

**CONCEPTUL 1: DISIPAȚII, RANDAMENTE, BILANȚ ENERGETIC ÎN
GENERATOARELE HIDROPNEUMATICE (POMPE ȘI VENTILATOARE)**

CERINȚA: SĂ SE DEFINESCĂ CATEGORIILE DE DISIPAȚII DINTR-UN GENERATOR
HIDROPNEUMATIC CA URMARE A TRANSFERULUI ENERGETIC, RANDAMENTE,
BILANȚ ENERGETIC

SOLUȚIE

Fluidul de lucru în mișcare prin spațiile traseului dintre intrare și ieșire ale generatorului hidraulic determină apariția unor disipații de natură hidraulică, ceea ce face ca o parte din energia transferată să se piardă ireversibil, transformându-se în căldură cedată mediului ambiant. Aceste disipații se vor numi, ***pierderi hidraulice***, h_p , iar puterea consumată în contul lor o vom numi ***putere pierdută hidraulică***. Dacă fluidul ar fi ideal atunci $h_p=0$. Aceasta înseamnă că înălțimea de pompare reală, H , provine dintr-o înălțime de pompare teoretică, H_t , corespunzătoare unui fluid ideal din care se scade înălțimea de pompare disipată, h_p .

$$H_t = H + h_p \quad (1)$$

Ansamblul rotitor compus din rotor, arbore, lagăre, etc. în mișcare de rotație este frânat în anumite zone datorită unor frecări de alunecare. Astfel rotorul, fiind complet imersat în lichid, prin suprafețele sale exterioare, se freacă de acesta, producând așa-zisele ***frecări de disc***. Orificiul prin care trece arborele prin carcasa generatorului în exterior se etanșează pentru a împiedica curgerea fluidului în exterior sau pătrunderea aerului din exterior. La lichide sistemul de etanșare este cu contact între suprafețele fixă și mobilă, fapt ce determină apariția unor forțe de frânare, de frecare. Susținerea ansamblului rotitor fiind pe lagăre cu rulmenți sau alunecare implică niște frecări specifice de frânare. Aceste trei categorii de disipații sunt cuprinse în disipațiile de natură mecanică, iar puterea consumată cu aceste disipații se numește ***putere pierdută mecanică***.

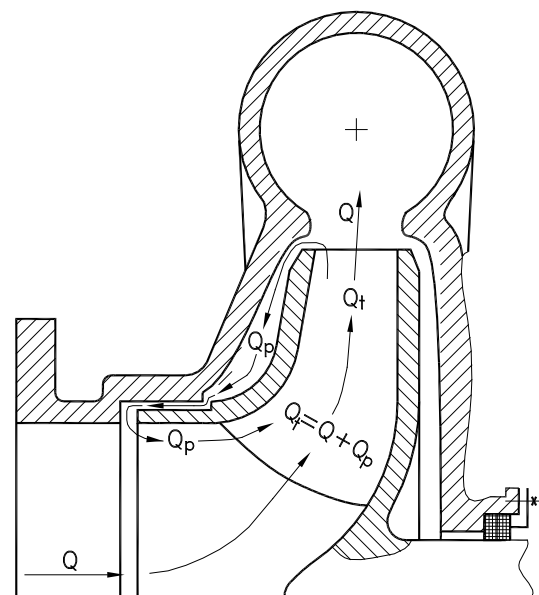


Fig. 1. Disipații energetice volumice în generatoarele hidraulice (pneumatice)

Analizând curgerea în zona rotorului, nivelul energetic la ieșire, inclusiv presiunea fluidului, sunt net superioare celei de la intrare. De aceea, prin exteriorul rotorului va exista tendința de revenire a fluidului spre intrare. Curgerea inversă este împiedecată printr-un sistem de etanșare dinamică fără contact cu interstițiu foarte mic (labirint, șicană, fig. 1.). Etanșarea în acest caz nu este de 100%, permițând unei cantități de fluid să revină la intrarea în rotor. Debitul acesta se va numi ***debit pierdut***,

Q_p . El este tot timpul recirculat prin rotor. Puterea consumată pentru recircularea acestui debit volumic se va numi **putere pierdută volumic**. Între intrarea și ieșirea din rotor, debitul vehiculat este suma dintre debitul real (din racorduri), Q , și debitul pierdut, Q_p . Acest debit se va numi debit teoretic, Q_t , similar apelației de la înălțimea de pompare.

$$Q_t = Q + Q_p \quad (2)$$

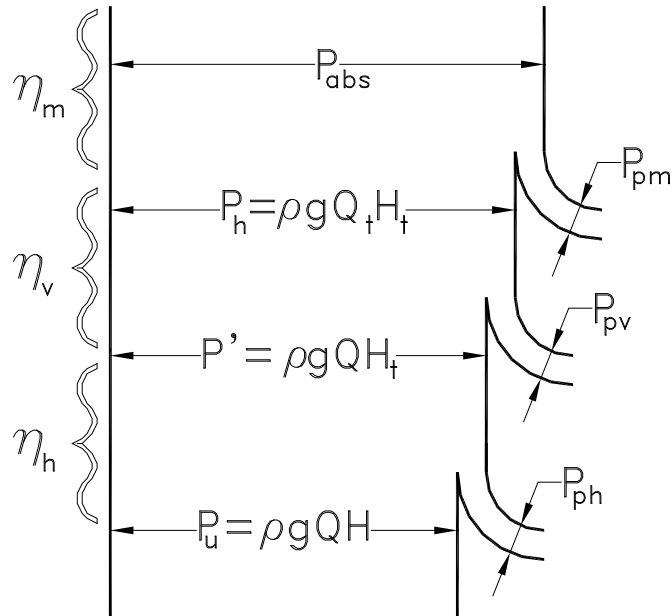


Fig. 2. Schema de principiu a bilanțului energetic.

Făcând bilanțul puterilor enumerate se poate scrie că:

$$P_{abs} = P + P = P_u + P_{pm} + P_{pv} + P_{ph} \quad (3)$$

Într-o reprezentare schematică sugestivă fluxul puterii în generatoarele hidraulice se prezintă ca în fig. 2. Decupând din P_{abs} puterea pierdută mecanică, P_{pm} , rămâne puterea exprimată numai cu mărimi de natură hidraulică, P_h , puterea hidraulică. Desprinzând din aceasta puterea pierdută volumică, P_{pv} , și hidraulică, P_{ph} , rămâne puterea utilă, P_u , preluată de fluidul ce trece prin pompă.

În scopul evidențierii cantitative a ponderii fiecărui proces disipativ se definesc randamentele corespunzătoare fiecărei puteri pierdute. Randamentul mecanic va exprima ponderea disipațiilor mecanice în transformările energetice. Conform schemei se pot scrie egalitățile:

$$\eta_m = \frac{P_h}{P_{abs}} = \frac{P_{abs} - P_{pm}}{P_{abs}} = 1 - \frac{P_{pm}}{P_{abs}} \quad (4)$$

Randamentul volumic va exprima ponderea disipativă a debitului recirculat:

$$\eta_v = \frac{P'}{P_h} = \frac{\rho g Q H_t}{\rho g Q_t H_t} = \frac{Q}{Q_t} = \frac{Q_t - Q_p}{Q_t} = 1 - \frac{Q_p}{Q_t} \quad (5)$$

Randamentul hidraulic va exprima efectul disipațiilor hidraulice asupra înălțimii de pompare:

$$\eta_h = \frac{P_u}{P'} = \frac{\rho g Q H}{\rho g Q H_t} = \frac{H}{H_t} = \frac{H_t - h_p}{H_t} = 1 - \frac{h_p}{H_t} \quad (6)$$

Randamentul total exprimă raportul între puterea preluată de fluid, P_u , și puterea absorbită, P_{abs} .

$$\eta = \frac{P_u}{P_{abs}} = \frac{P_h}{P_{abs}} \cdot \frac{P'}{P_h} \cdot \frac{P_u}{P'} = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h \quad (7)$$

Se observă de asemenea că toate randamentele parțiale sunt subunitare, iar produsul lor nu poate fi decât subunitar de asemenea. Ca mod de exprimare a randamentelor se folosesc procente (% , rezultă din înmulțirea cu 100).

CONCEPTUL 2: FENOMENUL DE CAVITAȚIE LA POMPE

CERINTA: SĂ SE DEFINESCĂ FENOMENUL DE CAVITAȚIE LA POMPE, EFECTELE FENOMENULUI DE CAVITAȚIE, CURBE CARACTERISTICE, H_{GSMAX}

SOLUȚIE

Fenomenul de cavitație apare în curgerea lichidelor prin circuitul hidraulic al mașinilor hidraulice. Apariția sa este favorizată de scăderea presiunii în mediul lichid sub limita dată de presiunea vaporilor saturați ai aceluiași lichid la temperatura de lucru, prezența unor germeni de amorsare cum ar fi gazele dizolvate în lichid, particule solide, rugozități ale suprafețelor de conducere. *Fenomenul în sine constă în apariția unor cavități (bule) în lichid ce conțin vapori ai lichidului și gaze dizolvate în lichid care se dezvoltă în jurul germenilor de cavitație, cresc în volum în zona presiunilor critice, iar apoi evoluând spre zone cu presiuni peste presiunea critică, procesul este invers până la surparea lor prin implozie.* Formarea, creșterea, evoluția, surparea bulelor cavitaționale este însoțită și de alte fenomene fizice și chimice cu efecte diverse asupra funcționării pompelor.

Efectele fenomenului de cavitație se grupează în trei categorii și se vor trata funcție de manifestarea lor în timp.

- 1) **Zgomote și vibrații:** implozia bulelor de cavitație produce un zgomot specific. Acesta se manifestă odată cu apariția primelor bule de cavitație. Vibrațiile se resimt datorită variației în volum a cavităților și a distribuției lor neuniforme în canalele rotorice
- 2) **Efecte hidrodinamice:** în zonele unde apar cavități se modifică regimul de curgere. Fluidul conținând cavități va avea o densitate mai mică fapt ce va influența negativ (diminua) înălțimea de pompare, puterea absorbită, debitul. Densitatea amestecului scade proporțional cu creșterea concentrației de bule cavitaționale ceea ce înseamnă că gradul de dezvoltare al cavitației în pompă poate fi evaluat prin influența asupra parametrilor energetici. Această proprietate va fi folosită la determinarea experimentală a caracteristicii de cavitație.
- 3) **Distrugeri cavitaționale:** Fenomenele complexe care însoțesc formarea, dezvoltarea și implozia cavităților pe suprafețele solide ale canalului rotorice produc în timp mai îndelungat decât primele două, erodarea locală a materialului solid. Aceasta se datorează efectelor mecanice cu caracter pulsatoriu ale imploziei cavitaționale produse pe suprafețe extrem de mici, care afectează structura internă a materialului. În timp, se produc dislocări de material și distrugerea se extinde pe suprafețe tot mai mari și în profunzime. Distrugerea materialului se produce și datorită coroziunii chimice, coroziunii electrochimice și coroziunii mecanice, care apar în fenomenul imploziei bulei cavitaționale.

Se impune, deci, evitarea apariției cavităților, cu toate fenomenele pe care le generează : eroziune de material, vibrații, zgomote, perturbarea fluxului hidrodinamic și alterarea caracteristicilor energetice ale mașinilor hidraulice. Acest lucru se poate obține prin evitarea apariției presiunii critice în fluxul hidrodinamic.

Zonele sensibile la cavitație ale pompelor sunt, pe lângă cea a rotorului, localizate în camera spirală la pinten și în statorul cu paletе. Cele mai sensibile zone sunt însă cele de pe dosul și fața paletelor rotorului, în apropierea bordului de atac.

În vederea optimizării construcției pompelor, a exploatării eficiente din punct de vedere cavitațional, este necesar să se stabilească unele criterii ce definesc stadiul cavitațional, înălțimea maximă de aspirație precum și curbele lor caracteristice la cavitație.

În analiza funcționării pompelor și în exloatarea lor se utilizează noțiunea *NPSH* (*Net Positive Suction Head = Înălțimea Netă Pozitivă la Aspirație*) și căderea dinamică de presiune Δh_i .

În practica exploatării pompelor sunt utilizate astăzi, două noțiuni ce derivă din *NPSH* :

- $NPSH_d$ - înălțimea de aspirație pozitivă netă disponibilă

- $NPSH_c$ - înălțimea de aspirație pozitivă netă cerută

La debite $Q_B < Q_X < Q_A$ funcționarea este normală, iar pentru $Q_X < Q_B$ și $Q_X > Q_A$ funcționarea este în cavitație sau chiar supercavitație.

Se observă că o curbă interioară de cavitație cât mai plată și cât mai joasă este de dorit în exploatarea pompelor, deoarece se lărgeste zona de debite în care aceasta funcționează fără cavitație. Zona de funcționare fără cavitație se poate lărgi și dacă se acționează asupra condițiilor exterioare, pentru a crește $NPSH_d$.

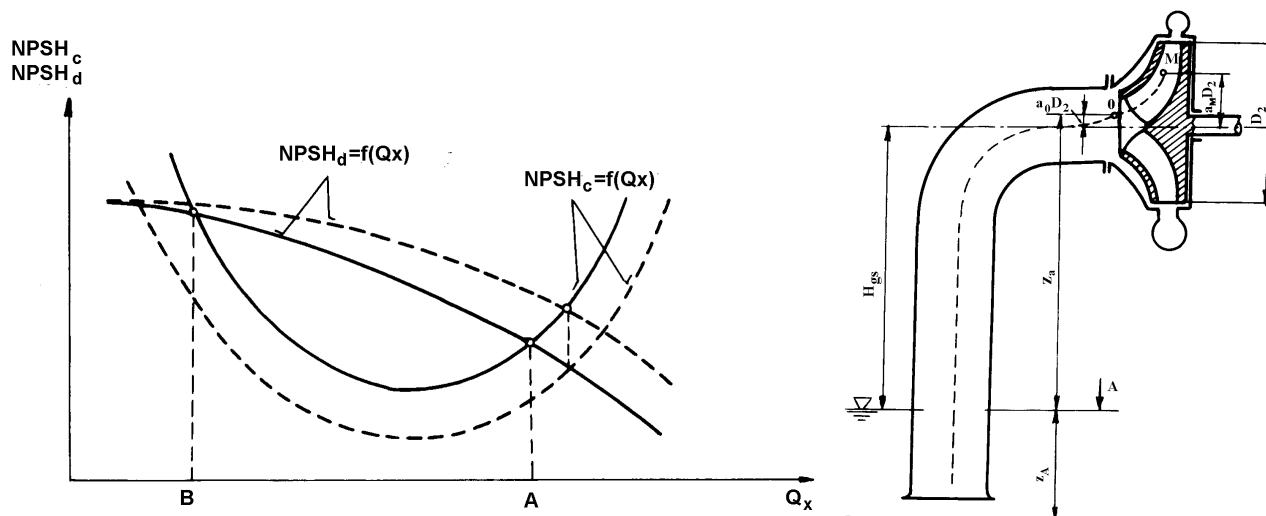


Fig. 1. Curbele interioare și exterioare de cavitație. Schema de instalare la aspirație a unei pompe centrifuge

Determinarea înălțimii geometrice maxime de aspirație, H_{gsmax} , funcție de $NPSH_c$ al unui punct de lucru al pompei dintr-o instalație.

În practica inginerescă, când se proiectează o instalație, o rețea de conducte, un sistem de transport sau vehiculat fluide, etc., în final funcție de parametrii nominali de funcționare, (Q, H) , se alege pompa optimă pentru acest punct de lucru. Alegerea se face pe baza datelor de catalog oferite de producător. În același catalog producătorul oferă și caracteristica de cavitație, unde pentru debitul nominal se identifică valoarea $NPSH_{cat}$. Această valoare numerică exprimată în metri se utilizează la determinarea cotei limită de instalare a pompei în raport cu nivelul apei din rezervorul (bazinul) de aspirație.

Funcție de configurația terenului, a aducțiunii de la sursă la aspirația pompei, se calculează pierderile pe circuitul de aspirație. Acestea intră în relația dedusă pentru caracteristica exterioară de cavitație (a instalației), unde p_v se va înlocui cu p_{vap} care pune în evidență faptul că este vorba de presiunea vaporilor saturați ai lichidului la temperatura de lucru din instalație.

$$NPSH_d = \frac{P_{at} - P_{vap}}{\rho g} - H_{gs} - \sum h_{pA-O} \quad (1)$$

La limita efectelor hidrodinamice ale cavitației tolerate în pompă (condiție în care a fost determinat $NPSH_{cat}$) cele două mărimi sunt egale, $NPSH_d = NPSH_{cat}$ (sau $NPSH_c$). Deci se introduce în relația (1):

$$NPSH_d = NPSH_{cat} = \frac{P_{at} - P_v}{\rho g} - H_{gs} - \sum h_{pA-O} \quad (2)$$

Dacă $NPSH_{cat}$ în această ipoteză este o valoare limită atunci și H_{gs} va reprezenta o valoare limită, și anume limita cotei maxime de aspirație a pompei prin depresiune pe circuitul de aspirație, notată cu H_{gsmax} .

$$H_{gsmax} = \frac{P_{at} - P_v}{\rho g} - NPSH_{cat} - \sum h_{pA-O} \quad (3)$$

Din relația (3) se observă că dacă până la 20°C primul termen este aprox. 10 m, ceilalți doi termeni sunt hotărâtori pentru nivelul minim al apei din rezervorul de aspirație. În cazul neîncadrării în cerințe rămân două alternative: altă pompă având caracteristica de cavitație mai bună (eventual cu impulsor) sau simplificarea circuitului de aspirație.

CONCEPTUL 3: MOMENTUL DE INTERACȚIUNE ROTOR – FLUID (MOMENTUL EULER)

CERINTA: SĂ SE DETERMINE RELAȚIA MOMENTULUI DE INTERACȚIUNE DINTRE ROTOR ȘI FLUIDUL DE LUCRU LA O POMPĂ CENTRIFUGĂ.

SOLUȚIE

Ecuația momentului de interacțiune rotor – fluid a fost dedusă pentru prima dată de către L. Euler, motiv pentru care îi poartă numele. Se cunoaște faptul că în mecanica fluidelor, mișcarea este analizată pe volume de control în care se aplică ecuațiile fundamentale ale mișcării: ecuația de continuitate, teoremele impulsului și ale momentului impulsului. Suprafețele ce delimitează volumul de control se pot vedea în fig.1.

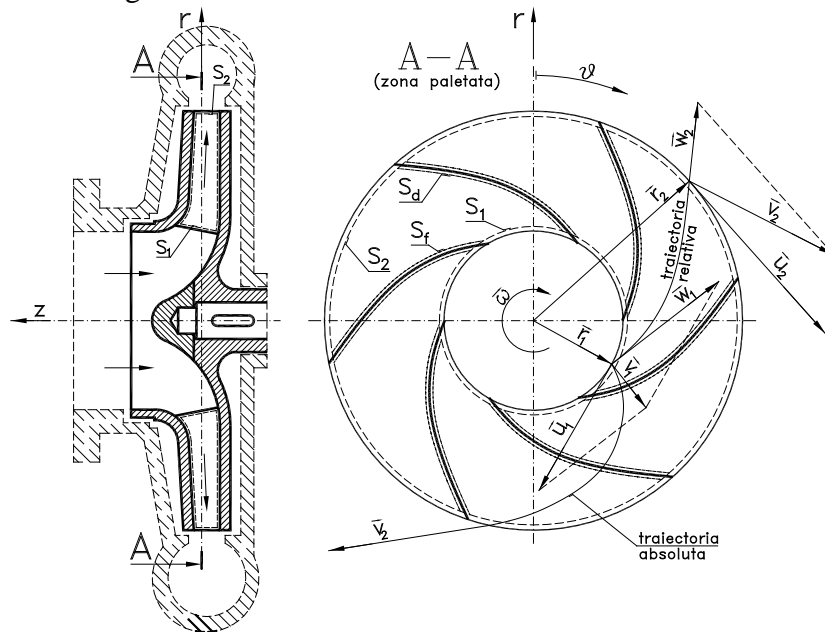


Fig. 1. Mișcarea fluidului în zona paletajului rotoric, volume de control, compunerea vitezelor.

Se face convenția de notare cu „1” mărimile din zona intrării și cu indicele „2” mărimile din zona ieșirii. Deoarece mișcarea fluidului real (cu viscozitate diferită de zero) este foarte complexă se consideră că fluidul este ideal (viscozitate nulă). Fluidul intrat în canalul rotoric și supus rotației se va mișca neuniform datorită câmpurilor de forțe (centrifuge, Coriolis, gravitaționale, etc.), fapt ce va determina ca la ieșire direcția curentului fluid să nu mai fie aliniată la direcția paletajului. Influența câmpurilor de forțe și deviația curentului fluid se diminuează cu cât numărul paletelor crește, adică lățimea canalului în raport cu care se dezvoltă aceste mișcări devine din ce în ce mai mică, astfel că dacă numărul paletelor ar tinde către infinit și grosimea lor ar tinde la zero atunci deviația curentului în canalul rotoric ar tinde către zero. Așadar numărul paletelor se consideră că tinde la infinit astfel încât traiectoria fiecărei particule de fluid se identifică cu linia schelet a oricărei palete. Aceasta înseamnă că viteza care caracterizează mișcarea particulei în raport cu canalul rotoric viteza relativă \vec{w} , este tot timpul tangentă la curba schelet a paletei, făcând astfel legătura între geometria paletajului și cinematica mișcării.

Pentru a pune în evidență ipotezele enunțate în notarea mărimilor energetice, acestea vor fi indexate cu „t” (teoretic) pentru fluidul ideal și „∞” pentru $z \rightarrow \infty$ (z = numărul paletelor).

A doua viteză semnificativă este viteza de transport, \vec{u} , care este tot timpul perpendiculară pe raza vectoare, \vec{r} , de poziționare a particulei fluide în raport cu axa de rotație. Din compunerea celor două viteze, de transport \vec{u} cu cea relativă \vec{w} se obține viteza absolută \vec{v} (viteza în raport cu sistemul de referință fix). Între cele trei viteze există relația vectorială:

$$\vec{u} + \vec{w} = \vec{v} \quad (1)$$

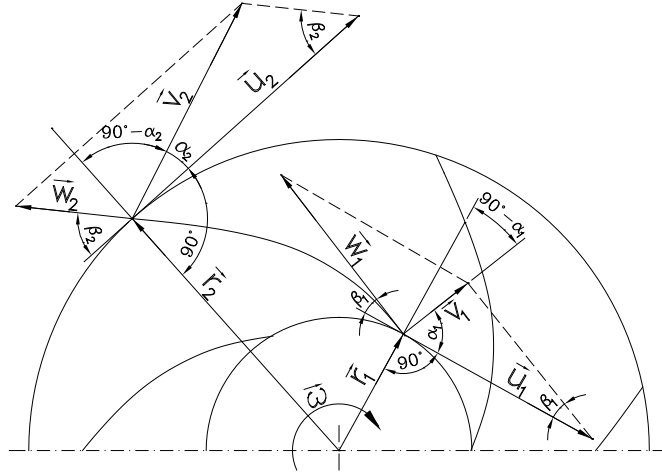


Fig. 2. Compunerea vitezelor, unghiuri semnificative la intrare și ieșire.

Antrenarea rotorului în mișcare de rotație se face din exterior, din sistemul de referință fix, și ca urmare se poate scrie ecuația vectorială a momentului cantității de mișcare dedusă la teorema momentului impulsului din mecanica fluidelor.

$$\vec{M}_{ht\infty} = \rho Q_t [(\vec{r}_2 \times \vec{v}_2) - (\vec{r}_1 \times \vec{v}_1)] \quad (2)$$

În această ecuație Q_t are semnificația de debit teoretic în conformitate cu cele enunțate în Conceptul 1

Este evident că vectorul moment, $\vec{M}_{ht\infty}$, este orientat în direcția axei de rotație, iar sub formă scalară această ecuație se scrie:

$$M_{ht\infty} = \rho Q_t [r_2 v_2 \sin(\vec{r}_2, \vec{v}_2) - r_1 v_1 \sin(\vec{r}_1, \vec{v}_1)] \quad (3)$$

unde mărimile fără marcaj de vector reprezintă modulele vectorilor din (2).

Dacă se urmărește compunerea celor trei viteze (fig. 2.), la intrare și la ieșire, după regula paralelogramului se observă că același rezultat se obține utilizând regula însumării poligonale (în cazul de față fiind triunghi, două viteze însumate și a treia închide poligonul ca rezultat final). Astfel se obțin triunghiurile de viteze la intrare respectiv la ieșire. În aceste triunghiuri totdeauna viteza de transport, \vec{u} , este la baza triunghiului de viteze, iar celelalte două viteze realizează cu \vec{u} unghiul α (între \vec{u} și \vec{v}) și β (între \vec{u} și \vec{w}). Cu aceste precizări și cu reprezentările mărite din figura 2. se poate estima unghiul între vectorii \vec{r} și \vec{v} ca fiind $\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right)$, astfel că relația (3) devine:

$$\begin{aligned} M_{ht\infty} &= \rho Q_t \left[r_2 v_2 \sin\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_2\right) - r_1 v_1 \sin\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_1\right) \right] = \\ &= \rho Q_t [r_2 v_2 \cos(\alpha_2) - r_1 v_1 \cos(\alpha_1)] = \\ &= \rho Q_t (r_2 v_{u2} - r_1 v_{u1}) \end{aligned} \quad (4)$$

Unde s-a notat cu $v_u = v \cos(\alpha)$, proiecția lui \vec{v} pe direcția lui \vec{u} .

La fel se notează $w_u = w \cos(\beta)$, proiecția vitezei relative pe direcția lui \vec{u}

Se observă că momentul hidraulic depinde de cantitatea de fluid vehiculată, reflectată prin debitul masic ρQ , de extensia radială a rotorului $r_1 \rightarrow r_2$ și de proiecțiile vitezei absolute pe direcția vitezei de transport. Momentul este maxim pentru aceeași extensie radială și același debit dacă $v_{u1}=0$. Aceasta se întâmplă dacă $\alpha_1=90^\circ$, ceea ce face ca majoritatea pompelor să fie construite cu paletajul la intrare înclinat astfel ca $\alpha_1 = \frac{\pi}{2}$. Intrarea în paletaj care implică $\alpha_1=90^\circ$ se mai numește în practica inginerască: *intrare normală*.

CONCEPTUL 4: ECUAȚIA FUNDAMENTALĂ A TURBOPOMPELOR

CERINȚA: SĂ SE DETERMINE ECUAȚIA FUNDAMENTALĂ A TURBOPOMPELOR DEDUSĂ DIN MOMENTUL DE INTERACȚIUNE DINTRE ROTOR ȘI FLUIDUL DE LUCRU LA O POMPĂ CENTRIFUGĂ.

SOLUȚIE

Prin ecuația fundamentală se urmărește aflarea unei relații care să exprime energia totală transferată de rotor fluidului de lucru. În acest sens având dedusă ecuația momentului hidraulic se poate determina puterea hidraulică prin relația:

$$\begin{aligned} P_h = M_{ht\infty} \cdot \omega &= \rho Q_t \omega [r_2 v_2 \cos(\alpha_2) - r_1 v_1 \cos(\alpha_1)] = \\ &= \rho Q_t [u_2 v_2 \cos(\alpha_2) - u_1 v_1 \cos(\alpha_1)] \end{aligned} \quad (1)$$

Înălțimea de pompare teoretică realizată de rotor în ipoteza numărului infinit de palete (când nu există deviație a curentului de fluid față de direcția paletajului) se notează cu $H_{t\infty}$. Puterea hidraulică teoretică în acest caz se va exprima prin:

$$P_h = \rho Q_t g H_{t\infty} \quad (2)$$

Înlocuind în (1) rezultă prima formă a ecuației fundamentale a turbopompelor numită și **ecuația în unghiuri**:

$$\begin{aligned} H_{t\infty} = \frac{1}{g} [u_2 v_2 \cos(\alpha_2) - u_1 v_1 \cos(\alpha_1)] &= \\ &= \frac{1}{g} (u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}) \end{aligned} \quad (3)$$

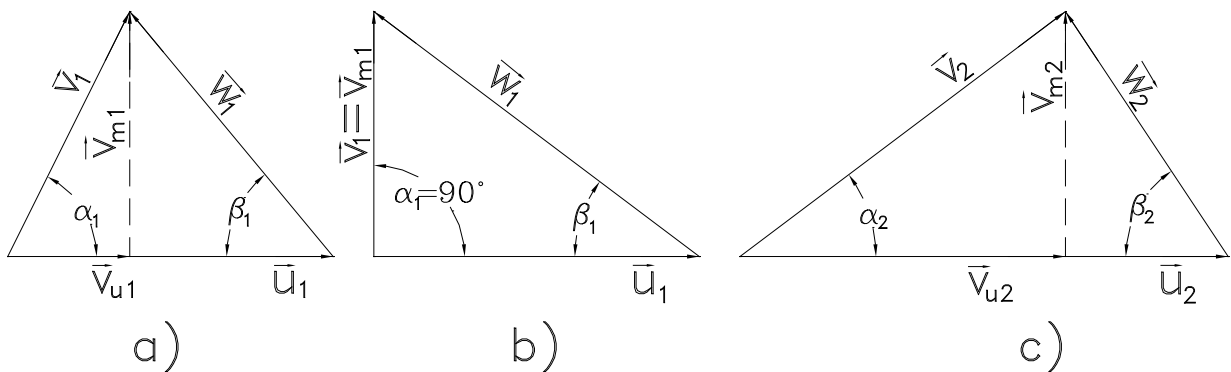


Fig. 1. Triunghiuri de viteze la intrare (a), (b) și la ieșire (c)

În practica uzuală se reprezintă însumarea poligonală a vectorilor viteze prin triunghiuri. Dacă înainte de rotor există un paletaj statoric care deviază curentul față de direcția axială și viteza absolută face cu direcția tangențială unghiul $\alpha_1 \neq 90^\circ$ atunci triunghiul de viteze la intrare este oarecare, fig. 1.a). În caz că nu există nici un element perturbator și forma spațiului la intrarea în rotor este cilindrică, atunci intrarea este așa-zis normală (fig. 1.b) și $\alpha_1 = 90^\circ$, $v_{u1}=0$, ecuația fundamentală devine:

$$H_{t\infty} = \frac{1}{g} u_2 v_{u2} \quad (4)$$

O altă viteză semnificativă din triunghiurile de viteze este viteza meridiană. Aceasta este o viteză de calcul și reprezintă viteza medie de trecere a fluidului prin secțiunea respectivă. În triunghiurile de viteze aceasta apare ca înălțime în toate cazurile perpendiculară pe \vec{u} , viteza tangențială. Ea este influențată de orice variație a secțiunii de trecere prin paletajul rotor.

Pentru modulele vitezelor din triunghiurile de viteze sunt valabile teoremele din geometrie referitoare la triunghiuri și implicit teorema lui Pitagora generalizată pentru un triunghi oarecare. Astfel pentru vitezele relative se pot scrie relațiile:

$$w_1^2 = u_1^2 + v_1^2 - 2u_1v_1 \cos \alpha_1 \quad (5)$$

$$w_2^2 = u_2^2 + v_2^2 - 2u_2v_2 \cos \alpha_2 \quad (6)$$

Înlocuind produsul $uv \cos \alpha$ din (5) și (6) în (3) se obține o nouă formă a ecuației fundamentale:

$$H_{t\infty} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (7)$$

Această formă a ecuației fundamentale este denumită **ecuația în viteze**.

În cazul ventilatoarelor, și în general în cazul turbomașinilor pneumatice este impropriu să fie exprimată înălțimea de pompare (ventilare) în metri coloană de gaz. De aceea se utilizează forma energetică rezultată din raportarea puterii la debitul volumic, numită presiune de pompare (ventilare) teoretică.

La gaze, ca medii compresibile, debitele volumice diferă sensibil între intrare și ieșire. În acest caz este necesară o convenție privind debitul la care se raportează puterile: Q_{t1} , Q_{t2} sau media lor aritmetică:

$$Q_{t1,2} = \frac{Q_{t1} + Q_{t2}}{2}.$$

Urmând același raționament, de a raporta puterea hidraulică la debitul volumic rezultând practic energie pe unitatea de volum se pot scrie egalitățile:

$$P_h = \rho Q_t [u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}] = \frac{P_h}{Q_{t1}} Q_{t1} = \frac{P_h}{Q_{t2}} Q_{t2} = \frac{P_h}{Q_{t1,2}} Q_{t1,2} \quad (8)$$

De aici pentru ecuația fundamentală în unghiuri rezultă trei forme de exprimare, funcție de debitul volumic la care se raportează energia specifică:

$$\Delta p_{t\infty 1} = \rho_1 (u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}) = \rho_1 g H_{t\infty} \quad (9)$$

$$\Delta p_{t\infty 2} = \rho_2 (u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}) = \rho_2 g H_{t\infty} \quad (10)$$

$$\Delta p_{t\infty 1,2} = \rho_{1,2} (u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1}) = \rho_{1,2} g H_{t\infty} \quad (11)$$

Acestor trei forme ale ecuației fundamentale în unghiuri le revin variantele similare în viteze:

$$\Delta p_{t\infty 1} = \frac{\rho_1}{2} (v_2^2 - v_1^2) + \frac{\rho_1}{2} (u_2^2 - u_1^2) + \frac{\rho_1}{2} (w_1^2 - w_2^2) \quad (12)$$

$$\Delta p_{t\infty 2} = \frac{\rho_2}{2} (v_2^2 - v_1^2) + \frac{\rho_2}{2} (u_2^2 - u_1^2) + \frac{\rho_2}{2} (w_1^2 - w_2^2) \quad (13)$$

$$\Delta p_{t\infty 1,2} = \frac{\rho_{1,2}}{2} (v_2^2 - v_1^2) + \frac{\rho_{1,2}}{2} (u_2^2 - u_1^2) + \frac{\rho_{1,2}}{2} (w_1^2 - w_2^2) \quad (14)$$

Legătura între cele trei ecuații (12...14) se stabilește prin ecuația de continuitate conform căreia debitul masic se conservă în virtutea principiului continuității și al conservării masei:

$$\rho_1 Q_{t1} = \rho_2 Q_{t2} = \rho_{1,2} Q_{t1,2} \quad (15)$$

CONCEPTUL 5: SIMILITUDINEA TURBOPOMPELOR

CERINȚA: SĂ SE ENUNȚE PRINCIPIILE DE BAZĂ ALE SIMILITUDINII TURBOPOMPELOR ȘI RELAȚIILE DE SIMILITUDINE CORESPUNZĂTOARE.

SOLUȚIE

Teoria similitudinii turbomașinilor pune bazele încercărilor pe modele și permite normalizarea și construcția în serie a turbomașinilor cu caracteristici hidrodinamice determinate anterior. Două sau mai multe mașini hidraulice sunt complet asemenea dacă îndeplinesc simultan condițiile asemănări geometrice, cinematice și dinamice.

Asemănarea geometrică presupune ca toate dimensiunile și formele geometrice să fie într-un raport constant numit scară geometrică, λ . Prin asemănarea geometrică a frontierelor solide ale circuitelor hidraulice pot fi generate familii de pompe la care componentele se deosebesc între ele prin raportul de scară geometric.

Asemănarea cinematică presupune asemănarea geometrică a triunghiurilor de viteze. Folosind ca scară cinematică raportul modulelor vitezelor asemenea, k_g , pot fi deduse relații de calcul valabile pentru întreaga familie de mașini asemenea.

Asemănarea dinamică presupune ca forțele ce acționează asupra fluidului în mișcare prin spații asemenea geometric și cu o cinematică proporțională, să fie în rapoarte identice pentru întreaga serie de mașini asemenea. Dacă primele două categorii de asemănare sunt relativ ușor de îndeplinit, asemănarea dinamică devine aproape imposibil de îndeplinit dacă rapoartele de scară geometrică sunt foarte mari. Analiza se face de obicei pe tipuri de forțe dominante în influențarea curgerii, pentru care s-au stabilit criterii de similitudine în Mecanica fluidelor. Acestea sunt forțele de natură vâscoasă, caracterizate prin numărul lui Reynolds, Re , forțele gravitaționale, caracterizate prin numărul lui Froude, Fr , etc.

În cazul îndeplinirii condițiilor de asemănare geometrică și cinematică toate unghiurile geometrice și cinematice sunt invariante, de asemenea și rapoartele geometrice sau cinematice care pot fi construite în interiorul aceleiași mașini (fig. 1).

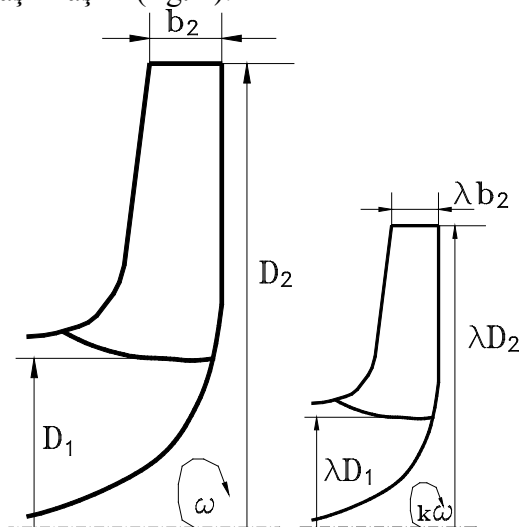


Fig. 1. Rotoare de pompe centrifuge asemenea

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{\lambda b_2}{\lambda D_2} \quad (\text{rapoarte geometrice}) \quad (1)$$

$$\frac{u_2}{u_1} = \frac{\lambda k u_2}{\lambda k u_1} \quad (\text{rapoarte cinematice}) \quad (2)$$

Pentru debit și înălțimea de pompare rezultă relațiile:

$$\frac{Q_t}{D^3 n} = k_Q \quad \frac{gH_t}{D^2 n^2} = k_H \quad (3)$$

Constantele k_Q și k_H realizează o legătură între caracteristicile funcționale, geometrice și cinematice.

Pentru două pompe asemenea geometric, care funcționează în condiții cinematice asemenea, coeficienții k_Q și k_H sunt invarianți. Deoarece problema similitudinii cel mai adesea se pune între modelul de laborator și prototipul sau mașina de serie industrială se va utiliza indicele $m = model$ și $i = industrial$. Se pot scrie relațiile de similitudine dintre cele două pompe egalând invarianții k_Q și k_H :

$$\frac{H_{tm}}{H_{ti}} = \left(\frac{D_m}{D_i}\right)^2 \left(\frac{n_m}{n_i}\right)^2 \quad \frac{Q_{tm}}{Q_{ti}} = \left(\frac{D_m}{D_i}\right)^3 \frac{n_m}{n_i} \quad (4)$$

sau

$$\frac{H_m}{\eta_{hm}} \frac{\eta_{hi}}{H_i} = \left(\frac{D_m}{D_i}\right)^2 \left(\frac{n_m}{n_i}\right)^2 \quad \frac{Q_m}{\eta_{vm}} \frac{\eta_{vi}}{Q_i} = \left(\frac{D_m}{D_i}\right)^3 \frac{n_m}{n_i} \quad (5)$$

Dacă $\eta_{hm} = \eta_{hi}$ și $\eta_{vm} = \eta_{vi}$ rezultă:

$$\frac{H_m}{H_i} = \left(\frac{D_m}{D_i}\right)^2 \left(\frac{n_m}{n_i}\right)^2 \quad \frac{Q_m}{Q_i} = \left(\frac{D_m}{D_i}\right)^3 \frac{n_m}{n_i} \quad (6)$$

Puterea absorbită de pompă este:

$$P_{abs} = \frac{P_u}{\eta} = \frac{\rho g Q H}{\eta} = \frac{\rho g \eta_v Q_t \eta_h H_t}{\eta} \quad (7)$$

$$P_{abs} = \frac{P_u}{\eta} = \frac{\eta_h \eta_v}{\eta} \rho k_H D^2 n^2 k_Q D^3 n \quad (8)$$

$$P_{abs} = \frac{\eta_h \eta_v}{\eta} k_Q k_H \rho D^5 n^3 = \frac{\eta_h \eta_v}{\eta} k_P \rho D^5 n^3 \quad (9)$$

Notând cu $k_P = k_Q k_H$, invariantul puterilor se poate scrie și pentru putere o relație asemănătoare ca formă cu (3).

$$\frac{P_{abs}}{\rho D^5 n^3} = \frac{\eta_h \eta_v}{\eta} k_P \quad (10)$$

și făcând raportul puterilor pentru model și mașina industrială rezultă:

$$\frac{P_{abs m}}{P_{abs i}} = \frac{\eta_i}{\eta_m} \frac{\eta_{hm}}{\eta_{hi}} \frac{\eta_{vm}}{\eta_{vi}} \frac{\rho_m}{\rho_i} \left(\frac{D_m}{D_i}\right)^5 \left(\frac{n_m}{n_i}\right)^3 \quad (11)$$

Dacă toate randamentele sunt egale:

$$\frac{P_{abs m}}{P_{abs i}} = \frac{\rho_m}{\rho_i} \left(\frac{D_m}{D_i}\right)^5 \left(\frac{n_m}{n_i}\right)^3 \quad (12)$$

Din aceste relații, dacă se consideră cazul aceleiași mașini ($D_m = D_i$) funcționând la două turații diferite, fluidul de lucru fiind același, rezultă relațiile de transpunere prin similitudine valabile numai la modificarea turației:

$$\frac{Q_m}{Q_i} = \frac{n_m}{n_i} \quad \frac{H_m}{H_i} = \left(\frac{n_m}{n_i}\right)^2 \quad \frac{P_{abs m}}{P_{abs i}} = \left(\frac{n_m}{n_i}\right)^3 \quad (13)$$

De precizat faptul că randamentele nu se modifică sensibil de la model la prototipul industrial numai într-un interval de până la $\pm 20\%$ față de turația de referință. În afara acestui interval calculele sunt doar orientative. Pentru calcule exacte se estimează randamentele utilizând relații adecvate, (vezi paragraful următor).