

CONCEPTUL: ECUAȚIILE FUNDAMENTALE ALE TURBINELOR HIDRAULICE

CERINȚA: PRINCIPIUL DE FUNCȚIONARE, EXPRESIA ECUAȚIEI FUNDAMENTALE A TURBINELOR HIDRAULICE ȘI RELAȚIILE DE SIMILITUDINE

SOLUȚIE

ENUNȚ: Care principiu de funcționare al turbinelor, care este expresia ecuației EULER și ce relații de similitudine se utilizează în studiul turbinelor ?

SOLUȚIE

Curgerea în rotorul turbinelor este complexă din cauza formei spațiale a canalelor dintre paletel rotorului, fig.1., care sunt străbătute de vâna fluidă. Pentru analizarea ei, se consideră două sisteme de referință: unul inerțial, considerat fix, cu axa „z” așezată coliniar cu axa de rotație și unul mobil - rotitor, solidar cu rotorul, care are axa de rotație „z'”, așezată la fel cu cel fix. Mișcarea fluidului raportată la sistemul inerțial este mișcarea absolută și va fi caracterizată de viteza absolută „ \vec{v} ”. Mișcarea fluidului prin rotor, raportată la sistemul neinerțial, este mișcarea relativă, caracterizată de viteza relativă „ \vec{w} ”, fig.2. Viteza de transport este viteza tangențială din planul rotorului care este constantă în timp la o rază „ r ” dată:

$$\vec{u} = \vec{r} \times \vec{\omega}$$

Conform algoritmului de compunere al vectorilor, pentru viteza absolută se poate scrie:

$$\vec{v} = \vec{w} + \vec{u}$$

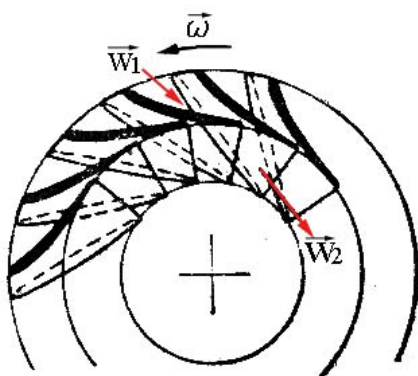


Fig.1. Canalele interpaletare ale rotorului de turbină Francis

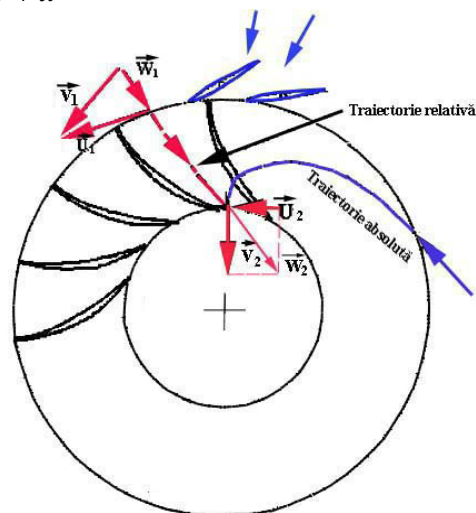


Fig. 2. Cinematica curentului la trecerea prin rotorul Francis

Particula fluidă intrată în rotor cedează o parte din energia sa prin interacțiunea cu paletel rotorului, și parcurge o traiectorie relativă (față de sistemul de referință mobil) și o traiectorie absolută (față de sistemul fix), așa cum rezultă din figura 2.

În cadrul transferului energetic din turbină, energia mecanică poate proveni din transformarea parțială a energiei cinetice și potențiale a fluidului, sau numai din transformarea energiei cinetice. Pentru primul caz turbina este cu reacțiune, sau cu vână forțată, iar pentru al doilea, turbina este cu acțiune sau cu vână liberă. Turbinele cu vână forțată sunt de tipul Francis și Kaplan și au rotorul complet scufundat în lichid, iar cele cu vână liberă sunt de tip Pelton și au rotorul liber în atmosferă, atacat tangențial de un număr de vâne de curent.

Ecuția fundamentală caracterizează procesul energetic din turbine și este reflectată de legătura între căderea turbinei, randament și cinematica curentului de la intrarea și ieșirea din rotor.

Ecuția fundamentală a turbinelor se stabilește cu ajutorul teoremei momentului impulsului scrisă pentru o suprafață de control care închide domeniul rotorului.

Expresia ecuației fundamentale a turbinelor în unghiuri are forma:

$$\eta_h gH = (u_1 v_1 \cos \alpha_1 - u_2 v_2 \cos \alpha_2)$$

Expresia ecuației fundamentale a turbinelor "în viteze" este:

$$\eta_h gH = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$$

Se observă că primul termen provine din variația energiei cinetice specifice datorită forțelor centrifuge și nu este afectat de fenomene de disipație hidraulică. Acest termen este nul la turbinele axiale la care suprafețele de curgere sunt cilindrice ($r_1 = r_2$) și explică de ce aceste turbine nu pot prelua o cădere mare. Ceilalți termeni, exprimați prin vitezele absolute și relative sunt afectați de pierderi hidraulice.

Din această formă de exprimare a ecuației fundamentale mai rezultă că viteza relativă de la ieșire este mai mare decât cea de la intrare, ceea ce înseamnă o accelerare a curentului și în același timp o reducere a presiunii sale la ieșire din rotor, spre deosebire de pompe, unde presiunea de la ieșire este totdeauna mai mare.

Necesitatea studierii comportării turbomașinilor în laborator, din rațiuni științifice, tehnice și economice a condus la determinarea și utilizarea unor legături între modelul de laborator și mașina industrială, numite **relații de similitudine**.

La turbinele hidraulice se aplică similitudinea cinematică. Relațiile aproximative de similitudine sunt:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2; \quad \frac{P_1}{P_2} = \frac{\eta_1}{\eta_2} \frac{\eta_{h1}}{\eta_{h2}} \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5$$

În practica studiului, proiectării și încercărilor de laborator ale turbinelor hidraulice se obișnuiește raportarea rezultatelor la un numitor comun denumit turbină tip, care este asemenea geometric cu cea dată, are diametrul caracteristic $D = 1\text{m}$ și transferă o energie specifică raportată la greutate de $H = 1\text{m}$. Dacă în relațiile aproximative de similitudine se consideră $D_1 = 1\text{m}$, $H_1 = 1\text{m}$, $n_1 = n_{11}$, $Q_1 = Q_{11}$, $P_1 = P_{11}$ și respectiv $D_2 = D$, $H_2 = H$, $n_2 = n$, $Q_2 = Q$, $P_2 = P$ și se rezolvă sistemul de trei ecuații cu trei necunoscute (n_{11} , Q_{11} , P_{11}) se obțin relațiile mărimilor dublu unitare:

$$n_{11} = \frac{nD}{\sqrt{H}}; \quad Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}}; \quad P_{11} = \frac{P}{D^2 H \sqrt{H}}$$

Relațiile de mai sus sunt relații de similitudine dimensionale, și sunt mărimi invariante pentru o întreagă familie de turbine asemenea geometric.

Pornind de la turbina tip, a cărei mărimi numite dublu unitare s-au determinat mai sus, se pot realiza combinații ale acestora, care permit compararea diferitelor tipuri de turbine. Astfel se introduc:

- Turația caracteristică $n_q = n_{II} \sqrt{Q_{II}}$ cu expresia de calcul:

$$n_q = n \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

Turația specifică $n_s = n_{II} \sqrt{P_{II}}$ cu expresia:

$$n_s = n \frac{P^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}}$$

Turația specifică a unei turbine este o mărime egală cu turația unei turbine asemenea geometric, cu cea dată și care funcționând la o cădere $H = 1\text{m}$, dă o putere de 1kW (sau 1CP). O familie de turbine hidraulice asemenea geometric este caracterizată de aceeași turație specifică sau caracteristică. Diferența de valoare numerică la exprimarea turației specifice cu puterea în KW sau CP este mică deoarece $n_{s[\text{CP}]} = 1,16 n_{s[\text{kW}]}$.

Între cele două criterii de similitudine dimensionale există relația de legătură:

$$n_{s[\text{kW}]} = 3,13 \cdot n_q \cdot \eta_T^{\frac{1}{2}} \cong 3,01 \cdot n_q$$

Din punct de vedere al turației specifice sau caracteristice, domeniile de funcționare ale turbinelor hidraulice sunt:

Tipul de turbină	n_s	n_q
PELTON	$3 \div 36(60)$	$1 \div 10 (16)$
FRANCIS	$60 \div 350$	$15 \div 95$
DERIAZ	$120 \div 300$	$32 \div 82$
KAPLAN	$300 \div 900$	$82 \div 245$
BULB	$700 \div 1400$	$190 \div 380$