), sarcina va fi:

$$H_{T_\infty} = \frac{1}{g} u_2 c_{2u} = \frac{1}{g} u_2 (u_2 - c_{2m} \cot \beta_2) \quad (2.58)$$

și cum $c_{2m} = \frac{Q_{T_\infty}}{\pi D_2 b_2}$ rezultă:

$$H_{T_\infty} = \frac{1}{g} \left(u_2^2 - u_2 \cot \beta_2 \frac{Q_{T_\infty}}{\pi D_2 b_2} \right) \quad (2.59)$$

sau, notându-se termenii ce rămân constanți la variația debitului cu:

$$a = \frac{1}{g} u_2^2 \text{ și } b = \frac{1}{g} u_2 \frac{\cot \beta_2}{\pi D_2 b_2} \quad (2.60)$$

unde D_2 este diametrul de ieșire din rotor, iar b_2 este lățimea paletei la ieșirea din rotor, rezultă expresia:

$$H_{T_\infty} = a - bQ_{T_\infty} \quad (2.61)$$

Așadar, la turație constantă, sarcina produsă de mașina radială depinde liniar de variația debitului (*figura 2.8*).

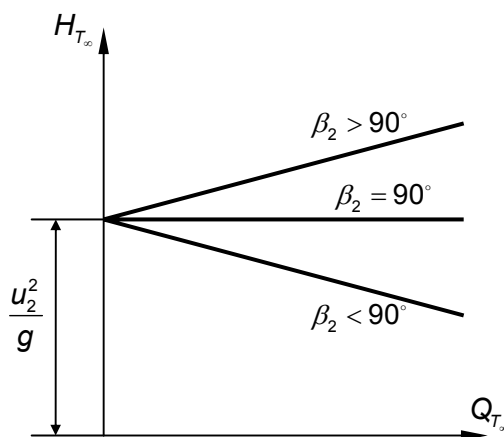


Figura 2.8

Influența unghiului constructiv β_2 este următoarea:

- pentru $\beta_2 < 90^\circ$ rezultă $bQ_{T_\infty} > 0$ deci sporirea debitului duce la diminuarea sarcinii teoretice a mașinii,
- pentru $\beta_2 = 90^\circ$ rezultă $bQ_{T_\infty} = 0$ deci $H_{T_\infty} = ct.$ adică sarcina teoretică a mașinii este independentă de variația debitului,

- pentru $\beta_2 > 90^\circ$ rezultă $bQ_{T_\infty} < 0$ deci sporirea debitului conduce la creșterea sarcinii produsă de mașină.

Influența unghiului constructiv β_2 asupra variației sarcinii se face simțită și asupra variației puterii unei mașini hidraulice radiale acționată la turație constantă. Analitic, se știe că puterea are expresia: $N_{T_\infty} = \gamma Q_{T_\infty} H_{T_\infty}$ sau, utilizând și expresia ce exprimă variația sarcinii cu debitul, rezultă:

$$N_{T_\infty} = \gamma a Q_{T_\infty} - \gamma b Q_{T_\infty}^2 = A Q_{T_\infty} - B Q_{T_\infty}^2 \quad (2.62)$$

așadar o lege de variație pătratică funcție de debit.

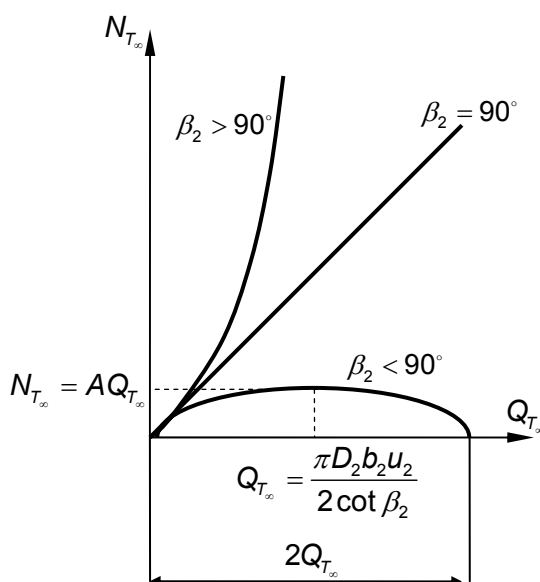


Figura 2.9

Și aici apar trei cazuri posibile (figura 2.9):

- dacă $\beta_2 > 90^\circ$ atunci $B < 0$ și puterea va crește în mod continuu fiind de forma:

$$N_{T_\infty} = A Q_{T_\infty} + |B| Q_{T_\infty}^2 \quad (2.63)$$

- dacă $\beta_2 = 90^\circ$ atunci $B = 0$ și puterea variază liniar cu debitul: $N_{T_\infty} = A Q_{T_\infty}$
- dacă $\beta_2 < 90^\circ$ atunci $B > 0$ și puterea va avea un maxim corespunzător

$$\text{debitului: } Q_{T_\infty} = \frac{\pi D_2 b_2 u_2}{2 \cot \beta_2}$$

2.7. Pierderi hidraulice la pompele centrifuge. Caracteristica de sarcină reală

Pentru o exploatare rațională a unei pompe centrifuge, este necesar să se cunoască legătura funcțională dintre parametrii principali de funcționare, mai ales dacă se ia în considerație și faptul că, de multe ori, pompele trebuie să funcționeze la parametrii diferiți de cei de proiectare.

În acest sens s-au stabilit relații funcționale între doi sau mai mulți parametri funcționali. Sunt cunoscute în practică relații de tipul:

$$H = f_1(Q, n); \quad N = f_2(Q, n); \quad \eta = f_3(Q, n) \quad (2.64)$$

Aceste relații funcționale, în cazul turației variabile, se prezintă grafic sub forma unor suprafețe plane. În cazul în care turația n este constantă, relațiile funcționale sunt reprezentate grafic prin intermediul unor curbe plane.

2.7.1. Pierderi hidraulice la pompele centrifuge

Caracteristica reală de sarcină se obține plecând de la caracteristica teoretică ideală H_{t_∞} cu luarea în considerare a condițiilor reale de curgere (cu pierderi hidraulice) printr-o pompă cu geometrie reală (număr finit de palete cu grosime finită). Dependența caracteristicii teoretice ideale H_{t_∞} de debitul Q , pentru cele trei cazuri posibile ($\beta_2 < 90^\circ$, $\beta_2 = 90^\circ$, $\beta_2 > 90^\circ$), este prezentată în figura 2.10.

Sarcina teoretică fiind determinată cu relația:

$$H_t = \varphi_2 H_{t_\infty} = \frac{1}{1+p} H_{t_\infty} = \varphi_2 (a - bQ) \quad (2.65)$$

unde φ_2 este un coeficient de corecție subunitar ce depinde de elementele constructive (geometrie, număr de palete, etc.) ale rotorului, $a = u_2^2/g$ și

$b = (u_2/gA_2) \cdot \cot \beta_2$, rezultă că graficul caracteristici teoretice $H_t = f(Q)$, corespunzător unghiului $\beta_2 < 90^\circ$, va fi o dreaptă ED (figura 2.11).

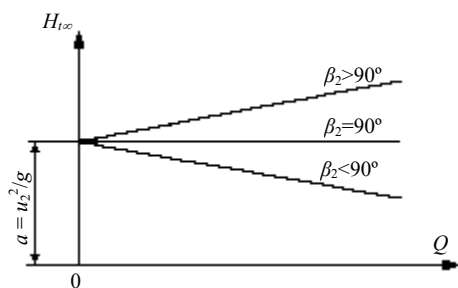


Figura 2.10

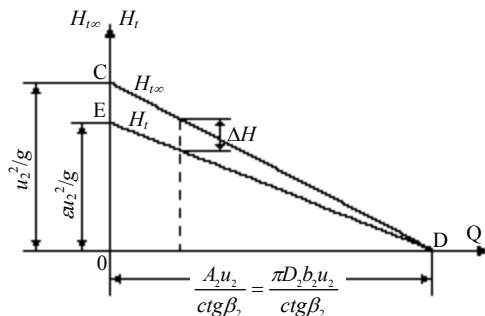


Figura 2.11

Punctul de intersecție al dreptei $H_{t\infty}$ cu axa absciselor corespunde sarcinii $H_{t\infty} = 0$ pentru care se obține condiția:

$$Q_0 = \frac{A_2 u_2}{\cot \beta_2} = \frac{\pi D_2 b_2 u_2}{\cot \beta_2} \quad (2.66)$$

Pentru această valoare a debitului se anulează și sarcina teoretică $H_t = 0$, ceea ce arată că cele două drepte sunt concurente într-un punct D pe axa absciselor.

Această concluzie este corectă din punct de vedere matematic însă, practic, există și cazuri când acest punct se poate găsi și sub axa absciselor deoarece, la unele tipuri de pompe și la debite mari, apare o răsucire a componentei radiale c_{2m} în sensul creșterii unghiului α_2 care are drept efect sporirea componentei de șoc $\chi_2 u_2$.

Pentru determinarea caracteristicii reale de sarcină a mașinii, reprezentată grafic de funcția $H = f(Q)$, este necesar ca din sarcina teoretică H_t să se scadă pierderile hidraulice ce au loc în timpul procesului hidrodinamic de lucru din rotor și stator. Aceste pierderi, numite și pierderi hidraulice interioare ale mașinii, se pot grupa în două categorii:

- h_r – pierderi hidraulice distribuite și locale;
- h_s – pierderi hidraulice cauzate de șocul hidraulic.

Se obține astfel, pentru înălțimea de pompare efectivă, o relație de calcul de forma:

$$H = H_t - h_r - h_s \quad (2.67)$$

Pierderile hidraulice distribuite reprezintă acea parte din disipații care este cauzată de frecările dintre straturile de fluid, dintre stratul de fluid și perete (mișcarea din stratul limită) și de turbulențele din fluid. Aceste pierderi sunt distribuite în întreaga masă a fluidului.

Pierderile hidraulice locale sunt cauzate de perturbații ale curgerii provocate de schimbări bruște de direcție, secțiune etc. Ele provin din desprinderi ale stratului limită urmate de ciocniri între particulele de fluid.

Aceste pierderi se însumează la cele distribuite rezultând pierderile h_r care pot fi exprimate printr-o relație de forma: $h_r = H_t - H = (1 - \eta_h)H_t$, relație care este valabilă pentru debitul de calcul Q_c . Pentru o altă mărime Q_x a debitului de lucru, cum pierderile se modifică proporțional cu pătratul vitezelor, rezultă:

$$h_{r_x} = (1 - \eta_h)H_t \left(\frac{Q_x}{Q_c} \right)^2 \quad (2.68)$$

adică pierderile se modifică cu pătratul variației specifice a debitului.

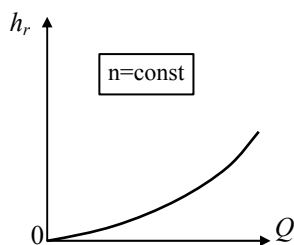


Figura 2.12

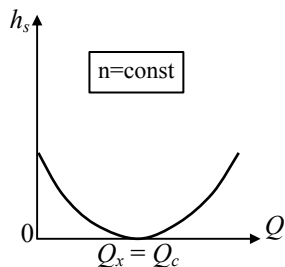


Figura 2.13

Ținând cont de configurația pompei, pierderile prin frecare hidraulică propriuzisă, care țin seama de frecările liniare și rezistențele locale pe care trebuie să le învingă fluidul la trecerea prin canalele rotorului și statorului pot fi

scrise și sub forma detaliată: $h_{r_x} = \sum \left(\lambda \frac{l}{D} \frac{1}{2gA^2} + \zeta \frac{1}{2gA^2} \right) \cdot Q_x^2 = kQ_x^2$ iar grafic

variația acestora cu debitul este reprezentată de o parabolă crescătoare cu debitul Q_x , cu centrul în origine (*figura 2.12*). Aceste pierderi sunt influențate de dimensiunile mașinii hidraulice, de formele geometrice ale elementelor mașinii, de regimul de curgere și de rugozitatea suprafețelor de contact lichid-solid, etc.

Pierderile hidraulice cauzate de șocul hidraulic sunt datorate devierii liniilor de curent față de direcția paletelor de la intrarea în rotor sau la intrarea în dispozitivul statoric. În aceste condiții unghiul firului de curent este diferit de cel al paletelor și în acest caz va avea loc o pierdere de energie prin șoc care se calculează cu ajutorul modelului Borda-Carnot:

$$h_s = \varphi \frac{w_s^2}{2g} \quad (2.69)$$

Pierderile prin șoc la intrarea curentului de fluid în rotor

Dacă viteza relativă la intrare este tangentă la primul element al paletelor, intrarea se va face fără șoc. Această situație nu se poate realiza însă decât la un debit bine determinat, numit debit nominal sau de calcul Q_c . Dacă pompa funcționează la un debit diferit de cel nominal, acest lucru va conduce la modificarea mărimii componente meridionale a vitezei absolute (identică cu viteza absolută la $\alpha_1 = 90^\circ$). Cum viteza tangențială u_1 rămâne neschimbată, direcția vitezei relative w'_{1x} va diferi de cea a primului element al paletelor. Însă, în interiorul rotorului, curentul de fluid este ghidat de paletelor rotorice și această constrângere exercitată de conturul solid asupra fluxului va determina pierderea prin șoc la intrare de forma :

$$h_{s1} = \varphi \frac{w_{s1}^2}{2g} \quad (2.70)$$

unde: φ – reprezintă coeficientul de pierderi prin șoc ce se poate determina cu relația: $\varphi = 0,3 + 0,6 \frac{\beta_2}{60}$ deci efectul pierderii e cu atât mai ridicat cu cât unghiul

β_2 este mai mare.

Triunghiul de viteze se va modifica. Dreptele DC_2 și DE corespund liniilor $H_{t\infty x}$ și H_{tx} . Viteza absolută la ieșirea din rotor $c_{3x} = B_2y$ este înclinată sub unghiul α_{2x} față de viteza periferică u_2 .

Aceasta este deviată prin șoc de paletetele fixe statorice la unghiul $\alpha_3 = \alpha_4$. Deoarece componenta radială rămâne constantă, rezultă o componentă șoc $c_{s2} = zy$ care va determina o pierdere prin șoc h_{s2} , determinată prin relația:

$$h_{s2} = k_2 \frac{c_{s2}^2}{2g} \quad (2.74)$$

Considerându-se că interstițiul din rotor și stator este diferit de zero, atunci pierderea prin șoc va fi:

$$h_{s2} = \frac{k_2}{2g} \left(c_{s2} \frac{D_2}{D_4} \right)^2 \quad (2.75)$$

Din figura 2.14 rezultă:

$$B_2E = \frac{y\overline{F} * \overline{B_2C_2}}{x\overline{F}} = \frac{c_{3ux}u_2}{c_{2ux}} = \frac{H_{tx}}{H_{t\infty x}} u_2 = \frac{u_2}{1+p} = \varphi_2 u_2 \quad (2.76)$$

$$Zy = c_{s2} = B_2E \frac{c_{2m} - c_{2mx}}{c_{2m}} = \frac{u_2}{1+p} \left(1 - \frac{Q_x}{Q} \right)$$

Pierderea prin șoc la intrarea în dispozitivul statoric h_{s2} va fi:

$$h_{s2} = \frac{k_2}{2g} \left(\frac{u_2}{1+p} \frac{D_2}{D_4} \right)^2 \left(1 - \frac{Q_x}{Q} \right)^2 \quad (2.77)$$

Pierderea totală prin șoc va fi:

$$h_s = h_{s1} + h_{s2} = \frac{k_s}{2g} \left[\left(\frac{u_2}{1+p} \frac{D_2}{D_4} \right)^2 + u_1^2 \right] \left(1 - \frac{Q_x}{Q} \right)^2 \quad (2.78)$$

În condițiile în care $Q_x = Q$ rezultă $h_s = 0$, variația pierderii hidraulice prin șoc având alura curbei din figura 2.13 (parabolă cu vârful în punctul în care debitul este egal cu valoarea debitului de calcul).

2.7.2. Caracteristica de sarcină reală la turație constantă și variabilă

La turație constantă ($n = \text{ct.}$), caracteristica de sarcină reală sau caracteristica interioară a pompei se poate ridica prin calcul în modul următor:

– se trasează $H_{t\infty} = f(Q)$ care, în cazul unui rotor cu $\beta_2 < 90^\circ$, este o dreaptă căzătoare. Ea corespunde unui rotor cu număr infinit de palete de grosime infinit mică prin care trece un fluid ideal (ipotezele lui Euler).

– se trasează $H_t = f(Q)$ știind că $H_t = \frac{1}{1+p} H_{t\infty} = \varepsilon H_{t\infty}$. Aceasta corespunde

unui rotor cu număr finit de palete de grosime finită la care apare și influența turbionului relativ. Este deasemeni o dreaptă căzătoare.

– pentru obținerea caracteristicii interioare $H = f(Q)$ din sarcina teoretică H_t se scad pierderile totale de sarcină $h_p = h_{p1} + h_{p2} = f(Q)$ unde h_{p1} sunt pierderile hidraulice prin frecare și pe rezistențe locale iar h_{p2} sunt pierderile prin șoc.

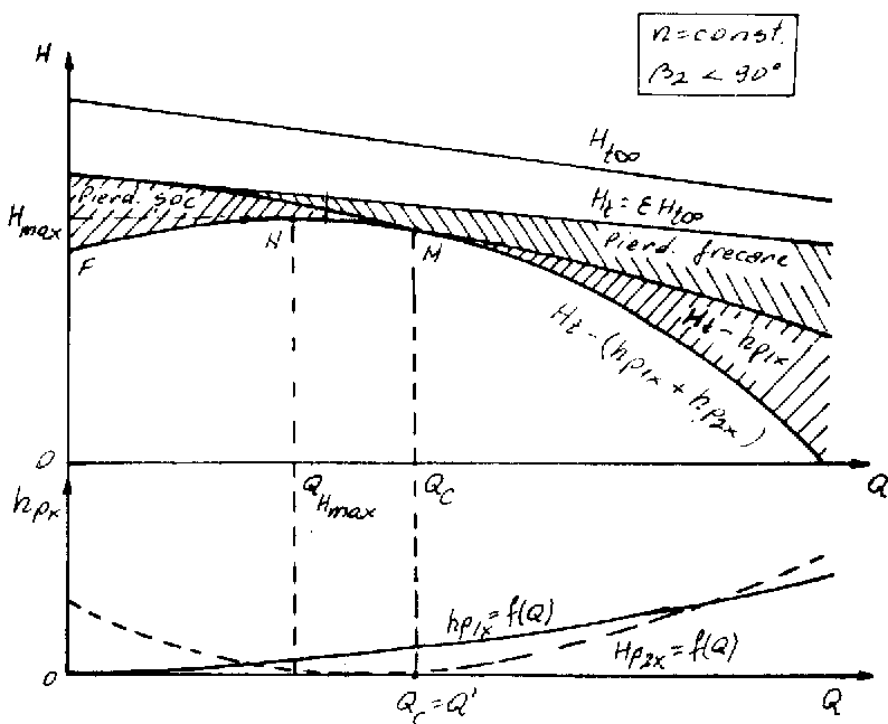


Figura 2.15

Analizându-se caracteristica reală de sarcină la turație constantă $n = \text{ct.}$ (*figura 2.15*) se pot distinge trei puncte importante:

- punctul M care corespunde debitului de calcul Q_c când pierderile prin șoc sunt nule. Este punctul de calcul sau de proiectare al pompei.
- punctul N unde caracteristica își modifică panta atingând sarcina maximă $H = H_{max}$
- punctul F unde debitul este nul ($Q = 0$)

Practic se consideră că randamentul maxim η_{max} corespunde punctului M de calcul. Foarte rar se poate întâmpla ca punctul de randament maxim să fie situat în zona unor debite mai mari decât cel nominal Q_c .

La turație variabilă ($n \neq \text{ct.}$) caracteristica interioară a pompei are variația din *figura 2.16* unde $n_1 > n_2 > n_3$.

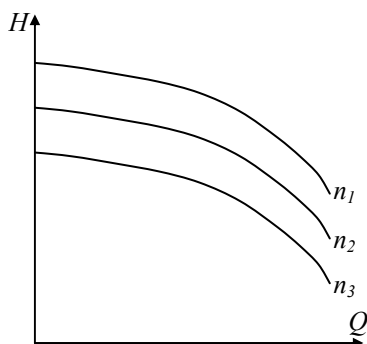


Figura 2.16

2.8. Mișcarea fluidelor în statorul pompelor centrifuge

Spre deosebire de rotor, în aparatele de conducere **nu** se realizează transfer de energie de la elementele constructive ale pompei către fluidul de lucru. Pot apare însă pierderi energetice sub forma cedării de energie de către fluid, organelor de conducere ale pompei (pierderi hidraulice prin frecări). Apoi, prin acestea din urmă, energia este cedată mediului ambiant sub formă de căldură. Aceste pierderi au însă o pondere foarte mică. Se poate spune deci că, în organele de conducere ale pompei, energia fluidului se conservă

putând apărea doar transformări din energie cinetică în energie de presiune sau invers. De aceea, în analiza construcției și funcționării aparatelor de conducere, se urmăresc cele două funcțiuni ale acestora:

- funcția de conducere a curentului de fluid;
- funcția de modificare a structurii energetice a fluidului vehiculat.

2.8.1. *Satorul pompelor centrifuge.*

La ieșirea din rotorul pompei fluidul are viteza:

$$c_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + c_{2u}^2} \quad (2.79)$$

a cărei valoare este mare chiar și în cazul rotoarelor cu grad de reacție ridicat. De aceea, pompele sunt prevăzute după rotor cu un organ special numit stator, care are rolul de a majora controlat secțiunea de curgere a fluidului. Aceasta are ca efect reducerea energiei cinetice a fluidului în folosul energiei de presiune, contribuind totodată și la micșorarea pierderilor de sarcină.

După poziția statorului față de rotorul pompei, acesta poate fi:

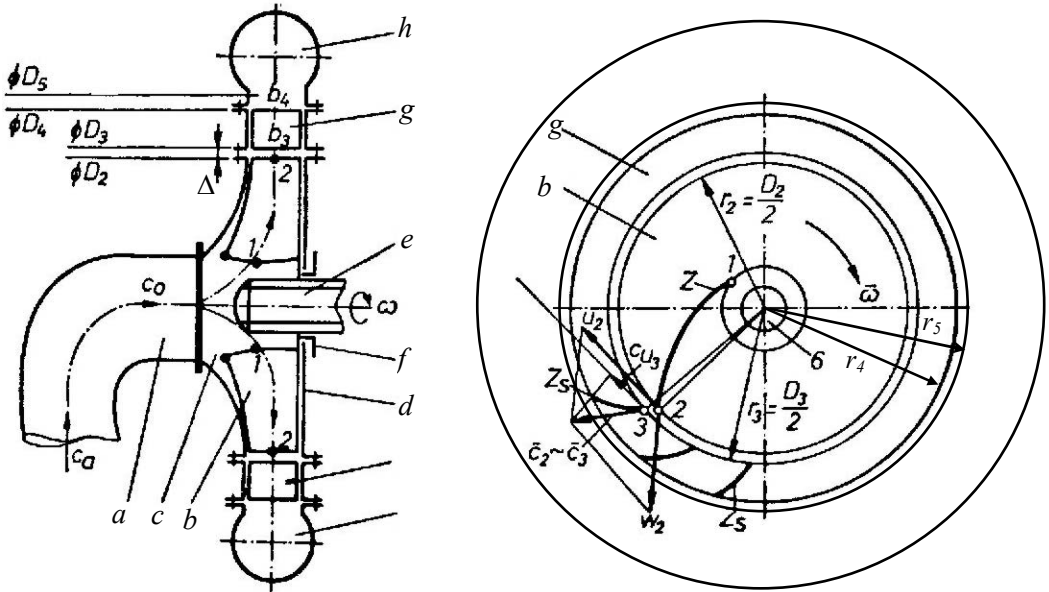
- stator anterotoric (SAR);
- stator postrotoric (SPR);
- stator interrotoric (SIR) sau directrice.

Soluția constructivă este funcție de o serie de factori dintre care cei mai importanți sunt: gradul de reacție ρ^* al rotorului, mărimea pompei, parametrii funcționali Q și H , tipul constructiv al rotorului etc.

La pompele mici și cu unghiuri constructive $\beta_2 < 45^\circ$, statorul capătă forma unui simplu difuzor sau inel de conducere cu lățimea $b = ct.$, fiind înglobat în zona de acces a camerei spirale.

La pompele multietajate, prezența statorului numit directrice este obligatorie deoarece acesta asigură și funcția de conducere a fluidului către rotorul următor realizând condiția de intrare cu șoc minim ($\alpha_1 = 90^\circ$).

Pompele mari sunt prevăzute după rotor cu statoare paletate, cu posibilitatea de rotire a paletelor, pentru a realiza reglarea debitului și a asigura funcționarea pompei cu randamente sporite în afara regimului optim de funcționare.



a – conductă de aspirație; b – rotor; c – carcasă anterioară; d – carcasă posterioară
e – arbore; f – presetupă; g – sator paletat tip roată de conducere; h – colector

Figura 2.17

Pompa reprezentată în *figura 2.17* are sator independent amplasat între rotor și camera spirală. Notațiile curente pentru o astfel de pompă sunt:

- diametrul de intrare în sator $D_3 = D_2 + \Delta$ unde Δ este jocul rotor - sator;
- diametrul de ieșire din sator $D_4 = (1,4 \div 1,8) D_3$;
- lățimea satorului la intrare $b_3 = b_2 + (1 \div 4)$ [mm];
- lățimea satorului la ieșire $b_4 = b_3 + (1 \div 2)$ [mm];

La mișcarea fluidului dinspre canalul interpaletar rotoric către dispozitivul de conducere se constată lărgirea bruscă a secțiunii de trecere (*figura 2.18*). Din această cauză, se creează spații moarte S' rezultând o pierdere de presiune de forma celei date de teorema Bellanger – Borda – Carnot:

$$h_p = \frac{(c_{3m} - c'_{3m})^2}{2g} \quad (2.80)$$

Pentru variații mici de secțiune, h_p tinde către zero, fiind mai mică decât în cazul unei lărgiri treptate către aceeași valoare a secțiunii.

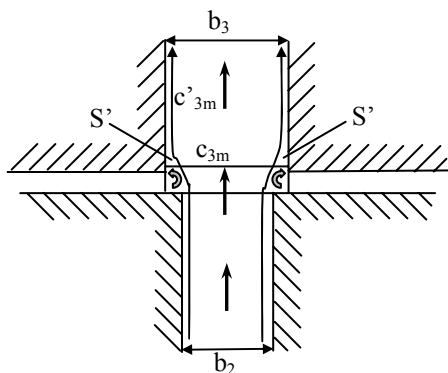


Figura 2.18

2.8.2. Inele de conducere

Inelele de conducere fac parte din categoria aparatelor de conducere nepaletate și au rolul de a conduce fluidul între rotor și stator, între două paletaje statorice sau între rotor și colector. În *figura 2.19* este schițat un inel radial (a) și unul radial-axial (b). Inelul de conducere se compune deci din doi pereți situați în continuarea discurilor rotorului, pereți ce pot fi paraleli sau cu o anumită înclinare în plan meridian.

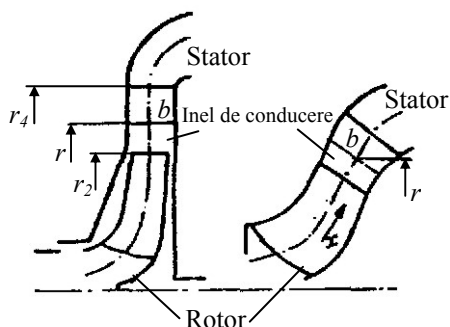


Figura 2.19

Forma pereților influențează componenta meridională c_m a vitezei absolute a cărei valoare reiese din ecuația de continuitate:

$$Q = 2\pi r_2 b_2 c_{2m} = 2\pi r b c_m \quad (2.81)$$

Deci:

$$c_m = c_{3m} \frac{r_2 b_2}{r b} \quad (2.82)$$

Componenta periferică sau tangențială c_u , în cazul neglijării coeficientului de frecare la perete, este dată de următoarea relație:

$$c_u = c_{3u} \frac{r_2}{r} \quad (2.83)$$

Cele două componente ale vitezei permit calculul tuturor elementelor cinematice din *figura 2.20*.

$$c = \sqrt{c_m^2 + c_u^2}; \quad \tan \alpha = \frac{c_m}{c_u} = \frac{c_{3m}}{c_{3u}} \cdot \frac{b_2}{b} = \frac{b_2}{b} \tan \alpha_3 \quad (2.84)$$

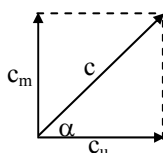


Figura 2.20

Variația vitezei într-un inel de conducere și traiectoria unei particule fluide sunt prezentate în *figura 2.21*.

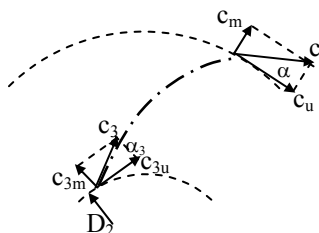


Figura 2.21

Scriind componenta tangențială sub forma:

$$c_u = \frac{gH_{t_{oc}}}{r\omega} = \frac{k}{r} \quad (2.85)$$

observăm că aceasta scade odată cu creșterea razei, fiind independentă de lățimea inelului de conducere. Componenta meridională c_m având o contribuție neglijabilă la transformarea energiei cinetice în energie de presiune, rezultă că valoarea unui inel de conducere constă în lungimea lui radială, forma sa prezentând o mai mică importanță. Practic s-a constatat că pereții paraleli au un randament mai bun.

Pe de altă parte, o lungime radială mare a inelului de conducere generează pierderi hidraulice importante datorate frecării dintre fluid și pereții inelului. Traectoria unei particule fluide, în interiorul inelului de conducere, este cu atât mai lungă, deci pierderile prin frecare sunt cu atât mai mari, cu cât unghiul α_3 este mai mic. Valorile optime, determinate experimental, pentru raportul r_4/r_2 la diferite valori ale unghiului α_3 sunt specificate în *tabelul 2.1*.

Tabel 2.1

α_3	0°	3,5°	7,9°
r_4/r_2	1,4	1,6	1,75

O posibilitate de a mări unghiul α_3 este aceea de a crește viteza meridională c_m deci de a spori debitul pompei. De aici particularitatea inelelor de conducere că, în acestea, pierderile prin frecare scad odată cu creșterea debitului, spre deosebire de conducte în care pierderile prin frecare cresc cu pătratul debitului.

Pompele cu inel de conducere și unghiuri α_3 mici ating valoarea maximă a randamentului pentru valori ale debitului realizat superioare celui corespunzător intrării fără deviație bruscă a lichidelor în rotor.

În ce privește prețul de cost și condițiile de exploatare, inelul de conducere este superior roții de conducere paletate. În plus, inelul de conducere este indicat și pentru unghiuri α_3 mici atunci când se pompează lichide impure.

2.8.3. Conducerea curentului între rotoarele pompelor centrifuge etajate. Dispozitivul de întoarcere

La pompele centrifuge cu mai multe etaje, lichidul, care iese radial din rotor, trebuie condus înapoi spre axă pentru a ajunge la gura de aspirație a etajului următor. Pentru aceasta, pompele multietajate sunt prevăzute cu canale de întoarcere, curbate în formă de S în secțiunea mediană (figura 2.22).

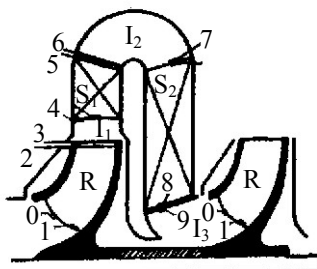


Figura 2.22

Intercalarea zonelor nepaletete este impusă de condiții constructive: pericolul înțepenirii unor impurități între rotor și stator, descompunerea în organe distincte uzabile și montabile a statoarelor etc.

După modul de transfer a fluidului între dispozitivul de conducere și cel de întoarcere, avem două variante constructive:

➤ cu palete de conducere și de întoarcere legate direct.

În acest caz, paletelile dispozitivului de întoarcere formează o continuare a celor din dispozitivul de conducere. Canalele sunt curbate în spațiu în punctele de legătură. Avantajul acestei execuții constă în faptul că traseul pe care se realizează transformarea energiei cinetice în energie de presiune este mai lung. Unghiul de largire nu trebuie să depășească însă în nici un punct limita admisă. Bolțurile de legătură ale celulelor trec prin golurile practicate în paletelile de conducere. Prin celulă se înțelege porțiunea din carcasă în care se află rotorul împreună cu dispozitivele de conducere și de întoarcere. Execuția paletei legate direct este dificilă iar în punctul de legătură apar pierderi

datorate schimbării de direcție. Această variantă constructivă este indicată atunci când se urmărește obținerea unor diametre mici ale carcusei

- cu spațiu inelar de legătură între dispozitivul de conducere și cel de întoarcere.

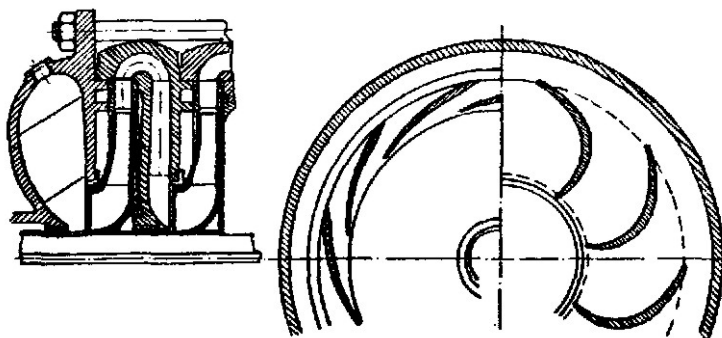


Figura 2.23

Această soluție constructivă evită atât pierderile din zona de trecere cât și dificultățile de realizare ale acestei zone, prin intercalarea unui spațiu inelar nepaletat între dispozitivul de conducere și cel de întoarcere (*figura 2.23*). Diametrul carcusei este însă mai mare decât la soluția precedentă. Pentru a evita deviația bruscă la intrarea în canale, paletetele de întoarcere sunt curbate în direcția vitezei de intrare. Lichidul iese radial din dispozitivul de întoarcere, capetele de ieșire ale paletetelelor fiind subțiate pentru a evita pierderile Borda – Carnot. În scopul evitării unghiurilor de lărgire mari ale canalului, dispozitivul de întoarcere este prevăzut cu un număr mare de palete.

2.8.4. Colectoare

Aceste aparate conduc curentul de fluid de la ieșirea din rotor sau din stator, atunci când acesta există, la un racord de refulare. Geometria colectoarelor poate fi caracterizată prin secțiunea inelară de intrare și prin aria și forma secțiunii curente. Forma acestei secțiuni depinde, pe lângă condițiile hidraulice, de rezistența mecanică, de tehnologia de execuție și de concepția constructivă a ansamblului pompei.

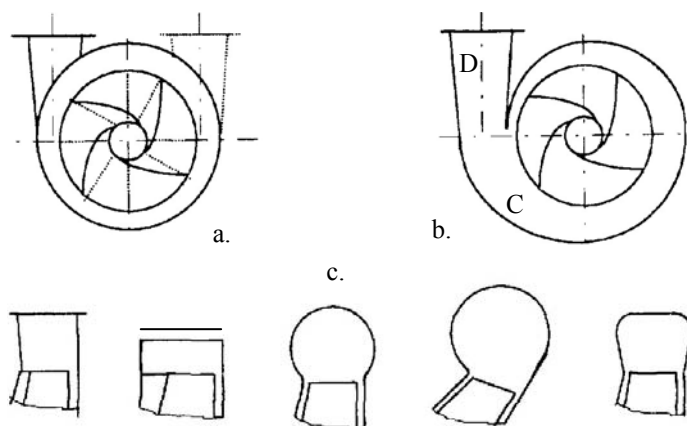


Figura 2.24

Colectorul cu aria secțiunii variabilă se numește colector spiral, cameră spirală sau cameră melc (figura 2.24.b), în figura 2.24.c fiind prezentate câteva forme caracteristice ale secțiunii de trecere pentru un colector spiral. Cel cu arie constantă poartă numele de colector inelar sau cameră inelară (figura 2.24.a). La colectorul (C) se atașează de regulă și un difuzor (D), în acesta continuând procesul început în stator privind transformarea energiei cinetice în energie de presiune. Micșorându-se sarcina dinamică H_d și crescând corespunzător sarcina statică H_{st} , se ajunge ca la flanșa de refulare a pompei viteza să nu depășească valoarea $c_r = 4\div 7$ m/s. În plus, colectorul permite racordarea pompei cu instalația, asigură evacuarea aerului din paletajul rotorului în timpul operației de amorsare și realizează transmiterea către fundație a forțelor dinamice dezvoltate de pompă.

Din considerente hidraulice, geometria corectă a colectorului este cea spirală. Cercetările teoretice și experimentale au arătat că, în camera spirală, curgerea are un caracter spațial nepermanent și foarte complex, studiul impunând obligatoriu ipoteze simplificatoare.

Utilizând relația momentului cantității de mișcare:

$$\rho Q \cdot d(rc_u) + dM_{fr} = 0 \quad (2.86)$$

și scriind expresia momentului de frecare cu pereții:

$$dM_{fr} = C_f \rho \frac{G_u^2}{2} 4\pi r^2 dx \quad (2.87)$$

rezultă ecuația diferențială:

$$d(rc_u) + \frac{2\pi C_f}{Q} (rc_u)^2 dx = 0 \quad (2.88)$$

în care $C_f = ct$ reprezintă coeficientul de frecare la perete, iar x este coordonata curbilinie.

Separând variabila (rc_u) și integrând:

$$\int_{r_i, c_{ui}}^{r, c_u} \frac{d(rc_u)}{(rc_u)^2} = -\frac{2\pi C_f}{Q} \int_{x_i}^x dx \quad (2.89)$$

unde cu indice i s-au notat mărimile corespunzătoare intrării în cameră:

$$-\frac{1}{rc_u} + \frac{1}{(rc_u)_i} = -\frac{2\pi C_f}{Q} (x - x_i) \quad (2.90)$$

rezultă în final:

$$rc_u = \frac{r_i c_{ui}}{1 + \frac{2\pi C_f}{Q} r_i c_{ui} (x - x_i)} \quad (2.91)$$

Considerând fluidul în mișcare fără pierderi de sarcină ($C_f = 0$) astfel ca pereții camerei să coincidă unor linii de curent, se obține expresia numită “*legea ariilor*” sau ipoteza Pfleiderer:

$$rc_u = r_i c_{ui} = ct \quad (2.92)$$

și care arată că, în camera spirală, cuplul Euler rămâne constant.

Debitul colectat de camera spirală (*figura 2.25*) într-o secțiune oarecare va fi:

$$Q_\varphi = \frac{\varphi^\circ}{360^\circ} Q = \frac{\varphi^{rad}}{2\pi} Q \quad (2.93)$$

iar din ecuația de continuitate rezultă:

$$Q_\varphi = \int_{r_i}^R c_u dA = \int_{r_i}^R c_u b dr \quad (2.94)$$

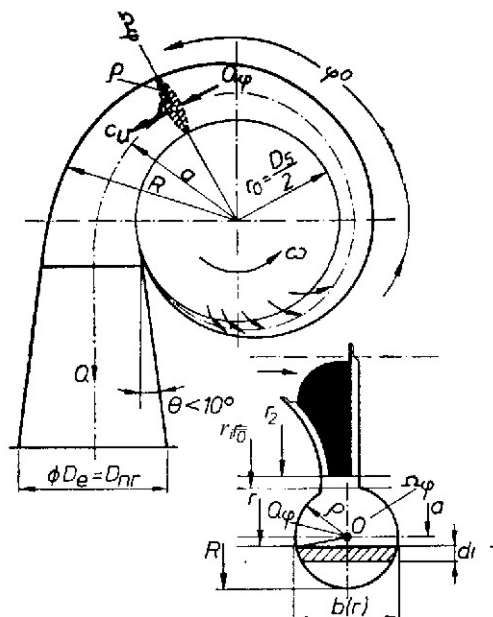


Figura 2.25

Din relațiile (2.92), (2.93) și (2.94) se obține expresia unghiului de poziție al secțiunii curente:

$$\varphi = \frac{360^\circ}{Q} k \int_{r_i}^R \frac{b(r)}{r} dr \quad (2.95)$$

Integrarea relației (2.95) se face stabilind întâi dependența $b(r)$ care, pentru secțiunea circulară de exemplu, se scrie:

$$\left(\frac{b}{2}\right)^2 + (r - a)^2 = \rho^2 \quad (2.96)$$

de unde rezultă:

$$b = 2\sqrt{\rho^2 - (r - a)^2} \quad (2.97)$$

$$\text{deci: } \varphi = \frac{720^\circ}{Q} k \int_{r_i}^R \sqrt{\rho^2 - (r-a)^2} \frac{dr}{r} \quad (2.98)$$

După integrare:

$$\varphi = \frac{720^\circ}{Q} k \pi \left(a - \sqrt{a^2 - \rho^2} \right) \quad (2.99)$$

sau, făcând notațiile:

$$C = \frac{720\pi}{Q} k \quad ; \quad k = r_2 c_{2u} = \frac{30gH_{t\infty}}{\pi n} \quad ; \quad a = \rho + r_i \quad (2.100)$$

se obține relația cunoscută sub numele de ecuația Pfleiderer sau ecuația de dimensionare a camerei spirale circulare:

$$\rho = \frac{\varphi}{C} + \sqrt{2r_i \frac{\varphi}{C}} \quad (2.101)$$

Raza de construcție în funcție de unghiul la centru, în acest caz, va fi:

$$R = r_i + 2\rho \quad (2.102)$$

Ipoteza Pfleiderer, $rc_u = k$, nu ține seama de variația vitezelor în fluidul real datorită pierderilor hidraulice, lucru ce conduce la obținerea unor secțiuni de trecere prin camera spirală mai mici. De aceea, valorile calculate se vor majora cu circa 5÷6 %.

În cazul în care $2\rho \leq b_3$ atunci secțiunea circulară se aproximează cu o secțiune semieliptică cu semiaxa mică x și cu axa mare b_3 , astfel încât secțiunea elipsei să fie echivalentă cu a unui cerc de rază ρ (figura 2.26):

$$\pi\rho^2 = \frac{\pi b_3}{4} x \quad (2.103)$$

$$\text{de unde: } x = \frac{4\rho^2}{b_3} \quad (2.104)$$

În aceste condiții raza de construcție va fi:

$$R = r_i + x \quad (2.105)$$

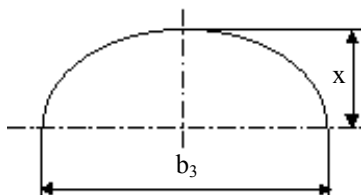


Figura 2.26

2.8.5. Difuzoare

Și aceste organe fac parte tot din categoria elementelor statorice, ele având rolul de a conduce curentul de fluid de la ieșirea din colector către flanșa de refulare și de a continua transformările energetice din colector.

Mărimile caracteristice în cazul difuzoarelor sunt lungimea L și diametrul secțiunii de refulare d_r . Pentru calculul acestuia din urmă se impune viteza c_r în conducta de refulare (pentru apă, de exemplu, aceasta ia valori în intervalul 4÷7 m/s). Diametrul secțiunii de refulare al difuzorului se obține din ecuația de continuitate:

$$D_{nr} = d_r = \sqrt{\frac{4Q}{\pi c_r}} \quad (2.106)$$

Pentru a evita desprinderile curentului de fluid de pe pereți, difuzorul trebuie să aibă unghiul de divergență $\theta \leq 10^\circ$. În tabelul 2.2 sunt date unele recomandări privind unghiul de difuzor limită astfel încât să se evite desprinderile:

Tabel 2.2

Re	$5 \cdot 10^4$	10^5	$1.5 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$
$\theta [^\circ]$	10	8.42	7.6	6.7

Atunci când din motive constructive, de reducere a gabaritului, este necesară alegerea unui unghi de difuzor mare, o lungime a conductei $L_c = 4d_r$, pe refulare, asigură condiții de reatașare a vânei fluide.

Lungimea difuzorului, conform *figurii 2.25*, va fi:

$$L = \frac{d_r - (R_{360} - r_i)}{2 \tan \frac{\delta}{2}} \quad (2.107)$$

iar, pentru secțiunea circulară a camerei spirale, se obține:

$$L = \frac{d_r - 2\rho_{360}}{2 \tan \frac{\delta}{2}} \quad (2.108)$$

unde ρ_{360} reprezintă raza secțiunii de trecere corespunzătoare ieșirii din camera spirală.

2.9. Înălțimea de aspirație la turbopompe și factori ce o influențează

2.9.1. Înălțimea geometrică de aspirație (H_{1g})

Ridicarea lichidului din rezervorul de aspirație la pompă are loc datorită presiunii ce se formează în rotor în timpul funcționării.

Dacă pompa aspiră dintr-un rezervor deschis, pe suprafața căruia acționează presiunea atmosferică, p_{at} , *figura 2.27*, înălțimea teoretică maximă de aspirație care corespunde vidului teoretic maxim, va fi:

$$H_{1g,max} = \frac{p_{at}}{\rho g} = 10,332 \text{ [mH}_2\text{O]} \quad (2.109)$$

Practic, această valoare nu poate fi atinsă din cauza pierderilor de sarcină pe conducta de aspirație și a limitării valorii presiunii absolute la intrarea în pompă din considerente de evitare a fenomenului de cavitație.

Pentru calculul înălțimii de aspirație, H_{1g} , se aplică ecuația lui Bernoulli între secțiunea i-i a nivelului liber din bazinul de aspirație și secțiunea 1-1 corespunzătoare intrării în paletajul rotorului pompei, considerându-se 0-0 plan de referință:

$$z_i + \frac{p_i}{\rho g} + \frac{\alpha_i v_i^2}{2g} = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 c_1^2}{2g} + h_{ra} \quad (2.110)$$

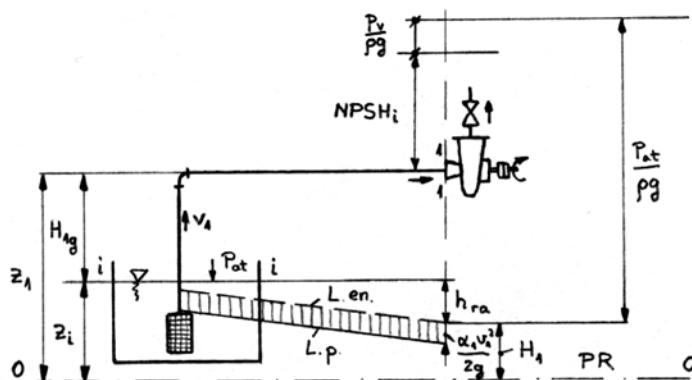


Figura 2.27

Însă cum: $z_1 - z_2 = H_{1g}$; $p_1 = p_{at}$; $\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} \cong 0$; iar pierderile totale de sarcină pe conducta de aspirație h_{ra} sunt de forma:

$$h_{ra} = \sum_a h_{ij} + \sum_a h_{l_j} = \sum_a \left(\lambda_j \frac{l_j}{d_j} \frac{v_j^2}{2g} + \zeta_j \frac{v_j^2}{2g} \right) \quad (2.111)$$

rezultă:

$$H_{1g} = \frac{p_{at} - p_1}{\rho g} - \frac{\alpha_1 c_1^2}{2g} - h_{ra} \quad (2.112)$$

Din această relație se constată că valoarea maximă teoretică a înălțimii de aspirație, neglijându-se termenul cinetic la intrarea în pompă și pierderile pe conducta de aspirație și la intrarea în canalele rotorice, se obține pentru $p_1 = 0$, adică în cazul existenței vidului absolut în punctul 1, corespunzător intrării în pompă. Dar limita admisibilă a vidului, într-un lichid în mișcare, este impusă de apariția fenomenului de cavitație deci $p_1 = p_v$, unde p_v este presiunea de vaporizare a lichidului la temperatura respectivă intrării în pompă.

Rezultă:

$$(H_{1g})_{lim} = \frac{p_{at} - p_v}{\rho g} - \frac{\alpha_1 c_1^2}{2g} - h_{ra} \quad (2.113)$$

Alegerea greșită a înălțimii de aspirație poate conduce la distrugerea rapidă a unei pompe datorită apariției fenomenului de cavitație.

Când într-un punct oarecare de pe traseul unui curent lichid presiunea atinge valoarea p_v , în punctul respectiv se formează o pungă umplută cu vapori și gaze. Această cavitate, fiind antrenată de curent în zone unde presiunea este mai mare decât p_v , se va condensa brusc. Fenomenul poartă numele de cavitație și se definește ca procesul de formare și surpare (spargere) a cavităților dintr-un curent lichid.

2.9.2. Înălțimea netă absolută la aspirație a instalației (NPSH_i)

Simbolul *NPSH* derivă din termenul în limba engleză (Net Positive Suction Head) și este adoptat la noi în țară de standardul SR 7251:1996.

În conformitate cu figura 2.27, la o instalație de pompare, *NPSH_i* a instalației se definește prin relația:

$$NPSH_i = H_1 + \frac{p_{at}}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} - z_1 \quad (2.114)$$

în care H_1 , sarcina hidrodinamică la intrarea în pompă, are expresia:

$$H_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 c_1^2}{2g} \quad (2.115)$$

rezultând:

$$NPSH_i = \frac{p_{at} - p_v}{\rho g} + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 c_1^2}{2g} \quad (2.116)$$

Considerând $p_{at} = 0$ (sistemul manometric) se poate explicita relația (2.112) sub forma:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 c_1^2}{2g} = -H_{1g} - h_{ra} \quad (2.117)$$

din relația (2.116) rezultând:

$$NPSH_i = \frac{p_{at} - p_v}{\rho g} - H_{1g} - h_{ra} \quad (2.118)$$

Înălțimea $NPSH_i$ dată de relația (2.118) reprezintă o înălțime energetică de aspirație netă disponibilă, care nu depinde de construcția pompei ci de instalația de pompare. La o instalație de pompare dată se urmărește obținerea unei valori $NPSH_i$ cât mai mare. Mărimile incluse în expresia lui $NPSH_i$, influențează valoarea acesteia după cum urmează:

- Presiunea atmosferică, p_{at} , depinde de altitudinea locului unde este montată pompa și se calculează cu relația:

$$p_{at} = p_0 (1 - 2,4 \cdot 10^{-5} \Delta z)$$

unde $p_0 = 9,81 \cdot 10332 \text{ N/m}^2$ este presiunea la nivelul mării, iar Δz este altitudinea.

- Presiunea de vaporizare, p_v , depinde de temperatura lichidului. Prin creșterea lui p_v cu creșterea temperaturii, în vederea sporirii lui $NPSH_i$ pentru ape fierbinți, se poate alege înălțimea geodezică de aspirație H_{1g} cu valori negative, fiind necesară montarea pompei sub nivelul liber din bazinul de aspirație (pompa înecată).
- Pierderile totale de sarcină pe conducta de aspirație, h_{ra} , depind de modul în care s-a proiectat traseul de aspirație și variază parabolic cu debitul cerut de instalație ($h_{ra} = k \cdot Q^2$). Pentru micșorarea acestor pierderi se folosesc conducte cu diametru mai mare pe aspirație, cu 20÷30% față de cele de pe refulare, iar traseul corespunzător aspirației trebuie să fie cât mai scurt și cu cât mai puține schimbări de direcție.

Raportul dintre înălțimea netă absolută la aspirație a instalației și înălțimea de pompare H se numește coeficient de cavitație al instalației sau coeficient de cavitație exterior:

$$\sigma_i = \frac{NPSH_i}{H} = \frac{p_{at} - p_v}{\rho g H} - \frac{H_{1g}}{H} - \frac{h_{ra}}{H} \quad (2.119)$$

Din relațiile (2.118) și (2.119) se observă că atât $NPSH_i$ cât și σ_i se determină cu ușurință pentru o instalație dată, atât în faza de proiectare cât și în exploatare.

Dacă rezervorul de aspirație este închis și în perna de aer acționează o presiune p_i , în sistemul barometric, $NPSH_i$ va avea expresia:

$$NPSH_i = \frac{p_i + p_{at} - p_v}{\rho g} - H_{1geo} - h_{ra} \quad (2.120)$$

2.9.3. Înălțimea netă absolută la aspirație a pompei ($NPSH_p$)

La mișcarea lichidului într-o pompă, se poate constata că presiunea minimă nu se află la intrarea în pompă, ci în rotor, puțin în avalul muchiei de intrare a paletelor și anume pe fața care constituie extradadosul suprafeței paletelor. Într-adevăr, presiunea variază pe paletă de la o valoare oarecare p_1 până la o valoare p_2 la ieșire, însă cu presiuni mai mari pe fața $1'n2'$ decât pe fața $1'm2'$, figurile 2.28 și 2.29.

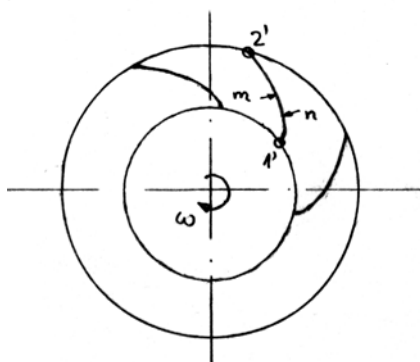


Figura 2.28

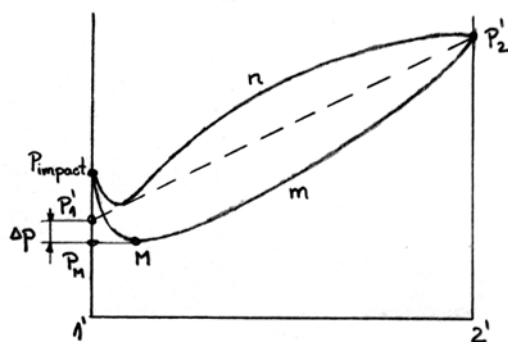


Figura 2.29

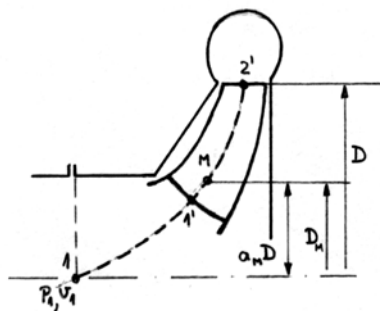


Figura 2.30

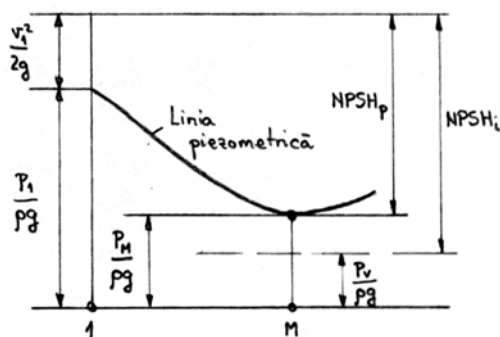


Figura 2.31

În figura 2.29, prin p_{impact} s-a notat presiunea în punctul de impact, care este mai mare decât p_1 datorită transferului energiei cinetice. Se constată din figurile 2.28 și 2.29 că pe extradrosul paletelor, puțin în aval de muchia de intrare, apare un punct M unde presiunea are valoarea minimă $p_M = p_{min}$. În figura 2.31 este reprezentată linia piezometrică pe desfășurata firului fluid 11'M (figura 2.30).

Înălțimea netă absolută la aspirație a pompei, se determină cu relația:

$$NPSH_p = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{p_M}{\rho g} \quad (2.121)$$

La funcționarea pompelor pot apărea trei situații:

- ◆ $p_M > p_v$; $NPSH_i > NPSH_p$, pompa funcționează fără cavitație;
- ◆ $p_M = p_v$; $NPSH_i = NPSH_p$, cavitațiile apar într-un singur punct;
- ◆ $p_M < p_v$; $NPSH_i < NPSH_p$, cavitația se extinde pe o întreagă zonă în jurul punctului M.

Pentru calculul lui $NPSH_p$ se aplică ecuația lui Bernoulli între punctele 1 și M, pentru mișcarea relativă:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_M}{\rho g} + \frac{w_M^2 - u_M^2}{2g} + z_M + h_{r_{1M}} \quad (2.122)$$

unde, adăugând în ambele părți termenul $\frac{v_1^2}{2g}$, după o grupare convenabilă, se obține:

$$\frac{p_1 - p_M}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{w_M^2 - u_M^2}{2g} - \frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{r_{1M}} + z_M - z_1 \quad (2.123)$$

de unde:

$$NPSH_p = \frac{w_M^2 - u_M^2}{2g} - \frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{r_{1M}} + a_M \cdot D \quad (2.124)$$

S-a notat $z_M - z_1 = a_M \cdot D$, pentru a sublinia faptul că punctul M se găsește, față de axa rotorului, la o cotă variabilă. Situația cea mai defavorabilă este cea la care punctul M se află la înălțimea maximă deasupra nivelului liber.

Termenii care intră în relația (2.124) depind exclusiv de modul în care a fost proiectată și construită pompa.

Raportul dintre înălțimea netă absolută la aspirație și înălțimea de pompare se numește coeficient de cavitație al pompei sau coeficient de cavitație interior:

$$\sigma_p = \frac{NPSH_p}{H} = \frac{w_M^2 - u_M^2}{2gH} - \frac{w_1^2 - u_1^2}{2gH} + \frac{v_1^2}{2gH} + \frac{h_{r_{1M}} + a_M \cdot D}{H} \quad (2.125)$$

Determinarea coeficientului σ_p în faza de proiectare este dificilă datorită termenului:

$$\frac{w_M^2 - w_1^2}{2gH} = \frac{w_1^2}{2gH} \left[\frac{w_M^2}{w_1^2} - 1 \right] = k_{p_{\max}} \cdot \frac{w_1^2}{2gH} \quad (2.126)$$

Din această cauză, în mod curent, se preferă determinarea coeficientului σ_p sau a lui $NPSH_p$ prin măsurători efectuate asupra prototipului pompei.

2.9.4. Determinarea înălțimii maxime de aspirație

La construirea unei stații de pompare se pune problema determinării corecte a nivelului la care trebuie așezată axa pompei. Nivelul apei din bazinul de aspirație fiind de obicei sub nivelul solului, valorile mari ale lui H_{1g} pot determina funcționarea pompei în condiții de cavitație.

Pentru calculul valorii maxime admise pentru H_{1g} , se folosește relația (2.119):

$$\sigma_i = \frac{p_{at} - p_v}{\rho g H} - \frac{H_{1g}}{H} - \frac{h_{ra}}{H} \quad (2.127)$$

de unde se explicitează H_{1g} :

$$H_{1g} = \frac{p_{at} - p_v}{\rho g} - h_{ra} - \sigma_{inst} H \quad (2.128)$$

Pentru ca sistemul să funcționeze fără cavitație trebuie ca $\sigma_{inst} > \sigma_p$, deci raportul $\frac{\sigma_{inst}}{\sigma_p} = k_\sigma$ trebuie să fie supraunitar. Acest coeficient se numește coeficient de siguranță la cavitație. În aceste condiții relația (2.128) devine:

$$H_{1g_{adm}} = \frac{p_{at} - p_v}{\rho g} - h_{ra} - k_\sigma \sigma_p H \quad (2.129)$$

și cum $\sigma_p H = NPSH_p$, relația (2.129) devine:

$$H_{1g_{adm}} = \frac{p_{at} - p_v}{\rho g} - h_{ra} - k_\sigma NPSH_p \quad (2.130)$$

În funcție de valorile furnizate de catalogul de pompe (curba $NPSH_p = f(Q)$) din relația (2.130) rezultă $H_{1g_{adm}}$. De regulă, coeficientul de siguranță la cavitație k_σ ia valori în intervalul [1,5÷2,0].

Numeroasele lucrări care au studiat fenomenul de cavitație la pompe au ajuns la concluzia că σ (coeficientul de cavitație) este proporțional cu turația specifică a mașinii după o relație de forma:

$$\sigma = a \cdot n_s^{4/3} \quad (2.131)$$

în care $n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N}{\sqrt{H}}}$ este turația specifică a pompei (n – turația în rot/min; H – înălțimea de pompare în mCA și N – puterea în CP), iar pentru constanta de proporționalitate a propunându-se diferite valori, cum sunt cele prezentate în *tabelul 2.3*:

Tabel 2.3

Thoma	A. Stepanoff	C. Pfleiderer	Escher-Wyss	I. Anton	G. Proskura
$a = 2.29 \cdot 10^{-4}$	$a = 2.00 \cdot 10^{-4}$	$a = 2.41 \cdot 10^{-4}$	$a = 2.16 \cdot 10^{-4}$	$a = 2.29 \cdot 10^{-4}$	$a = 2.20 \cdot 10^{-4}$

Alte cercetări au evidențiat gradul destul de mare de aproximare al relației (2.131), coeficientul de cavitație fiind puternic influențat și de conținutul

de aer sau alte gaze în apă, de temperatura apei și de alți factori. Rudnev dă pentru coeficientul de cavitație o relație de calcul de forma:

$$\sigma = \frac{10}{H} \left(\frac{nQ}{c} \right)^{4/3} \quad (2.118)$$

unde c este coeficientul lui Rudnev și are valorile:

- $c = 600 \div 800$ pentru $n_s = 50 \div 80$

- $c = 800 \div 1000$ pentru $n_s = 80 \div 150$

iar D. Pavel dă o relație de calcul pentru coeficientul de cavitație de forma:

$$\sigma = 0,001 \cdot n_s (1,1 + 0,001 \cdot n_s) + 0,02 \quad (2.119)$$

În concluzie se observă că înălțimea de aspirație depinde în mare măsură de presiunea mediului exterior p_{at} care la rândul ei depinde de altitudinea Δz a locului unde este montată pompa. O altă cauză a diminuării înălțimii de aspirație o constituie presiunea de vaporizare p_v care, la rândul său, depinde de temperatură.

De asemenea, importante pentru determinarea înălțimii de aspirație sunt și pierderile de sarcină pe conducta de aspirație h_{ra} , pentru diminuarea acestora trebuind să fie folosite conducte cu diametre mari, cu puține coturi și curbe, etc. Cavitația poate apărea și atunci când o pompă funcționează la o presiune de refulare redusă, ceea ce înseamnă trecerea prin rotor a unor debite mari. Cum la debite mari vitezele de circulație cresc, presiunile statice corespunzătoare scad, iar la un moment dat se realizează condițiile de cavitație, fenomen ce poate fi evitat și prin verificarea atentă a înălțimii de aspirație.

La unele pompe, care lucrează în condiții apropiate de cavitație, pentru protecția mașinilor respective se folosesc materiale speciale rezistente la cavitație cum ar fi: fonte de natură perlitică, oțeluri perlitice și mai ales oțeluri speciale bazate pe crom și mangan; de asemenea se mai folosesc straturi protectoare de rășini anticorozive sau polimeri. În orice caz, protecția elementară împotriva cavitației cere o bună finisare a suprafețelor, rugozități mici, racordări lente etc.

Pentru a împiedica apariția cavitației, la pompele îngrijit prelucrate și executate se iau o serie de măsuri constructive cum ar fi: montarea unei roți de conducere la intrarea în rotor (ceea ce produce o mică deviere a curentului, diminuând vitezele absolute), sau prelungirea pereților palelor rotorului în gura de aspirație.

2.10. Influența schimbării fluidului de lucru asupra parametrilor de funcționare

Pompele radiale se bucură de o proprietate prețioasă în exploatare anume aceea că, fără a aduce vreo modificare constructivă, aceeași mașină poate fi folosită pentru o gamă largă de lichide cu proprietăți destul de diferite. Determinarea modului de schimbare al parametrilor de funcționare ai unei pompe cu natura lichidului, se poate face cu ajutorul legilor similitudinii. Astfel, dacă γ_1 și γ_2 reprezintă greutățile specifice ale celor două lichide cu care lucrează o pompă, atunci parametrii corespunzători vor fi conform tabelului următor:

Tabel 2.4

pentru debite	$Q_2 = Q_1 \frac{\eta_{v_2}}{\eta_{v_1}} = Q_1 K'_Q$	pentru presiuni	$p_2 = p_1 \frac{\gamma_2}{\gamma_1} \frac{\eta_{h_2}}{\eta_{h_1}} = p_1 \frac{\gamma_2}{\gamma_1} K'_H$
pentru sarcini	$H_2 = H_1 \frac{\eta_{h_2}}{\eta_{h_1}} = H_1 K'_H$	pentru puteri	$N_2 = N_1 \frac{\eta_{m_1}}{\eta_{m_2}} = N_1 K'_N$

Coeficienții K'_Q , K'_H , K'_N , reprezintă corecțiile care țin seama de modificările naturii fluidului iar termenii η_v , η_h , η_m reprezintă randamentele volumic, hidraulic și respectiv mecanic. Indicii 1 respectiv 2 se referă la aceeași mașină funcționând la aceeași turație, odată lichidul de lucru fiind cu greutatea specifică γ_1 iar a doua oară cu greutatea specifică γ_2 . Cum modificările parametrilor funcționali ai pompei sunt o consecință a modificării regimurilor dinamice ale lichidelor ce trec prin agregat, rezultă că cifra caracteristică a acestor modificări este numărul lui Reynolds. Așadar se poate

$$\text{scrie: } K'_Q = f_1 \left(\frac{Re_1}{Re_2} \right) = \frac{\eta_{v_2}}{\eta_{v_1}}; \quad K'_H = f_2 \left(\frac{Re_1}{Re_2} \right) = \frac{\eta_{h_2}}{\eta_{h_1}}; \quad K'_N = f_3 \left(\frac{Re_1}{Re_2} \right) = \frac{\eta_{m_1}}{\eta_{m_2}}$$

Pentru numărul Reynolds se folosește o formă modificată; astfel, dacă în expresia curentă $Re = \frac{vD}{\nu}$ se înlocuiește viteza v cu viteza periferică:

$$u_2 = \omega \frac{D_2}{2} = \frac{2\pi n D_2}{60 \cdot 2} \quad (2.120)$$

iar pentru D se adoptă drept valoare de referință diametrul D_2 , se obține un număr Reynolds de forma:

$$Re' = \frac{n D_2^2}{\nu} k \quad (2.121)$$

iar $\frac{Re_1}{Re_2} = \frac{Re_1'}{Re_2'} = \frac{n_1 \nu_2}{n_2 \nu_1}$ unde ν_1 și ν_2 sunt vâscozitățile cinematice ale celor două lichide.

Determinarea mărimii coeficienților de corecție se poate face numai pe cale experimentală.

Astfel, raportul randamentelor total și hidraulic se poate aprecia după relația lui Blasius:

$$\frac{1 - \eta_1}{1 - \eta_2} = \left(\frac{Re_2'}{Re_1'} \right)^\alpha \left(\frac{D_{21}}{D_{22}} \right)^\beta \quad (2.122)$$

unde pentru cei doi exponenți se folosesc mărimile $\alpha = 0,1$ și $\beta = 0,05$. Ținând cont că $D_{21} = D_{22}$ (este aceeași mașină) rezultă:

$$\eta_2 = 1 - (1 - \eta_1) \left(\frac{n_1 \nu_2}{n_2 \nu_1} \right)^{0,1} \quad (2.123)$$

Unele metode mai recente folosesc pentru determinarea comportării pompelor la funcționarea cu fluide diferite sistemul raportării la parametrii agregatului ce lucrează cu apă.

Astfel, din relațiile de asemănare cunoscute, se pot determina următoarele expresii de calcul ai parametrilor de lucru:

$$Q = K_Q n D_2^3; \quad H = K_H n^2 D_2^2; \quad N = K_N \gamma n^3 D_2^5 \quad (2.124)$$

Aplicând în mod succesiv aceste relații pentru funcționarea unei pompe cu apă (indice *a*) și cu un lichid oarecare (indice *l*) se obțin următoarele rapoarte:

$$K'_Q = \frac{Q_l}{Q_a} = \frac{K_{Q_l}}{K_{Q_a}}; \quad K'_H = \frac{H_l}{H_a} = \frac{K_{H_l}}{K_{H_a}}; \quad K'_N = \frac{N_l}{N_a} = \frac{K_{N_l}}{K_{N_a}}; \quad K'_\eta = \frac{\eta_l}{\eta_a} \quad (2.125)$$

Ultimul coeficient reprezintă raportul randamentelor totale ale agregatelor.

În figura 2.32 este reprezentată grafic o nomogramă cu care se pot determina acești coeficienți.

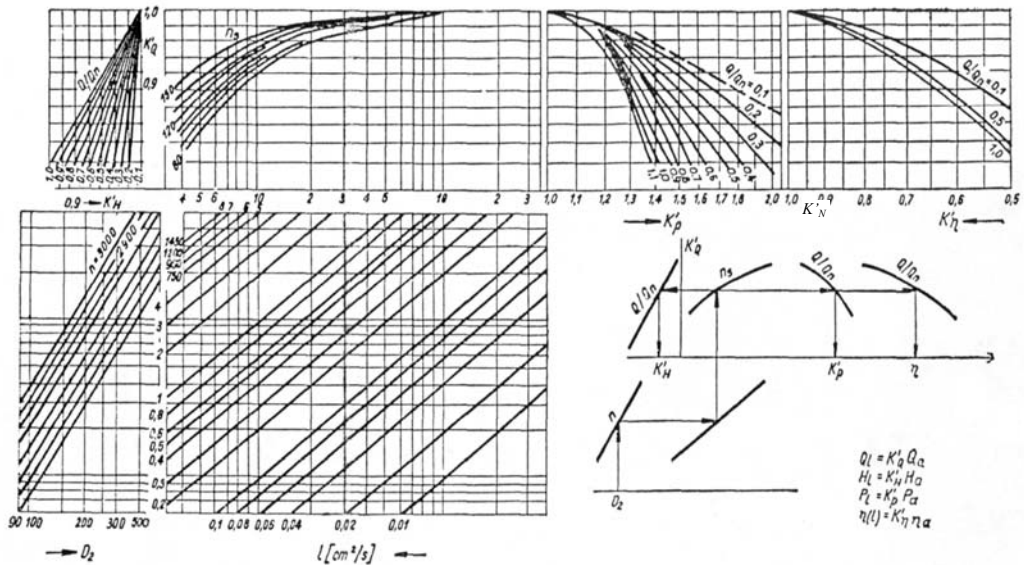


Figura 2.32 Nomogramă pentru determinarea coeficienților $K'_Q, K'_H, K'_N, K'_\eta$

Proprietatea fizică de bază care influențează comportarea unei mașini hidraulice la schimbarea lichidului de lucru este vâscozitatea cinematică.

În general, la sporirea vâscozității cinematice, puterea pompei crește, debitul scade, iar intervalul de lucru se micșorează. În figura 2.33 este arătat modul în care se modifică curbele de sarcină și de putere ale unei pompe ce lucrează cu lichide cu diferite vâscozități cinematice. Se observă că pe măsură

ce vâscozitatea cinematică crește, punctele de randament maxim (curba E-F) se situează la parametri de lucru din ce în ce mai mici.

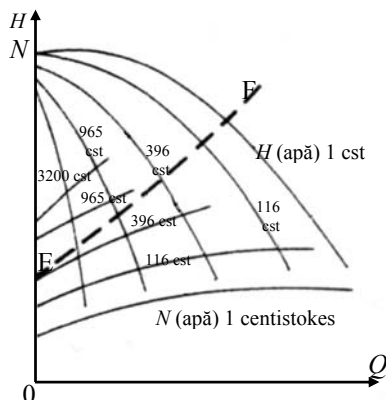


Figura 2.33

Modul în care se modifică parametrii de lucru cu creșterea vâscozității cinematice este dat și în *tabelul 2.5*.

Tabel 2.5

Vâscozitatea (grade Engler)	Spor de putere consumată, (%)	Scăderea	
		Sarcinii, (%)	Debitului, (%)
4	0...5	0	0
5...10	5...25	5...20	5...20
10...120	25...50	20...40	20...40

Un aspect deosebit de important, ce trebuie urmărit cu atenție la schimbarea fluidului de lucru, este cel al pericolului apariției cavitației. Pentru aceasta, la trecerea unei pompe la funcționarea pe un alt lichid decât cel pentru care aceasta a fost dimensionată inițial, trebuie efectuat un nou calcul atent al sarcinii pe aspirație. La modificarea naturii lichidului o importanță deosebită o are valoarea presiunii parțiale a vaporilor de lichid p_v . Astfel, chiar dacă la un moment dat greutatea specifică γ sau vâscozitățile ν nu se modifică prea mult, este posibil totuși ca presiunile p_v să fie foarte diferite, fapt care poate pune pompa în condiții de cavitație.

În general se poate aprecia că pentru lichidele având temperatura de fierbere superioară celei a apei nu poate apărea cavitația, iar înălțimea de aspirație scade în raport invers cu greutatea specifică.

2.11. Factori ce influențează performanțele de funcționare în cazul turbogeneratoarelor axiale

Mașinile axiale fac parte din grupa mașinilor hidrodinamice turbionare. În principiu ele sunt compuse tot dintr-un rotor și un stator, cu aceleași funcțiuni energetice ca și la mașinile radiale, dar cu o organizare constructivă diferită. Din punct de vedere hidrodinamic ele reprezintă o variantă a mașinilor radiale, ele lucrând însă la turații reduse pentru a nu apărea fenomenul de cavitație pe paletele rotorului. Astfel, influențele diverșilor factori asupra parametrilor funcționali ai mașinilor hidraulice axiale sunt similare, în parte, celor de la mașinile hidraulice radiale, existând însă și o serie de particularități.

2.11.1. Sarcina generatoarelor axiale și factorii ce o influențează

În cazul mașinilor hidraulice axiale, paletele rotorului sunt plasate într-un curent de fluid care are la început viteza w_1 și la sfârșit viteza w_2 .

Din punct de vedere al efectului, se poate considera că profilul este situat într-un curent având viteza w_∞ adică viteza relativă medie la care corespunde componenta $w_{\infty u}$ conform *figurii 2.6*.

În aceste condiții sarcina teoretică a unei mașini hidraulice axiale se poate scrie sub forma:

$$H_T = C_z \frac{L}{t} \frac{u}{c_a} \frac{w_\infty^2}{2g} \frac{\sin(\beta_\infty + \lambda)}{\cos \lambda} \quad (2.126)$$

Pentru profilele utilizate în construcția mașinilor axiale, unghiul λ este foarte mic $\lambda = 8^\circ \div 11^\circ$ ceea ce înseamnă $\cos \lambda \cong 1$, iar coeficientul de portanță C_z ia valori în intervalul $C_z = 0,8 \div 1,25$.

Reiese din cele enunțate că:

1. Sarcina este direct proporțională cu viteza de rotație u , deci cu turația mașinii;

2. Sarcina crește proporțional cu pătratul vitezei relative w_∞ ;
3. Paletele formate din profile lungi (L - mare) și cu pasul mic (t - mic) sunt avantajoase, concluzia fiind că sarcina este cu atât mai mare cu cât raportul t / L este mai mic. Valoarea raportului este însă limitată inferior de faptul că, odată cu scăderea lui, scad și coeficienții de portanță C_z ai profilelor din rețea. Se recomandă ca $t / L > 0.5$.
4. Unghiul β_∞ este un factor constructiv de care depinde sarcina H_T atât direct cât și prin influența avută asupra coeficienților de portanță C_z . Majoritatea construcțiilor folosesc $20^\circ < \beta_\infty < 50^\circ$.
5. Sarcina se modifică invers proporțional cu viteza axială c_a , deci cu debitul. Așadar componentele axiale mici sunt preferabile, iar practic vitezele axiale se aleg în domeniul: $c_a = (0,5 \div 0,75) \cdot u$.
6. Coeficientul de portanță C_z al profilului folosit pentru paletele rotorului este un alt parametru important în determinarea mărimii sarcinii.

De multe ori, pentru aprecierea comportării profilelor ce formează palele rotorului, se trasează polarele profilelor reprezentate de dependența coeficientului de portanță cu coeficientul de rezistență la înaintare $C_z = f(C_x)$, limitele inferioară și superioară ale polarei indicând apariția desprinderilor intense pe intrados respectiv pe extradados și deci ieșirea din domeniul funcționării normale.

Polarele profilelor pot fi influențate de regimul hidrodinamic și de rugozitatea suprafețelor ce alcătuiesc paleta și deci și profilul. Practica arată că o creștere a numărului Reynolds este favorabilă polarei unui profil în sensul creșterii portanței dar aceasta doar până la o anumită valoare a unghiului de incidență (incidență limită), după care creșterea numărului Reynolds putând conduce la o scădere a portanței din cauza desprinderilor puternice în zona stratului limită. Cât privește influența rugozității suprafețelor, determinările experimentale arată, în toate cazurile, o influență negativă asupra polarelor odată cu creșterea rugozității, scăderea fiind mult accentuată în cazul când ambele fețe ale profilului sunt rugoase (și extradadosul și intradosul).

2.12. Alegerea pompelor centrifuge

2.12.1. Factorii care influențează alegerea pompelor

În general, beneficiarii au tendința de a alege o pompă care să asigure acoperirea parametrilor Q și H ai instalației cu parametrii corespunzători Q și H ai pompei sporiți însă considerabil. Acest lucru conduce la risipă de energie, fiind necesară reglarea debitului prin închiderea vanei de pe conducta de refulare (caz frecvent de reglaj întâlnit în practică), ceea ce produce, în final, și o scădere a randamentului pompei.

Factorii care influențează alegerea unei pompe sunt:

- debitul necesar Q ;
- înălțimea de pompare H a instalației;
- lichidul pompat (apă, produse petroliere, produse chimice, suspensii etc.);
- proprietățile fizico-chimice ale lichidului vehiculat (greutate specifică, temperatură, vâscozitate, agresivitate, presiune de vaporizare, etc.);
- condițiile de aspirație (nivelul minim și maxim al sursei, temperatura și presiunea barometrică la sursă, etc.);
- condițiile locale (altitudinea terenului, natura sursei, distanța de la sursă la pompă etc.);
- natura energiei de antrenare a pompei (motor electric: asincron, sincron, de curent continuu; tensiunea de alimentare, frecvența curentului; motor termic: Diesel, cu explozie; limitele de turaj; motor eolian; motor hidraulic etc.);
- condițiile speciale impuse (limitarea gabaritului sau greutateii, limitarea scăpărilor de lichid etc.).

Parametrii principali luați în considerație la alegerea tipului de pompă sunt debitul Q și înălțimea de pompare H , a căror cunoaștere permite calculul turației specifice n_s sau a turației caracteristice n_0 :

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N}{\sqrt{H}}}; \quad n_0 = \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}}; \quad n_s \cong 3.65n_0 \text{ (pentru apa)} \quad (2.127)$$

În funcție de valorile acestor mărimi se pot stabili:

- tipul pompei;
- dimensiuni orientative;
- performanțe probabile.

În afară de factorii hidraulici Q , H , n_s , în alegerea pompelor au prioritate și factorii tehnico-economici, cu privire la organizarea producției de unicat sau de serie.

Pompele unicate sunt abordate în cazuri particulare, pentru puteri mari, cum ar fi cele din sectorul energetic și din industria petrolieră.

Pompele serie au o răspândire foarte mare, constând într-un număr mare de pompe de același tip (familii sau tiposerii de pompe ce diferă între ele prin scara geometrică). La pompele serie se utilizează standardizarea unei game largi de piese și subansamble precum: arbori, lagăre, cuplaje, presetupe etc.

2.12.2. Domeniul de lucru recomandat al unei pompe

Atât pompele unicat cât și cele serie sunt caracterizate printr-un domeniu de lucru stabilit în catalogul întreprinderilor producătoare.

Pentru determinarea domeniului de funcționare al unei pompe se pleacă de la curbele caracteristice ale pompei:

- curba caracteristică interioară $H = f(Q)$;
- curba de randament $\eta = f(Q)$;
- caracteristica instalației $H_r = f(Q)$.

Punctul F (*figura 2.34*), care este punctul de funcționare al pompei în instalația deservită, pentru a fi optim, trebuie să corespundă punctului de randament maxim. Însă pompa poate funcționa și în alte puncte de pe caracteristica interioară, în vecinătatea punctului F, fără ca randamentul ei să scadă prea mult.

Există deci un segment Δl_H pe caracteristica interioară, plasat în zona randamentelor mari, care poate fi recomandat pentru exploatare. Pentru

obținerea acestui segment, se trasează în planul diagramei $\eta = f(Q)$ orizontala corespunzătoare scăderii maxime admise a randamentului . Prin punctele de intersecție cu curba de randament se duc paralele la axa ordonatelor, care definesc, pe caracteristica interioară, segmentul ΔH , adică tocmai domeniul de lucru recomandat pentru pompă.

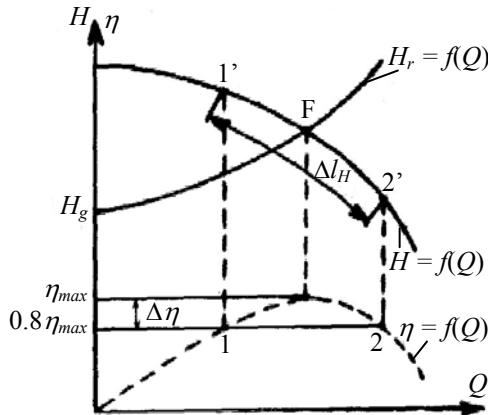


Figura 2.34

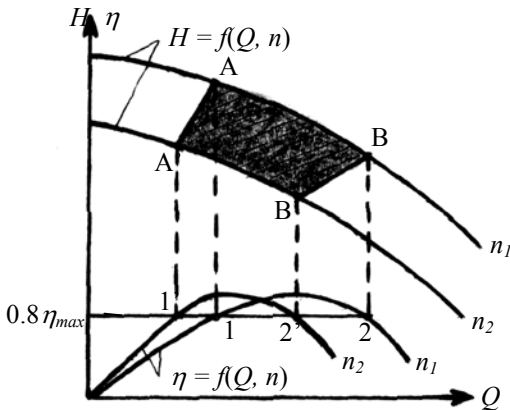


Figura 2.35

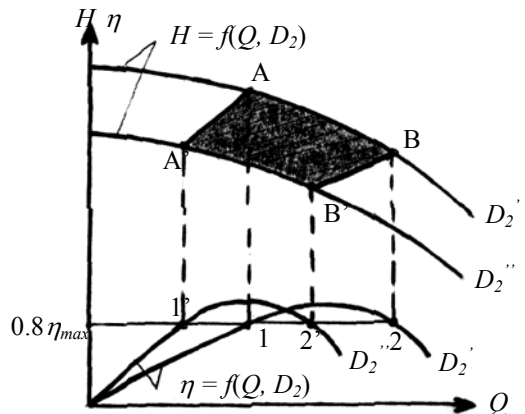


Figura 2.36

În cazul modificării turației sau a strunjirii diametrului rotorului, se definesc domenii dreptunghice curbilinii recomandate pentru pompe, cuprinse în domenii de variație a turației sau a diametrului cu maxim 15% față de valorile nominale pentru ca randamentul să nu scadă cu mai mult de 20% din η_{max} (figurile 2.35 și 2.36).

Relațiile de calcul ale caracteristicilor sunt:

$$\begin{aligned} \frac{Q_2}{Q_2'} &= \frac{n_1}{n_2}; & \frac{H_2}{H_2'} &= \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; & \frac{N_2}{N_2'} &= \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \\ \frac{Q_2}{Q_2''} &= \left(\frac{D_1'}{D_1''}\right)^3; & \frac{H_2}{H_2''} &= \left(\frac{D_1'}{D_1''}\right)^2; & \frac{N_2}{N_2''} &= \left(\frac{D_1'}{D_1''}\right)^5 \end{aligned} \quad (2.128)$$

2.12.3. Alegerea pompelor din catalog

Întreprinderile constructoare de pompe pun la dispoziția beneficiarilor cataloage și prospecte în care sunt prezentate domeniile de lucru recomandate și performanțele produselor realizate.

Cataloagele conțin, în general, două tipuri de diagrame:

- primele arată acoperirea domeniilor de debite și înălțimi de pompare de către familiile tipizate de pompe;
- al doilea grup de diagrame se referă la o anumită mărime de pompă.

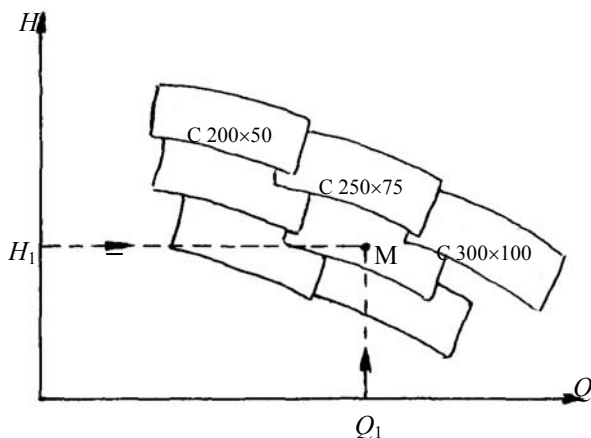


Figura 2.37

Primele diagrame sunt formate dintr-un ansamblu de dreptunghiuri curbilini plasate într-un sistem rectangular de axe, având Q în abscisă și H în ordonată, la turație constantă $n = ct.$

Aceste diagrame servesc la alegerea orientativă a tipului de pompă. Pentru aceasta se duc liniile de ordine prin valorile Q_1 și H_1 necesare în exploatare. Dreptunghiul curbiliniu în care se înscrie punctul de intersecție definește tipodimensiunea seriei (*figura 2.37*).

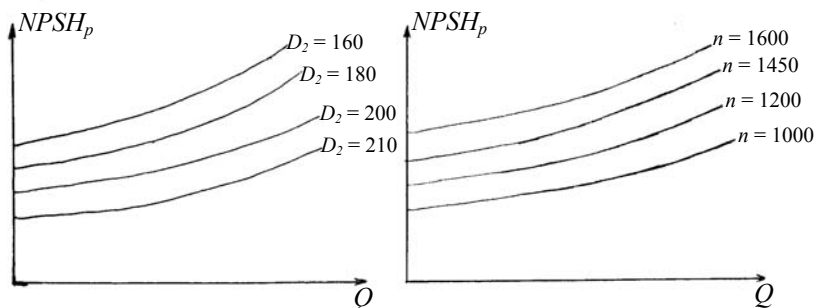
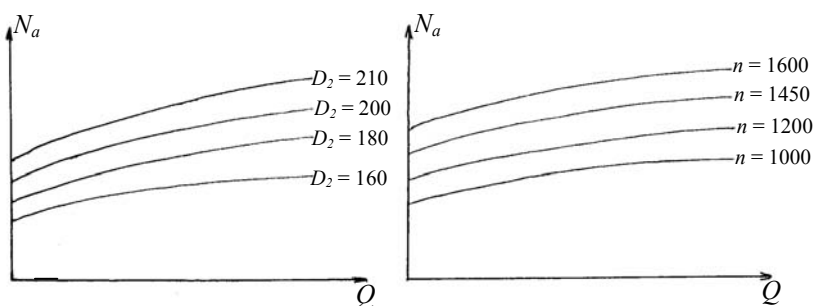
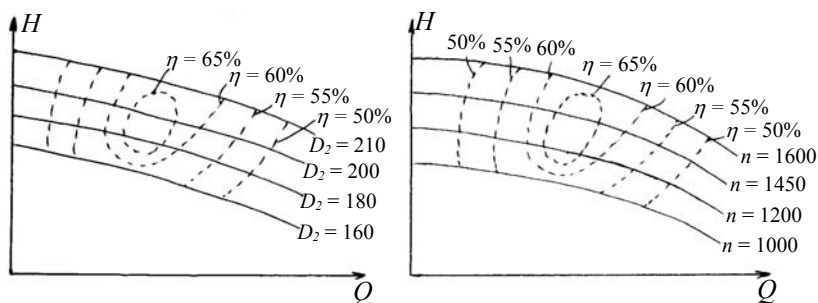


Figura 2.38

Figura 2.39

În catalogul întreprinderii “Aversa” – București de exemplu, fiecare pompă este indicată printr-un nume de râu (Lotru, Cerna, Criș, Sadu, Jiu, Olt, Dunărea) care este simbolul înălțimii de pompare și printr-un număr reprezentând diametrul racordului de aspirație exprimat în mm.

Cunoașterea domeniului de lucru recomandat de constructor pentru o anumită pompă trebuie să fie urmată de cunoașterea performanțelor energetice și cavitaționale ale pompei respective. Pentru aceasta se apelează la cel de-al doilea tip de diagrame cunoscute sub numele de universalele pompei.

Caracteristicile universale pot fi sub formele:

1. $H = f(Q)$, $N_a = f(Q)$, $\eta = f(Q)$, $NPSH_p = f(Q)$ pentru D_2 parametru variabil la $n = \text{ct.}$ (figura 2.38).
2. $H = f(Q)$, $N_a = f(Q)$, $\eta = f(Q)$, $NPSH_p = f(Q)$ pentru n parametru variabil la $D_2 = \text{ct.}$ (figura 2.39).

2.13. Reglarea pompelor centrifuge

Prin reglarea unei pompei se înțelege modificarea parametrilor de lucru ai pompei astfel încât aceasta să facă față regimurilor variabile de înălțimi de pompare și debite cerute de instalația deservită.

Există următoarele procedee principale de reglare:

- a. prin variația turației pompei;
- b. obturarea traseului prin robinete;
- c. modificarea paletajului;
- d. strunjirea rotorului;
- e. modificarea montajului la pompe cu mai multe etaje;
- f. legarea serie-paralel a două sau mai multe pompe în timpul funcționării;
- g. reglarea prin conducte de întoarcere (“by-pass”).

a. Prin variația turației se modifică atât caracteristica de sarcină interioară cât și curba de randament. Astfel, punctul de funcționare se deplasează în punctele F_1 , F_2 , F_3 corespunzătoare turațiilor n_1 , n_2 , n_3 care, în general,

corespund randamentelor maxime (*figura 2.40*). Acest procedeu de reglare este economic însă necesită folosirea unor motoare de antrenare cu turație variabilă, fapt ce limitează utilizarea acestui procedeu numai la pompele antrenate cu motoare de curent continuu, motoare cu ardere internă, turbine, motoare sincrone cu turație variabilă (cu tiristori) și motoare asincrone comandate cu convertizor de frecvență.

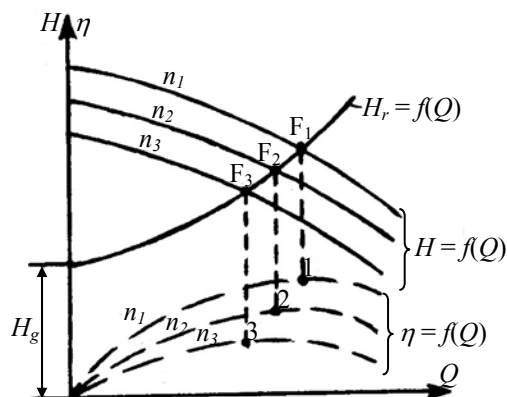


Figura 2.40

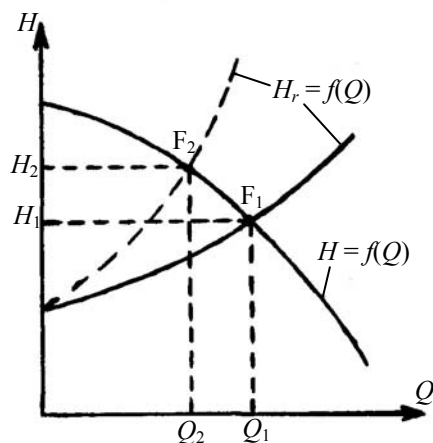


Figura 2.41

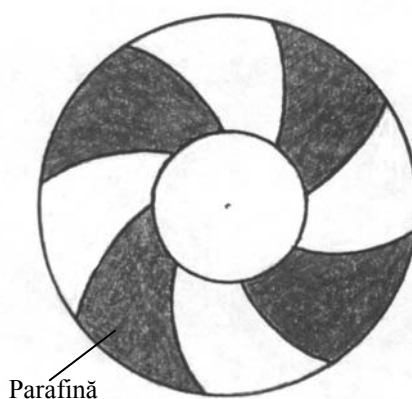


Figura 2.42

b. Reglarea prin robinete plasate pe conducta de refulare (cel mai frecvent) sau pe conducta de aspirație (mai puțin utilizat ca urmare a apariției

fenomenului de cavitație datorat creșterii pierderilor de sarcină pe aspirație). Prin închiderea robinetului se modifică curba caracteristică a rețelei de conducte, punctul de funcționare deplasându-se din punctul $F_1(Q_1, H_1)$ în punctul $F_2(Q_2, H_2)$ – (figura 2.41). Procedeu este simplu și rapid dar neeconomic conducând la pierderi de energie hidraulică.

c. Procedeu prin modificarea paletajului constă în obturarea canalelor rotorului prin înfundarea lor cu parafină (figura 2.42). Procedeu este economic dar nu poate fi utilizat decât în condiții de reglare permanentă, obturarea canalelor necesită demontarea rotorului.

d. Procedeu prin strunjirea rotorului constă în modificarea diametrului D_2 al rotorului prin strunjire, folosind motoare de antrenare a pompei de tip asincron ($n = ct.$). Astfel, prin strunjirea rotorului, punctul de funcționare se deplasează în punctele F_1, F_2, F_3 corespunzătoare diametrelor $D_2^{(1)} > D_2^{(2)} > D_2^{(3)}$ care, în general, corespund randamentelor maxime (figura 2.43). Acest procedeu de reglare este economic însă necesită demontarea rotorului.

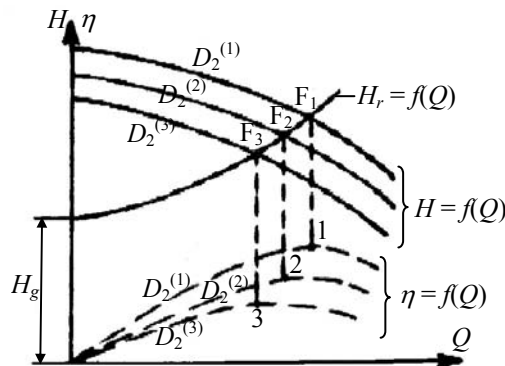


Figura 2.43

e. Modificarea montajului la pompele cu mai multe etaje este un procedeu care se poate obține prin:

- demontarea unui număr de rotoare (necesită oprirea agregatului). Prin acest procedeu se micșorează înălțimea de pompare.

- cuplarea în serie și/sau paralel a etajelor în timpul funcționării pompei. Soluția poate fi utilizată numai în cazul pompelor multietajate dotate cu circuite exterioare între etaje.

f. Legarea în serie-paralel a două sau mai multe pompe în timpul funcționării. În *figura 2.44* este reprezentată o schemă de cuplare serie-paralel a două pompe. În condițiile în care robinetele R_1 , R_3 și R_4 sunt deschise iar R_2 este închis, pompele funcționează în paralel (circuit indicat cu linie continuă). Dacă R_1 și R_3 sunt închise iar R_2 și R_4 sunt deschise, pompele funcționează în serie (circuitul indicat prin linie întreruptă). Prin reglarea robinetelor, atât la funcționarea în paralel cât și în serie, se poate obține un domeniu larg de variație a parametrilor Q și H .

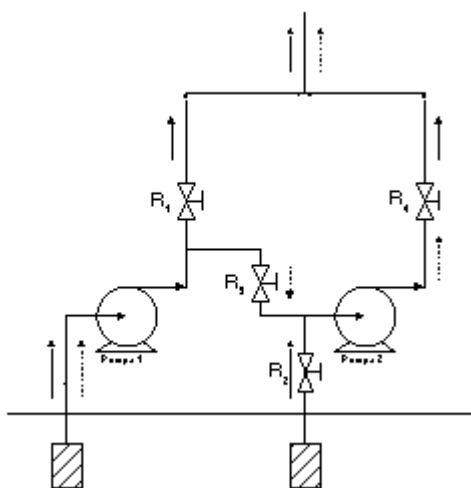


Figura 2.44

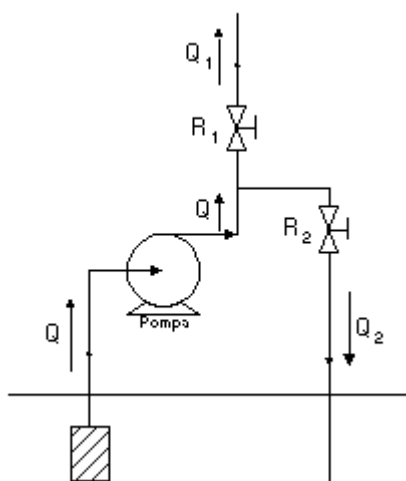


Figura 2.45

g. Reglarea prin conducte de întoarcere (by-pass). În acest caz pompa funcționează la parametrii nominali (Q și H), cu randament maxim, dar debitul conductei de întoarcere (Q_2) realizează un consum de energie suplimentar, direct proporțional cu acest debit (*figura 2.45*). Procedul se utilizează până la valori maxime ale debitului de întoarcere $Q_{2\max} = 0,2 \cdot Q$.

CAPITOLUL III

TURBOGENERATOARE AERULICE (VENTILATOARE)

3.1. Generalități

Generatoarele pneumatice sunt mașini destinate transportului aerului și diverselor gaze, cu sau fără modificarea unora din parametrii acestora.

Dacă se definește drept grad, raport sau coeficient de comprimare ε_c al unui agregat pneumatic, raportul dintre presiunea de ieșire p_e și presiunea de intrare p_i ale fluidului de lucru ce trece prin mașină:

$$\varepsilon_c = \frac{p_e}{p_i} \quad (1.1)$$

Se poate realiza o clasificare primară a generatoarelor pneumatice în funcție de acest parametru. Astfel în funcție de gradul de comprimare, generatoarele pneumatice se împart în următoarele categorii:

- a) **Ventilatoare** – la care gradul de compresie $\varepsilon_c \leq 1,15$ ceea ce înseamnă că acest tip de generator pneumatic produce presiuni de până la 1500 mm coloană H₂O (1,5 m sau cca. $1,5 \cdot 10^4$ N/m²).
- b) **Suflante** – la care gradul de compresie este în intervalul $1,15 < \varepsilon_c \leq 4$.
Datorită gradului de compresie relativ redus, modificarea densității fluidului în timpul procesului de lucru nu este însoțită și de degajarea de căldură. Din acest motiv suflantele mai sunt denumite și compresoare nerăcite.

c) **Compresoare** – la care gradul de compresie $4 < \varepsilon_c$. La acest tip de generatoare pneumatice, datorită gradului ridicat de comprimare, în timpul procesului de lucru se produc cantități de căldură ce trebuie evacuate. De aceea aceste agregate necesită sisteme de răcire ale gazului comprimat.

În afara acestor 3 mari categorii, din clasa generatoarelor pneumatice mai fac parte **pompele de vid** care sunt utilizate pentru extragerea gazului dintr-un spațiu cu presiune inferioară celei atmosferice și refulare la presiune atmosferică.

După organizarea constructivă și principiul funcțional ventilatoarele, la rândul lor, se pot clasifica în:

- a) **Centrifuge** – la care fluxul prin rotor este radial
- b) **Axiale** – în care gazul este vehiculat pe traiectorii paralele cu axul mașinii.
- c) **Diametrale** – la care rotorul este străbătut de un flux transversal de fluid.

Deși aparent sunt simple constructiv, fiind realizate în cele mai multe cazuri din tablă sudată, ventilatoarele pun probleme de aerodinamică pretențioase. Preocupările pentru proiectare și exploatarea lor corectă se justifică atât prin prezența masivă a acestor mașini în instalațiile industriale de cele mai diverse tipuri, cât și prin gama de puteri deosebit de mare, de la 0,05 KW la peste 1MW

Clasificarea se poate detalia și în cazul suflantelor și compresoarelor:

1. După principiul de funcționare, compresoarele și suflantele pot fi :
 - Dinamice - turbocompresoare
 - compresoare cu palete
 - Statice sau volumice
2. După soluția constructivă:
 - Compresoare dinamice pot fi:
 - centrifuge sau radiale
 - axiale
 - diagonale
 - combinate
 - Compresoarele volumice pot fi:
 - cu mișcare de translație alternativă (cu piston)
 - rotative (prevăzute cu rotor sau cu piston rotativ)

Constructiv, suflantele și compresoarele dinamice au o alcătuire asemănătoare pompelor și ventilatoarelor. Diferențe apar numai acolo unde sunt impuse de unele condiții specifice de lucru cum ar fi: sistemele de etanșare montate pe arborele de antrenare, materialele din care sunt executate rotoarele sau paletele, unghiurile constructive de ieșire (β_2) ale paletelor rotoarelor centrifuge, numărul de palete la rotoarele mașinilor axiale etc. Când privește suflantele și compresoarele volumice, ele respectă schema funcțională de la mașinile hidraulice volumice, uneori fiind prevăzute cu instalații suplimentare cum ar fi cele utilizate pentru răcirea fluidului vehiculat.

Generatoarele pneumatice au o largă utilizare în practică ele fiind de neînlocuit în numeroase domenii industriale, precum industria constructoare de mașini, industria chimică, industria siderurgică, alimentară, în tehnica transporturilor rutiere, feroviare, navale, aeriene, în transportul pneumatic, în tehnica temperaturilor joase (criogenie), în tehnica vidului, în tehnicile de măsurare și de control a calității, în automatizările industriale, etc.

Pe plan mondial, construcția de generatoare pneumatice se caracterizează printr-o mare diversitate constructivă și prin indici cantitativi și calitativi deosebit de înalți. În *tabelul 3.1*, sunt prezentate într-o scurtă sinteză, valorile uzuale ale principalilor parametri funcționali ale celor mai des întâlnite tipuri de generatoare pneumatice.

Tabel 3.1

Tipul mașinii	Utilizarea	Debitul Q [Nm ³ /min]	Raport de comprimare ε_c	Turația n [rot/min.]
Cu piston	Pompă de vid	0 ÷ 100	1 ÷ 50	60 ÷ 1500
Cu piston	Compresor	0 ÷ 500	2.5 ÷ 1100	100 ÷ 3000
Rotativă	Pompă de vid	0 ÷ 100	1 ÷ 50	250 ÷ 6000
Rotativă	Suflantă	0 ÷ 500	1.1 ÷ 3	300 ÷ 15.000
Rotativă	Compresor	0 ÷ 500	3 ÷ 12	300 ÷ 15.000
Centrifugă	Ventilator	0 ÷ 6000	1 ÷ 1.15	300 ÷ 3000
Centrifugă	Suflantă	0 ÷ 5000	1.1 ÷ 4	300 ÷ 3000
Centrifugă	Compresor	100 ÷ 4000	3 ÷ 20	15.000 ÷ 45.000
Axială	Ventilator	50 ÷ 10.000	1 ÷ 1.04	750 ÷ 10.000
Axială	Compresor	100 ÷ 15.000	2 ÷ 20	500 ÷ 20.000

3.2. Proprietățile aerului

Aerul uscat, putând fi considerat un gaz ideal, are aceleași proprietăți fizice ca și gazele ideale și anume:

3.2.1. Densitatea

Densitatea ρ este definită de raportul dintre masa m și volumul V al aerului:

$$\rho = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta V} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (3.2)$$

3.2.2. Greutatea specifică

Greutatea specifică γ este definită de raportul dintre greutatea G și volumul V al aerului:

$$\gamma = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta G}{\Delta V} \quad [\text{N/m}^3] \quad (3.3)$$

Legătura între aceste două proprietăți este dată de relația:

$$\gamma = \rho g \quad (3.4)$$

în care g este accelerația gravitațională ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$).

Greutatea specifică și densitatea pot fi influențate de diverși factori precum:

- *temperatura* – dilatarea aerului, ca urmare a creșterii temperaturii, determină o micșorare a greutății specifice și a densității.
- *materialele solide și lichide aflate în suspensie* (particule de praf, vapori de apă etc.) – măresc atât densitatea cât și greutatea specifică.

Variația densității aerului cu temperatura poate fi urmărită în *tabelul 3.2*.

Densitatea aerului uscat la diferite temperaturi – Tabel 3.2

t [°C]	-20	-10	0	4	10	15	20	30	40	50	60	80	100
ρ [kg/m ³]	1.395	1.342	1.293	1.274	1.247	1.223	1.205	1.165	1.128	1.093	1.060	1.000	0.946

3.2.3. Presiunea

Presiunea p exprimă gradul de comprimare al aerului într-un anumit punct și este definită de raportul dintre forța de presiune F_p ce acționează normal la suprafața A și suprafața A :

$$p = \lim_{A \rightarrow 0} \frac{F_p}{A} \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.5)$$

O importanță deosebită o are noțiunea de *presiune atmosferică* p_{at} care este presiunea exercitată într-un anumit loc de către învelișul gazos al pământului. Valoarea acestei presiuni variază, în diferite locuri de pe pământ, cu altitudinea și climatul:

$$p_{at} = p_0 (1 - 2,4 \cdot 10^{-5} \Delta z) \quad (3.6)$$

unde $p_0 = 101358 \text{ N/m}^2$ este presiunea la nivelul mării iar Δz este altitudinea.

Variația presiunii atmosferice cu altitudinea este exemplificată și în *tabelul 3.3*.

Variația presiunii atmosferice cu altitudinea – Tabel 3.3

Altitudinea [m]	Presiunea atmosferică [mmHg]	Altitudinea [m]	Presiunea atmosferică [mmHg]	Altitudinea [m]	Presiunea atmosferică [mmHg]
0	760.00	1400	642.00	3600	486.86
100	751.03	1500	634.17	3800	474.42
200	742.14	1600	626.13	4000	462.24
300	733.34	1700	618.76	4200	450.31
400	724.63	1800	611.17	4400	438.64
500	716.00	1900	603.65	4600	427.21
600	707.45	2000	596.20	4800	416.02
700	698.99	2200	518.54	5000	405.07
800	690.60	2400	567.17	5500	378.71
900	682.30	2600	553.09	6000	353.76
1000	674.08	2800	539.29	6500	330.16
1100	665.94	3000	525.77	7000	307.85
1200	657.88	3200	512.53	7500	286.78
1300	649.90	3400	499.56	8000	266.89

Presiunea relativă p_{rel} este presiunea măsurată în raport cu presiunea atmosferică. Ea poate fi mai mare decât presiunea atmosferică și în acest caz se numește presiune manometrică sau suprapresiune și este pozitivă, sau mai mică decât presiunea atmosferică și în acest caz se numește presiune vacuummetrică sau depresiune și are valoare negativă.

Presiunea absolută p_{abs} sau presiunea barometrică este presiunea măsurată în raport cu vidul absolut și poate fi exprimată ca fiind suma dintre presiunea atmosferică și cea relativă:

$$p_{abs} = p_{at} + p_{rel} \quad (1.7)$$

Corespondența unităților de măsură pentru presiune – Tabel 3.4

Unitatea de presiune	N/m ² = Pa	bar	atm	at = kgf/cm ²	torr = mmHg	dyn/cm ² = baril
N/m ² = Pa	1	10 ⁻⁵	9.869·10 ⁻⁶	1.019·10 ⁻⁵	7.501·10 ⁻³	10
bar	10 ⁵	1	0.9869	1.019	750.1	10 ⁶
atm (Atm. fizică)	101325	1.01325	1	1.03321	760	1013250
at = kgf/cm ² (Atm. tehnică)	9.81·10 ⁴	0.981	0.9678	1	735.55	9.81·10 ⁵
torr = mmHg	133.322	1.333·10 ⁻³	1.316·10 ⁻⁶	1.359·10 ⁻³	1	1333.22
dyn/cm ² = baril	10 ⁻¹	10 ⁻⁶	9.869·10 ⁻⁷	1.019·10 ⁻⁶	7.501·10 ⁻⁴	1

În Sistemul Internațional de unități de măsură (SI) presiunea se măsoară în N/m² însă această unitate de măsură se poate utiliza doar în cazul presiunilor mici. Pentru măsurarea presiunilor mari se utilizează unități de măsură derivate (N/cm², daN/cm², daN/mm²). În *tabelul 3.4* este arătată corespondența între diversele unități de măsură ale presiunii utilizate în practică conform STAS 9446-85.

3.2.4. Compresibilitatea

Compresibilitatea este proprietatea aerului de a-și modifica volumul sub acțiunea unei variații de presiune sau de temperatură.

Între acești trei parametri, volum specific $v = 1/\rho$, presiunea p și temperatura absolută $T = t [^{\circ}\text{C}] + 273.16$, pentru gazele perfecte, există relația lui Clapeyron:

$$pv = \frac{p}{\rho} = RT \quad (1.8)$$

în care R este constanta gazelor perfecte. Valoarea acesteia pentru aer și câteva gaze ce intră în componența aerului este dată în *tabelul 3.5*.

Constanta gazelor perfecte – **Tabel 3.5**

Gazul	Aer uscat	Oxigen	Azot	Hidrogen	Bioxid de carbon	Monoxid de carbon	Metan
R [J/kg·K]	287.04	259.8	296.8	4157.2	129.9	296.8	518.3
Constanta universală a gazelor în [J/mol·K] – $R = 8.3143$							

Procesul de comprimare a aerului se poate desfășura în regim barotrop (izocor, izobar, izoterm, adiabatic sau politropic) când densitatea este numai în funcție de presiune $\rho = f(p)$, sau baroclin, când această condiție nu este îndeplinită.

Pentru gazele reale, cum ar fi de exemplu aerul umed cu diverse impurități solide în suspensie, ecuația lui Clapeyron poate da abateri care ajung până la 50%. Pentru aceste gaze se utilizează o ecuație de forma:

$$\frac{p}{\rho} = zRT \quad (3.9)$$

în care z este un coeficient de abatere de la legea gazelor perfecte numit și coeficient de neidealitate. El variază cu natura gazului, presiunea și temperatura și este subunitar pentru aer în condițiile de presiune și temperatură pe care le presupune vehicularea aerului de către ventilatoare.

3.2.5. Vâscozitatea

Vâscozitatea este proprietatea aerului datorită căreia, în timpul mișcării acestuia, apar forțe de frecare interioare, între straturile învecinate, care se opun mișcării.

De obicei, vâscozitatea este exprimată prin coeficientul dinamic de vâscozitate η care apare în relația lui Newton pentru efortul tangențial τ :

$$\tau = -\eta \frac{du}{dz} \quad (3.10)$$

în care du/dz reprezintă gradientul de viteză.

În practică, pentru exprimarea vâscozității, se folosește și coeficientul cinematic de vâscozitate ν , legat de cel dinamic prin relația:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (3.11)$$

Unitățile de măsură pentru η și ν , în Sistemul Internațional, sunt $[\text{Ns/m}^2]$ și respectiv $[\text{m}^2/\text{s}]$. Valorile acestor coeficienți pentru aer la diverse temperaturi sunt prezentate în *tabelul 3.6*.

Variația vâscozității aerului în funcție de temperatură – Tabel 3.6

t [°C]	-20	-10	0	10	20	40	60	80	100	200	300	400	600
$10^6 \eta$ [Ns/m ²]	16.2	16.9	17.1	17.6	18.1	19.1	20.0	20.9	21.8	26.0	29.7	33.0	39.1
$10^6 \nu$ [m ² /s]	11.6	12.6	13.2	14.1	15.0	16.9	18.9	20.9	23.0	34.9	48.2	63.2	96.5

3.3. Transformări energetice în sistemele pneumatice. Parametri principali

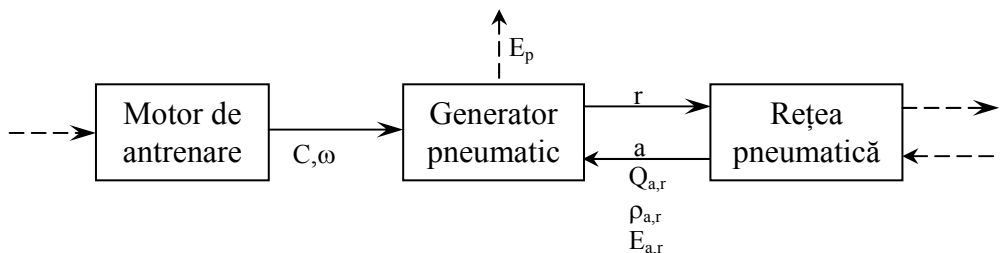


Figura 3.1

Pentru a defini parametrii principali ai unui sistem pneumatic se consideră ansamblul compus din trei elemente *figura 3.1*: un motor, un generator pneumatic și o rețea pneumatică. Sistemul considerat este deschis și neizolat, primește energie din exterior pentru alimentare motorului, rețeaua pneumatică realizează schimb de substanță cu exteriorul, iar elementele componente cedează căldură mediului ambiant, direct prin intermediul unor circuite de răcire.

Considerând o funcționare a sistemului în regim staționar se pot defini următorii parametri energetici:

- $N_{abs} = C \cdot \omega$ – puterea absorbită de generator de la motor (C – cuplul motor; ω – viteza unghiulară)
- N_u – puterea utilă preluată de fluid între racordurile de aspirație și refulare
- N_p – puterea disipată, cedată mediului ambiant.

În cazul generatoarelor pneumatice, legea continuității este exprimată prin legea conservării masei:

$$\dot{m} = \rho_a Q_a = \rho_r Q_r \quad (3.12)$$

unde: $Q_{a,r}$ sunt debitele volumice în racordurile de aspirație și respectiv refulare, iar $\rho_{a,r}$ sunt masele specifice ale fluidului în cele două racorduri.

În afară de ventilatoare la care se poate considera că $\rho_a \cong \rho_r$, în rest $\rho_a \neq \rho_r$ și deci $Q_a \neq Q_r$.

Legea conservării energiei se poate scrie sub forma:

$$N_u = N_{abs} - N_p \quad (3.13)$$

de aici rezultând și randamentul generatorului pneumatic:

$$\eta = \frac{N_u}{N_{abs}} = 1 - \frac{N_p}{N_{abs}} \quad (3.14)$$

Raportând puterea utilă la debitul fluidului se obțin puteri specifice (puterea utilă pentru unitatea de debit vehiculat).

În cazul generatoarelor pneumatice prezintă interes mărimea numită “spor de presiune” și obținută prin raportarea puterii utile la debitul volumic:

$$\Delta p = \frac{N_u}{Q} \quad (3.15)$$

precum și puterea utilă specifică obținută prin raportarea puterii utile la debitul masic:

$$\rho_u = \frac{N_u}{\dot{m}} = (e_r - e_a) + \left(\frac{p_r}{\rho_r} - \frac{p_a}{\rho_a} \right) + \left(\frac{v_r^2}{2} - \frac{v_a^2}{2} \right) + g(z_r - z_a) \quad (3.16)$$

relație în care: $v_{a,r}$ este viteza fluidului; $p_{a,r}$ este presiunea fluidului; $z_{a,r}$ este cota geometrică față de un plan de referință; iar $e_{a,r}$ este energia specifică masică internă a fluidului.

Suma:
$$i_{a,r} = e_{a,r} + \left(\frac{p}{\rho} \right)_{a,r} \quad (3.17)$$

reprezintă entalpia fluidului în racordul de aspirație, respectiv refulare.

Atât pentru energia specifică masică internă cât și pentru entalpie se pot scrie relații de forma:

$$de = C_v dT; \quad di = C_p dT \quad (3.18)$$

în care T reprezintă temperatura absolută a fluidului, iar $C_{p,v}$ sunt căldurile specifice la presiune și respectiv volum constant.

În funcție de fluidul vehiculat și gradul de comprimare al acestuia se folosesc următoarele particularizări ale relațiilor:

➤ **pentru Ventilatoare.** – Gradul redus de comprimare duce la $T_a = T_r$, respectiv $e_a = e_r$, deci la excluderea valorificării energiei interne. Neglijarea compresibilității poate duce însă la erori mari și de aceea se aplică selectiv. Poate fi neglijată în schimb diferența energiilor de poziție. În aceste condiții relațiile uzuale sunt

$$\dot{m}_a = \dot{m}_r \quad \text{sau} \quad Q_r = \frac{\rho_a}{\rho_r} Q_a \quad (3.19)$$

și:
$$\Delta p = p_r - p_a + \rho_r \frac{v_r^2}{2} - \rho_a \frac{v_a^2}{2} \quad (3.20)$$

- pentru **Suflante, Compressoare și Pompe de vid.** – În cazul acestora, alături de energiile de poziție pot fi neglijate și energiile cinetice din cauza ponderii lor reduse față de energiile de presiune. Se utilizează forma (3.19) a legii continuității și:

$$\varphi_u = i_r - i_a \quad \text{sau} \quad \varphi_{abs} - q = i_r - i_a \quad (3.21)$$

unde q este căldura evacuată prin răcire.

3.4. Clasificarea ventilatoarelor

Ventilatoarele sunt generatoare care transformă energia mecanică de antrenare în energie pneumatică a unui fluid de lucru (aer sau gaz).

În aceste turbomașini gazodinamice, prin aportul de energie mecanică exterioară preluată de la arbore se mărește energia cinetică și potențială a mediului de lucru la trecerea prin agregat.

Ventilatoarele fiind generatoare pneumatice caracterizate prin gradul redus de comprimare a gazului vehiculat pot fi tratate cu aceleași relații ca și pompele, transformările termodinamice având ponderi neglijabile.

Principalele părți ale ventilatorului sunt rotorul (care este ansamblul mobil în rotație, cu palete, care antrenează particulele de fluid și care poate fi calat direct pe arborele motorului de antrenare sau poate avea lagăre proprii) și carcasa (care este ansamblul fix în care se montează rotorul).

Cele mai răspândite sunt ventilatoarele centrifuge și cele axiale. Menționăm și alte soluții constructive: ventilatoarele diagonale; ventilatoarele centrifugale cu refulare axială; ventilatoarele transversale; ventilatoarele cu discuri centrifugale și transversale.

Conform STAS 7465-89 clasificarea se face după nouă criterii:

- În funcție de *principiul de funcționare*: ventilatoare radiale (centrifugale, în care particulele de gaz sunt transportate spre ieșire pe traiectorii perpendiculare pe direcți a de aspirație) și ventilatoare axiale (în care particulele de gaz sunt transportate spre ieșire pe traiectorii paralele cu axul rotorului).
- În funcție de *sistemul de reglare*: ventilatoare cu palete fixe; cu palete reglabile; cu aparat director.

- *În funcție de forma rotorului:* la ventilatoarele centrifugale – rotoare cu palete având diferite poziționări; la ventilatoarele axiale – rotoare cu palete profilate sau neprofilate.
- *În funcție de modul de aspirație a gazelor:* monoaspirante sau dubluaspirante (la ventilatoarele centrifugale); întubate (monoetajate sau multietajate) sau cu venă liberă.
- *În funcție de modul de cuplare la motorul de antrenare,* la ambele tipuri întâlnim trei soluții: rotorul montat direct pe arborele motorului (direct calat, simbolizat DC); rotorul cuplat cu arborele motorului prin cuplaj elastic și paliere (paliere-cuplaj, simbolizat PC); rotorul cuplat cu arborele motorului prin transmisie intermediară (reductor, curele trapezoidale sau alt tip de transmisie, simbolizat PR).
- *În funcție de creșterea presiunii:* ventilatoare de joasă presiune (presiunea totală a ventilatorului $\Delta p_t < 100 \text{ mmH}_2\text{O}$); ventilatoare de presiune medie ($100 \leq \Delta p_t < 300 \text{ mmH}_2\text{O}$); ventilatoare de presiune înaltă ($300 \leq \Delta p_t < 1000 \text{ mmH}_2\text{O}$); ventilatoare de presiune foarte înaltă ($1000 \text{ mmH}_2\text{O} < \Delta p_t$), exclusiv ventilatoarele multietajate.
- *În funcție de temperatura gazelor vehiculate:* ventilatoare pentru gaze reci (până la 80°C); pentru gaze calde (peste 80°C până la 400°C); pentru gaze fierbinți (peste 400°C).
- *În funcție de sensul de rotație al rotorului:* ventilatoare cu sens direct (rotorul, privit dinspre aspirație, se învâртеște în sensul acelor de ceasornic); ventilatoare cu sens invers (rotorul, privit dinspre aspirație, se învâртеște în sens invers acelor de ceasornic).
- *În funcție de utilizare:* ventilatoare de uz general; ventilatoare de uz special (pentru mediu exploziv; toxic; abraziv; coroziv; pentru transport pneumatic; pentru mașini electrice cu nivel redus de zgomot și vibrații etc.).

Ventilatoarele radiale (centrifugale) au structura din figura 3.2

Intrarea aerului (aspirația) se face prin racordul de aspirație (colectorul 1), care este profilat pentru a avea pierderi hidraulice minime la aspirație din atmosferă. La cuplarea pe tubulatură racordul profilat lipsește. Rotorul 2 este în construcție sudată, din tablă, având un disc cu palete și un con de

acoperire, iar la partea centrală – un butuc montat pe arborele de antrenare 5. refularea se realizează printr-o carcasă spirală 3, în construcție sudată din tablă pentru ventilatoarele mari și mijlocii și din tablă ambutisată și îmbinată prin falț pentru ventilatoarele mici. Pereții laterali sunt paraleli, gura de refulare fiind dreptunghiulară. Suportul 4 susține carcasa și motorul (sau sistemul) de antrenare.

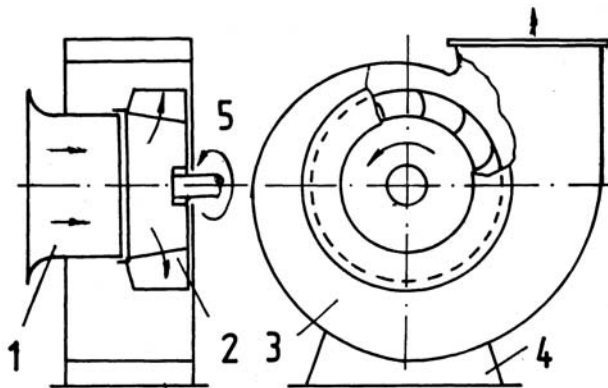


Figura 3.2

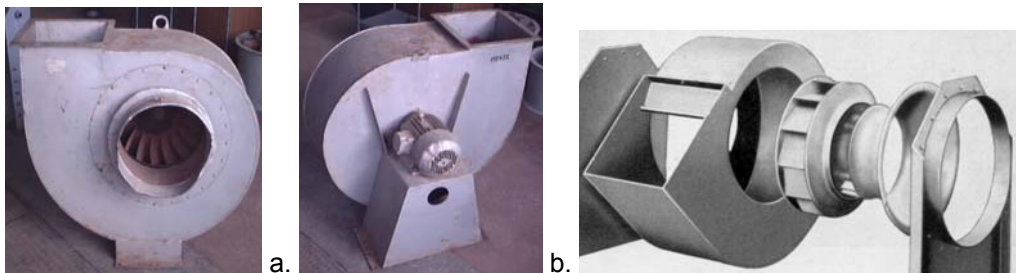


Figura 3.3

Figura 3.4

O vedere generală a unui ventilator centrifugal este în *figura 3.3, a și b*. Părțile componente sunt vizibile în *figura 3.4*.

Realizarea tehnologică a rotoarelor este foarte diversificată; ca exemplu, în *figura 3.5, a* este un rotor centrifugal profilat iar în *figura 3.5, b* un rotor tobă.

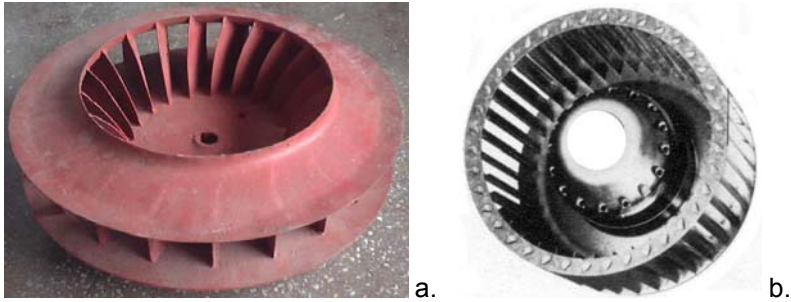


Figura 3.5

Poziția carcasei se determină prin unghiul de rotație dreapta sau stânga față de axa rotorului și de axa verticală (*figura 3.6*, STAS 2376-84). Aceste poziții servesc la racordarea gurii de refulare după necesitățile instalației la care este montat ventilatorul și funcție de modul de dispunere al antrenării

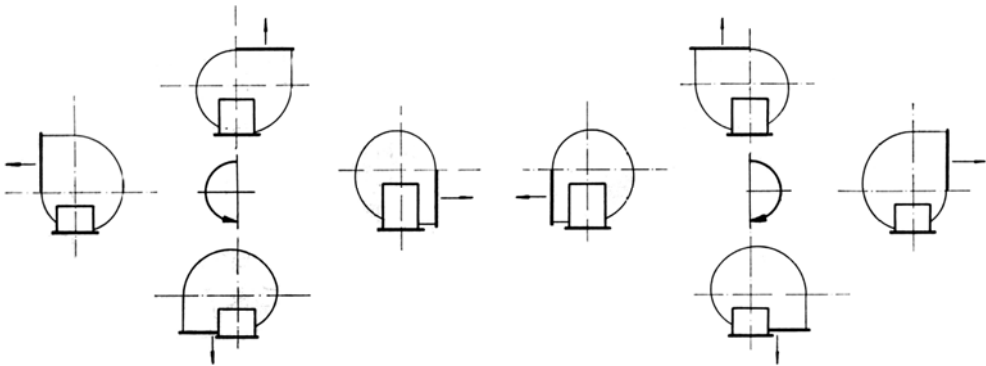


Figura 3.6

Ventilatoarele axiale pot aspira dintr-o instalație sau din atmosferă, caz în care sunt prevăzute la intrare cu un colector profilat.

Secțiunea printr-un ventilator axial (*figura 3.7*), conține calota profilată 1, rotorul 2, statorul 3, carcasa 4 și electromotorul de antrenare 5.

Rotorul poate fi turnat, cu palete reglabile sau fixe sau în construcție sudată din tablă, cu un butuc la care se sudează paletele. Carcasa este

sudată din tablă roluită, cu flanșe la capete pentru prindere. În interiorul carcasei se fixează electromotorul pe stator sau pe un suport sudat.

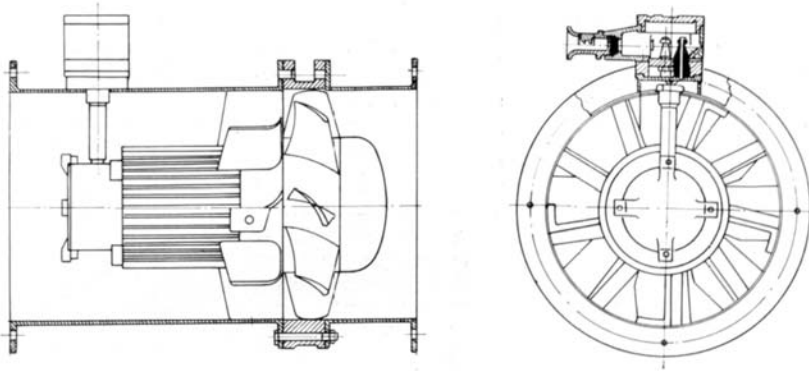


Figura 3.7

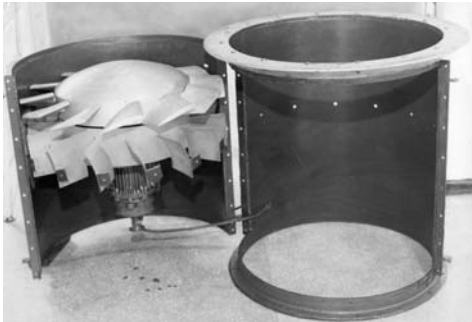


Figura 3.8



Figura 3.9

Prototipul VAN 900, cu destinație navală, cu rotorul $\Phi 900$ mm (*figura 3.8*) se montează pe tubulatura din interiorul aerajului cailor; accesul la rotor și motor se realizează prin deschiderea carcasei. Prototipul VAP-630 este cu palete modul detașabile care se pot monta în număr diferit și în diferite configurații (*figura 3.9*). Ambele prototipuri au fost proiectate, construite și încercate la catedra de Mecanica Fluidelor, Mașini și Acționări Hidraulice și Pneumatice, Universitatea Tehnică „GH. Asachi” Iași.

Ventilatoarele diagonale. Față de direcția curentului ce intră în ventilator, la ieșirea din rotorul diagonal curentul este deviat la un unghi intermediar între cel al rotorului centrifugal (deviere la 90°) și cel al rotorului axial (curent pe direcția inițială, deviere 0°).

După ieșirea din rotorul diagonal curentul poate fi dirijat pe direcție axială (figura 3.10 a) sau printr-o carcasă de ventilator centrifugal (figura 3.10 b). Ventilatorul diagonal este asemănător pompei diagonale.

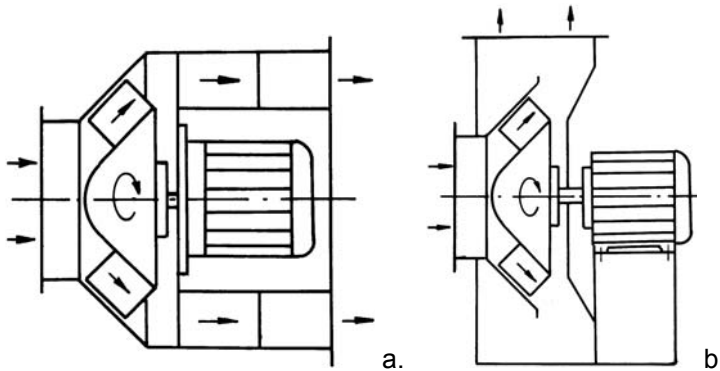


Figura 3.10

Dacă secțiunea meridională a rotorului se micșorează în direcția curgerii se obține o accelerare puternică a curentului și o creștere a vitezei sale care trebuie transformată într-o presiune statică într-un difuzor corect profilat.

Ventilatorul diagonal poate realiza presiuni mai mari decât ventilatorul axial cu aceleași gabarite iar nivelul de zgomot este mai scăzut.

Ventilatorul centrifugal cu refulare axială. Această soluție constructivă a rezultat din condiția de amplasare într-un spațiu restrâns a unui ventilator având parametrii aerodinamici specifici ventilatorului centrifugal. Carcasa ventilatorului are un aparat director care poate fi radial-axial sau numai axial. Refularea aerului poate avea același sens cu aspirația (ventilator echicurent, figura 3.11, I) sau sens invers (ventilator contracurent, figura 3.11, II).

Rotoarele sunt cu palete curbate înapoi față de sensul de rotație. Calitățile aerodinamice ale acestui tip de ventilator sunt aproximativ egale cu ale ventilatoarelor centrifuge obișnuite, cu carcasă spirală.

Prin faptul că electromotorul este amplasat în interiorul carcasei și ca pereții carcasei se pot trata fonic, zgomotul în jurul agregatului este scăzut.

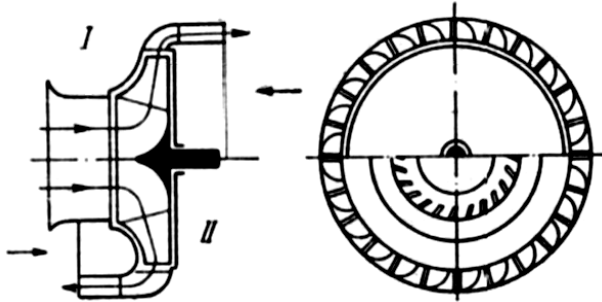


Figura 3.11

Ca dezavantaj al acestei construcții menționăm complexitatea tehnologică mai mare decât la ventilatoarele centrifuge obișnuite.

Ventilatorul transversal (cunoscut și ca ventilator tangențial, diametral sau cu dublă trecere) are un rotor sub formă de tobă, cu o rețea de palete la periferie, curbate după un arc de cerc și o carcasă cu difuzor. Curentul de aer trece de două ori prin rețeaua de palete, o dată la intrare, spre spațiul din interior al rotorului și a doua oară la ieșirea din spațiul interior. La o rotație completă, rețeaua de palete a rotorului acționează de două ori asupra aerului căruia îi transferă o energie dublă.

A fost inventat de francezul Paul Mortier în 1892 (DRP 146464) și folosit pentru aerajul minelor (*figura 3.12*). Varianta cu palete perforate a fost brevetată de Mortier și Schmarje în 1910 (DRP 242076). Ventilatorul transversal a fost înlocuit de ventilatorul centrifugal care avea parametri mai buni.

Studiile asupra ventilatorului transversal au fost reluate după 50 de ani cu diverse modificări constructive (paletaj în interiorul rotorului, carcase

modificate) obținându-se performanțe funcționale foarte bune privind coeficienții de debit și presiune precum și un gabarit redus.

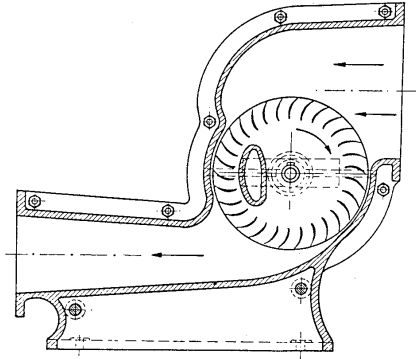


Figura 3.12

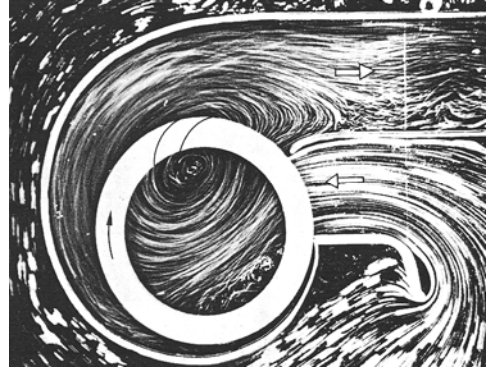


Figura 3.13

Este utilizat ca exhaustor în instalațiile de încălzire și ventilație, în instalații de răcire (motoare, calculatoare, dispozitive electrice, la aspirația și suflarea pe aripile avioanelor, la aparate casnice compacte, condiționare, uscătoare).

Curgerea prin rotor este puternic influențată de existența unui turbion potențial, excentric, cu linii de curent complet închise, al cărui mecanism de creștere nu este clarificat (*figura 3.13*). Deplasarea centrului turbionului prin mijloace constructive poate duce la schimbarea caracteristicilor funcționale.

Aproape întreaga energie transferată de rotor este sub formă cinetică, gradul de reacție fiind foarte mic, aproape zero sau negativ. Lățimea aspirației și refulării fiind aceleași se obține o uniformitate deosebită a câmpului aerodinamic în secțiunea de ieșire.

Presiunile ventilatorului transversal sunt superioare celor ale ventilatorului centrifugal la puteri de antrenare de aproximativ același ordin de mărime.

La debite mijlocii și mari randamentele ventilatorului transversal sunt de 50÷65% față de 70÷80% ale ventilatorului centrifugal, însă la debite mici randamentul ventilatorului transversal este mai bun (30÷35%), comparativ cu cel al ventilatorului centrifugal (15÷20%).

Ventilatoarele transversale sunt mai silențioase decât cele clasice, nivelul de intensitate acustică fiind mai mic cu 3-6% dB.

Ventilatorul centrifugal cu discuri. Frecarea dintre fluid și discurile rotorului ventilatoarelor și pompelor centrifuge este o pierdere din puterea de antrenare și intervine în calculele de randament.

Ideea de transformare a pierderii într-o acțiune utilă a fost materializată de către Tesla în 1913 care a obținut un patent privind turbina acționată prin frecare, utilizând efectul frecării și la pompe.

Realizarea unei turbomașini fără palete, având o curgere staționară bazată pe acțiunea forțelor dintre fluid și disc constă într-un rotor cu un pachet de discuri dispuse la distanță egală, perpendicular pe axa de rotație; admisia aerului (sau a lichidului în cazul pompelor) se face printr-un orificiu central (figura 3.14).



Figura 3.14

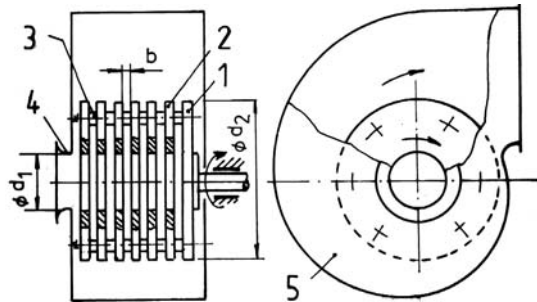


Figura 3.15

Rotorul (figura 3.15) este alcătuit dintr-o mulțime de discuri subțiri 2 (50 sau chiar mai multe), netede, paralele, normale la arbore, fixate solid la el cu menținerea unor interștii mici egale între ele. Fixarea se face cu șuruburile 3 iar interștiul se realizează prin adaosuri de distanțare. Discurile sunt din metal, mase plastice sau carton rezistent. Pătrunderea aerului se face prin colectorul de intrare 4 și prin orificiul din partea centrală a discurilor.

La rotirea arborelui, suprafața discurilor antrenează în direcție tangențială fluidul dintre discuri prin forțele de frecare; forțele centrifuge care

apar fac posibilă mișcarea fluidului între discuri după o traiectorie spirală. Fluidul părăsește rotorul cu energie crescută și trece în carcasa 5.

Turația specifică a ventilatorului centrifugal cu discuri este de $60\div 90$, fiind în zona ventilatoarelor centrifuge. Pentru debite și sarcini egale, diametrul rotorului cu discuri este cu 25% până la 35% mai mare ca al rotorului centrifug cu palete curbate înapoi.

Datorită absenței paletelor care la ventilatoarele obișnuite aplică forțe periodice asupra fluidului în mișcare iar la regimuri diferite de cele de calcul generează ruperea curentului și fenomene nestaționare, se constată o funcționare cu zgomot relativ scăzut al ventilatoarelor cu discuri (la același debit cu al ventilatorului centrifugal zgomotul este cu până la 10 dB mai mic).

Ventilatoarele cu discuri sunt capabile să furnizeze un debit suficient în multe aplicații unde cerințele de control a zgomotului sunt dominante (climatizare, echipamente de birou, săli de concert, săli de operații, cabine de emisie radio și TV).

Ventilatorul transversal cu discuri are același parcurs al curentului de aer ca și al ventilatorului transversal cu palete, însă cauza mișcării este antrenarea fluidului prin frecare și vâscozitate.

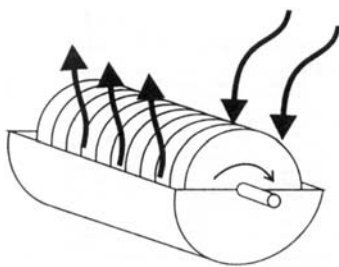


Figura 3.16

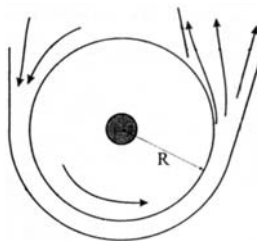


Figura 3.17



Figura 3.18

Intrarea este perpendiculară la axa de rotație și nu paralelă cu ea (figura 3.16). Construcția este simplă, discurile se montează pe un arbore antrenat direct de motor. Lungimea arborelui raportată la diametrul discurilor este de

peste 10, discurile fiind în număr mai mare de 50, caz în care intrarea și ieșirea curentului din ventilator poate fi considerată bidimensională în planul de rotație al discurilor (*figura 3.17*).

Creșterea de presiune este de până la 40 Pa la o turație de 1450÷3500 rot/min. În *figura 3.18* se observă carcasa cu gurile de intrare și ieșire orientabile.

3.5. Particularități de construcție

Spre deosebire de pompe, în cazul ventilatoarelor apar diferențe importante în privința principiilor de construcție și de optimizare. De multe ori, pentru simplificarea tehnologiilor de fabricație, se preferă realizarea ventilatoarelor din tablă subțire cu numeroase simplificări de forme, uneori chiar cu abateri importante de la formele aerodinamice ideale. În cazul ventilatoarelor centrifuge, pentru reducerea gabaritelor, se utilizează frecvent paletajele rotorice cu palete curbate înainte.

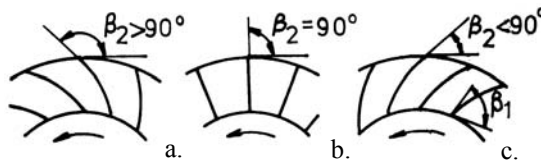


Figura 3.19

Față de sensul de rotație paletetele rotorice pot fi curbate înainte (*figura 3.19, a*), dispuse radial (*figura 3.19, b*), sau curbate înapoi (*figura 3.19, c*) corespunzător unghiului $\beta_2 > 90^\circ$, $\beta_2 = 90^\circ$ respectiv $\beta_2 < 90^\circ$.

Paleta curbată înapoi asigură randamente bune și caracteristici de presiune stabile la debite relativ mici.

Paleta curbată înainte asigură presiuni totale maxime, debite mari, însă randamentele sunt mici.

Paleta cu dispunere radială e utilizată la construcția ventilatoarelor ce trebuie să funcționeze în ambele sensuri de rotație.

Și în cazul ventilatoarelor centrifuge întâlnim diverse variante constructive pentru rotorii însă realizate mai simplu ca la pompe.

În cazul ventilatoarelor axiale, în locul profilelor aerodinamice, se utilizează frecvent plăci de tablă curbate.

Pe lângă aceste două tipuri de ventilatoare, care se aseamănă cu pompele, se mai utilizează și unele construcții neobișnuite în cazul pompelor și anume ventilatorul transversal sau cu trecere dublă și ventilatorul cu discuri.

3.6. Particularități ale relațiilor de calcul

3.6.1. Presiunea de ventilație

În cazul vehiculării aerului și a diverselor gaze este de preferat ca, în locul înălțimii de pompare (mărimă utilizată în cazul generatoarelor hidraulice), să fie utilizată, ca mărimă specifică, presiunea de ventilație ca fiind puterea utilă raportată la un debit volumic convenit (la aspirație, la refulare sau debit recalculat pentru condiții normale). Relația care exprimă această mărimă este:

$$\Delta p_t = p_r - p_a + \rho_r \frac{v_r^2}{2} - \rho_a \frac{v_a^2}{2} = \frac{N_u}{Q_v} \quad (3.22)$$

În tehnica de experimentare, pentru măsurări de laborator sau direct în instalațiile industriale, se utilizează relația (3.22) scrisă sub forma (3.23):

$$\Delta p_t = (\Delta p_{sr} + p_{dr}) + (\Delta p_{sa} - p_{da}) \quad (3.23)$$

în care:

$\Delta p_{sr} = p_{sr} - p_{at}$ reprezintă presiunea statică la refulare;

$\Delta p_{sa} = p_{at} - p_{sa}$ reprezintă presiunea statică la aspirație;

$p_{d_{a,r}} = \rho_{a,r} \frac{v_{a,r}^2}{2}$ sunt presiunile dinamică pe aspirație respectiv refulare;

$p_{s_{a,r}}$ sunt presiunile statice pe aspirație respectiv refulare;

$\rho_{a,r}$ sunt densitățile gazului vehiculat, pe aspirație respectiv refulare;

$v_{a,r}$ sunt vitezele gazului vehiculat, pe aspirație respectiv refulare;

p_{at} este presiunea atmosferică din încăperea în care se fac încercările.

În figura 3.20 este exemplificată schema de calcul corespunzătoare relației (3.23).

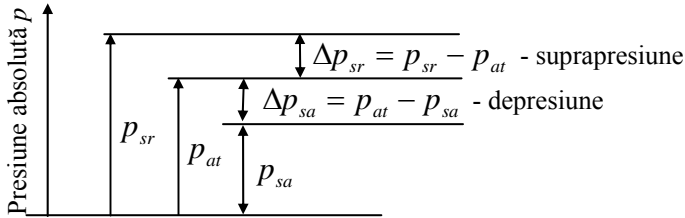


Figura 3.20

Dacă se notează cu $\sum \Delta p_p$ pierderea totală de presiune pe traseul de aspirație-refulare al ventilatorului, putem scrie:

$$\Delta p_t = \Delta p_{t\infty} - \sum \Delta p_p \quad (3.24)$$

Relația (3.24) permite realizarea legăturii cu relația fundamentală a turbomașinilor (relația lui Euler):

$$\Delta p_{t\infty} = \rho (u_r c_{ur} - u_a c_{ua}) \quad (3.25)$$

în care ρ reprezintă densitatea medie $\rho_m = (\rho_a + \rho_r)/2$ a fluidului vehiculat prin ventilator. Uzual, pentru calcule se consideră $\rho = \rho_m = \rho_a = \rho_r$.

3.6.2. Energia specifică

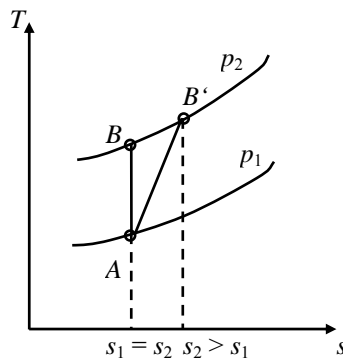


Figura 3.21

Energia specifică, în cazul ventilatoarelor, reprezintă lucrul mecanic de comprimare a unui kilogram de gaz de la presiunea ce corespunde condițiilor de aspirație până la presiunea corespunzătoare secțiunii de refulare a ventilatorului.

Conform *figurii 3.21*, analizând procesul de comprimare izotropă între izobarele p_a și p_r , dreapta \overline{AB} reprezintă cazul ideal de comprimare. În realitate, procesul de comprimare din rotorul ventilatorului se desfășoară adiabatic, cu creștere de entalpie după politropa supraizentropică $\overline{AB'}$.

Energia specifică Y_t , în [J/kg], dezvoltată de rotorul ventilatorului, se calculează cu relațiile (3.26):

$$Y_t = \frac{\Delta p_t \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]}{\rho_m \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]} = \frac{\Delta p_t \left[\text{mmH}_2\text{O} \right] \cdot g \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]}{\rho_m \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]} \quad (3.26)$$

iar sarcina ventilatorului H , cu relația (3.27):

$$H = \frac{Y_t}{g} \quad [\text{m col. gaz}] \quad (3.27)$$

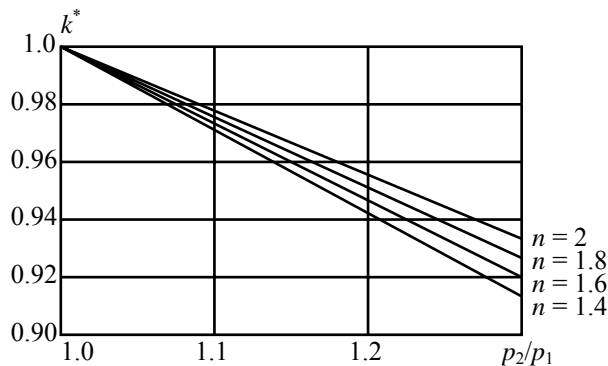


Figura 3.22

La calculul energiei specifice totale a ventilatorului se poate utiliza densitatea ρ_a din secțiunea de aspirație însă numai cu luarea în considerație a factorului de corecție k^* (figura 3.22), conform relației (3.28):

$$Y_t = k \cdot \frac{\Delta p_t}{\rho_a} \quad (3.28)$$

În figura 3.22, n reprezintă exponentul politropic al procesului de transformare la care este supus gazul la trecerea prin ventilator.

3.6.3. Puterea

Puterea utilă N_u reprezintă puterea transferată de către organele active ale ventilatorului gazului vehiculat, adică lucrul mecanic util efectuat în unitatea de timp pentru vehicularea gazului. Această putere se poate determina cu ajutorul relației (3.29):

$$N_u = \frac{Q_v \Delta p_t}{1000} \quad [\text{kW}] \quad (3.29)$$

dacă debitul volumic Q_v este exprimat în $[\text{m}^3/\text{s}]$ și creșterea de presiune totală în $[\text{N}/\text{m}^2]$, sau cu relația (3.30):

$$N_u = \frac{Q_v \Delta p_t}{102} \quad [\text{kW}] \quad (3.30)$$

dacă debitul volumic Q_v este exprimat în $[\text{m}^3/\text{s}]$ și creșterea de presiune totală este în $[\text{mmH}_2\text{O}]$.

Puterea internă N_i reprezintă suma dintre puterea consumată datorită pierderilor din interiorul ventilatorului (frecarea discurilor, debitul recirculat, frecări în carcasă etc.) și puterea utilă. Această putere se estimează în funcție de puterea utilă.

Puterea mecanică N_m este puterea necesară compensării pierderilor mecanice generate de frecările ce au loc la nivelul lagărelor.

Puterea absorbită N_a reprezintă puterea preluată de arborele ventilatorului de la motorul de antrenare și este exprimată prin relația (3.31):

$$N_a = N_i + N_m \quad [\text{kW}] \quad (3.31)$$

Puterea instalată N_{inst} este puterea pe care o poate furniza motorul de antrenare.

3.6.4. Randamentul

Randamentul intern sau indicat η_i reprezintă raportul dintre puterea utilă realizată de ventilator și puterea internă. Acest randament se determină cu ajutorul relației (3.32):

$$\eta_i = \frac{N_u}{N_i} \quad (3.32)$$

Randamentul mecanic η_m este dat de raportul dintre puterea internă și puterea absorbită de ventilator de la motorul de antrenare și se determină cu ajutorul relației (3.33):

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_a} = \frac{N_a - N_m}{N_a} = 1 - \frac{N_m}{N_a} \quad (3.33)$$

Randamentul global al ventilatorului η sau eficiența ventilatorului se definește ca raportul dintre puterea utilă realizată de ventilator și puterea absorbită de acesta pentru realizarea procesului de ventilare. Valoarea acestui randament se poate determina cu ajutorul relațiilor (3.34):

$$\eta = \frac{N_u}{N_a} \quad \text{sau} \quad \eta = \eta_i \eta_m \quad (3.34)$$

3.7. Coeficienți adimensionali

Acești coeficienți exprimă legătura dintre parametrii funcționali (debit, presiune, putere), parametrii geometrici (dimensiuni constructive) și parametrii cinematically (viteza și turația). În cazul ventilatoarelor cei mai utilizați sunt:

1. Coeficientul adimensional al presiunii totale ψ_t dat de relația (3.35):

$$\psi_t = \frac{\Delta p_t}{\frac{\rho_m}{2} u_r^2} = \frac{2Y_t}{(\pi D_r n)^2} \quad (3.35)$$

în care indicele r indică secțiunea corespunzătoare ieșirii din rotor (zona refulării).

2. Coeficientul adimensional de debit φ care, în funcție de tipul de ventilator, poate fi:

➤ Pentru ventilatoare radiale

$$\varphi = \frac{Q_v}{A_r u_r} = \frac{4Q_v}{\pi D_r^2 u_r} \quad (3.36)$$

➤ Pentru ventilatoare axiale

$$\varphi = \frac{4Q_v}{\pi D_r^2 u_r (1 - k^2)} \quad \text{unde} \quad k = \frac{D_b}{D_p} \quad (3.37)$$

D_b fiind diametrul butucului ventilatorului axial, iar D_p diametrul corespunzător periferiei rotorului axial.

3. Coeficientul adimensional de putere λ definit de relațiile (3.38):

$$\lambda = \frac{N_i}{\frac{\rho}{2} u_r^2 A_r} = \frac{8N_i}{\rho u_r^3 \pi D_r^2} \quad \text{sau} \quad \lambda = \frac{\varphi \psi_t}{\eta_i} \quad (3.38)$$

4. Coeficientul de rapiditate σ care se poate calcula cu relațiile (3.39):

$$\sigma = \frac{\sqrt{\pi}}{30} n Q_v^{1/2} \left(\frac{2\Delta p_t}{\rho_m} \right)^{-3/4} \quad \text{sau} \quad \sigma = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi_t^{3/4}} \quad (3.39)$$

cu n în [rot/min], Q_v în [m³/s], Δp_t în [Pa] și $\rho_m = \rho$ în [kg/m³].

La calculele de dimensionare se mai utilizează:

5. Rapiditatea cinematică n_q care se este exprimată prin relațiile (3.40):

$$n_q = \frac{n \sqrt{Q_v}}{\left(\frac{Y_t}{9.81} \right)^{3/4}} \quad \text{sau} \quad n_q = 157,8\sigma \quad (3.40)$$

cu n în [rot/min], Q_v în [m³/s], Y_t în [J/kg] și:

6. Diametrul caracteristic δ care este dat de relația (3.41):



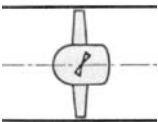
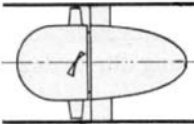



$$\delta = \frac{\sqrt{\pi}}{2} \left(\frac{2\Delta p_t}{\rho} \right)^{1/4} Q_v^{1/2} D_r \quad (3.41)$$





În funcție de valoarea coeficientului de rapiditate calculat, se recomandă utilizarea unuia din tipurile de ventilator conform tabelelor 3.8 și 3.9:

Tabel 3.8

σ	$\sigma < 0.06$	$0.06 < \sigma < 0.2$	$0.2 < \sigma < 0.4$	$0.4 < \sigma < 0.8$
Tip rotor	Ventilatoare radiale			
	Foarte lente	Lente	Normale	Rapide
σ	$0.5 < \sigma < 1.0$	$0.9 < \sigma < 3.8$	$0.35 < \sigma < 0.6$	
Tip rotor	Ventilatoare diagonale	Ventilatoare axiale	Ventilatoare transversale	

Tabel 3.9

Tipul de ventilator	φ	ψ	σ	δ	n_q
	1.0	2÷4	0.35÷0.6	1.14÷1.19	40÷95
	0.3	0.7	0.715	1.62	113
	0.1÷0.2	0.05÷0.01	1.6÷3.8	1.0÷1.78	250÷600
	0.3	0.5	0.924	1.535	146
	0.35	1.25	0.56	1.8	51.2
	1	2÷3	0.438÷0.592	1.19÷1.32	69÷93
	0.3	0.75	0.68	1.7	107.5

Tipul de ventilator	φ	ψ	σ	δ	n_q
	0.2	0.6	0.657	1.965	104
	0.13	1.0	0.361	2.72	57.1
	0.03	1.1	0.162	5.92	26.6
	0.00185	1.1	0.04	24.4	6.3

O clasificare sugestivă a ventilatoarelor, cu privire la forma rotorului, în funcție de rapiditatea cinematică n_q și raportul diametrelor reprezentative $\delta = D_a/D_2$ este dată și în *figura 3.23*.

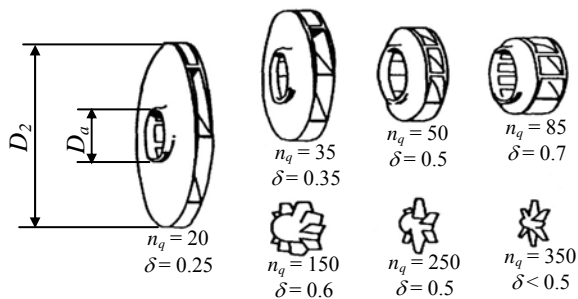


Figura 3.23

Cu ajutorul coeficienților funcționali adimensionali, caracteristicile $\Delta p_t(Q)$, $N(Q)$, $\eta(Q)$ la turație constantă sau variabilă, reprezentând trei familii de curbe, se reduc la trei caracteristici adimensionale (*figura 3.24*) care descriu comportarea unei întregi familii sau tiposerii de ventilatoare, respectiv toate ventilatoarele care au aceeași turație specifică (sau funcție caracteristică) și sunt asemenea geometric.

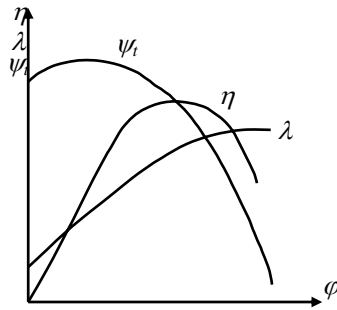


Figura 3.24

O comparație a formei curbelor caracteristice adimensionale de presiune $\psi_t(\varphi)$ în funcție de tipul de rotor este prezentată în figura 3.25.

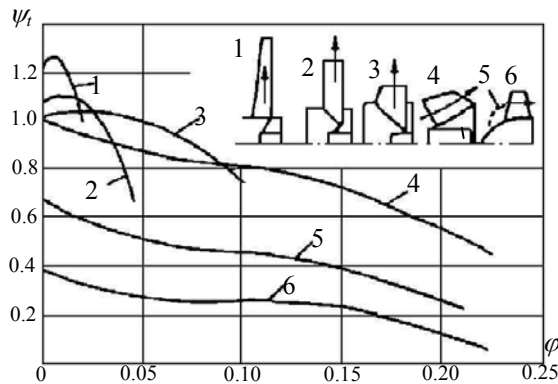


Figura 3.25

3.8. Elemente constructive. Principiu de funcționare

3.8.1 Ventilatoare centrifuge sau radiale

Ventilatoare centrifuge realizează debite moderate, de până la $3 \cdot 10^5$ m³/h, la presiuni de maxim 1500 mmH₂O. Principalele variante constructive întâlnite în cazul ventilatoarelor radiale sunt:

- ♦ Ventilatoare radiale direct calate (figura 3.26). Principalele avantaje ale acestei variante constructive sunt: gabarit redus, întreținere minimă,

construcție simplă, se poate folosi reglaj prin clapetă, dispozitiv de reglaj montat pe aspirație sau variație de turație cu ajutorul convertizorului de frecvență.

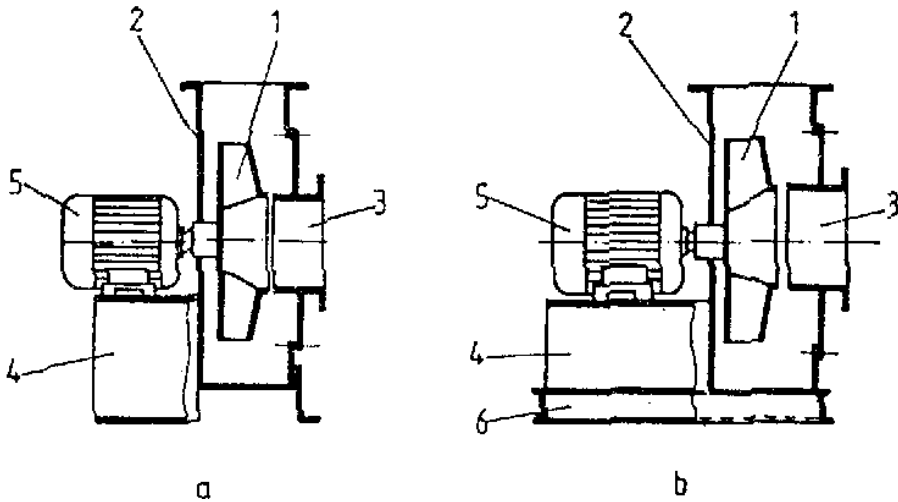


Figura 3.26

Semnificația cifrelor din *figura 3.26* este următoarea: 1 – rotor, 2 – carcasă, 3 – racord de aspirație, 4 – suport, 5 – motor electric de acționare, 6 – contraramă.

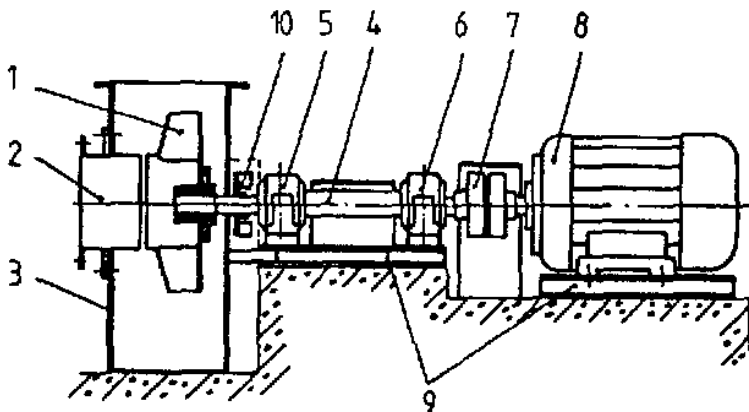


Figura 3.27

- ◆ Ventilatoare radiale cu paliere-cuple (*figura 3.27*) Avantajele acestei variante constructive sunt: puteri instalate foarte mari, se folosește pentru condiții de lucru grele (temperaturi de lucru ridicate, mediu de lucru coroziv, fluide de lucru foarte încărcate), se pot folosi etanșări speciale etc.

Semnificația cifrelor din *figura 3.27* este următoarea: 1 – rotor, 2 – racord de aspirație, 3 – carcasă, 4 – arbore de antrenare, 5 – lagăr liber, 6 – lagăr fix, 7 – cuplaj mecanic, 8 – motor electric de acționare, 9 – suport, 10 – sistem de răcire.

- ◆ Ventilatoare radiale cu paliere-roți (*figura 3.28*) Și această variantă prezintă o serie de avantaje constructive cum ar fi: oferă o mare suplețe în utilizare, permite modificarea performanțelor ventilatorului în funcție de caracteristicile instalației, mediul de lucru poate fi coroziv, fluide de lucru foarte încărcate, posibilitate de folosire de etanșări speciale.

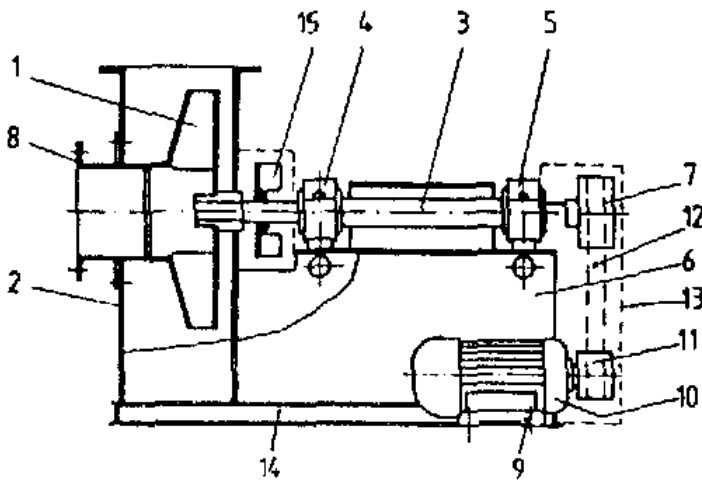


Figura 3.28

Semnificația cifrelor din *figura 3.28* este următoarea: 1 – rotor, 2 – carcasă, 3 – arbore de antrenare care se sprijină pe doi rulmenți radial-axiali, 4 – lagăr liber, 5 – lagăr fix, 6 – suport, 7 – roată de curea ventilator, 8 – racord de aspirație, 9 – glisieră motor, 10 – motor electric de acționare, 11 – roată de curea motor, 12 – curele trapezoidale, 13 – racord de aspirație, 14 – șasiu, 15 – sistem de răcire.

3.8.1.1. Relația fundamentală și parametrii funcționali în cazul ventilatoarelor radiale

Cinematica ventilatorului centrifug este similară cu cea de la pompa centrifugă.

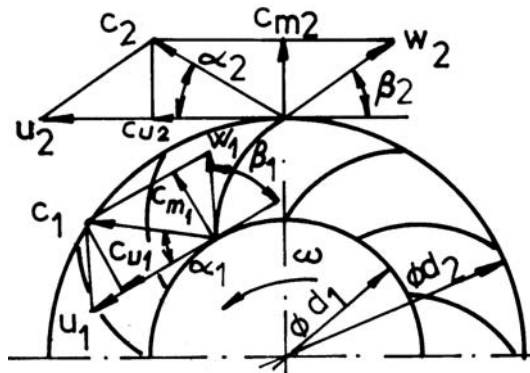


Figura 3.29

În figura 3.29 sunt reprezentate triunghiurile de viteze la intrarea în rotorul ventilatorului (indice 1) și la ieșire (indice 2) pentru un rotor de ventilator cu palete curbate înapoi. Notațiile au următoarea semnificație: u – viteza tangențială; w – viteza relativă, tangentă la paletă; c – viteza absolută, c_m – viteza meridională, c_u – proiecția vitezei absolute pe viteză tangențială, α – unghi funcțional, β – unghi constructiv, d – diametru.

Ecuția lui Euler este valabilă indiferent de natura fluidului și, în consecință, energia specifică teoretică furnizată gazului de către un rotor ideal cu număr infinit de palete va fi:

$$Y_{t\infty} = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} \quad (3.42)$$

iar presiunea totală corespunzătoare este:

$$\Delta p_{t\infty} = \rho (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \quad (3.43)$$

Dacă scriem: $c_u = u - c_m \cot \beta = u - \left(\frac{Q}{\pi D b} \right) \cot \beta$ atunci relația (3.43)

devine:

$$\Delta p_{t\infty} = \rho \left[u_2^2 \left(1 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2 u_2} \cot \beta_2 \right) - u_1^2 \left(1 - \frac{Q}{\pi D_1 b_1 u_1} \cot \beta_1 \right) \right] \quad (3.44)$$

unde b este lățimea paletelor rotorice.

Relația (3.44) exprimă sporul de presiune pe care îl capătă un fluid la trecerea printr-un ventilator și dependența acestuia de debit.

Parametrii funcționali sunt cei prezentați în cazul general și anume:

1. Debitul volumic de gaz Q sau q_v .
2. Presiunea totală reală p_t .
3. Puterea utilă N_u .
4. Puterea absorbită N_a .
5. Randamentul η .

3.8.1.2. Curbe caracteristice

Curbele caracteristice ale ventilatoarelor reprezintă de fapt relații de dependență ce definesc legăturile dintre principalii parametri funcționali și au următoarele semnificații:

- $\Delta p_t = f(Q)$ - caracteristica interioară sau de presiune a ventilatorului;
- $N_a = f(Q)$ - caracteristica de putere a ventilatorului;
- $\eta = f(Q)$ - caracteristica de randament a ventilatorului.

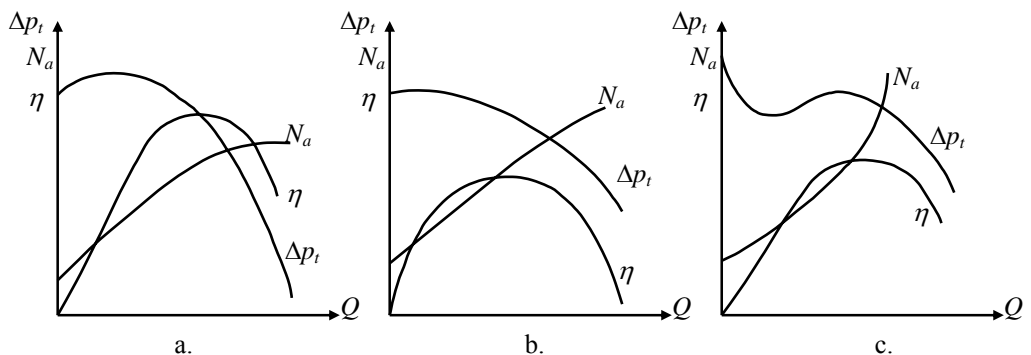


Figura 3.30

În cazul ventilatoarelor radiale, alura curbelor caracteristice depinde de modul de realizare al paletajului rotor, în practică fiind utilizate toate cele trei tipuri de palete (curbate înapoi; cu ieșire radială sau curbate înainte).

În *figura 3.30* sunt prezentate curbele caracteristice pentru ventilatorul radial cu palete curbate înapoi (a), ventilatorul centrifug cu palete cu ieșire radială (b) și ventilatorul radial cu palete curbate înainte (c).

Analizând variantele (a) și (c) se remarcă stabilitatea în funcționare a primului caz (curba caracteristică interioară fiind descendentă) față de cel din urmă la care există posibilitatea apariției unei instabilități în funcționare din cauza zonei descendent-ascendente a curbei.

3.8.1.3 Accesorii folosite la ventilatoarele centrifuge

Acestea asigură buna funcționare a ansamblului ventilator – instalație precum și respectarea cerințelor de protecția muncii și de mediu. În categoria accesoriilor avem:

1. Dispozitivul axial de reglaj (*figura 3.31*) se montează pe flanșa de aspirație a ventilatoarelor și realizează reglajul regimului de lucru al acestora (debit, presiune) în funcție de cerințele procesului tehnologic. Acționarea acestui dispozitiv se poate face manual sau automat.

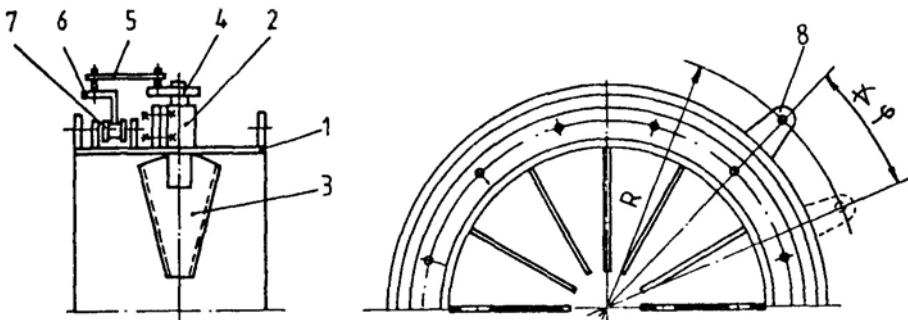


Figura 3.31

Folosirea acestui dispozitiv pe aspirația ventilatorului duce la modificarea direcției curentului de aer sau gaz, asigurând intrarea fără șoc în rotor la orice regim de lucru. Se realizează astfel o funcționare cu pierderi

minime de energie pe un domeniu larg de exploatare a ventilatorului. Sensul de rotire pentru deschiderea aparatului de reglaj trebuie să fie în același sens cu sensul de rotație al ventilatorului.

2. Clapetele de reglaj (figura 3.32) se montează pe flanșa de aspirație a ventilatorului și se folosesc în special la pornire pentru a închide aspirația. Sunt de construcție simplă, ușor de executat, materialele folosite fiind similare cu ale tubului de aspirație.

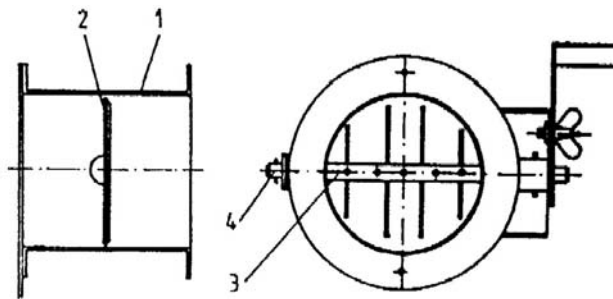


Figura 3.32

3. Registrul de reglaj (figura 3.33) se montează pe flanșa de aspirație a ventilatorului utilizându-se cu precădere în cazul ventilatoarelor tehnologice de gabarit mare având același rol ca și dispozitivul axial de reglaj.

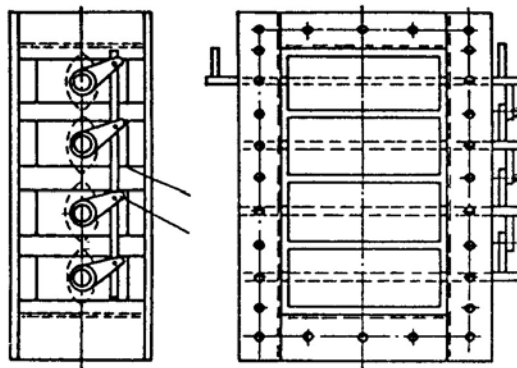


Figura 3.33

4. Contrarama este o construcție din profile laminate (de obicei profile U) îmbinate prin sudare, care se montează între fundație și șasiul ventilatorului permițând un montaj și o fixare mai ușoară a acestuia din urmă pe fundație.
5. Amortizoarele de vibrații au rolul de a reduce nivelul vibrațiilor ventilatorului care se transmit la construcția metalică, planșeu, fundație în general. Tipul și mărimea amortizorului se alege în funcție de mărimea și frecvența proprie de vibrație a ventilatorului. Se pot folosi amortizoare (izolatori) din cauciuc, cu rezultate foarte bune sau, pentru sarcini mari, amortizoare din oțel de tipul arcurilor elicoidale.
6. Grilele de protecție se montează pe flanșa de aspirație la ventilatorul care aspiră liber din atmosferă sau pe flanșa de refulare la cele care refulează în atmosferă și sunt constituite dintr-o flanșă lată din oțel pe care este fixată, prin sudare, o plasă de sârmă cu ochiuri de până la 55 mm și grosimea de 3÷5 mm.
7. Atenuatoarele de zgomot reduc nivelul de zgomot produs de ventilator și se pot monta atât pe aspirație cât și pe refulare
8. Filtrele se utilizează pentru filtrarea aerului absorbit și/sau refulat de ventilator.
9. Racorduri elastice care asigură legătura între ventilator și conducte. Se montează pe aspirație și pe refulare atunci când este cazul

3.8.2 Ventilatoare axiale

Acest tip de ventilatoare se utilizează cu precădere în domeniul debitelor mari și presiunilor reduse și sunt caracterizate prin simplitate constructivă, gabarite reduse și randamente bune.

Construcția prezentată în *figura 3.34* înfățișează o schema de ventilator compus din carcasa (C) prevăzută la capete cu flanșe, rotorul (R) cuplat direct pe arborele motorului de acționare (M), statorul (AS) format din paletele statorice și calota (CAS) și aparatul director (AD) prevăzut cu palete și calotă de dirijare (CD). Rolul statorului este de redresare a curentului la ieșirea din rotor și, în același timp, de susținere mecanică a arborelui ventilatorului sau a motorului electric de acționare.

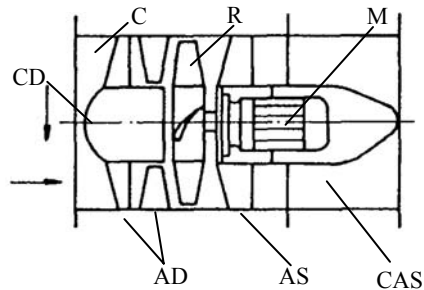


Figura 3.34

Construcția prezentată în figura 3.34 înfățișează o schema de ventilator compus din carcasa (C) prevăzută la capete cu flanșe, rotorul (R) cuplat direct pe arborele motorului de acționare (M), statorul (AS) format din paletele statorice și calota (CAS) și aparatul director (AD) prevăzut cu palete și calotă de dirijare (CD). Rolul statorului este de redresare a curentului la ieșirea din rotor și, în același timp, de susținere mecanică a arborelui ventilatorului sau a motorului electric de acționare.

3.8.2.1. Clasificarea ventilatoarelor axiale

Din punct de vedere al soluțiilor constructive folosite, ventilatoarele axiale se pot clasifica după mai multe criterii:

1. După modul de acționare

- Ventilatoare axiale cu rotorul montat direct pe capul de arbore
- Ventilatoare axiale cu antrenare paliere-roți
- Ventilatoare axiale cu antrenare paliere-cuple

2. După modul de reglaj al unghiului de înclinare al palei rotorului

- Ventilatoare axiale cu pas fix
- Ventilatoare axiale cu pas reglabil:
 - cu reglare a unghiului paletei la oprire
 - cu reglare a unghiului paletei în timpul mersului

3. După schema aerodinamică folosită

- Ventilatoare axiale fără aparat director
- Ventilatoare axiale cu aparat director anterotoric

- Ventilatoare axiale cu aparat postrotoric
- Ventilatoare axiale cu aparat director ante și postrotoric

4. După modul de realizare al rotorului

- Ventilatoare axiale cu rotor din tablă
 - cu rotor tip elice
 - cu rotor cu palete din tablă cu grosime constantă, curbată după un arc de cerc.
- Ventilatoare axiale cu rotor turnat cu paletă profilată:
 - monobloc
 - cu butuc și palete separate

5. După numărul de etaje

- Ventilatoare axiale monoetajate
- Ventilatoare axiale multietajate

6. După modul de utilizare

- Ventilatoare axiale de uz general:
 - Ventilatoare axiale de fereastră
 - Ventilatoare axiale de perete
 - Ventilatoare axiale de acoperiș
 - Ventilatoare axiale întubate
- Ventilatoare axiale cu destinație specială:
 - Ventilatoare axiale pentru industria navală
 - Ventilatoare axiale pentru răcirea radiatoarelor transformatoarelor electrice
 - Ventilatoare axiale pentru ventilarea galeriilor de mină și metrou
 - Ventilatoare axiale pentru răcitoarele cu aer din industria chimică și petrochimică
 - Ventilatoare axiale destinate turnurilor de răcire a apei.
 - Microventilatoare axiale utilizate pentru răcirea radiatoarelor microprocesoarelor.

3.8.2.2. *Aerodinamica ventilatorului axial*

Se consideră un ventilator axial cu schema cea mai simplă de funcționare (fără dispozitive ante și post rotorice) și secțiunile longitudinală și transversală corespunzătoare (*figura 3.35*).

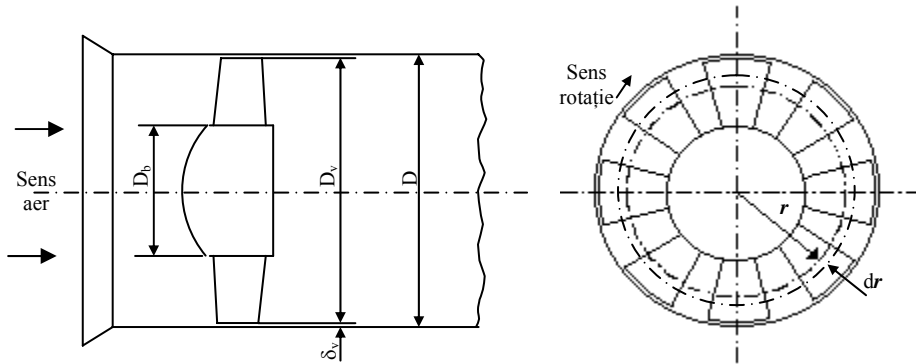


Figura 3.35 Secțiune longitudinală și transversală prin ventilator

O secțiune cilindrică de rază r executată prin rotor și desfășurată în plan determină rețeaua liniară de profile rotorice (figura 3.11)

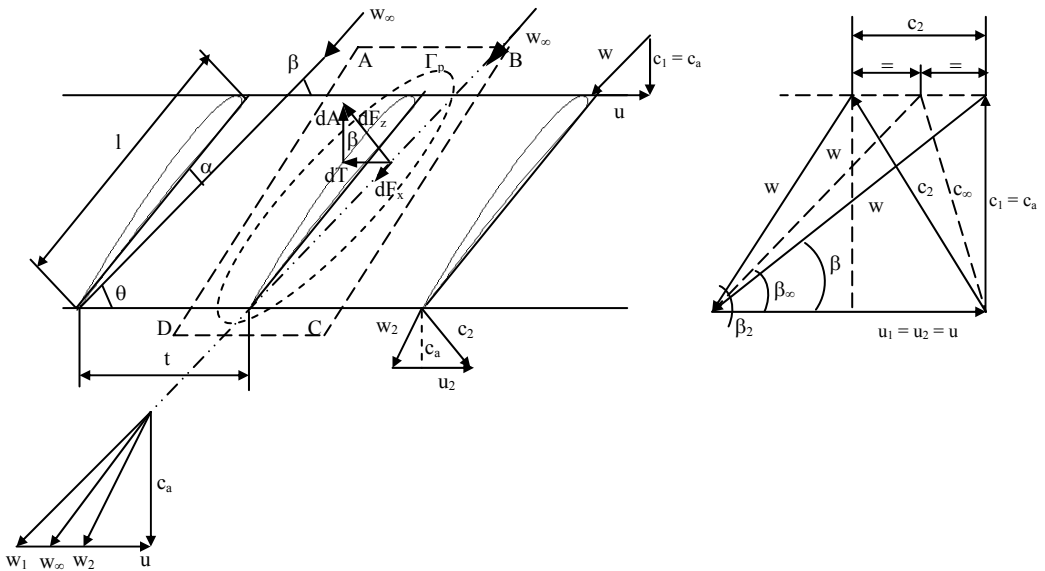


Figura 3.36 Desfășurarea în plan a secțiunii cilindrice prin ventilator

Direcția perpendiculară pe frontul rețelei s-a notat cu “a”, iar direcția paralelă cu frontul rețelei s-a notat cu “u”. Vitezele absolute s-au notat cu “c”, iar secțiunile de intrare și de ieșire din rotor cu 1 și respectiv 2.

Semnificația mărimilor din *figurile* 3.35 și 3.36 este următoarea: D_b este diametrul butucului, D_v este diametrul exterior al rotorului, D este diametrul interior al carcasei ventilatorului, δ_v este interstițiul radial, l este coarda profilului paletelor corespunzătoare razei r , t este pasul rețelei de profile, t/l este desimea rețelei, iar θ este unghiul de așezare al rețelei de profile.

La intrarea în rotor, viteza relativă a fluidului față de paletă, w_1 , se însumează vectorial cu viteza tangențială $u_1 = r_1\omega$, rezultând viteza absolută c_1 . Direcția vitezei w_1 este determinată de unghiul constructiv de așezare al paletelor rotorului la intrare β_1 . Pentru evitarea șocului la intrarea în rotor, unghiul funcțional α_1 trebuie să fie 90° și, în aceste condiții, $c_1 = c_a$.

În *figura* 3.36 sunt reprezentate triunghiurile de viteze la intrare și ieșire suprapuse. În consecință, rețeaua de profile rotorice este parcursă de curentul de fluid care dispune de viteza relativă \bar{w}_1 la intrare și \bar{w}_2 la ieșire. Din punct de vedere al efectului, se poate considera că profilele sunt situate într-un curent având viteza medie \bar{w}_∞ care reprezintă o viteză de calcul a unui curent uniform și se determină ca media aritmetică a vectorilor \bar{w}_1 și \bar{w}_2 :

$$\bar{w}_\infty = \frac{\bar{w}_1 + \bar{w}_2}{2} \quad (3.45)$$

Direcția acestei viteze este dată de unghiul β_∞ pe care \bar{w}_∞ îl determină cu direcția vitezei tangențiale u .

Incidența rețelei este determinată prin unghiul α pe care viteza \bar{w}_∞ îl determină cu coarda profilelor. Mărimea unghiului de incidență determină mărimea portanței și deci a presiunii realizate de ventilator.

Debitul prin rotorul elementar de anvergură dr este:

$$dQ = 2\pi r \cdot dr \cdot c_a \quad (3.46)$$

unde: c_a este viteza axială. În lipsa unui aparat director la intrare, gazul intră în rețea fără circulație ($c_{1u} = 0$ și $c_1 = c_a$) iar din triunghiurile de viteze rezultă:

$$w_\infty = \sqrt{c_a^2 + \left(u - \frac{c_{2u}}{2}\right)^2} \quad (3.47)$$

Având în vedere că forța portantă dezvoltată de rotorul elementar $dF_z = \rho \Gamma w_\infty dr$ (unde $\Gamma = z \Gamma_p$, z fiind numărul de palete, iar Γ_p circulația în jurul unei palete) este mult mai mare decât forța de rezistență la înaintare ($dF_z \gg dF_x$) se poate scrie pentru forța tangențială expresia:

$$dT \cong dF_z \sin \beta_\infty = \rho \Gamma_p z dr w_\infty \sin \beta_\infty \quad (3.48)$$

iar pentru momentul necesar rotirii rotorului elementar:

$$dM = r \cdot dT = z \rho \Gamma_p c_a r dr \quad (3.49)$$

În aceste condiții se poate scrie puterea sub forma:

$$dN = \omega \cdot dM = z \rho \Gamma_p \omega c_a r dr \quad (3.50)$$

Însă, pentru rotorul elementar, puterea se poate scrie și sub forma:

$$dN = \rho Y_t dQ \quad (3.51)$$

Egalând expresiile (3.50) și (3.51) ale puterii rotorului elementar se obține:

$$Y_t = \frac{z \Gamma_p \omega}{2\pi} \quad (3.52)$$

și cum $\Gamma_p = \Gamma_{ABCD} = \Gamma_{AB} + \Gamma_{CD}$, iar $c_{1u} = 0$ înseamnă $\Gamma_{AB} = 0$ deci $\Gamma_p = \Gamma_{DC} = t c_{2u}$, rezultă pentru energia specifică teoretică expresia:

$$Y_t = \frac{z t c_{2u} \omega}{2\pi} = \frac{z \frac{2\pi r_2}{z} c_{2u} \omega}{2\pi} = c_{2u} \cdot r_2 \omega = u_2 c_{2u} \quad (3.53)$$

În cazul când există un aparat director, $c_{1u} \neq 0$, iar energia specifică teoretică a ventilatorului devine:

$$Y_t = u(c_{2u} \pm c_{1u}) \quad (3.54)$$

unde semnul (+) corespunde unei rotații a curentului, imprimată de aparatul director, în sens contrar rotației rotorului, iar semnul (-) unei rotații care coincide cu sensul de rotație ale rotorului.

Din relația (3.53) se constată că energia specifică imprimată gazului de rotoarele elementare ar trebui să crească odată cu raza deoarece crește viteza tangențială u. acest lucru ar conduce însă la apariția unor mișcări parazite în sensul anvergurii, cu pierderi foarte importante pe paletă. De aceea, la proiectare, fiecare rotor elementar se dimensionează în așa fel încât să dezvolte aceeași energie specifică. Acest lucru se realizează, pe de o parte, prin răsucirea paletii (profilul de la butuc va avea unghiul de așezare mai mare ca cel de la periferie) și, pe de altă parte, prin micșorarea corzii profilelor în sensul butuc-periferie.

Energia specifică reală transmisă gazului este mai mică decât cea teoretică cu suma pierderilor de energie în rotor h_{rr} , în aparatul director h_{rd} și în aparatul redresor h_{rs} la care se adaugă și pierderile datorate presiunii dinamice corespunzătoare vitezei tangențiale în aparatul redresor h_{rsd} . În aceste condiții, randamentul aerulic al ventilatorului va avea expresia:

$$\eta_h = \frac{Y}{Y_t} = \frac{H}{H_t} = 1 - \frac{h_{rr} + h_{rad} + h_{rs} + h_{rsd}}{H_t} \quad (3.55)$$

Pierderile menționate variază în funcție de finețea profilului utilizat $\frac{1}{\mu} = \frac{C_z}{C_x}$, de numărul de palete z și de circulația în jurul paletii Γ_p precum și de viteza axială c_a și viteza generală a curentului de fluid față de profil.

O problemă specifică mașinilor axiale este și aceea a interstițiului paletă-carcasă care trebuie să fie minim. Un interstițiu mare înseamnă un important efect de capăt la paletă, turbioanele din această zonă cauzând scăderea pronunțată a randamentului aerulic al ventilatorului.

Caracteristicile de funcționare ale ventilatoarelor axiale la turație constantă și unghi de așezare $\alpha = \text{ct.}$ au alura curbelor prezentate în *figura 3.37*.

Din analiza caracteristicilor de funcționare se constată că, în cazul ventilatorului axial, are loc un consum sporit de putere la debit nul. De aceea nu se recomandă utilizarea ventilatoarelor axiale în zona debitelor mici și nici reglajul acestora prin obturare.

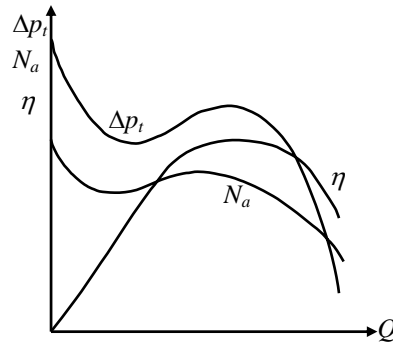


Figura 3.37

3.8.2.3. Accesorii utilizate la ventilatoare axiale

Cele mai importante accesorii utilizate în cazul ventilatoarelor axiale sunt prezentate în *figura 3.38*:

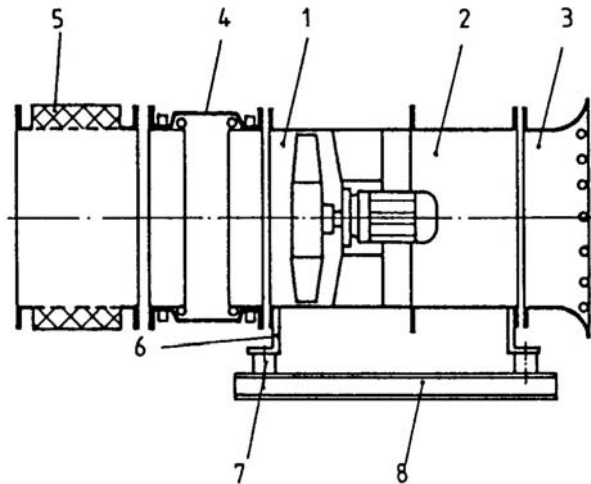


Figura 3.38

1. ventilator în construcție standard
2. carcasă prelungită la care are scopul de a proteja motorul electric
3. ajutoraj cu grilă de protecție utilizată atunci când ventilatorul aspiră din atmosferă în vederea protejării împotriva pătrunderii corpurilor străine în ventilator

4. racord elastic montat între ventilator și conducte cu scopul de a limita transmiterea vibrațiilor de la ventilator la conducte. Elementul elastic poate fi pânză cauciucată (pentru $\Phi < 1000$ mm și $\Delta p < 150$ mmH₂O), sau cauciuc vulcanizat cu inserție de pânză (pentru diametre și presiuni mai ridicate).
5. atenuator de zgomot – reduce nivelul de zgomot și se poate monta atât pe aspirație, cât și pe refulare.
6. suport executat din tablă ambutisată sau în construcție sudată.
7. elemente izolatoare pentru vibrații.
8. contrarama.

3.8.3 Ventilatoare diagonale

Acest tip de ventilator se poate realiza în două variante constructive, în funcție de direcția de refulare a lichidului de lucru. În *figura 3.39* sunt exemplificate aceste două variante constructive:

- a. fluidul este aspirat pe direcție axială, străbate rotorul diagonal și, după traversarea statorului este refulat pe direcție axială.
- b. fluidul e aspirat pe direcție axială și refulat pe direcție radială în carcasă.

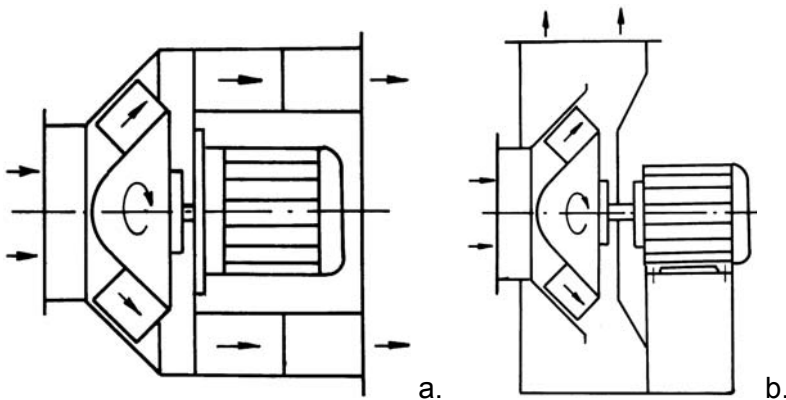


Figura 3.39

Aționarea acestor ventilatoare se face direct cu rotorul montat pe capul de arbore al motorului electric sau prin paliere și cuple.

Avantajul principal al acestor ventilatoare constă în faptul că, la aceleași gabarite cu ventilatoarele axiale, realizează creșteri de presiuni Δp_t mai mari, precum și un nivel de zgomot mai redus. Dezavantajul principal e acela că, deși paleta e realizată din tablă de grosime constantă curbată după un arc de cerc, execuția paletelor este mai dificilă decât în cazul ventilatoarelor axiale.

3.8.4 Ventilatoare cu dublă trecere sau curent transversal

Trecerea dublă prin rotor este un procedeu utilizat în cazul turbinei Banki și, în domeniul generatoarelor, la ventilatoarele destinate unor tehnologii la care se cere repartizarea curentului de fluid pe o lățime relativ mare.

3.8.4.1. Elemente constructive ale ventilatoarelor transversale

Acest tip de ventilator se caracterizează prin faptul că liniile de curent străbat rotorul de două ori (în două trepte). În *figura 3.40* sunt prezentate câteva variante constructive ale acestui tip de ventilator.

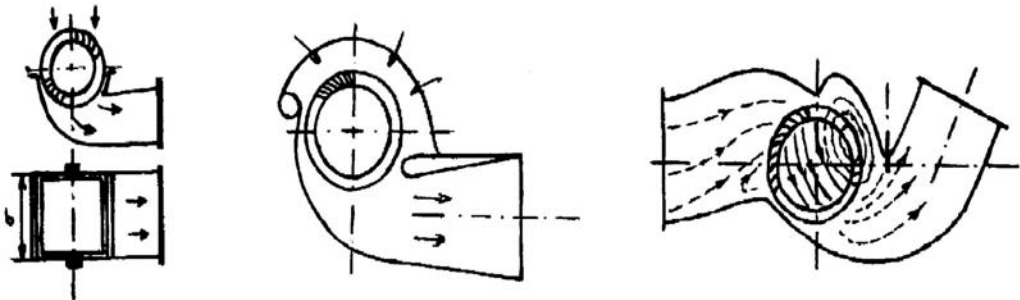


Figura 3.40

În *figura 3.41* este prezentat un ventilator transversal cu rotor tip tambur care se compune din rotorul (1) montat pe axul (2) care se sprijină pe rulmenți în lagărul liber (3) și lagărul fix (4), fixate pe pereții laterali ai carcasei ventilatorului (5). Transmiterea mișcării de la motorul (8), fixat pe suportul (7), către rotorul ventilatorului, se face prin intermediul cuplajului elastic (6). Rotorul ventilatorului este de tip tambur având un număr mare de paletă din

tablă (1'), obținute prin ștanțare și curbate după un arc de cerc, fixate în fantele celor două discuri laterale (1'') prin țincuri sau puncte de sudură. Fantele discurilor se pot obține tot prin ștanțare.

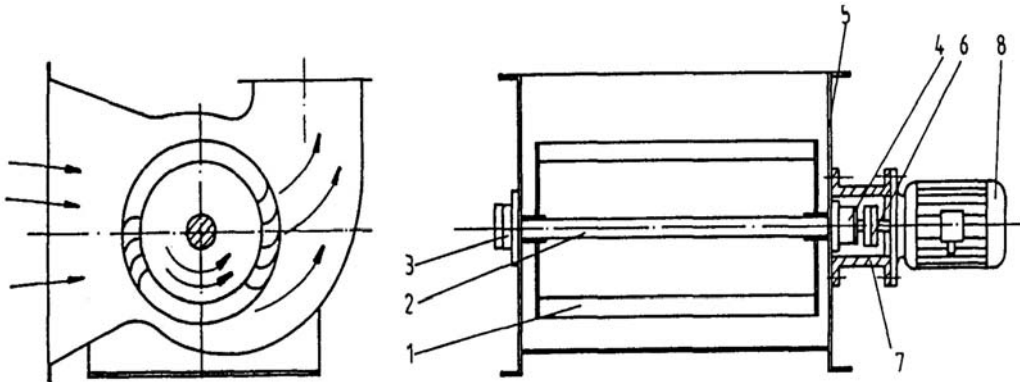


Figura 3.41

Datorită avantajelor sale de a avea o construcție simplă, un gabarit redus precum și un nivel de zgomot redus, aceste ventilatoare se folosesc în construcția aparatelor de condiționare și ventilare, la perdele de aer și la diferite aparate electrocasnice (aeroterme, uscătoare etc.).

3.8.4.2. Noțiuni de cinematica rotorului cu dublă trecere

În cazul acestui tip de rotor, curentul de fluid ocupând doar o parte din canale, gradul de reacție este foarte mic și deci aproape întreaga energie transferată de către rotor fluidului de lucru apare sub formă de energie cinetică.

În figura 3.42 este prezentat un astfel de rotor împreună cu triunghiurile de viteze aferente celor două trepte de prelucrare a energiei.

La prima trecere, în sens centripet, creșterea de presiune în rotor va fi dată de relația (3.56):

$$\frac{\Delta p}{\rho} = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} = \omega r_2 \left(c_{2u} - \frac{r_1}{r_2} c_{1u} \right) \quad (3.56)$$

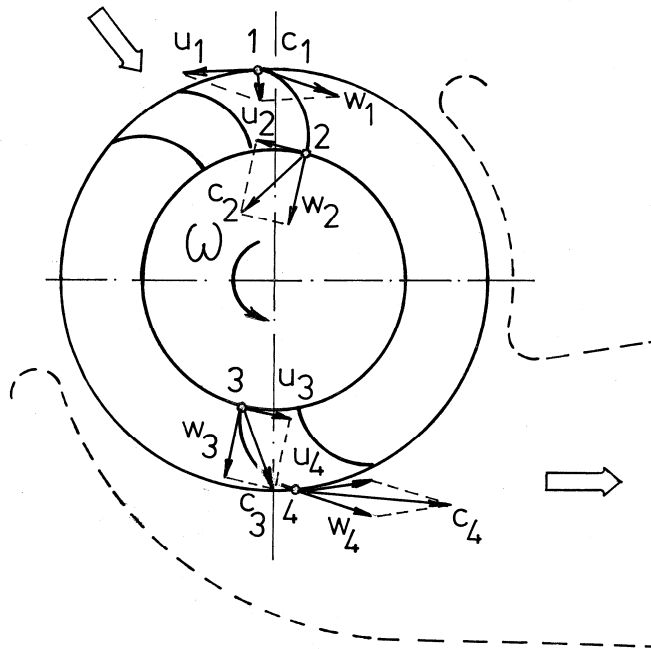


Figura 3.42

În aceste condiții, condiția de funcționare devine echivalentă cu inegalitatea (3.57):

$$c_{2u} > \frac{r_1}{r_2} c_{1u} \quad (3.57)$$

La a doua trecere, în sens centrifug, creșterea de presiune în rotor va fi dată de o relație de forma (3.58):

$$\frac{\Delta p'}{\rho} = u'_2 c'_{2u} - u'_1 c'_{1u} = \omega r_2 \left(\frac{r_1}{r_2} c'_{2u} - c'_{1u} \right) \quad (3.58)$$

Creșterea totală de presiune la trecerea fluidului prin rotorul ventilatorului transversal se poate calcula cu relația (3.59):

$$\frac{\Delta p_t}{\rho} = \frac{\Delta p}{\rho} + \frac{\Delta p'}{\rho} = \omega r_2 \left[\left(c_{2u} - \frac{r_1}{r_2} c_{1u} \right) + \left(\frac{r_1}{r_2} c'_{2u} - c'_{1u} \right) \right] \quad (3.59)$$

Pentru o construcție de ventilator fără dispozitiv statoric anterotoric și considerând intrarea în condiții de șoc nul, putem scrie relațiile:

$$c_{1u} = 0 \quad \text{și} \quad \beta_1 = \arctan \frac{c_1}{u_1} \quad (3.60)$$

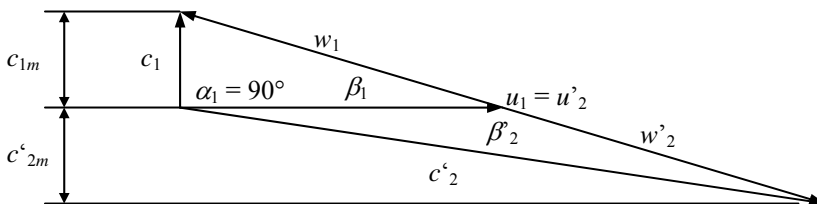
Alte relații între unghiuri impuse de geometria rotorului cu dublă trecere sunt cele exemplificate de egalitățile (3.61):

$$\beta'_2 = \pi - \beta_1 \quad \text{și} \quad \beta'_1 = \pi - \beta_2 \quad (3.61)$$

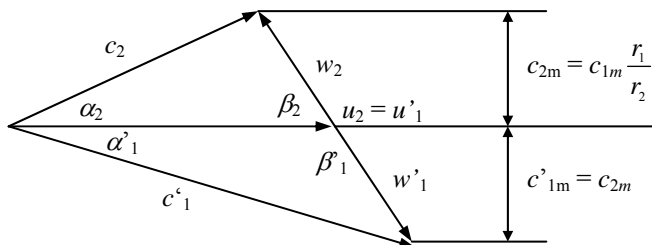
De asemenea, și la nivelul vitezelor meridionale apar o serie de egalități impuse de configurația rotorului transversal și anume cele exprimate prin relațiile (3.62):

$$c_{1m} = c'_{2m} \quad ; \quad c_{2m} = c'_{1m} \quad \text{și} \quad c_{1m}r_1 \cong c_{2m}r_2 \quad (3.62)$$

În figura 3.43 (a și b) triunghiurile de viteze au fost astfel desenate încât aceste condiționări să fie evidențiate.



a.



b.

Figura 3.43

Se observă că, la cea de a doua trecere, realizarea condiției de șoc nul la intrare ($\alpha'_1 = 90^\circ$) este foarte dificil de realizat și de aceea se admite intrarea cu șoc în cea de a doua treaptă, evident cu prețul unor disipații suplimentare.

Varianta constructivă cea mai utilizată este cea la care $\beta_2 = 90^\circ$ (paletă cu ieșire radială către interior), condiție care implică și egalitatea $\alpha'_1 = \alpha_2$.

Pentru îmbunătățirea randamentului se poate implanta un stator, în interiorul cilindrului, la trecerea de la $\overline{c_2}$ la $\overline{c'_1}$.

3.9. Încercarea ventilatoarelor

În cadrul diverselor instalații utilizate în practică pentru încercarea ventilatoarelor, acestea pot funcționa cu conductă de aspirație și refulare (cazul general), sau numai cu conductă de aspirație (exhaustoare), respectiv refulare (ventilator refulant).

În toate aceste cazuri interesează determinarea presiunii totale realizate de ventilator Δp_t .

3.9.1. Funcționarea ventilatoarelor cu conductă pe aspirație

În figura 3.44 este prezentată, sub formă de schemă, o stațiune pentru încercarea ventilatoarelor cu conductă de aspirație, împreună cu diagrama de variație a presiunii.

Cele două linii din diagrama de variație a presiunii redau modul de variație a presiunilor relative (suprapresiuni și depresiuni) statice (linia piezometrică) și totale (linia energetică) de-a lungul întregului circuit. Aria suprafeței punctate este echivalentă cu energia pierdută datorită rezistențelor aeraulice de pe traseu.

În cazul funcționării ventilatoarelor numai cu conductă pe aspirație, variația presiunii totale se calculează cu relația:

$$\Delta p_t = \Delta p_{sa} + p_{dr} - p_{da} \quad (3.63)$$

deoarece:
$$\Delta p_t = p_{tr} - p_{ta} = (p_{sr} + p_{dr}) - (p_{sa} + p_{da}) \quad (3.64)$$

însă cum presiunea statică la refulare este egală cu presiunea atmosferică $p_{sr} = p_{at}$ rezultă:

$$\Delta p_t = p_{at} - p_{sa} + p_{dr} - p_{da} \quad (3.65)$$

sau:
$$\Delta p_t = \Delta p_{sa} + p_{dr} - p_{da} \quad (3.66)$$

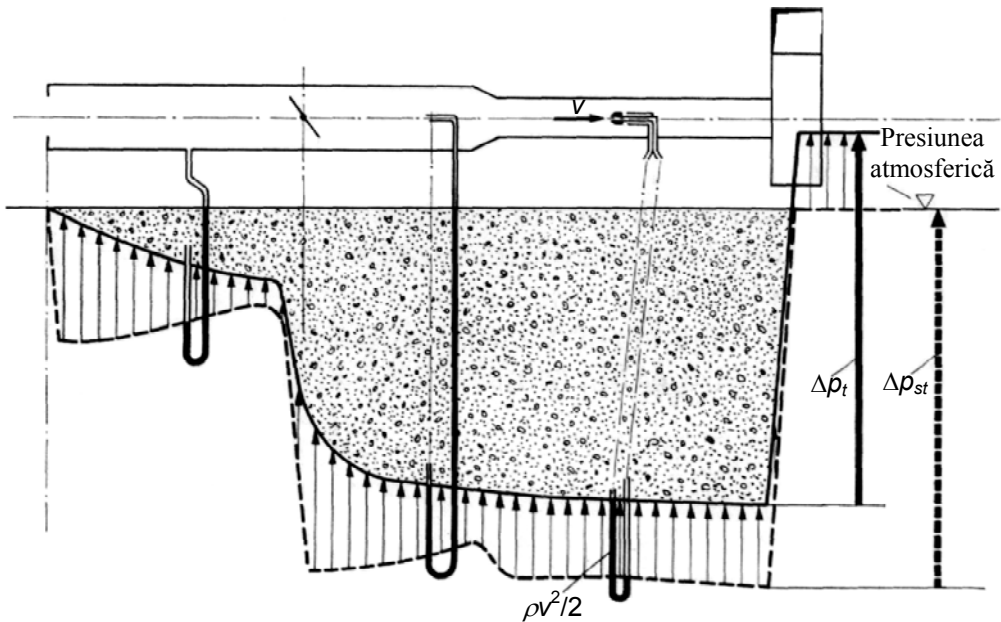


Figura 3.44 Măsurarea presiunii în cazul unui ventilator cu conductă de aspirație

În figura 3.44 Δp_t reprezintă creșterea de presiune totală în ventilator, Δp_{st} reprezintă creșterea de presiune statică în ventilator, iar $\rho v^2 / 2$ este termenul cinetic corespunzător presiunii dinamice, v fiind viteza curentului de aer în conducta de aspirație.

3.9.2. Funcționarea ventilatoarelor cu conductă pe refulare

În acest caz, ventilatorul are de învins rezistențele aerulice de pe traseul de refulare. Aria suprafeței punctate, situate deasupra liniei corespunzătoare presiunii atmosferice (figura 3.45), este echivalentă cu pierderile de presiune pe traseul de refulare.

De remarcat diferențele care apar în cazul funcționării ventilatoarelor cu conductă de refulare și cu conductă pe aspirație, în ceea ce privește pierderile. Presiunea dinamică la capătul instalației se consideră pierdere deoarece ventilatorul are de învins presiunea atmosferică.

În acest caz $p_{sa} = p_{sa} = p_{at}$ deoarece $p_{da} = 0$ ($v_a \cong 0$). În aceste condiții presiunea totală a ventilatorului este dată de relația:

$$\Delta p_t = p_{sr} + p_{dr} - p_{sa} = \Delta p_{sr} + p_{dr} \quad (3.67)$$

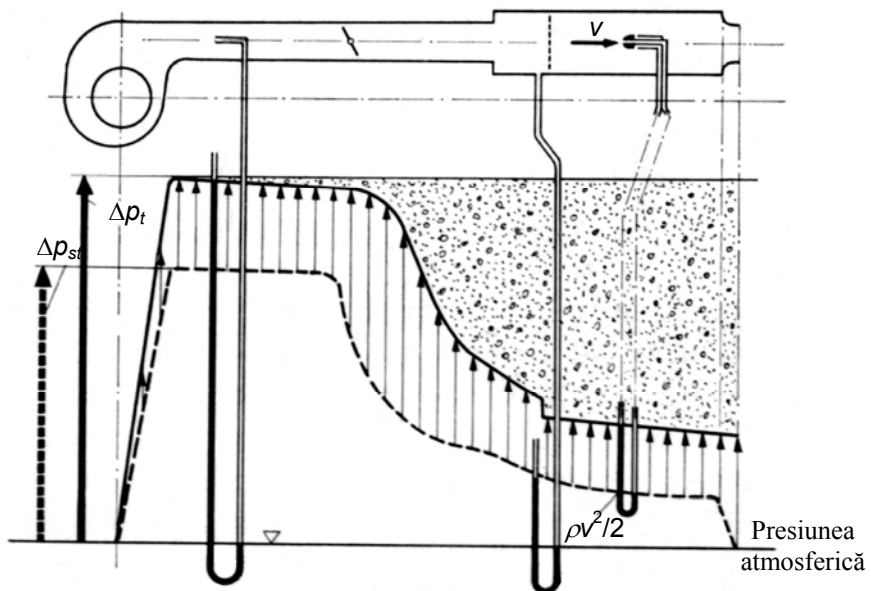


Figura 3.45 Măsurarea presiunii în cazul unui ventilator cu conductă de refulare

În secțiunea de ieșire a conductei de refulare, gazul tranzitat prin ventilator dispune numai de termen cinetic, presiunea statică relativă la evacuarea din conductă fiind nulă.

3.9.3. Funcționarea ventilatoarelor cu conducte pe aspirație și refulare

Uneori, încercarea ventilatoarelor se realizează pe standuri cu rețea combinată, prevăzută cu conducte atât pe aspirație cât și pe refulare (figura 3.46).

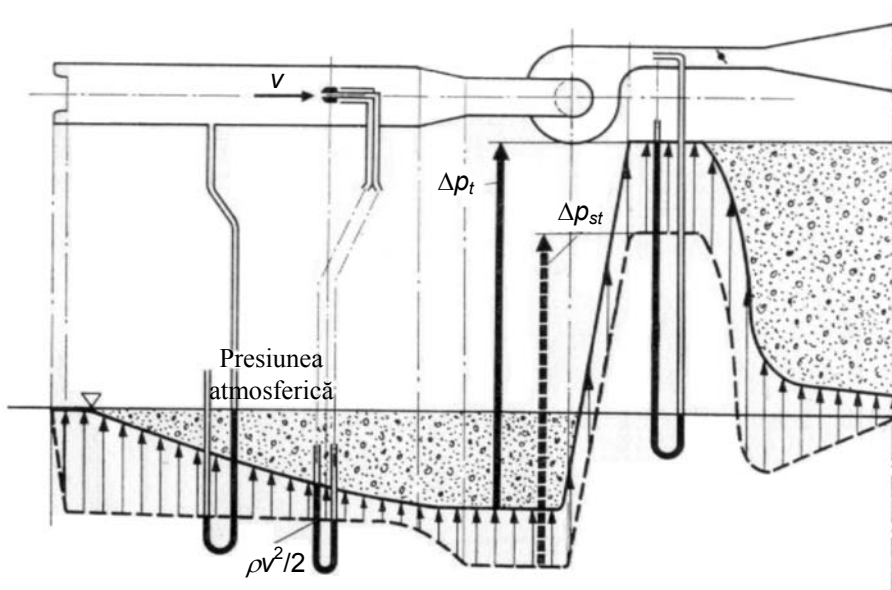


Figura 3.46 Măsurarea presiunii în cazul unui ventilator cu conducte de aspirație și refulare

Schema de calcul și regimul de funcționare, în acest caz, rezultă imediat prin asamblarea diagramei de variație a presiunilor din primele două cazuri. Pierderile de presiune sunt repartizate atât pe partea de aspirație cât și pe cea de refulare. Creșterea de presiune Δp_t are aceeași mărime, în cazul unor rezistențe aeraulice egale, ca și în cazurile precedente și se calculează cu relația:

$$\Delta p_t = p_{tr} - p_{ta} = (p_{sr} + p_{dr}) - (p_{sa} + p_{da}) \quad (3.68)$$

la care, dacă adăugăm și scădem convenabil presiunea atmosferică p_{at} , se obține:

$$\Delta p_t = (p_{sr} - p_{at} + p_{dr}) + (p_{at} - p_{sa} - p_{da}) \quad (3.69)$$

sau:
$$\Delta p_t = (\Delta p_{sr} + p_{dr}) + (\Delta p_{sa} - p_{da}) \quad (3.70)$$

în care: $\Delta p_{sr} = p_{sr} - p_{at}$ reprezintă suprapresiunea statică pe refulare;

$\Delta p_{sa} = p_{at} - p_{sa}$ reprezintă depresiunea statică la aspirație; iar $p_{da,r} = \rho_{a,r} \frac{v_{a,r}^2}{2}$

reprezintă presiunile dinamică pe aspirație respectiv refulare;

Analizând condițiile de funcționare ale unui ventilator, pentru cele trei cazuri prezentate, trebuie precizat ca rezultatul, în privința variației presiunii Δp_t , este același indiferent că ventilatorul funcționează cu conductă de aspirație, de refulare sau combinat. Trebuie acordată însă o atenție deosebită realizării condițiilor optime din amonte de ventilator, lucru satisfăcut, de exemplu, în cazul ventilatoarelor care aspiră din atmosferă prin intermediul unui ajutoraj.

Pentru un ventilator încercat în condițiile indicate la cele trei cazuri menționate, se obține aceeași curbă caracteristică $\Delta p_t = f(Q)$, dacă măsurătorile au fost efectuate corect.

3.9.4. Ventilator fără rețea

Acest tip de montaj este utilizat rareori și numai în cazul ventilatoarelor axiale (de fereastră, de perete, de acoperiș, miniventilatoare etc.).

Deoarece $p_{sr} = p_{sa} = p_{at}$ iar $p_{da} = 0$ ($v_a \cong 0$), rezultă:

$$\Delta p_t = p_{dr} = \rho \frac{v_r^2}{2} \quad (3.71)$$

Parametrii reali Δp_t și Q dezvoltați de un ventilator într-o anumită instalație sunt indicați de punctul de funcționare $P(Q, \Delta p_t)$ aflat la intersecția

caracteristicii interioare (a ventilatorului), $\Delta p_t(Q)$, cu caracteristica exterioară sau a rețelei de conducte, $\Delta p(Q)$, figura 3.47.

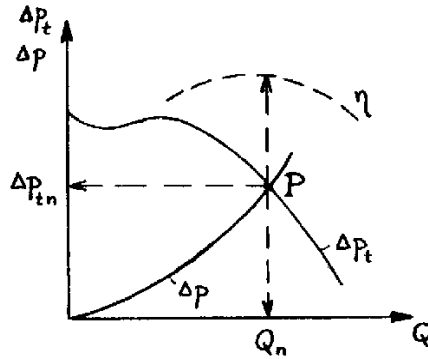


Figura 3.47

Este important ca punctul de funcționare să se situeze în zona randamentului maxim al ventilatorului.

3.9.5. Efectul rețelei de conducte și a geometriei elementelor de pe refularea ventilatorului

Ventilatoarele a căror refulare este racordată la instalație prin intermediul unor piese speciale sau prezintă schimbări ale direcției curentului în apropierea secțiunii de refulare, vor suferi modificări ale caracteristicilor de lucru ridicate pe stand. Aceste modificări nu pot fi puse pe seama ventilatorului ele fiind un efect al particularităților geometrice ale instalației conectate pe refularea ventilatorului

În figura 3.48 este prezentată modificarea profilului vitezelor o dată cu creșterea distanței față de secțiunea de refulare a ventilatorului, pentru ventilatorul centrifug (figura 3.48 a) și pentru cel axial (figura 3.48 b).

Pentru schemele din figura 3.48 se definesc următoarele mărimi:

L_E - lungimea efectivă de conductă și, în plus

➤ Pentru ventilatorul centrifug:

$A_E = a' \times b$ - este secțiunea efectivă de refulare

$A_N = a \times b$ - este secțiunea nominală de refulare

➤ Pentru ventilatorul axial:

$A_E = \frac{\pi}{4} (D_N^2 - D_b^2)$ - este secțiunea efectivă de refulare

$A_N = \frac{\pi}{4} D_N^2$ - este secțiunea nominală de refulare

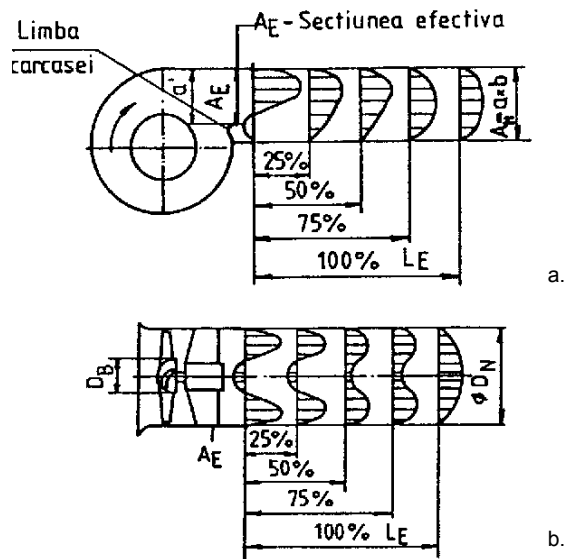


Figura 3.48

Lungimea efectivă de conductă reprezintă lungimea minimă a conductei, de pe refularea ventilatorului, începând de la care nu se mai face simțit efectul sistemului. Practic, această mărime este echivalentă cu lungimea minimă a tronsonului de conductă rectilinie pentru care are loc redresarea câmpului de viteze și este definită de relația $L_E = 2,5 \times D_N$ pentru viteze sub 12 m/s. Pentru viteze mai mari de 12 m/s, se adaugă la fiecare creștere cu 5 m/s a vitezei. În cazul conductei dreptunghiulare de secțiune $a \times b$ se consideră diametrul echivalent $D_N = \sqrt{4ab/\pi}$.

Influența exercitată de sistem depinde și de raportul A_E/A_N fiind cu atât mai mică cu cât raportul se apropie de valoarea unitară.

3.10. Reglarea ventilatoarelor

În timpul funcționării, parametrii ventilatoarelor pot fi modificați prin următoarele procedee:

3.10.1. Reglarea prin ștrangulare

Se poate face pe conducta de aspirație sau pe conducta de refulare. Procedeeul se bazează pe modificarea căderii de presiune dinamică pe rețea, lucru care se realizează prin mărirea sau micșorarea coeficientului de rezistență locală a clapetei de reglaj odată cu rotirea acesteia $\zeta = f(\varphi)$ – figura 3.49.

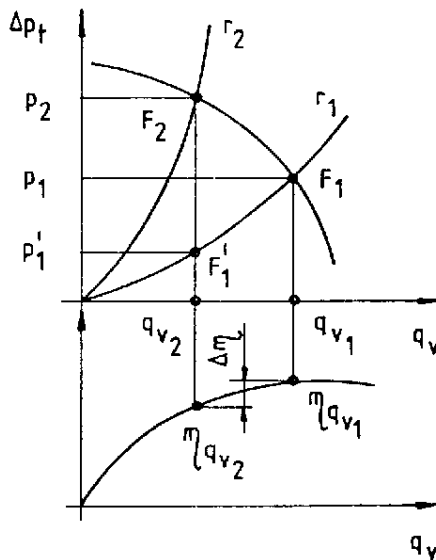


Figura 3.49

La închiderea totală a clapetei, caracteristica rețelei se confundă cu axa ordonatelor. Procedeeul este simplu dar neeconomic deoarece o cantitate mare de energie este disipată pe rezistența locală. Consumul suplimentar de

putere, în cazul acestui tip de reglaj, este
$$N = \frac{q_{v2} (\Delta p_2 - \Delta p'_1)}{102 \Delta \eta_v}.$$

3.10.2. Reglarea prin dispozitiv de conducere

Acest tip de reglaj este specific ventilatoarelor centrifuge de putere mare. La marea majoritate a ventilatoarelor, pentru a se putea realiza condiția de intrare fără șoc în rotor ($\alpha_1 = 90^\circ$ și $c_{1u} = 0$), remarcăm absența aparatului director pe aspirație. În cazul când un astfel de dispozitiv există, el determină o componentă $c_{1u} = 0$ și implicit $\alpha_1 = 90^\circ$, asigurându-se astfel și modificarea presiunii conform ecuației lui Euler.

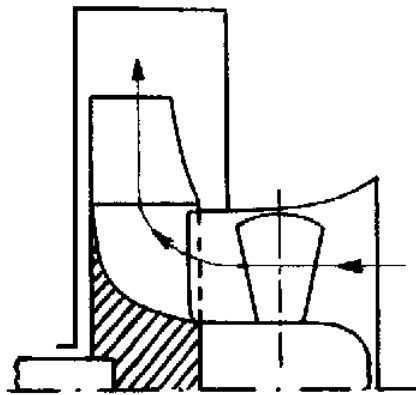


Figura 3.50

Constructiv, dispozitivul de conducere poate fi cu palete radiale sau cu palete axiale. În figura 3.50 este prezentată schema unui aparat de conducere de tip axial, cu palete orientabile ce pot fi comandate și din exterior.

3.10.3. Reglarea prin modificarea turației

Procedul are la bază teoria similitudinii turbomașinilor potrivit căreia, raportul debitelor este proporțional cu raportul turațiilor, raportul presiunilor cu pătratul raportului turațiilor, iar raportul puterilor cu raportul turațiilor la puterea a treia.

Randamentul reglării este bun însă procedul necesită antrenare cu motoare electrice cu turație variabilă, în cazul reglării continue, sau existența unor cutii de viteze, în cazul reglării în trepte (figura 3.51).

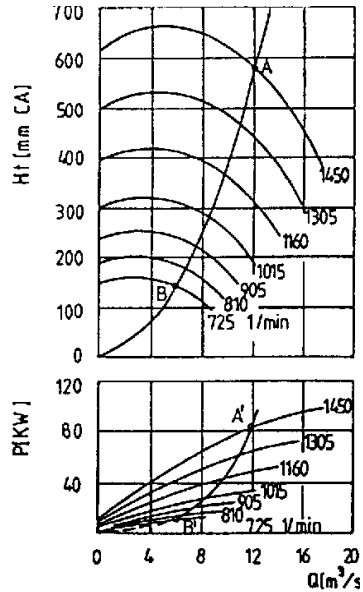


Figura 3.51

Acest tip de reglaj introduce o variație a nivelului de zgomot mult inferioară celor corespunzătoare metodelor anterioare.

3.10.4. Reglarea prin modificarea numărului de pale al ventilatorului

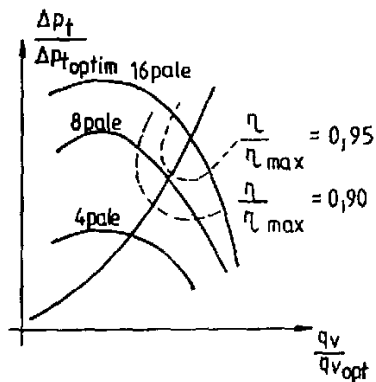


Figura 3.52

Procedeele sunt practicate în general în cazul ventilatoarelor axiale și acționează asupra caracteristicii interioare a rotorului, conform diagramei prezentate în *figura 3.52*, în care raportările parametrilor funcționali s-a făcut la valorile optime ale acestora.

Acest tip de reglaj are rezultate bune și din punct de vedere al variației nivelului de zgomot din instalație

3.10.5. Reglarea prin modificarea unghiului de așezare a palelor ventilatorului

Acest tip de reglaj este des utilizat în cazul ventilatoarelor axiale construite în varianta cu pale reglabile. Prin acest procedeu de reglaj se produce o modificare a caracteristicii interioare a ventilatorului conform diagramei din *figura 3.53*.

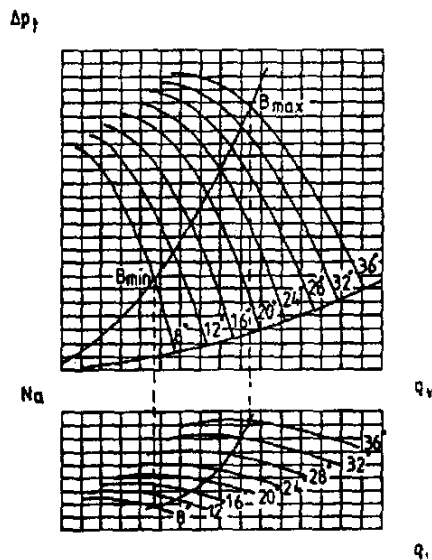


Figura 3.53

În practica de exploatare se utilizează, de regulă, trei soluții de modificare a unghiului de instalare a palei ventilatorului:

- Reglaj simultan al palelor, în timpul funcționării, prin procedee de reglaj central (pneumatice sau cu diverse servomecanisme).

- Reglajul simultan al paelor printr-un procedeu mecanic (cu ax central de exemplu), în condițiile unor opriri scurte ale ventilatorului, deci și ale instalației.
- Modificarea poziției fiecărei pale în condițiile în care ventilatorul axial este oprit. Metoda este simplă însă mai puțin eficientă din punct de vedere al obținerii punctului optim de funcționare.

Acest tip de reglaj poate conduce, în cazul unor majorări necorespunzătoare ale unghiului de instalare, la o creștere semnificativă a nivelului de zgomot. Pentru a limita acest neajuns, metoda poate fi combinată cu procedeu de reglaj prin varierea turației, adoptând o schemă de antrenare a ventilatorului cu motor cu două turații.

3.10.6. Reglarea cu sistem de întoarcere de tip “by-pass”

Procedeu se practică, de regulă, în cazul instalațiilor dotate cu ventilatoare axiale, în scopul evitării, pe cât posibil, a scăderii debitului volumic de pe refulare într-o măsură prea mare. Acest reglaj permite ca o parte din debitul volumic refulat de ventilator să se întoarcă în aspirația ventilatorului, prin conducta de “by-pass” dotată cu o clapetă de reglaj (figura 3.54), conducând astfel la modificarea caracteristicii instalației.

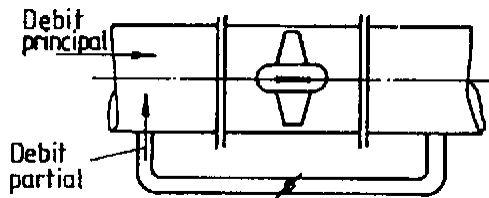


Figura 3.54

3.11. Funcționarea în grup a ventilatoarelor

3.11.1. Funcționarea în serie

Montajul în serie al ventilatoarelor este utilizat în scopul creșterii presiunii furnizate instalației sau pentru a permite ca aceasta să funcționeze cu presiune variabilă și debit aproximativ constant.

Utilizarea montajului în serie este oportun și des folosit atunci când instalația prezintă multiple și complexe rezistențe de curgere care trebuie învinse la un anumit debit Q , cerut de consumator, și nu există un ventilator capabil să dezvolte asemenea performanțe.

În figura 3.55 sunt prezentate caracteristicile cuplajelor serie în cazul a două ventilatoare având caracteristici identice (figura 3.55 a), respectiv a două ventilatoare având caracteristici de funcționare diferite (figura 3.55 b).

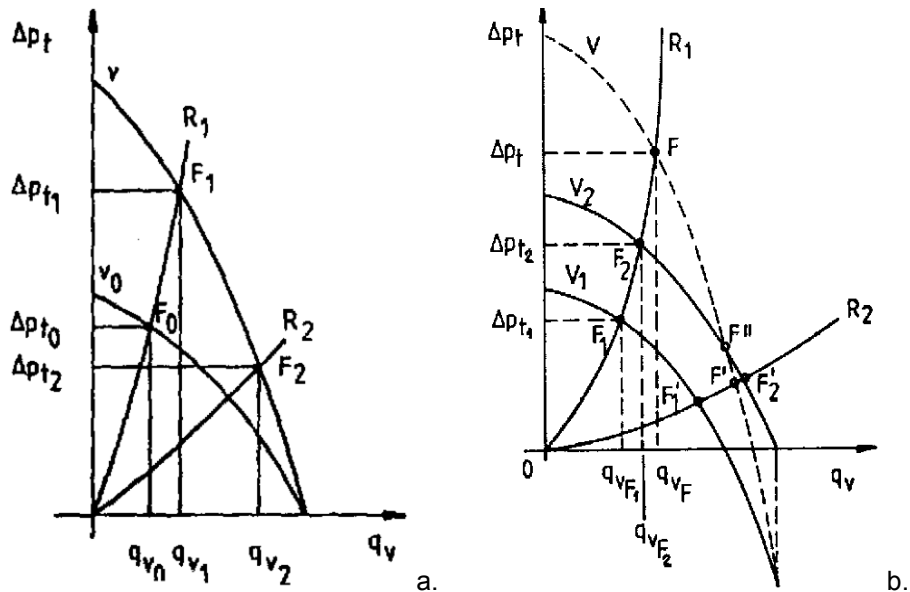


Figura 3.55

De reținut că nu este recomandabil să se utilizeze un număr mare de ventilatoare grupate în serie deoarece panta caracteristicii cuplajului se mărește și, în consecință, presiunea dezvoltată de grupare devine din ce în ce mai mică în comparație cu suma presiunilor individuale.

3.11.2. Funcționarea în paralel

Montajul ventilatoarelor în paralel are drept scop majorarea debitului de aer într-o instalație sau funcționarea acestora cu debite diferite la presiune aproximativ constantă.

S-a constatat experimental că, la montajul în paralel al ventilatoarelor, funcționarea sistemului este corectă doar în cazul în care ventilatoarele realizează aceeași creștere de presiune Δp_t la debitul $Q = 0$ (figura 3.56).

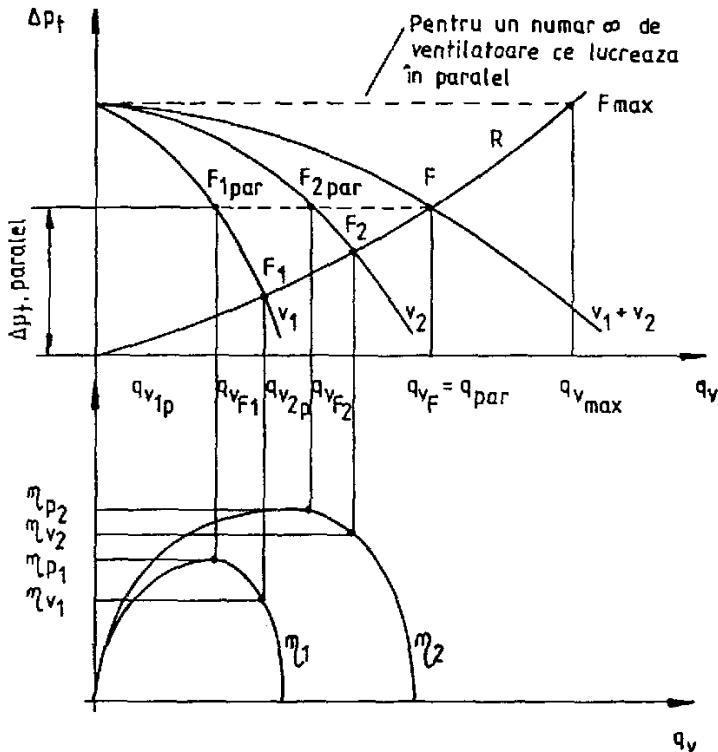


Figura 3.56

De asemenea, se impune ca toate ventilatoarele să aibă curbe caracteristice interioare cu pantă continuu descrescătoare, deci regim stabil de funcționare. Dacă ventilatoarele realizează valori diferite pentru creșterea totală de presiune (Δp_t) există pericolul ca ventilatoarele ce realizează o creștere de presiune mai mică să fie antrenate într-un regim de rotație inversă. Acest lucru se întâmplă din cauza ventilatoarelor mai puternice datorită debitului negativ introdus de acestea în sistem.

La aceste tipuri de montaje poate apărea frecvent fenomenul de pompaj sau chiar apariția unor zgomote și vibrații accentuate.

Cuplarea în paralel a ventilatoarelor axiale se poate realiza numai în cazul ventilatoarelor care au palete rotorice reglabile, a căror poziție de funcționare poate fi reglată atât la montarea în instalație cât și în timpul probelor efectuate la funcționarea în sistem.

3.12. Criterii de alegere a ventilatoarelor

Alegerea ventilatorului este o operație ce presupune luarea în considerare a unei multitudini de factori care, uneori, au priorități simultane însă impun condiții de lucru diametral opuse. De aceea, alegerea reprezintă practic un compromis ce trebuie să conducă la funcționarea cât mai bună a instalației în condiții de eficiență economică.

Pentru o instalație proiectată, alegerea ventilatorului trebuie să țină seama de următoarele criterii:

- tipul și particularitățile constructive ale instalației;
- natura mediului vehiculat (aer sau gaze neutre, corosive sau explozive; conținutul de suspensii, mărimea și natura acestora);
- temperatura de lucru a mediului vehiculat;
- modul de amplasare a ventilatorului în instalație (va lucra pe aspirație, refulare sau aspirație-refulare);
- tipul de caracteristică indicată (cu palier constant; căzătoare; puternic căzătoare);
- modul și domeniul de reglaj al performanțelor ventilatorului.
- nivelul de zgomot al ventilatorului;
- spațiul disponibil pentru amplasare;
- randamentul ventilatorului;
- condițiile de mediu în care va lucra ventilatorul (altitudine, umiditate etc.)
- modul de acționare și de fixare al ventilatorului;
- **debitul și presiunea necesare** (la temperatura de lucru)

Pentru exemplificare este prezentată o analiză comparativă între două ventilatoare centrifuge, unul realizat în varianta constructivă cu rotor cu palete curbate înainte și celălalt cu palete curbate înapoi, din punct de vedere al

răspunsului la cerințele impuse pentru același nivel de performanță (debit și presiune).

Tabel 3.10

Cerințe	Răspuns	
	<i>Ventilator centrifug cu rotor cu palete curbate înainte</i>	<i>Ventilator centrifug cu rotor cu palete curbate înapoi</i>
Nivel de zgomot	Redus (sub 85 dB) datorită turațiilor reduse de funcționare	Ridicat (peste 90 dB) datorită turației ridicate de funcționare
Spațiul necesar pentru aceleași performanțe	Dimensiuni de gabarit reduse	Dimensiuni de gabarit mai mari
Randament	Mai redus (până la 72%)	Bun (până la 85%)
Caracteristica de lucru	Curbă de tip "ș'a"	Curbă continuu descrescătoare
Caracteristica de putere	Curbă ascendentă cu creșterea debitului	Curbă auto-limitatoare în zona de randament maxim
Cost, la același nivel de performanță	Redus	Ridicat
Recomandare pentru utilizare	În instalații mici, cu puteri instalate reduse, cu funcționare intermitentă și unde se impun cerințe de zgomot redus. (Instalațiile de ventilație din construcțiile civile și centrele de ventilare aferente)	În instalații industriale caracterizate prin performanțe ridicate și puteri instalate mari, cu funcționare continuă

După alegerea tipului de ventilator în funcție de cerințele instalației, se alege din cataloage, pe baza curbelor caracteristice, tipodimensiunea care asigură performanțele dorite în zona de randament maxim.

3.13. Zgomotul și diagnosticarea acustică a ventilatoarelor

3.13.1. Mărimi caracteristice

Vibrațiile pompelor și ventilatoarelor generează unde sonore în medii înconjurător, unde care sunt recepționate de om sub formă de zgomote. Astfel, dintre mașinile hidropneumatice, ventilatoarele (în special cele axiale) constituie surse importante de zgomot. În aceste condiții, construirea ventilatoarelor silențioase devine un important criteriu de competitivitate.

Ventilatorul, ca sursă sonoră, se caracterizează prin puterea sonoră emisă (P_e). Sursa sonoră generează, la rândul său, un câmp sonor sub forma unor unde longitudinale în gazele și lichidele care o înconjoară, în solide apărând și unde transversale.

Câmpul sonor generat se caracterizează, într-un punct al său, prin elongația (S) a unei particule oscilante față de poziția de echilibru, prin viteza instantanee a acesteia prin presiunea sonoră (p) și prin intensitatea sonoră sau acustică (I).

Aceste mărimi depind de caracteristicile sursei, de distanța punctului considerat față de sursă și de proprietățile acustice ale încăperii (reflecții, absorbții, disipații de căldură).

Intensitatea se definește ca fiind fluxul de putere (P) transferat prin unitatea de arie (A):

$$I = \frac{P}{A} \quad (3.72)$$

Considerând o variație sinusoidală pentru viteza instantanee și pentru presiunea sonoră:

$$u = u_{\max} \sin \omega t \quad \text{și} \quad p = p_{\max} \sin \omega t \quad (3.73)$$

puterea P se poate exprima printr-o relație de forma:

$$P = \frac{p_{\max} \cdot u_{\max}}{2} A \quad (3.74)$$

sau, operând cu valori efective:

$$u_{ef} = \frac{u_{\max}}{\sqrt{2}} \quad \text{și} \quad p_{ef} = \frac{p_{\max}}{\sqrt{2}} \quad (3.75)$$

se obține:

$$P = p_{ef} \cdot u_{ef} \cdot A \quad (3.76)$$

Considerând o lege de variație liniară între deformație și presiune (Hooke) rezultă o legătură între presiune și viteză de forma:

$$p = \rho c u \quad (3.77)$$

unde c - este viteza de propagare a undei în mediul ambiant ($c = \sqrt{E/\rho}$) iar E - este modulul de elasticitate al mediului. Astfel, pentru un mediu dat, p este proporțional cu u . Produsul $\rho \cdot c$ este denumit uneori rezistență acustică sau impedanță acustică a mediului.

Rezultă astfel relațiile de legătură dintre putere, presiune sonoră, intensitate sonoră și aria expusă:

$$P = I \cdot A = A p_{ef} u_{ef} = \frac{A}{\rho c} p_{ef}^2 \quad (3.78)$$

respectiv între intensitatea și presiunea sonoră:

$$I = \frac{p_{ef}^2}{\rho c} \quad (3.79)$$

Mai recent, pentru caracterizarea câmpurilor sonore, se folosește mărimea numită densitate de energie sonoră definită ca fiind energia conținută în unitatea de volum a mediului:

$$D = \frac{p_{ef}^2}{\rho c^2} = \frac{I}{c} \quad [\text{J/m}^3] \quad (3.80)$$

3.13.2. Zgomotele ventilatoarelor

În acustică se face distincție între tonuri muzicale (mișcare ondulatorie periodică), tonuri pure (mișcare armonică), impulsuri sonore și zgomote (mișcări ondulatorii aleatoare). La cercetarea mașinilor însă, aceste categorisiri prezintă un alt gen de importanță. Astfel, și un ton muzical emis persistent de o mașină este poluant deci, din punct de vedere al poluării fonice, vom considera în categoria zgomotelor și undele sonore periodice. Prezența acestor componente în structura unui zgomot complex permite însă diferențierea mecanismelor din ventilator, privit ca sursă sonoră, care generează componentele respective.

Luată în acest sens mai larg, zgomotele ce apar în timpul funcționării ventilatoarelor pot proveni din următoarele procese ce au loc în ventilator:

- a. vibrațiile unor organe componente excitate de forțe variabile în timp date de alte organe sau de fluidul vehiculat;
- b. oscilațiile de presiune din fluidul vehiculat.

Cauza principală a zgomotului este de natură aerodinamică și este în legătură directă cu comportarea aeroelastică a paletelor ventilatorului. Viteza de rotație are o importanță deosebită, nivelul zgomotului crescând aproximativ cu puterea a cincea a vitezei periferice. În afară de această cauză, soluțiile constructive privind rotorul și carcasa, numărul și modul de profilare al paletelor, precum și interstițiul dintre paletajul rotor și carcasă, determină în mod esențial nivelul de zgomot. S-a constatat, din practica de exploatare, că ventilatoarele cu număr impar de palete sunt mai silențioase.

În afara zgomotului aerodinamic există și vibrații mecanice determinate, în principal, de neechilibrul rotorului și de uzura lagărelor.

În mod curent, drept criteriu de apreciere a zgomotului produs de ventilatoare se folosește nivelul de intensitate acustică, în decibeli, definit prin relația logaritmică:

$$L = 10 \log \frac{I}{I_0} \quad (3.81)$$

în care I este intensitatea acustică, iar $I_0 = 10^{-12}$ [W/m²] este intensitatea corespunzătoare pragului minim al audibilității.

Estimarea nivelului de zgomot al unui ventilator se poate face dacă se cunosc principalii parametri de lucru ai ventilatorului:

$$L_z = L_{z0} + 10 \log Q + 20 \log \Delta p_t \pm 5 \text{dB} \quad (3.82)$$

în care L_{z0} este nivelul de zgomot de bază și se determină în funcție de rapiditatea cinematică n_q , în literatura de specialitate această dependență fiind dată sub formă de tabele.

Testele de zgomot se fac cu aparate speciale numite fonometre, în instalații special construite în acest scop și denumite camere fonice. La rândul lor, în funcție de modul de realizare, aceste camere pot fi:

- **camere anecoide** în care observatorul recepționează puterea venită direct de la sursă (câmp liber)

- **camere reverberante ideale** în care sunetul sosește la observator cu aceeași probabilitate din orice direcție (câmp difuz)

Ventilatoarele se consideră silențioase dacă nivelul de intensitate sonoră, la distanța de 1.5 m de sursă, este sub 60 dB, pentru banda de frecvență de la 80 Hz la 8 kHz, oricare ar fi punctul de funcționare de pe caracteristica $p_t(Q)$.

3.13.3. Diagnosticarea acustică a ventilatoarelor. Metode de atenuare a zgomotului

Ventilatorul este un sistem oscilant foarte complicat în comparație cu sistemele simple pentru care s-au elaborat modele matematice. Sistemul este excitat de forțe periodice, de impulsuri și de forțe aleatoare. Răspunsul sistemului depinde de parametrii excitației și de caracteristicile sistemului oscilant. Modelul cel mai simplu din mecanica vibrațiilor care reflectă aceste corelații este sistemul liniar cu amortizare, excitat de o forță armonică, sistem care este modelat de ecuația diferențială:

$$\ddot{x} + 2p\zeta \cdot \dot{x} + p^2 \cdot x = \frac{F_0}{m} \sin \omega t \quad (3.83)$$

având soluția:

$$x = x_0 \sin(\omega t - \theta) \quad (3.84)$$

iar amplitudinea:

$$x_0 = x_s A_1 \quad \text{cu} \quad A_1 = \frac{m}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + (2\zeta\eta)^2}} \quad (3.85)$$

în care A_1 este factorul de amplificare, iar x_s este amplitudinea de oscilație a sistemului în absența forței de excitație (ω). Celelalte notații reprezintă m - masa oscilantă; k - constanta elastică; c - coeficientul de amortizare:

$$\frac{k}{m} = p^2; \quad \zeta = \frac{c}{2mp}; \quad \eta = \frac{\omega}{p} \quad (3.86)$$

Se observă că reducerea factorului de amplificare se poate face pe două căi:

- prin mărirea coeficientului de amortizare, respectiv mărirea constantei elastice
- prin îndepărtarea valorii lui ω de valoarea pulsației proprii a sistemului (p).

În cazul mișcării periodice complexe și a celor aleatoare se face apel la metoda corelării semnalelor.

Obiectivele urmărite de cercetătorul și proiectantul ventilatoarelor sunt: identificarea forțelor perturbatoare și reducerea amplitudinii acestora, izolarea organelor care produc aceste forțe, identificarea pulsațiilor proprii ale unor componente ale mașinii cu suprafața radiantă mare (camere, batiuri etc.) și îndepărtarea acestora de pulsațiile perturbatoare. Aceste obiective se urmăresc atât în faza de proiectare cât și apoi la încercarea prototipului.

Măsurările de zgomot pot fi efectuate în camere surde (anecoide), în camere reverberante ideale și în camere parțial reverberante. Pentru cercetarea ventilatoarelor se impun, de regulă, măsurători în camere anecoide dar pot fi utile și cele efectuate în camere parțial reverberante cum sunt încăperile obișnuite. În instalațiile de ventilație undele sonore provin de la pereții solizi care vibrează precum și direct de la fluidul vehiculat. De aceea este recomandat ca măsurătorile să se efectueze atât în încăperea în care este amplasată mașina, cât și în curentul de aer. În ce privește măsurarea în curentul de fluid aceasta poate fi perturbată de reflectări produse de pereții conductelor și de cei ai încăperii în care se efectuează măsurătoarea, precum și de impactul dintre curentul de fluid și microfon, respectiv de zgomotul generat de curentul care spală coșul de protecție al microfonului. Pentru a diminua aceste influențe, se pot lua o serie de măsuri precum:

- utilizarea de camere anecoide la intrare și ieșire,
- folosirea unor confuzoare și difuzoare speciale (exponențiale),
- folosirea unor cutii absorbante la ieșirea din conductă,
- aplicarea de corecții pentru efectele dinamice ale microfonului.

Măsurarea se poate face în fața racordului de aspirație, în fața racordului de refulare sau în interiorul tubulaturii (în fața și în spatele ventilatorului). În ceea ce privește raza de plasare a microfonului în conductă, trebuie luat în considerare faptul că, datorită pereților rigizi, apar unde staționare cu frecvențe (f_D) corespunzătoare unei lungimi de undă egală cu

diametrul conductei ($\lambda_D = D$). Acest fenomen duce la repartiția neuniformă a intensității sonore de-a lungul razei conductei.

De exemplu, la frecvența $f = 0,59 \cdot f_D$ se constată un minim al presiunii în centrul conductei, iar la pereți un maxim (diferența este de 6 - 8 dB).

La $f = 1,22 \cdot f_D$ minimul este între perete și centru iar la frecvențe mai mari, distribuția pe secțiune se uniformizează. Se recomandă, în general, plasarea microfonului la distanța $D/4$ de perete.

În plus, pot apare și unde staționare longitudinale.

De aceea se recomandă ca măsurătorile să se efectueze în mai multe secțiuni transversale pe o lungime totală de ordinul unui sfert de undă, mai ales la frecvențe $f = 0,4 \cdot f_D$, când conducta este deschisă și nu este dotată cu elemente absorbante.

Măsurătorile efectuate în câmpul sonor al ventilatoarelor, pe de o parte confirmă sau infirmă soluțiile proiectate și, pe de altă parte, permit identificarea unor noi surse de zgomot. Pe această cale se pot stabili soluții de perfecționare a proiectului, de înlăturare a unor perturbații și de modificare a unor frecvențe proprii.

Câteva exemple uzuale de surse de zgomot monitorizate în cadrul diagnosticării acustice a ventilatoarelor sunt prezentate în cele ce urmează.

A. Forte perturbatoare mecanice

A.1. **Masele neechilibrate** ale subansamblelor rotitoare care generează forțe centrifuge cu direcție variabilă:

$$F = me\omega^2 \quad (3.87)$$

unde: "m" reprezintă masa aflată în mișcare de rotație cu viteza unghiulară " ω ", iar "e" este excentricitatea reziduală a centrului de greutate după echilibrare. Turația ventilatorului are o influență evidentă asupra acestui tip de perturbație însă reducerea acesteia ar duce la mărirea nejustificată a dimensiunilor mașinii.

A.2. **Lagărele cu rulmenți** dau forțe perturbatoare cu frecvența fundamentală

$f = i \frac{n}{60}$ unde $i = 1, 2, \dots, z$; z fiind numărul de bile al rulmentului, iar n turația

în rotații/minut. Spectrul de zgomote produs de lagărele cu rulmenți este foarte larg (apar și armonice). În cazul turațiilor ridicate se recomandă utilizarea rulmenților silențioși sau a lagărelor cu alunecare.

A.3. Perturbații datorate **încovoierii alternative a arborelui** datorită greutatei rotorului și forțelor radiale de natură aerodinamică. Aceste perturbații au ca pulsație viteza unghiulară a ventilatorului, respectiv armonicele acesteia.

B. Zgomote provocate de fluidul vehiculat

Oscilațiile de presiuni din masa de fluid generează zgomot și în mod direct, însă intervin și ca forțe perturbatoare care excită pereții conductelor și ai ventilatorului. Zgomotul emis de fluid are, de aceea, un spectru larg, continuu, cu suprapuneri de tonuri pure.

B.1. *Neuniformitatea curgerii în rotor.* Mișcarea din canalele rotorice este nestaționară astfel că fluidul din rotor se constituie într-o sursă sonoră periodică care poate fi descompusă într-un șir de surse armonice (sinusoidale). Acestui zgomot i se spune **zgomot de rotație** iar frecvențele au valori:

$$f_{rot} = N \frac{zn}{60} \quad (3.88)$$

unde $N = 1, 2, \dots$ este numărul corespunzător armonice, n este turația în rot/min, iar z este numărul de palete rotorice.

B.2. *Dărele și turbulențele curentului* generate în spatele paletelor sau a altor obstacole (e vorba practic de orice desprindere de strat limită) generează la rândul lor zgomote datorită caracterului nestaționar pe care îl au. Aceste zgomote sunt denumite **zgomote de vârtej** și devin importante la viteze mari și la regimuri de lucru diferite de regimul optim de funcționare.

B.3. **Zgomotul de interacțiune** este generat de efectul unor *câmpuri de viteze periodice* asupra unor organe ale ventilatorului. Exemple tipice sunt: interacțiunea curent rotoric - paletaj statoric și interacțiunea curent rotoric - limba colectorului spiral.

Dacă cele două numere de palete, statorice z_{st} și rotorice z_r , au un divizor comun (k), atunci apar suprapuneri de perturbații. Frecvența perturbației rezultante va fi de forma:

$$f_{i_{st}} = N \frac{n}{60} \frac{z_{st} z_r}{k} \quad (3.89)$$

Suprapunerea perturbațiilor majorează puterea sonoră emisă cu circa 3 dB pentru fiecare suprapunere și de aceea se recomandă pentru alegerea numărului de palete rotorice și statorice următoarele perechi de valori

Tabel 3.11

z_r	4	8	12	16
z_{st}	3	7	11	15
	5	9	13	17

adică se recomandă ca cel mai mare divizor comun să fie ($k = 1$).

La interacțiunea curent rotoric - colector spiral, perturbația are caracter de impuls periodic cu frecvența:

$$f_{i_{cs}} = N \frac{n}{60} z_r \quad (3.90)$$

Puterea emisă depinde de distanța dintre limba camerei spirale și rotor. Se recomandă ca această distanță să fie cel puțin $0,05D$.

Acest zgomot poate fi redus prin înclinarea paletelor statorice, respectiv a limbii colectorului în așa fel ca șocul dat de neuniformitățile curentului să fie distribuit obținându-se astfel reduceri de ordinul a 8...10 dB a zgomotului.

În *figura 3.57* este prezentată influența vitezei periferice u_2 asupra zgomotului dominant al unui sistem de ventilație. Zonele marcate pe figură au următoarea interpretare:

- A. Domină zgomotul mediului ambiant;
- B. Domină zgomotul dat de lagăre;
- C. Domină zgomotul dat de desprinderi, dar influențat de numerele Reynolds;
- D. Domină zgomotul dat de desprinderi;
- E. Domină zgomotul de rotație și de turbulență.

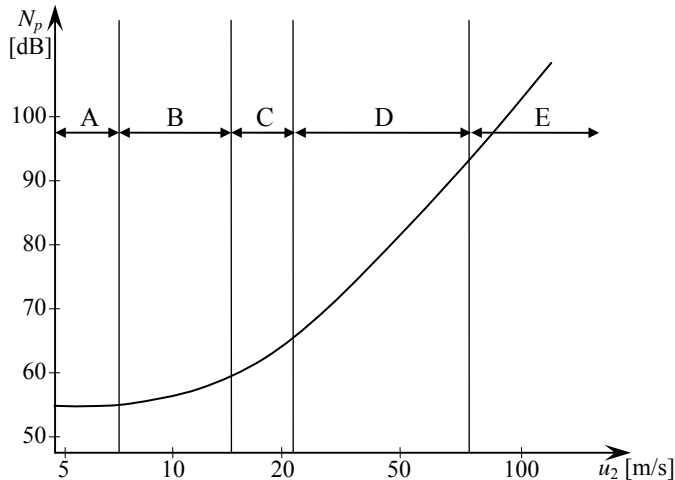


Figura 3.57

O importanță deosebită o prezintă și pulsațiile proprii ale unor componente ale ventilatorului și ale instalației datorită fenomenelor de rezonanță și autovibrații care pot apărea. Pentru unele organe precum arbori, tiranți etc., rezonanța poate prezenta un pericol din punct de vedere al rezistenței mecanice, chiar în condițiile în care radiația sonoră corespunzătoare este nesemnificativă. Pulsații proprii prezintă și coloanele de aer a căror rezonanță poate genera oscilații ale pereților conductelor care devin astfel, la rândul lor, importante surse de zgomot.

Încercarea de reducere a zgomotului produs de ventilatoare cere acțiuni întreprinse pe mai multe planuri:

- construirea de ventilatoare silențioase din punct de vedere aerodinamic;
- amortizarea forțelor perturbatoare generate de ventilator pentru a nu fi transmise altor componente ale sistemului sau construcțiilor;
- eliminarea fenomenelor de rezonanță;
- absorbirea zgomotului radiat de componentele sistemelor.

Calea cea mai simplă de soluționare a acestor deziderate este reducerea vitezelor, atât ale aerului cât și ale rotoarelor. Modalitatea aceasta conduce însă la soluții constructive neeconomice și deci necompetitive.

Câteva soluții de realizare a unui nivel redus de zgomot în condițiile unor viteze mari, care asigură soluții constructive competitive din punct de vedere al performanțelor aerodinamice, sunt enunțate în cele ce urmează:

- ✓ utilizarea de pereți dubli;
- ✓ absorbție prin materiale poroase;
- ✓ absorbție prin rezonatori;
- ✓ amortizoare reflectante și de interferență;
- ✓ izolații fonice generale sau specifice pentru anumite benzi de frecvență;
- ✓ suporturi cu amortizoare;
- ✓ racorduri elastice amortizoare.

Alegerea uneia sau a alteia din soluțiile prezentate se face în urma unui calcul economic care trebuie să ia în considerație realizarea obiectivului principal (parametri funcționali ridicați la un nivel redus de zgomot) cu cheltuieli minime.

CAPITOLUL IV

TURBOGENERATOARE PNEUMATICE (COMPRESOARE)

4.1. Generalități

Suflantele și compresoarele sunt mașini generatoare de energie hidraulică, care folosesc gazele ca fluid de lucru, ca și ventilatoarele, dar la care între densitățile corespunzătoare intrării și, respectiv ieșirii din mașină, apar diferențe apreciabile.

Modelele hidraulice de calcul aplicate în cazul pompelor (fluid incompresibil) au la bază considerarea unui fenomen izoterm, cu diferențe de presiuni mici, la care masa specifică poate fi considerată constantă, iar schimbul de căldură cu exteriorul, fiind perfect, nu apar modificări de temperatură în interiorul fluidului. În cazul diferențelor mari de presiuni (la pompe volumice, de exemplu) modelele hidraulice se corectează (fluid compresibil), dar caracterul izoterm al transformărilor se acceptă în continuare.

Aceste modele de calcul se aplică și în cazul gazelor la grade reduse de comprimare $\varepsilon < 1.1$ (cazul ventilatoarelor). În cazul gradelor ridicate de comprimare $\varepsilon > 1.1$ (suflante) și $\varepsilon > 4$ (compresoare), modelele hidraulice clasice de calcul nu se mai pot aplica, schimbul de căldură cu exteriorul, neputând fi neglijat. Astfel, în cazul suflantelor și compresoarelor, pentru o anumită conformație geometrică și cinematică, în condițiile unui schimb de

căldură cu exteriorul în timpul procesului de comprimare și cu datele de intrare precizate ($p_\infty, \rho_\infty, T_\infty$), ne interesează care vor fi mărimile de ieșire (p_r, ρ_r, T_r), ce schimb de căldură se realizează cu mediul exterior și ce lucru mecanic din exterior este necesar pentru comprimare. În cazul compresoarelor procesul de lucru este chiar mai complicat, o parte din puterea pierdută prin frecările de natură mecanică, transformându-se în căldură cedată direct mediului ambiant, în timp ce altă parte se transformă în căldura care este cedată gazului care este comprimat.

4.2. Modelul gazului ideal și al gazului real. Comprimarea gazelor

Modelul gazului ideal se referă la acele gaze care se comportă conform ecuației Clapeyron, în privința legăturii dintre principalele mărimi de stare:

$$\frac{pV}{T} = R \quad (4.1)$$

unde p este presiunea gazului, R este constanta universală a gazelor, T este temperatura în grade Kelvin, iar $v = \frac{1}{\rho} = \frac{V}{m}$ este volumul specific al gazului considerat.

Ecuția Clapeyron reflectă comportarea gazelor reale numai în cazul presiunilor mici și a temperaturilor ridicate, în restul domeniului ecuația fiind doar o aproximație a comportării gazului real. De aceea în cazul gazelor reale, se utilizează o formă corectată a ecuației Clapeyron și anume:

$$\frac{pV}{T} = \xi \cdot R \quad (4.2)$$

unde ξ reprezintă un coeficient de corecție numit coeficient de compresibilitate și este dat de relația:

$$\xi = \frac{V_{real}}{V_{ideal}} \quad (4.3)$$

În privința procesului de comprimare a gazelor din compresor se consideră gazul general al transformării politropice:

$$pV^n = ct. = C \quad (4.4)$$

eventualele particularizări făcându-se în funcție de exponentul n , astfel:

a). $n = 1$ – transformare izotermă;

b). $n = k = \frac{C_p}{C_v}$ – transformare adiabatică (transformare fără cedare de căldură către mediul ambiant);

c). $n \in (1, k)$ – transformare politropică (transformare cu cedare de căldură către mediul ambiant). În cazul în care căldura cedată gazului prin disipațiile mecanice este mai mare decât cea cedată mediului ambiant este posibilă și situația $n > k$.

d). $n = 0$ – transformare izobară;

e). $n \rightarrow \infty$ - transformare izocoră.

Pentru calcule practice pot fi folosite și combinații ale relațiilor (4.1) și (4.4), rezultând:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{pV}{T} = R \\ pV^n = C \end{array} \right. \leftrightarrow \left\{ \begin{array}{l} TV^{n-1} = \frac{C}{R} \\ \frac{pV}{T} = R \end{array} \right. \leftrightarrow \left\{ \begin{array}{l} \frac{p^{\frac{n-1}{n}}}{T} = \frac{R}{C^{\frac{1}{n}}} \\ \frac{pV}{T} = R \end{array} \right. \quad (4.5)$$

Combinând relațiile (4.5) cu ecuația de continuitate scrisă pentru intrare și ieșire în concordanță cu condițiile geometrice ale compresorului se obține sistemul de ecuații ce permite calculul celor trei mărimi de la ieșire (p_2, v_2, T_2).

4.3. Clasificarea compresoarelor

După construcție și principii de funcționare, compresoarele sunt de următoarele tipuri:

A.). Turbocompresoare care realizează transformarea continuă a energiei mecanice în energie cinetică a gazului tranzitat, cu transformarea ulterioară a acesteia din urmă în energie potențială. La rândul lor, turbocompressoarele se împart în funcție de soluția constructivă, în:

A.1.). *Turbocompresoare axiale* pentru debite mari și grade de comprimare pe etaj $\varepsilon' \leq 1,05$, ($\varepsilon = 6 \dots 13$);

A.2.). *Turbocompresoare centrifugale* pentru debite medii și grade de comprimare pe etaj $\varepsilon' \leq 1,3$, ($\varepsilon = 4 \dots 40$).

B.). *Compresoare volumice* care, în funcție de soluția constructivă, pot fi:

B.1.). *Compresoare volumice rotative* utilizate pentru debite mici și grade de comprimare $\varepsilon \leq 4$;

B.2.). *Compresoare volumice cu piston* utilizate pentru vehicularea debitelor mici și cu grade de comprimare foarte mari $\varepsilon \leq 100$.

Compresoarele volumice realizează creșterea presiunii gazului prin micșorarea volumului pe care îl ocupă acesta. La acest tip de compresoare energia mecanică provenită de la motorul de antrenare se transformă direct în energie potențială a gazului. În mod obișnuit acest proces este intermitent (periodic).

Avantajele și dezavantajele compresoarelor

În comparație cu compresoarele cu piston, turbocompresoarele oferă următoarele avantaje: continuitatea livrării gazului spre consumator; echilibrarea dinamică a rotorului; simplitatea constructivă de ansamblu; randamentul mecanic superior; turație ridicată de funcționare, adecvată cuplării directe cu motoare rapide, cu randamente ridicate; mase, gabarite și fundații de dimensiuni mai mici (construcție mai compactă).

Dezavantajele principale ale turbocompresoarelor sunt legate de instabilitatea funcționării, la debite reduse, datorită manifestării fenomenului de pompaj, precum și de dificultățile întâmpinate la realizarea unor mașini capabile să realizeze presiuni mari sau să vehiculeze debite mici de gaz.

Compresoarele volumice rotative îmbină avantajele turbocompresoarelor cu unele avantaje ale compresoarelor cu piston, dintre care se menționează stabilitatea funcționării la debite inferioare debitului nominal. Pe de altă parte, la rapoarte de comprimare mici ($\varepsilon \leq 3$) și la presiuni de lucru reduse ($p = 4 \div 5$ MPa), mașinile volumice rotative funcționează cu randamente izotermice mai mari decât cele ale compresoarelor cu piston, existând o

tendință de înlocuire a acestora din urmă pentru gama de parametri menționați.

Domenii de utilizare a compresoarelor

Suflantele, compresoarele și pompele de vid ocupă un loc important în numeroase tehnologii mecanice și nemecanice, ele utilizându-se în aproape toate ramurile industriale. Dintre principalele aplicații se menționează cele privind mașinile și instalațiile termice (compresoarele turbinelor cu gaze, turbosuflante pentru suplimentarea motoarelor cu piston) < tehnica frigului industrial și a temperaturilor joase (compresoare de gaze sau de vapori); tehnica transporturilor; sistemele de ventilație și condiționare a aerului; tehnica vidului; testările în tunele aerodinamice; acționările; măsurările și reglajele pneumatice; tehnologiile chimice și petrochimice; insuflarea aerului în agregate siderurgice și metalurgice; vehicularea gazelor naturale etc.

4.4. Turbocompresoarele

Ca principiu constructiv, acestea nu diferă de turbopompe. Comparativ cu compresoarele volumice au o construcție mai simplă și mai robustă, debitează uniform și permit acționări la turații mari. De regulă se utilizează în construcție etajată pentru a obține grade de comprimare mai ridicate. Tendința modernă este utilizarea de turații mari (de ordinul a 10.000 rot/min) și puteri mari (de ordinul MW-ilor). Turbocompresoarele se utilizează ca suflante pentru furnale și cocserii, pentru centrale mari de aer comprimat, pentru magistrale de gaze naturale, în industria chimică etc. Vitezele periferice ale discurilor rotorice ale turbocompresoarelor pot atinge valori de 500 m/s.

În cazul turbocompresoarelor există particularitatea că, din motive constructive, la comprimarea gazului într-un etaj de lucru, nu se poate realiza și răcirea gazului. Mai mult, o parte din pierderile mecanice sunt sub formă de căldură cedată gazului. Spunem, de aceea, că are loc o comprimare a gazului cu aport de căldură. Răcirea gazului, în cazul turbocompresoarelor, este posibilă numai la ieșirea din turbocompresor sau prin intercalarea unor schimbătoare de căldură între etaje sau grupuri de etaje. Oricum, exponentul

politropic pentru transformarea produsă într-un etaj al turbocompresorului, va fi mai mare decât cel adiabatic ($n > k$).

4.4.1. Ecuațiile energetice de bază ale turbocompressoarelor

Ecuațiile de lucru din agregatele pneumatice sunt definite de natura termodinamică a transformărilor care au loc în timpul curgerii gazului prin mașină. Astfel, notând cu H_i și H_e sarcinile fluidului la intrarea și la ieșirea din agregat, sau cu Y_i și Y_e energiile specifice corespunzătoare, se știe că sarcina efectivă (utilă) a acestuia este:

$$H = \frac{Y}{g} = \int_i^e dH \quad (4.6)$$

și cum, conform ecuației energetice a lui Bernoulli, avem:

$$dH = \frac{dY}{g} = dz + \frac{dp}{\gamma} + d\frac{v^2}{2g} \quad (4.7)$$

se obține:

$$H = z_e - z_i + \int_i^e \frac{dp}{\gamma} + \frac{v_e^2 - v_i^2}{2g} \quad (4.8)$$

În cazul suflantelor și compresoarelor, evoluțiile de lucru reale sunt politropice de forma $\frac{p}{\rho^n} = ct$ sau $\frac{p}{\gamma^n} = ct$, unde n este exponentul transformării politropice ce are loc în agregat. În acest caz, sarcina politropică efectivă, H_{pol} a unui agregat pneumatic va fi:

$$H_{pol} = \int_i^e dH = z_e - z_i + \frac{n}{n-1} \left(\frac{p_e}{\gamma_e} - \frac{p_i}{\gamma_i} \right) + \frac{v_e^2 - v_i^2}{2g} \quad (4.9)$$

și cum $\frac{p_e}{\gamma_e^n} = \frac{p_i}{\gamma_i^n} = ct$, iar $z_e - z_i \cong 0$, rezultă:

$$H_{pol} = \frac{n}{n-1} \frac{p_i}{\gamma_i} \left[\left(\frac{p_e}{p_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + \frac{v_e^2 - v_i^2}{2g} = \frac{n}{n-1} \frac{p_i}{\gamma_i} \left(\frac{\mathcal{E}_c^{n-1}}{\mathcal{E}_c^n} - 1 \right) + \frac{v_e^2 - v_i^2}{2g} \quad (4.10)$$

Ținând cont de ecuația generală de stare a gazelor, scrisă sub forma

$$\frac{p}{\rho} = RT, \text{ atunci:}$$

$$H_{pol} = \frac{n}{n-1} \frac{R}{g} (T_e - T_i) + \frac{v_e^2 - v_i^2}{2g} = \frac{n}{n-1} \frac{RT_i}{g} \left(\varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) + \frac{v_e^2 - v_i^2}{2g} \quad (4.11)$$

Deseori, în analiza comportării și optimizării agregatelor pentru gaze, se utilizează drept parametri de referință sarcinile unor evoluții ce au loc în condiții adiabatică ($\frac{p}{\gamma^\chi} = ct$) sau izoterme ($\frac{p}{\gamma} = ct$), între aceleași limite de lucru (p_e și p_i , v_e și v_i).

Procesele adiabatică corespund unor evoluții de lucru ale gazelor fără schimb de căldură cu exteriorul. Practic, aceasta înseamnă că, transformările energetice care au loc în agregate sunt foarte rapide și, din punct de vedere termic, total izolate față de mediul exterior.

Expresiile sarcinii adiabatică au aceeași formă ca cele ale sarcinii politropice, cu mențiunea că exponentul politropic se înlocuiește cu exponentul adiabatic $\chi = \frac{c_p}{c_v}$:

$$H_{ad} = \frac{\chi}{\chi-1} \frac{R}{g} (T_e - T_i) + \frac{v_e^2 - v_i^2}{2g} = \frac{\chi}{\chi-1} \frac{RT_i}{g} \left(\varepsilon^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1 \right) + \frac{v_e^2 - v_i^2}{2g} \quad (4.12)$$

Totodată, entalpia unui fluid, fiind definită conform relației $i = \frac{\chi}{\chi-1} RT$,

sarcina adiabatică poate fi scrisă și sub forma:

$$H_{ad} = \frac{1}{g} (i_e - i_i) + \frac{v_e^2 - v_i^2}{2g} \quad (4.13)$$

Pentru procesele de comprimare, care au loc în condiții de răcire perfectă, astfel încât temperatura rămâne constantă pe tot traseul de deplasare a fluidului prin agregat, se folosește noțiunea de sarcină izotermică:

$$H_{iz} = \frac{p_i}{\gamma_i} \ln \frac{p_e}{p_i} + \frac{v_e^2 - v_i^2}{2g} = \frac{p_i}{\gamma_i} \ln \varepsilon + \frac{v_e^2 - v_i^2}{2g} \quad (4.14)$$

sau:

$$H_{iz} = \frac{RT_i}{g} \ln \frac{p_e}{p_i} + \frac{v_e^2 - v_i^2}{2g} = \frac{RT}{g} \ln \varepsilon + \frac{v_e^2 - v_i^2}{2g} \quad (4.15)$$

4.4.2. Sarcina teoretică

În ce privește sarcina teoretică H_t , expresia de la generatoarele rotative centrifuge sau axiale își păstrează valabilitatea și în cazul turbocompresoarelor:

$$H_t = H + \sum h_r \quad (4.16)$$

unde $\sum h_r$ constituie pierderile hidraulice de sarcină la trecerea fluidului prin agregat. Aceste pierderi se transformă în căldură și reintră în fluid.

La lichide, efectul acestui fenomen este neglijabil, însă, la gaze, atât pentru faptul că au o căldură specifică de patru ori mai mică, cât și datorită efectelor puternice ale căldurii asupra dilatării volumice, căldura echivalentă pierderilor hidraulice modifică în mod sensibil parametrii de stare. Ca urmare, se poate scrie:

$$g \sum h_r = \int_i^e dq_f \quad (4.17)$$

În același timp însă, în urma procesului termodinamic real de comprimare, o parte din energia consumată de agregat și preluată de la motorul de antrenare se transformă în căldură din care, o parte rămâne în fluid, iar alta iese din circuit prin răcirea naturală sau forțată a agregatului. Dacă notăm cu dq cantitatea de căldură cedată de gaz exteriorului, se poate scrie, în baza principiului întâi al termodinamicii, relația:

$$dq_f - dq = di - \frac{dp}{\rho} \quad (4.18)$$

unde di este modificarea de entalpie a gazului.

Admițând că $dz = 0$, se poate scrie:

$$dY_t = gdH_t = dY + gd(\sum h_r) = \frac{dp}{\rho} + d\frac{v^2}{2g} + dq_f = \frac{dp}{\rho} + d\frac{v^2}{2g} + di + dq - \frac{dp}{\rho}$$

de unde:

$$H_t = \int_i^e dH_t = \int_i^e \frac{dY_t}{g} = \frac{1}{g}(i_e - i_i) + \frac{v_e^2 - v_i^2}{2g} + \frac{1}{g} \int_i^e dq = H_{ad} + \frac{1}{g} \int_i^e dq \quad (4.19)$$

Relația obținută permite evaluarea, atât a procesului pneumatic cât și a celui termic din turbocompresorul considerat.

În cazul compresoarelor moderne, utilizate în domeniul aviației, datorită vitezelor foarte mari ale fluidului de lucru, metodele de calcul folosesc parametrii frânați ai curentului de fluid:

$$i^* = i + \frac{v^2}{2} \quad \text{și} \quad T^* = T \left(1 + \frac{\chi - 1}{2} M^2 \right) \quad (4.20)$$

unde i^* este entalpia frânată a curentului de fluid, T^* este temperatura frânată, iar $M = \frac{v}{c} = \frac{v}{\sqrt{\chi RT}}$ este numărul Mach caracteristic, c fiind viteza sunetului în mediul fluid.

În aceste condiții, sarcina teoretică va avea expresia:

$$H_t = \frac{Y_t}{g} = \frac{1}{g} \left[(i_e^* - i_i^*) + \int_i^e dq \right] = \frac{1}{g} \left[\frac{\chi}{\chi - 1} R (T_e^* - T_i^*) + \int_i^e dq \right] \quad (4.21)$$

$$\text{sau:} \quad H_t = \frac{1}{g} \frac{\chi}{\chi - 1} R \left[T_e \left(1 + \frac{\chi - 1}{2} M_e^2 \right) - T_i \left(1 + \frac{\chi - 1}{2} M_i^2 \right) \right] + \frac{1}{g} \int_i^e dq \quad (4.22)$$

Aceste relații permit calcularea proceselor termogazodinamice din compresoarele de înaltă performanță, ținând cont de fenomenele ce apar la numere caracteristice $M \approx 1$. În mod uzual, la aceste compresoare se lucrează cu $M \approx 0,85$ sau, la cele supersonice, cu $M > 1,05$, deoarece pentru intervalul $0,85 < M < 1,05$ apare o zonă de comportare critică (vibrații, șocuri, desprinderi necontrolabile ale stratului limită, instabilitate în funcționare).

4.4.3. Puteri și randamente la suflante și compresoare

Ecuțiile lui Euler și, în general, toată analiza fluidodinamică a generatoarelor hidrodinamice sunt valabile indiferent de natura fluidului. Sarcinile $H_{T\infty}$, H_T și H sunt definite atât pentru mașinile hidraulice cât și pentru cele pneumatice. Totuși, apar unele diferențe atunci când se procedează la studierea aspectelor termodinamice ale funcționării, aspecte ce au influență asupra definirii puterilor și mai ales a randamentelor suflantelor și compresoarelor.

În cazul agregatelor pneumatice se definesc următoarele mărimi:

- **puterea teoretică infinită:**

$$N_{T\infty} = \frac{\dot{G}_{T\infty} H_{T\infty}}{1000} \quad [\text{kW}] \quad (4.23)$$

unde $\dot{G}_{T\infty} = \rho g Q_{T\infty} = g \cdot \dot{m}_{T\infty}$ este debitul gravific al fluidului.

- **puterea teoretică:**

$$N_T = \frac{\dot{G}_T H_T}{1000} \quad [\text{kW}] \quad (4.24)$$

unde $\dot{G}_T = \dot{G}_{T\infty}$, iar $H_T = H_{T\infty} \frac{1}{1+p}$, p fiind factorul de deviație introdus de rotorul real.

- **randamentul hidraulic:** se definește plecând de la cele trei sarcini de lucru specifice agregatelor pneumatice (politropice, adiabactice și izotermice):

$$\eta_{hpol} = \frac{H_{pol}}{H_T}; \quad \eta_{had} = \frac{H_{ad}}{H_T}; \quad \eta_{hiz} = \frac{H_{iz}}{H_T} \quad (4.25)$$

Cum sarcina politropică a unui agregat pneumatic este însăși sarcina efectivă a acestuia ($H_{pol} = H$) rezultă că $\eta_{hpol} = \eta_h$, deci:

$$H_{pol} = H = \eta_h H_T = \eta_h \frac{H_{t\infty}}{1+p} = \frac{\eta_h}{g(1+p)} (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \quad (4.26)$$

- **randamentul volumetric:** al unui agregat pneumatic se definește prin relația:

$$\eta_v = \frac{\dot{G}}{\dot{G}_t} = 1 - \frac{\sum \dot{G}_p}{\dot{G}_t} \quad (4.27)$$

unde $\sum \dot{G}_p = g \sum \dot{m}_p$, reprezintă pierderile de debit în rotor ce se calculează conform unei scheme similare celei de la pompele centrifuge.

- **puterea interioară** sau **indicată** dată de expresia:

$$N_i = N_T + N_f \quad (4.28)$$

unde N_f este puterea pierdută prin frecare în interiorul mașinii, dar care nu include nici pierderile pneumatice și nici pe cele mecanice. Prin urmare, această mărime reprezintă numai pierderea de putere datorată frecării dintre discul rotor și mediul gazos din carcasa în care se rotește.

Trebuie subliniat faptul că, din acest punct de vedere, există o diferență între puterea indicată la pompe și cea de la suflante și compresoare. Astfel, la pompe, pierderile N_f , deși de natură diferită, se însumează cu pierderile mecanice (frecări în lagăre și dispozitive de etanșare), formând pierderile totale N_m și conduc la definirea randamentului mecanic $\eta_m = 1 - \frac{N_m}{N}$. Ca

urmare, la pompe, puterea indicată sau internă este egală cu puterea teoretică $N_i = N_t$. La mașinile pneumatice aproximarea făcută la pompe nu mai poate fi acceptată deoarece pierderile N_f au altă semnificație: ele se transformă în căldură și influențează mărimile de stare ale gazului tranzitat prin agregat. Astfel, puterea indicată va fi mai mare decât cea teoretică.

Se definește drept **sarcină indicată** mărimea:

$$H_i = \frac{1000N_i}{\dot{G}} \quad (4.29)$$

- **randamentul indicat** se definește ca fiind raportul dintre puterea utilă și cea indicată:

$$\eta_i = \frac{N_u}{N_i} = \frac{H}{H_i} \quad (4.30)$$

- **puterea de antrenare** sau **absorbită** de generatorul pneumatic este dată de o relație de forma:

$$N = N_i + N_m \quad (4.31)$$

unde N_m reprezintă pierderile mecanice ale agregatului.

- **randamentul mecanic** va fi, în aceste condiții, dat de expresia:

$$\eta_m = \frac{N_i}{N} = 1 - \frac{N_m}{N} \quad (4.32)$$

de unde putem scrie:

$$N = \frac{N_i}{\eta_m} = \frac{N_u}{\eta_m \eta_i} = \frac{N_u}{\eta} = \frac{\dot{G}H}{1000\eta} \quad (4.33)$$

unde η este **randamentul total** al agregatului:

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_i \quad (4.34)$$

În *figura 4.1* este prezentată schema generală de bilanț al puterilor pentru un agregat pneumatic.

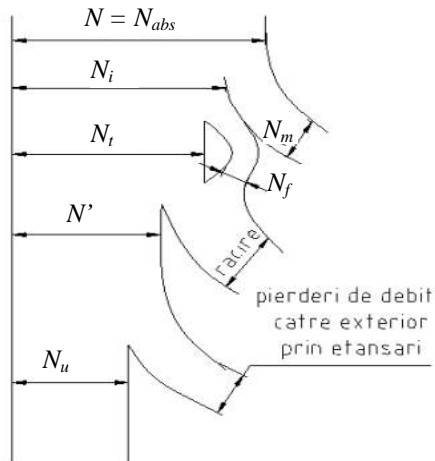


Figura 4.1

4.4.4. Mărimi de control ale proceselor termogazodinamice din suflante și compresoare

Pentru verificarea gradului de apropiere a proceselor reale ce au loc în generatoarele pneumatice se definesc un grup de indicatori cu denumirea generică de **randamente termice**:

- **randamentul adiabatic:**

$$\eta_{ad} = \frac{N_{ad}}{N_i} = \frac{H_{ad}}{H_i} \quad (4.35)$$

unde:

$$H_{ad} = \frac{\chi}{\chi - 1} \left(\frac{p_e}{\gamma_e} - \frac{p_i}{\gamma_i} \right) + \frac{v_e^2 - v_i^2}{2g} = \frac{\chi}{\chi - 1} \left(\frac{p_e^*}{\gamma_e^*} - \frac{p_i^*}{\gamma_i^*} \right) = \frac{\chi}{\chi - 1} \frac{RT_i^*}{g} \left(\varepsilon^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1 \right) \quad (4.36)$$

iar:

$$H_i = \frac{1}{g} (i_e^* - i_i^*) + \frac{1}{g} \int_i^e dq_t = \frac{1}{g} C_p (T_e^* - T_i^*) + \frac{1}{g} \alpha C_p (T_e^* - T_i^*) = \frac{1}{g} C_p (T_e^* - T_i^*) (1 + \alpha) \quad (4.37)$$

de unde:

$$\eta_{ad} = \frac{\varepsilon^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1}{\left(\frac{T_e^*}{T_i^*} - 1 \right) (1 + \alpha)} \cong \frac{\varepsilon^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1}{\frac{T_e^*}{T_i^*} - 1} (1 - \alpha) \quad (4.38)$$

expresiile parametrilor frânați folosiți fiind:

$$\varepsilon^* = \frac{p_e^*}{p_i^*}; \quad i^* = i + \frac{v^2}{2}; \quad T^* = T \left(1 + \frac{\chi - 1}{2} M^2 \right); \quad (4.39)$$

$$p^* = p \left(1 + \frac{\chi - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{\chi - 1}{\chi}}; \quad \gamma^* = \gamma \left(1 + \frac{\chi - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{1}{\chi - 1}}$$

Randamentul adiabatic reprezintă, pentru mașinile pneumatice nerăcite, un indicator al procesului real de comprimare, în raport cu cel indicat care constituie evoluția optimă.

Coeficientul α ce ține seamă de cedarea de căldură în exterior are următoarele valori, determinate pe cale experimentală:

- $\alpha = 0,025 \dots 0,035$ – la compresoarele de aviație sau cu gabarite mici;
- $\alpha = 0,020 \dots 0,025$ – la compresoare mari și suflante;
- $\alpha = 0,010$ – la compresoare axiale.

Valorile curente ale randamentului adiabatic sunt de ordinul $\eta_{ad} = 0,70 \dots 0,85$, valorile mari corespunzând compresoarelor axiale sau suflantelor cu grad de comprimare redus.

- **randamentul politropic:**

$$\eta_{pol} = \frac{H_{pol}}{H_i} = \frac{N_{pol}}{N_i} = \eta'_{pol} (1 - \alpha) = \eta_i \quad (4.40)$$

unde η'_{pol} este randamentul politropic calculat în condițiile $v_e \approx v_i$.

În mod curent $\eta_{pol} = 0,75 \dots 0,78$ și este un indicator al calității proceselor reale de lucru ale compresoarelor nerăcite.

- **randamentul izotermic** este un indicator al procesului de lucru din agregatele pneumatice de comprimare răcite:

$$\eta_{iz} = \frac{N_{iz}}{N_i} = \frac{H_{iz}}{H_i} \quad (4.41)$$

și îndeplinește, pentru suflantele și compresoarele răcite, rolul randamentului adiabatic de la cele nerăcite. Practic, randamentul izotermic este un indicator al sistemului de răcire al întregului agregat și nu al compresorului propriu-zis (deci, inclusiv al sistemului de răcire, montat uneori în afara compresorului). Pentru o răcire completă $\eta_{iz} = 1$, dar valorile uzuale sunt $\eta_{iz} = 0,50 \dots 0,85$ și depind de eficacitatea sistemului de răcire utilizat.

Se știe că, la comprimarea unui gaz se degajă o anumită cantitate de căldură care, dacă ar fi evacuată integral, procesul de comprimare ar fi izoterm. În cazul comprimării adiabatică, întreaga căldură degajată la comprimare rămâne un gaz, deci temperatura acestuia crește. În realitate însă, procesele de comprimare sunt politropice și, ca urmare sunt însoțite de creșterea temperaturii gazului. Creșterea ridicată de temperatură cere ca, la

presiuni mari, comprimarea să se facă în trepte și să se utilizeze sisteme de răcire intermediare sau globale.

Astfel, pentru rapoarte de comprimare de până la $\varepsilon = 2...2,5$ compresoarele centrifuge nu sunt răcite. În intervalul $2...2,5 < \varepsilon < 4...4,5$ compresoarele se răcesc numai în cazul unor construcții speciale pentru asigurarea unor randamente ridicate. Peste valori $\varepsilon = 4...4,5$ compresoarele sunt întotdeauna răcite.

Există variante constructive de compresoare cu sisteme de răcire foarte performante numite *compresoare izoterme*. Acestea, deși mai complicate din punct de vedere constructiv și mai scumpe, funcționează cu randamente izoterme și totale mai bune și un număr de etaje mai mic în comparație cu compresoarele obișnuite care lucrează în regim politropic.

4.5. Răcirea compresoarelor

Pentru realizarea răcirii compresoarelor sunt folosite, în mod obișnuit, trei procedee:

1. **Răcire interioară:** Se realizează prin circulația unui flux continuu de apă în pereții dubli ai statorului dintre două trepte succesive. Procesul de răcire are loc în timpul funcționării, procesul de lucru fiind politropic cu exponentul $n = 1,2...1,28$ (în medie $n = 1,25$). Sistemul de răcire interioară este eficace, conduce la randamente bune, însă execuția este pretențioasă. În plus, capacitatea de răcire este limitată ceea ce face ca, la un număr mare de etaje, sistemul să nu mai fie suficient.

2. **Răcire exterioară:** Sistemele de răcire exterioară sunt mai eficace decât cele interioare și sunt mai simplu de executat și de întreținut. Au însă dezavantajul de a consuma din sarcina utilă a mașinii deoarece traseele de circulație ale fluidului sunt mult mai lungi și au multe rezistențe locale. În plus poate apărea pericolul atingerii punctului de rouă, fenomen ce duce la degradarea, prin oxidare a suprafețelor interioare ale traseelor parcurse de gaze. Sunt necesare, de aceea, dispozitive de separare a apei din aerul comprimat și chiar dispozitive de uscare a acestuia. Din punct de vedere

termodinamic, la aceste compresoare, procesul de lucru pe fiecare etaj este o politropă apropiată de adiabată.

3. **Răcirea prin injectare de apă:** O cantitate mică de apă este injectată în canalul de intrare situat între două rotoare. Prin evaporarea apei temperatura aerului scade, dar cum cantitățile de apă ce pot fi pulverizate nu sunt prea mari din cauza apariției punctului de rouă, efectele de răcire sunt reduse. Mai mult aerul umezit este un agent coroziv distructiv, metoda fiind mai puțin utilizată.

În *figura 4.2* este prezentată diagrama de lucru în coordonatele $p-v$ a unui compresor etajat cu răcirea gazului între etaje. Arcele (1-a), (b-c), (d-2) reprezintă comprimări politropice cu creștere de temperatură, iar arcele (a-b), (c-d), corespunzătoare răcirii, sunt izobare cu scădere de temperatură. Arcul (1-2') reprezintă comprimarea într-o singură treaptă.

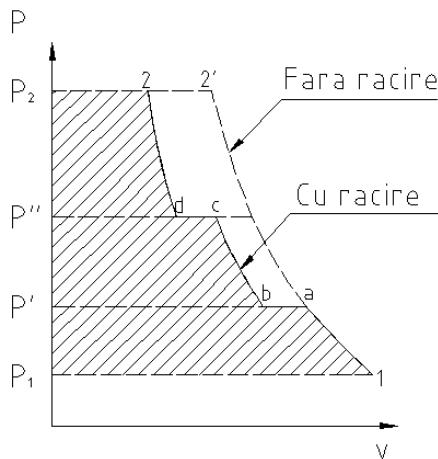


Figura 4.2

4.6. Caracteristici constructive ale generatoarelor pneumatice centrifuge și axiale

Capacitatea de comprimare a unei singure trepte de lucru este limitată pentru mașinile centrifugale la $\varepsilon_c = 3 \div 3,5$, iar la cele axiale $\varepsilon_c = 1,2 \div 1,3$. Cauzele ce conduc la această limitare sunt legate de lipsa de eficacitate a

mașinilor ce lucrează cu turații specifice inferioare mărimii $n_q = 10 \div 15$ (situație întâlnită și în cazul pompelor), precum și de încălzirea prea puternică a gazelor atunci când raportul de comprimare depășește valoarea $\varepsilon_c = 3 \div 3,5$ (compresoare centrifuge) sau la atingerea unor limite de turație și încărcare energetică mult prea ridicate.

În această situație, pentru rapoarte de compresie superioare celor indicate mai sus, se folosesc compresoare multietajate la care raportul sau gradul total de comprimare ε_{ct} este definit ca produsul rapoartelor de comprimare ale fiecărui etaj în parte. Astfel, pentru z etaje, vom avea:

$$\varepsilon_{ct} = \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \dots \cdot \varepsilon_z \quad (4.42)$$

În *figurile 4.3 și 4.4* sunt prezentate două scheme constructive ale compresoarelor multietajate.

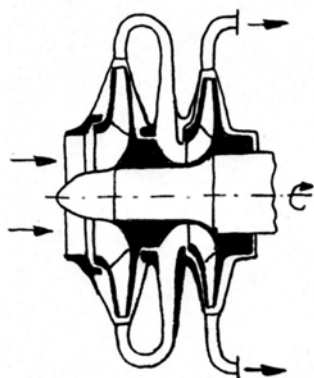


Figura 4.3

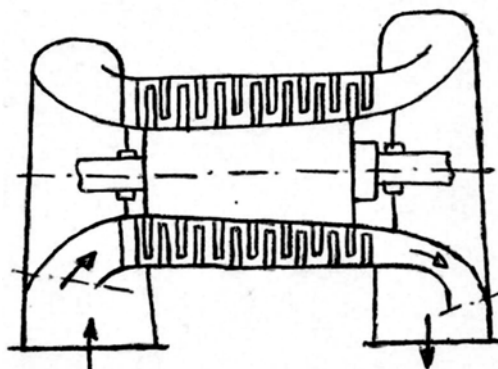


Figura 4.4

Un aspect caracteristic al compresoarelor multietajate este acela că, pe măsură ce fluidul este comprimat, dacă rotoarele sunt înseriate și amplasate pe același ax motor, dimensiunile caracteristice devin din ce în ce mai mici. Acest lucru reprezintă o consecință a condiției de continuitate ($\dot{m} = \rho_1 Q_1 = \rho_2 Q_2 = \dots = \rho_z Q_z$) în care, datorită creșterii densității, debitul volumic scade.

4.6.1. Determinarea numărului de trepte

Numărul total de trepte necesar pentru un anumit raport de comprimare se poate estima prin mai multe procedee, însă numărul optim de trepte de lucru nu se poate fixa decât pe cale experimentală.

1. **La compresoarele centrifuge:** se pornește de la următoarele considerații:

- turația specifică de randament maxim pentru un singur etaj este $n_q = 22 \div 25$ sau $n_s = 80 \div 90$.
- coeficientul de rapiditate al compresoarelor centrifuge (definit prin STAS 7465-89) este:

$$\sigma = 6,24 \cdot Q^{\frac{1}{2}} \left(\frac{\Delta p_t}{\rho} \right)^{-\frac{3}{4}} n \quad (4.43)$$

unde Q este debitul în m^3/s ; Δp_t este presiunea totală în bar; ρ este densitatea gazului comprimat în kg/m^3 , iar n este turația în rot/min.

Dacă în locul presiunii totale se folosește sarcina adiabatică H_{ad} în [m], iar turația se exprimă în rot/s, atunci:

$$\sigma = \frac{6.24}{1000} Q^{\frac{1}{2}} \frac{n}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (4.44)$$

Statistic s-a stabilit că valorile uzuale ale coeficientului de rapiditate definit prin relația (4.44) sunt cuprinse între limitele $\sigma = 0,1 \div 0,5$, valorile optime fiind $\sigma_{opt} = 0.15 \div 0.3$.

Numărul de etaje al turbocompresorului va fi dat de relația:

$$z = \left(\frac{\sigma_t}{\sigma_{etaj}} \right)^{\frac{4}{3}} \quad (45)$$

Valoarea lui σ_{etaj} se adoptă cu ajutorul unor diagrame ce corelează variația sarcinii adiabatică H_{ad} cu raportul de comprimare ε_c , coeficientul de

rapiditate σ și un parametru sintetic, produsul debit-turație $Q \left(\frac{n}{10^3} \right)^2$. Acest tip de diagrame se utilizează pentru un singur etaj de lucru.

Coeficientul de rapiditate total al compresorului σ_t , se calculează cu o relație de forma:

$$\sigma_t = \frac{6,24}{1000} Q_i^{\frac{1}{2}} \frac{n}{H_{adt}^{\frac{3}{4}}} \quad (4.46)$$

unde Q_i este debitul intrat în compresor, iar $H_{adt} = \frac{\Delta p_t}{g \rho_m} = \frac{p_i (\varepsilon_{ct} - 1)}{g \rho_m}$ este sarcina totală adiabatică a compresorului.

Numărul de etaje „z” necesar pentru obținerea unui raport de comprimare ridicat depinde de temperatura ce se admite pentru gazul respectiv la ieșirea din treapta de lucru.

Pentru compresoarele fără răcire interioară, temperaturile uzuale sunt de ordinul $t_c = 100 \div 110^\circ\text{C}$, ceea ce corespunde la un grad de comprimare $\varepsilon_c = 1,8 \div 2$. Dacă treapta beneficiază de cămașă de răcire interioară, atunci gradul de comprimare poate fi ridicat la $\varepsilon_c = 3 \div 3,5$.

Repartiția practică a sarcinilor pe etaj (deci a rapoartelor parțiale de compresie) se face astfel încât pentru primul etaj:

$$H_{ad_1} = (1,1 \div 1,2) \frac{H_{ad_t}}{z} \quad (4.47)$$

iar pe ultimul:

$$H_{ad_z} = (0,8 \div 0,9) \frac{H_{ad_t}}{z} \quad (4.48)$$

restul etajelor fiind repartizate uniform descrescător între limitele H_{ad_1} și H_{ad_z} .

În privința numărului de trepte de răcire interioară, acesta poate fi egal cu cel de trepte de comprimare (răcire continuă) sau după schema următoare:

- pentru $\varepsilon_c = 3 \div 5$, o treaptă de răcire interioară;
- pentru $\varepsilon_c = 5 \div 7$, două trepte de răcire;
- pentru $\varepsilon_c = 7 \div 9$, trei trepte de răcire.

2. **La compresoarele axiale**, în afara indicațiilor de la compresoarele centrifuge, se mai iau în considerare următoarele:

- dacă se admite că rapoartele de comprimare sunt egale pentru toate etajele:

$$\varepsilon_{c1} = \varepsilon_{c2} = \dots = \varepsilon_{cz} = \varepsilon_c \quad (4.49)$$

atunci, raportul total de comprimare, va fi:

$$\varepsilon_{ct} = \varepsilon_c^z \text{ sau } \varepsilon_c = \sqrt[z]{\varepsilon_{ct}} \quad (4.50)$$

Cum, pentru o treaptă, sarcina este:

$$H_{ad} = \frac{\chi}{\chi - 1} \frac{RT_i}{g} \left(\varepsilon_c^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1 \right) \quad (4.51)$$

rezultă că temperatura de la intrare T_i va spori continuu, de-a lungul traseului de comprimare, ceea ce înseamnă că etajele finale ale compresorului vor fi încărcate puternic atât termic, cât și mecanic. La randamente egale pe fiecare treaptă, odată cu sporirea sarcinii H_{ad} , vor trebui realizate viteze tangențiale u_2 ridicate, ceea ce înseamnă diametre medii D_m crescătoare (figurile 4.5, b și f).

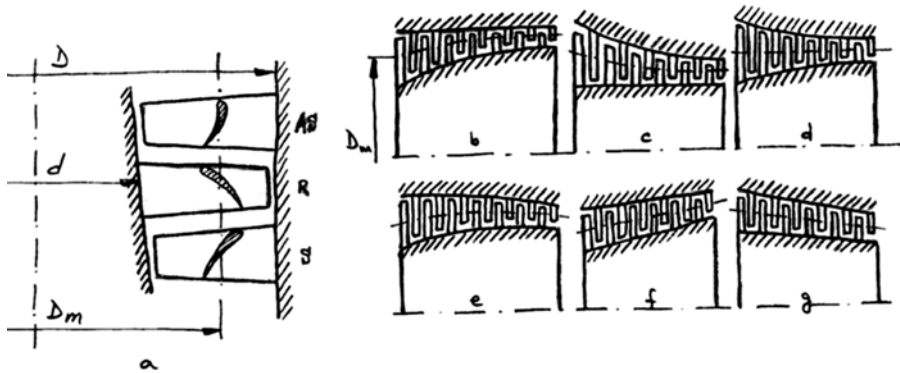


Figura 4.5

O altă metodă de calcul consideră că sarcinile adiabatică realizate pe fiecare etaj sunt egale:

$$H_{ad1} = H_{ad2} = \dots = H_{adz} = H_{ad} \quad (4.52)$$

În acest caz putând scrie:

$$z = \frac{H_{adz}}{H_{ad}} \quad (4.53)$$

iar raportul de comprimare pe fiecare treaptă va fi:

$$\varepsilon_c = \left(\frac{\chi - 1}{\chi} \frac{g}{RT_i} H_{ad} + 1 \right)^{\frac{\chi}{\chi - 1}} \quad (4.54)$$

și cum T_i crește prin comprimarea gazului, rezultă că rapoartele de comprimare sunt descrescătoare:

$$\varepsilon_{c1} > \varepsilon_{c2} > \dots > \varepsilon_{cz} \quad (4.55)$$

De aici rezultă că, în comparație cu procedeul anterior, la aceeași sarcină totală, numărul de etaje necesar va fi mai mare. Metoda asigură aceleași randamente politropice și adiabatice pentru toate etajele. Vitezele tangențiale medii de rotație vor fi egale, iar treptele de comprimare vor avea aceeași încărcare (*figura 5, d*).

În fine, cel mai bun procedeu de calcul folosește principiul după care fiecare etaj de comprimare funcționează în condiții de sarcini și de randament maxime posibile. Un aspect caracteristic al acestui tip de construcție este acela că, pentru prima și ultima treaptă de comprimare, se adoptă sarcini mai mici decât cele produse de treptele intermediare. Aceasta este o consecință a faptului că la intrare temperaturile gazului sunt mici, ceea ce înseamnă că la viteze mari de lucru, mișcarea fluidului se poate apropia periculos de regimuri critice apropiate de $M = 1$, iar la ieșire, de dimensiunile mici ale paletelor ultimului etaj (*figurile 5 c, e, g*).

O ultimă particularitate a acestui tip constructiv este aceea că numărul de palete diferă pe etaje, crescând în sensul direcției de curgere. Această creștere este cerută de dorința de a omogeniza sarcinile produse cu maximum de randament pe fiecare treaptă de lucru.

4.7. Particularități constructive ale generatoarelor pneumatice volumice rotative

Ca principiu constructiv nu diferă de pompele volumice rotative. Fluidul compresibil și necesitatea evacuării căldurii introduc, însă particularități în construcție în ceea ce privește comunicarea incintelor de lucru cu incintele de aspirație și refulare și înglobarea în construcție a unor cămăși de răcire în care circulă lichidele de răcire. Volumul de transport ΔV , mărime de bază în analiza pompelor volumice, devine variabil cu presiunea în cazul compresoarelor volumice. Din această cauză, pentru compresoarele volumice rotative sunt mai potrivite construcțiile cu rotor excentric și palete culisante la care modificările de volum pot fi realizate dacă orificiile de comunicare cu racordurile sunt plasate în apropierea zonei de tangență a rotorului cu carcasa. La construcțiile de tip angrenaj, comprimarea are loc la comunicarea golului dintelui cu incinta de refulare. Din această cauză, aceste construcții se utilizează mai des la rapoarte de comprimare mai mici (ca suflante). Spre deosebire de pompe, la compresoarele volumice se utilizează și construcțiile etajate.

4.8. Reglarea debitului compresoarelor

Reglările obișnuite de la pompe se utilizează și la compresoare:

- ✓ modificarea caracteristicii exterioare prin organe de obturare (cu prețul unor disipații de energie).

Se plasează organe de obturare pe conducta de aspirație:

- ✓ modificarea turației;
- ✓ modificarea poziției unor paletaje la turbocompresoare;
- ✓ modificarea excentricității la compresoarele volumice cu rotor excentric.

Alte posibilități de reglare aplicabile doar în cazul compresoarelor sunt:

- ✓ conducte de întoarcere între conducta de refulare și cea de aspirație;
- ✓ deschiderea supapei de aspirație la compresoarele cu piston;
- ✓ atașarea unui spațiu vătămător suplimentar la cilindrul compresorului cu piston;
- ✓ oprirea periodică a compresorului sau funcționarea lui în gol (refularea la presiunea atmosferică).

BIBLIOGRAFIE

1. Anton I., *Cavitația*-vol. I, Editura Academiei R.S.R., 1984
2. Anton I., *Cavitația*-vol. II, Editura Academiei R.S.R., 1985
3. Anton V., Popovici M., Fitero I., *Hidraulică și mașini hidraulice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1978.
4. Apteocar M.V., Fonberstein I.M., *Sudovie ventilatorî*. Ed. „Sudostroenie”, Leningrad 1971.
5. Baibakov O., Buteav D.A., Kalmâkova Z.L., Pofvidz L.G., *Laboratornyi kurs ghidravliki i nasosov*. GEI, Moscova-Leningrad, 1961.
6. Bărbosu D., Tcacenco V.V., *Ventilatoare: construcție, utilizare, exploatare, întreținere*, Editura Tehnică, București, 1998.
7. Bărglăzan A., *Mașini hidraulice*, vol. 1 și 2, Institutul Politehnic Timișoara, 1951.
8. Bărglăzan A., Anton I., Anton V., Preda I., *Încercările mașinilor hidraulice și pneumatice*, Editura Tehnică, București, 1959.
9. Carafoli I., Constantinescu V.N., *Dinamica fluidelor incompresibile*, Editura Academiei, București, 1981.
10. Ciniaev I.A., *Lopastnîe nasosî*, Mașinostroenie, Leningrad, 1973
11. Ciobanu B., Ciobanu O., *Studys about rigidity of axial fans runner – an applications of finite elements method*, Buletinul Institutului Politehnic Iași, tomul XLV (IL), fascicula 1-2, secția Știința și Ingineria Materialelor, 1999
12. Ciobanu B., Scurtu D., Ignătescu E.A., *An optimisation method for the keel macrogeometry of the radial turbo-machines*, Buletinul Institutului Politehnic din Iași, Tomul XLVI (L), supliment Mecanica fluidelor – II, secția Construcții de mașini, 2000
13. Ciobanu B., Rusu I.I., *A method to improve the fluid flow in the turbomachines*, The proceedings of the fifth Int. Conf. HMH 2000, Buletinul Științific al Universității “Politehnica” din Timișoara, seria Mecanică, tomul 45 (59), Ediție specială, 2000
14. Ciobanu B., Scurtu D., Ciobanu O., *Study about rigidity of runners for the self-absorbent jet axial fans*, The proceedings of the fifth Int. Conf. HMH 2000, Buletinul Științific al Universității “Politehnica” din Timișoara, seria Mecanică, tomul 45 (59), Ediție specială, 2000

15. Ciobanu B., Scurtu D., Ciobanu O., *An improvement for axial fans*, Buletinul Institutului Politehnic Iași, tomul XLVII (LI) fascicula 1-2, secția Construcții de Mașini, 2001
16. Ciobanu B., Scurtu D., Ciobanu O., *Finite elements method applied on the study of rigidity for improved axial fans runner*, Buletinul Științific al Universității Transilvania din Brașov C.D.M.-2001. A III-a Conferința de Dinamica Masinilor vol. I, 2001
17. Ciobanu B., Ferariu L., *Computational simulation of the hydraulic turbo generators careens. Part I – Basics of the method*, Conferința Științifică Internațională Tehnologii Moderne. Calitate. Restructurare (TMCR-2003), Chișinău, 29-31 mai, 2003, Universitatea Tehnică a Moldovei, 2003
18. Ciobanu B., Ferariu L., *Computational simulation of the hydraulic turbo generators careens. Part II – Application to the axial turbo generators*, Conferința Științifică Internațională Tehnologii Moderne. Calitate. Restructurare (TMCR-2003), Chișinău, 29-31 mai, 2003, Universitatea Tehnică a Moldovei, 2003
19. Ciobanu B., *Turbomașini hidraulice - Îndrumar de aplicații*, Rotaprint Universitatea Tehnică Iași, 2008.
20. Ciobanu C., Matei P., Ciocan L., Rădulescu M., Rusu I., Năstase V., Biliuță E., *Culegere de probleme de mecanica fluidelor aplicată și hidraulică*, Rotaprint Institutul Politehnic Iași, 1971.
21. Ciobanu C., Matei P., Ciocan L., Rădulescu M., Rusu I., Năstase V., Luca P., *Îndrumar de laborator de hidraulică și mașini hidraulice*, vol. I, *Hidraulică*, Rotaprint Institutul Politehnic Iași, 1971.
22. Cioc D., *Mecanica fluidelor. EDP*, București, 1967.
23. Ciocan L., *Mecanica fluidelor și mașini hidraulice*, vol. 2, *Mașini hidraulice*, Rotaprint, Institutul Politehnic Iași, 1992.
24. Dobândă E., *Notes on the reliability of pumps*, The proceedings of the fifth Int. Conf. HMH 2000, Buletinul științific al Universității "Politehnica" din Timișoara, Tom 45 (59), Ediție specială, vol. II, 2000
25. Drăgan B., Rusu I.I., **Ciobanu B.**, *The determination of the acoustic behavior of the axial flow fans with irregular blades distribution*, Buletinul Institutului Politehnic din Iași, Tomul XLVIII(LII), Fasc. 1-2, Secția Știința și Ingineria Materialelor, 2002
26. Eck B., *Ventilatoren*. Dritte Auflage, Vierte Auflage, 1962, Springer Verlag, Berlin-Göttingen-Heidelberg, 1959.

27. Eck B., *Ventilatoren. Entwurf und Betrieb der Radial, Axial und Querstromventilatoren. Fünfte Auflage*, Springer-Verlag, Berlin / Heidelberg / New York, 1972.
28. Exarhu M., Tcacenco V.V., *Bazele cercetării experimentale a mașinilor hidraulice și pneumatice*, Vol. II, Universitatea „Politehnica”, București 1990.
29. Fitero I., *Contributions upon viscosity influence on centrifugal pumps characteristic curves*, Proceedings of the fifth Int. Conf. HMH2000, Buletinul științific al Univ. “Politehnica” din Timișoara, Tom 45 (59), vol. II, 2000
30. Florea J., Panaitescu V., *Mecanica fluidelor*. EDP, București, 1979.
31. Föttinger H., *Untersuchungen über Cavitation und Erosion in Turbinen, Pumpen und Propeller*, Hydraulische Probleme VDI Verlag, Berlin 1926
32. Fritsche K.H., *Un nou ventilator axial cu accelerare meridională a curentului*. Gluckauf, 5/6, pp. 161-164, februarie 1956.
33. Fückslocher L., Schultz H., *Die Pumpen*, Springer Verlag, Berlin, 1967
34. Gheorghiu L., Burchiu V., Mocanu P., *Aspecte privind funcționarea pompelor K.S.B. cu fluide bifazice*, The proceedings of the fifth Int. Conf. HMH 2000, Buletinul științific al Universității “Politehnica” din Timișoara, Tom 45 (59), Ediție specială, vol. II, 2000
35. Galimzeanov F.G., *Atlas konstrukcij ventilatory*. Mașghiz, Moscova 1963.
36. Gavrilenco B. A., Semičastov I. F., *Ghidrodinamičeskie peredači. Proectiravanie, izgotovlenie, exploatacija*, Mașinostroenie, M., 1980.
37. Geană M., Vais A., Ionescu P., Ivănuș Gh., *Proprietățile fizice ale fluidelor - Metode de calcul*. Editura Tehnică, București, 1993.
38. Gridin V.I., Korneev Iu.D., *Instrukcija po ispytanija centrobeznych nasosov*. VIGM, Moscova, 1960.
39. Guriev V.P., *Ispitanie gidravlicheskih mašin*. GEI, Moscova-Leningrad, 1953.
40. Gyulai F., *Pompe, ventilatoare, compresoare*. I. P. Timișoara, 1982.
41. Hutton S.P., *Techniques for Hydraulic Machinery*. Trans. Of the Institution of Engineers and Schipbuilders in Scotland, Glasgow, 1957.
42. Iamandi C., Petrescu V., *Mecanica fluidelor*. EDP, București, 1978.
43. Iaremenko O.V., *Ispytanije nasosov*. Masinostrojenie, Moscova, 1976.
44. Idelcik I.E., *Îndrumător pentru calculul rezistențelor hidraulice*, Editura Tehnică, București, 1984.
45. Ignătescu V., Rusu I.I., *Asupra caracteristicilor ventilatorului cu discuri*. Bul. Șt. Studentesc al Inst. Politehnic din Iași, secția IV, Mecanică tehnică, vol. III, pp. 166-171, 1978.

46. Ioan I. Ionel, *Pumps and Pumping*, Elsevier Amsterdam – Oxford – New-York – Tokio, 1986
47. Ion Șt., Sterie Șt., *Mecanica fluidelor*, Acad. Militară, București, 1978
48. Ionescu D.Gh., Isbășoiu E.C., Ioniță I., *Mecanica fluidelor și mașini hidraulice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980.
49. Ionescu D., Matei P., Ancușa V., Todicescu A., Buculei M., *Mecanica fluidelor și mașini hidraulice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983.
50. Kovalev N.N., *Proiectirovanie ghidroturbin*, Iyd. Mașinostroenie, Leningrad, 1974.
51. Kovats A., Desmur G., *Pompes, ventilateurs, compresseurs*, Dunod, Paris, 1962.
52. Krivchenko G. I., *Hydraulic Machines: Turbines and Pumps*, Mir Publishers, Moscow, 1986.
53. Kulikov G.S., Parščik S.A., *Issledovanije vneșnih karakteristik discovyh ventil'atorov dl'a mestnyh kondicionerov*. Vodossnabženie i sanitarnaja tehnica, 8, pp.26-30, 1967.
54. Lawn M.J., Rice W., *Calculated design data for the multiple disk turbine using incompressible fluid*. Trans of the ASME, J. Of Fluids Engineering, Vol. 96, pp. 252-258, 1974.
55. Laza I., Negoiteșcu A.S., *Compressoare și ventilatoare: lucrări de laborator*, Universitatea Politehnica, Timișoara, 1999.
56. Martinov A.K., ș.a., *Rukovodstvo k praktičeskim zaniatijam v aerodinamiceskoi laboratorii*, Oboronghiz, 1956.
57. Mateescu C., *Hidraulica*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1963.
58. Matei P., *Mecanica fluidelor și mașini hidraulice*, Rotaprint I. P. Iași, 1980.
59. Matei P., Rusu I.I., *Considerații asupra alegerii raționale a schemei fluxului în ventilatoarele axiale*. Colocviul „instalații pentru construcții și economia de energie”, Ed. III, pp. 168-174, Inst. Pol. Iași, 1993.
60. Matei P., Ciocan L., Rădulescu M., Rusu I., *Îndrumar de laborator de mecanica fluidelor și mașini hidropneumatice*, Rotaprint Institutul Politehnic Iași, 1978.
61. Matei P., Ciocan L., Rădulescu M., Rusu I., Călărășu D., Scurtu D., Alexandrescu A., *Îndrumar de laborator de mecanica fluidelor și mașini hidropneumatice*, Rotaprint Institutul Politehnic Iași, 1986.
62. Munson Bruce R., Young Donald F., Okiishi Theodore H., *Fundamentals of fluid mechanics - 5th ed.* NJ John Wiley & Sons, Hoboken, 2006.
63. Neacșu R.M., Ciocănea A., *Calculul, proiectarea și încercarea pompelor, ventilatoarelor, suflantelor și compresoarelor – Turbomașini radiale – vol. I*, Colecția Universitaria, Editura Dacia, Cluj-Napoca, 2000.

64. Orgo V. M., *Ghidroturbină*, Leningrad, 1975.
65. Pankhurst R.C., Holder D.W., *Wind-Tunnel Technique*, London, 1952.
66. Parr E.A., *Hydraulics and pneumatics: a technician's and engineer's guide 2nd ed.* Butterworth-Heinemann, Oxford, 1998.
67. Pavel D., Vertan Gh., *Trasarea analitică a câmpului hidrodinamic prin rotoare Francis și pompe centrifuge*, Hidrotehnica, 9, 1970
68. Pfleiderer C., *Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase - Wasserpumpen, Ventilatoren, Turbogeblöse Turbokompresoren. Vierte Auflage*, Springer-Verlag Berlin / Göttingen / Heidelberg, 1955.
69. Rautenberg M., Diedrichsen F., Rolf G., *Radiale Turbomaschinen neue Entwicklungen und Zukunftstrends*, Expert, Renningen-Malmsheim, 1996.
70. Prandtl L., *Guide a travers la mecanique des fluides*, Dunod, Paris, 1952.
71. Proskura G.F., *Ghidrodinamika ghidromașin*, Mașghiz, 1954
72. Raabe J., *Hydraulische Maschinen und Anlagen*, vol. 3, VDI Verlag, Düsseldorf, 1970
73. Rădulescu M., Ciobanu P., *Hidraulica și mașini hidraulice – Partea I Bazele hidraulicii*, Rotaprint Institutul Politehnic Iași, 1994.
74. Roddy P.J., Darby R., Morrison G.L., Jenkins P.E., *Performance characteristics of multiple disk centrifugal pump*. Trans ASME, J. Of Fluids Eng., vol. 109, pp. 51-57, 1987.
75. Rusu I.I., Barbu D., Zahariea D., Ciobanu B., *Încercarea ventilatoarelor*, Editura Tehnopres Iași, 2002.
76. Rusu I.I., Bartha I., Zahariea D., Ciobanu B., *Upon the Analogical and Numerical Modelling of the Fluid Flow in the Axial Fan*, 12th Int. Conf. on Fluid Flow Tech., Conference on Modelling Fluid Flow, september 3-6, 2003, Budapest, Hu.
77. Rusu I.I., Călărășu D., Ciobanu B., *The optimisation of the axial-flow fan's working parameters using the different runner blade positioning*. MOCM 7, vol. I, Revista Academiei Române filiala Iași, Bacău, 2001
78. Rusu I.I., Zahariea D., Plăhteanu B., *Elemente euristice privind reversibilitatea unor mașini hidraulice transversale*. Revista de Inventică, Vol. 7, nr. 36, pp. 21-32, 2002.
79. Rusu I.I., Zahariea D., Tița I., Ciobanu B., *Îndrumar de laborator de mecanica fluidelor și mașini hidraulice*, Rotaprint Universitatea Tehnică Iași, 2004.
80. Schlutt M.G., Dowling D.R., *Volume flow rate measurements and scaling laws for a transverse inlet multiple-disk fan*. Trans of the ASME, J. of Fluids Eng., vol. 118, pp.857-860, decembrie 1996.

81. Schlichting H., *Grenzschicht Theorie*. Verlag G. Braun, Karlsruhe, 1965.
82. Scurtu D., Ciobanu B., *Improved functional alternative for axial ventilators*, The proceedings of the fifth Int. Conf. HMH 2000, Buletinul Științific al Universității "Politehnica" din Timișoara, seria Mecanică, tomul 45 (59), 2000
83. Scurtu D., Ciobanu B., *High efficiency axial fans*, Buletinul Științific al Universității Transilvania din Brașov C.D.M.-2001. A III-a Conferința de Dinamica Masinilor vol. II, 2001
84. Scurtu D., Ciobanu B., *Mecanica fluidelor și probleme speciale de dinamică*, Editura PIM Iași, 2008.
85. Sovran G., editor *Fluid Mechanics of Internal Flow* (Akeret J., *Aspects of internal flows*). Elsevier Publishing Company, pp. 1-26, Amsterdam-London-New York, 1967.
86. Stepanoff A.J., *Pompes centrifuges et pompes helices*, Dunod, Paris, 1961.
87. Stepanov N. N., *Ghidrauliceschie Mașină*, Kiev, 1978.
88. Șerstiuk A.N., *Nasosy, ventiljatory, kompressory*. Vyssaja skola. Moscova, 1972.
89. Ștefan C., Fitero I., *Ventilatorul transversal în tehnica agricolă*. Ed. Politehnica, Timișoara, 1998.
90. Tesla N., *Turbine*. U.S. Patent no. 1061206, May 6, 1913.
91. Todicescu A., *Mecanica fluidelor și mașini hidropneumatice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1974.
92. Trokolanski A.T., *Théorie et pratique des mesures hydrauliques.*, Dunod, Paris, 1964.
93. Tsurusaki H., ș.a., *Study of cross-flow-fan internal flow*. JSME International Journal, Series B, vol. 39, 3, pp. 540-545, 1996.
94. Țitkin S.I., *Ventilatoare și aspiratoare*, Editura Tehnică, București, 1955.
95. Vasilescu Al. A., *Analiza dimensională și teoria similitudinii*, Editura Academiei RSR, 1969.
96. Vilker D.S., *Laboratornii praktikum po ghidromehanike*, Moskva, GIFML, 1959.
97. Vilner Ia.M., *Laboratornij praktikum po ghidravlike, ghidromasinam i ghidroprivodu*, Minsk, Vyszijsaja skola, 1980.
98. Yamamoto K., *Instability in a Cavitating Centrifugal Pump*, JSME vol. 34, no. 1, series II, 1991
99. STAS 2376-84. *Ventilatoare radiale. Parametri principali*
100. STAS 3286-84. *Ventilatoare axiale de joasă presiune. Parametri principali*
101. STAS 7465-89. *Ventilatoare. Terminologie și clasificare*
102. STAS 7466-84. *Ventilatoare radiale și axiale de uz general. Metode de încercare*

CUPRINS

INTRODUCERE	5
1. TURBOMAȘINI HIDRAULICE - TURBOGENERATOARE	7
1.1. Generalități	7
1.2. Clasificarea și rolul mașinilor hidraulice	8
1.3. Ecuații energetice fundamentale ale mașinilor hidropneumatice	9
1.4. Particularizarea ecuațiilor energetice fundamentale	12
1.5. Clasificarea generatoarelor hidropneumatice	14
1.6. Domenii de utilizare ale diferitelor tipuri de generatoare hidraulice și pneumatice	16
1.7. Parametrii principali de funcționare ai unui turbogenerator	17
1.8. Similitudinea turbogeneratoarelor hidraulice	26
2. TURBOGENERATOARE HIDRAULICE (TURBOPOMPE)	35
2.1. Generalități	35
2.2. Clasificarea turbopompelor	36
2.3. Transformări energetice în sistemele de pompare	38
2.4. Teoria turbopompelor	42
2.5. Influența unghiurilor constructive de ieșire (β_2) asupra sarcinii	52
2.6. Comportarea pompelor centrifuge la modificarea debitului și influența asupra parametrilor de funcționare	55
2.7. Pierderi hidraulice la pompele centrifuge. Caracteristica de sarcină reală	58
2.8. Mișcarea fluidelor în statorul pompelor centrifuge	65
2.9. Înălțimea de aspirație la turbopompe și factori ce o influențează	78
2.10. Influența schimbării fluidului de lucru asupra parametrilor de funcționare	87
2.11. Factori ce influențează performanțele de funcționare în cazul turbogeneratoarelor axiale	91
2.12. Alegerea pompelor centrifuge	93
2.13. Reglarea pompelor centrifuge	98

3.	TURBOGENERATOARE AERAULICE (VENTILATOARE)	102
3.1.	Generalități	102
3.2.	Proprietățile aerului	105
3.3.	Transformări energetice în sistemele pneumatice. Parametri principali	109
3.4.	Clasificarea ventilatoarelor	112
3.5.	Particularități de construcție	122
3.6.	Particularități ale relațiilor de calcul	123
3.7.	Coeficienți adimensionali	127
3.8.	Elemente constructive. Principiu de funcționare	131
	<i>Ventilatoare centrifuge sau radiale</i>	131
	<i>Ventilatoare axiale</i>	138
	<i>Ventilatoare diagonale</i>	146
	<i>Ventilatoare cu dublă trecere sau curent transversal</i>	147
3.9.	Încercarea ventilatoarelor	151
3.10.	Reglarea ventilatoarelor	158
3.11.	Funcționarea în grup a ventilatoarelor	162
3.12.	Criterii de alegere a ventilatoarelor	165
3.13.	Zgomotul și diagnosticarea acustică a ventilatoarelor	166
4.	TURBOGENERATOARE PNEUMATICE (COMPRESOARE)	177
4.1.	Generalități	177
4.2.	Modelul gazului ideal și al gazului real. Comprimarea gazelor	178
4.3.	Clasificarea compresoarelor	179
4.4.	Turbocompresoarele	181
4.5.	Răcirea compresoarelor	191
4.6.	Caracteristici constructive ale generatoarelor pneumatice centrifuge și axiale	192
4.7.	Particularități constructive ale generatoarelor pneumatice volumice rotative	198
4.8.	Reglarea debitului compresoarelor	198
	BIBLIOGRAFIE	199
	CUPRINS	205