

STUDIUL TURBINEI DE TIP PELTON**10.1 Considerații teoretice**

Turbinele hidraulice sunt mașini hidraulice (motoare hidrodinamice) destinate transformării energiei cursurilor de apă în energie mecanică.

Funcționează de regulă în cadrul unor amenajări hidroenergetice (complex de construcții hidrotehnice, instalații hidromecanice și electrice care concură la transformarea energiei cursurilor de apă în energie mecanică și apoi electrică, (figura 10.1).

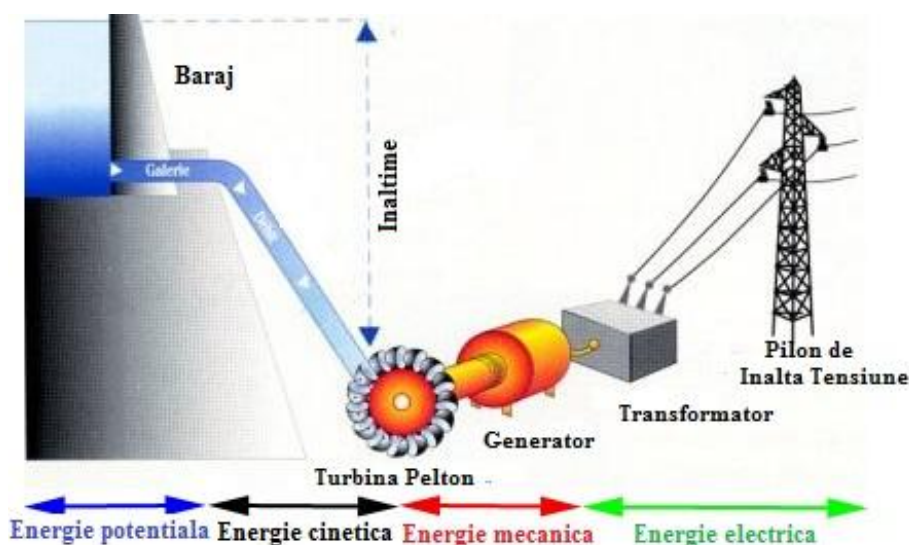


Figura 10.1 Amenajare hidroenergetică

Clasificarea turbinelor hidraulice după tipul constructiv are în vedere direcția preponderentă a traiectoriei particulelor de lichid din zona rotorului, ele având denumirea și după numele inventatorului. Această clasificare este redată în tabelul 10.1.

Tabelul 10.1

Turbina hidraulică	Traietoria	Inventatorul
Tangențială	proiectată în plan transversal	Pelton (P)
radial-axială	rabatută în plan axial	Francis (F)
Diagonală	rabatută în plan axial	Deriaz (D)
axială	rabatută în plan axial	Kaplan (K)

Parametrii turbinelor hidraulice

Următoarele mărimi fizice și funcții caracteristice, sunt importante pentru caracterizarea funcționării unei turbine: diametrul rotorului, căderea turbinei hidraulice, puterea turbinei, debitul turbinei, turația rotorului, randamentul turbinei, turația specifică, gradul de reacțiune.

Diametrul rotorului, sau diametrul nominal al turbinei hidraulice, se definește în mod specific pentru fiecare tip de turbină, valorile uzuale fiind cuprinse în intervalul $0,2 \div 12$ m.

Căderea sau sarcina turbinei hidraulice, se definește ca diferența energiilor specifice totale ale lichidului (apei), din secțiunea de intrare respectiv secțiunea de ieșire din turbina hidraulică. Valorile obișnuite sunt $H_T = 2 \div 2000$ m. Pentru energiile specifice raportate la unitatea de greutate se introduce căderea turbinei hidraulice de expresie:

$$H_T = \frac{p_i - p_e}{\rho \cdot g} + z_i - z_e + \frac{\alpha_i \cdot v_i^2 - \alpha_e \cdot v_e^2}{2 \cdot g}. \quad (10.1)$$

unde indicele "i" și indicele "e", definesc energiile specifice ale apei în secțiunea de intrare, respectiv ieșire din turbină:

- p_i, p_e sunt presiunile statice;
- z_i, z_e - înălțimile de poziție;
- v_i, v_e - vitezele medii ale apei în cele două secțiuni.

Puterea turbinei este puterea stereomecanică dezvoltată la ieșirea din turbina hidraulică, la arborele rotorului și este egală cu:

$$P_T = M \cdot \omega \quad (10.2)$$

Puterile uzuale se găsesc într-un interval foarte larg la turbinele hidraulice, și anume: $P_T = 1 \div 10^6$ kW.

Debitul turbinei se definește drept cantitatea de apă măsurată volumic ce intră în turbină în unitatea de timp.

Turația rotorului are valori în intervalul, $n = 50 \div 1000$ rot/min., în trepte de sincronism în cazul cuplării directe între turbina hidraulică și generatorul electric în curent alternativ. Turația de sincronism este:

$$n_{\text{sin c}} = \frac{60 \cdot f}{pp}. \quad (10.3)$$

Dacă frecvența curentului electric este de $f = 50\text{Hz}$, iar numărul perechilor de poli ai generatorului electric $pp \in N$ relația (10.3) devine:

$$n_{\text{sin c}} = \frac{3000}{pp} \cdot \quad [\text{rot/min}] \quad (10.4)$$

Sensul de rotație al turbinei în principiu este indiferent. Se propune ca sens de rotație spre dreapta, adică după acele ceasornicului dacă se privește hidroagregatul de la generatorul electric spre turbina hidraulică.

Randamentul turbinei este o funcție care se definește ca o măsură a calității transformării energetice din mașină, acesta fiind maxim la regimul staționar, nominal, de proiectare. Randamentul maxim al turbinei în funcție de turația specifică la diferite tipuri de turbine, determină alegerea intervalelor optime ale turației specifice pentru acestea. În general randamentul maxim la turbine se situează între valorile $\eta_{T\text{max}} = 0.8 \div 0.95$.

Randamentul total al turbinei hidraulice se determină cu relația:

$$\eta_T = \frac{P_s}{P_h} = \frac{M \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_T} \quad (10.5)$$

Turația specifică se definește ca fiind turația unei turbine care sub acțiunea unei căderi de 1 m, dezvoltă o putere la arborele mașinii de 1 CP. Formula de definiție pentru apă, are expresiile:

$$n_s = n \cdot \frac{\sqrt{P_s}}{H_T^{\frac{5}{4}}} \cong 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q \cdot \eta_T}}{H_T^{\frac{3}{4}}} = 3,65 \cdot n_q \cdot \sqrt{\eta_T} \quad (10.6)$$

Turația specifică optimă așa cum se observă și din figura 10.2, este un indicator sintetic al tipului constructiv cel mai potrivit de turbină hidraulică pentru o amenajare și condiții date.

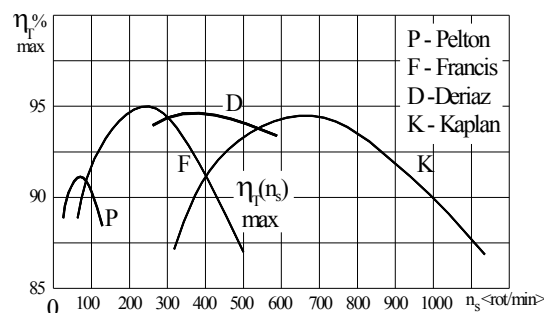


Figura 10.2 Turația specifică

Tendința modernă este de creștere a turației specifice cu următoarele avantaje și dezavantaje:

- gabarite reduse ale turbinei hidraulice;
- viteze mai mari ale apei prin turbină;

- pericol mărit de apariție a fenomenului de cavitație.

În centralele hidroelectrice moderne sunt utilizate turbine avînd turația specifică n_s , cuprinsă între $2 \div 1200$ rot/min. Cu cât n_s crește, turbina este mai rapidă, de debit mai mare, de cădere mai mică, de diametru mai mic.

Pentru a garanta obținerea în exploatare a performanțelor specificate pentru o anumită mașină, este necesară încercarea acestora. La turbinele hidraulice încercările se efectuează în mod obișnuit în două etape. Mai întâi sunt realizate încercări în laborator pe modele reduse, într-o gamă largă de condiții funcționale. În a doua etapă, rezultatele obținute pe model se verifică la probele de recepție după execuția industrială. În vederea cunoașterii modului de comportare a turbinelor se obișnuiește reprezentarea grafică a dependențelor funcționale între diferiți parametri.

Se reprezintă în mod obișnuit, următoarele curbe caracteristice:

- debit funcție de turație;
- moment funcție de turație;
- Puterea cedată de turbină funcție de turație;
- randament funcție de turație.

Aceste curbe sunt prezentate calitativ în figura 10.3.

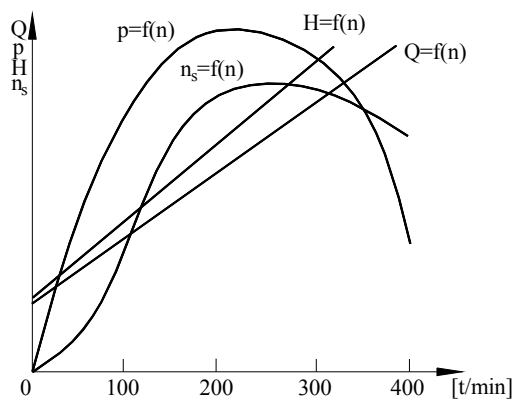


Figura 10.3. Curbe caracteristice

Se observă din figură că odată cu creșterea turației momentul se micșorează, variația fiind aproape liniară. Turația pentru care momentul este nul, se numește turație de ambalare. Cunoașterea acestei valori este importantă în exploatare, deoarece, dacă nu sunt luate precauții speciale, se poate ajunge la turația de ambalare atunci când generatorul antrenat de turbină este brusc deconectat de la rețea, iar injectorul deschis. Turația de ambalare este cea mai mare turație pe care o poate atinge grupul, funcționarea în această situație fiind periculoasă pentru securitatea

agregatului. În general, sistemul de reglare al turbinei se concepe astfel încât turația de ambalare să nu poată fi atinsă.

Puterea cedată de turbină, este denumită adesea putere utilă, sau putere la arbore și se determină conform relației (10.2). Rezultă deci, că pentru turație nulă ($\omega = 0$), puterea utilă este zero. De asemenea, la turația de ambalare, momentul fiind nul, puterea utilă este zero. Între aceste două puncte puterea variază aproximativ parabolic, existând o turație bine definită pentru care se atinge valoarea maximă.

Deoarece în expresia randamentului, puterea utilă intervine la numărător, pentru turațiile pentru care aceasta este zero, randamentul devine zero. Se menționează că acest mod de reprezentare al dependențelor nu este unicul posibil.

Construcția turbinei tangențiale de tip Pelton

Sub denumirea de turbină Pelton, se grupează motoarele hidraulice cu acțiune totală fiind potrivită pentru debite mici și căderi mari, deci pentru turații specifice $n_s \in (2 \div 64)$. Construite pentru prima dată în anul 1880, de către Pelton, au cunoscut o largă aplicare.

Schema principală a unei astfel de mașini este redată în figura 10.4. În general turbinele Pelton au în componența lor trei organe principale: rotorul, injectorul, carcasa.

Rotorul este format dintr-un disc pe care sunt dispuse paletetele, având o configurație care face ca jetul fluid care le izbește să își modifice direcția cu 180° , realizându-se astfel, o forță hidrodinamică maximă, adică un moment maxim la arborele acestuia.

Injectorul are misiunea de a crea un jet compact, de debit și de direcție date.

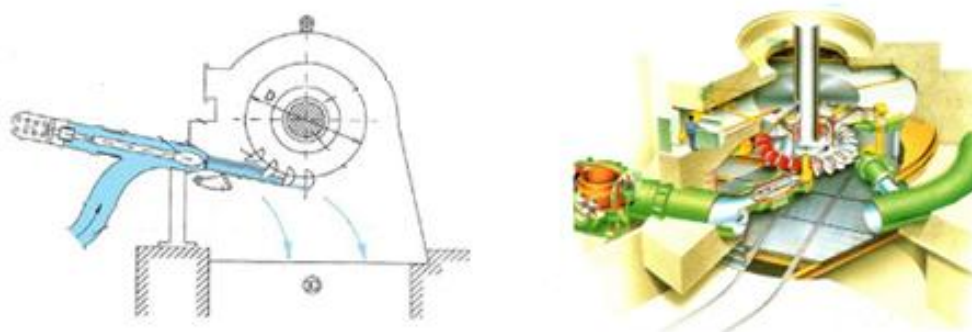


Figura 10.4 Reprezentarea schematică a unei turbine Pelton

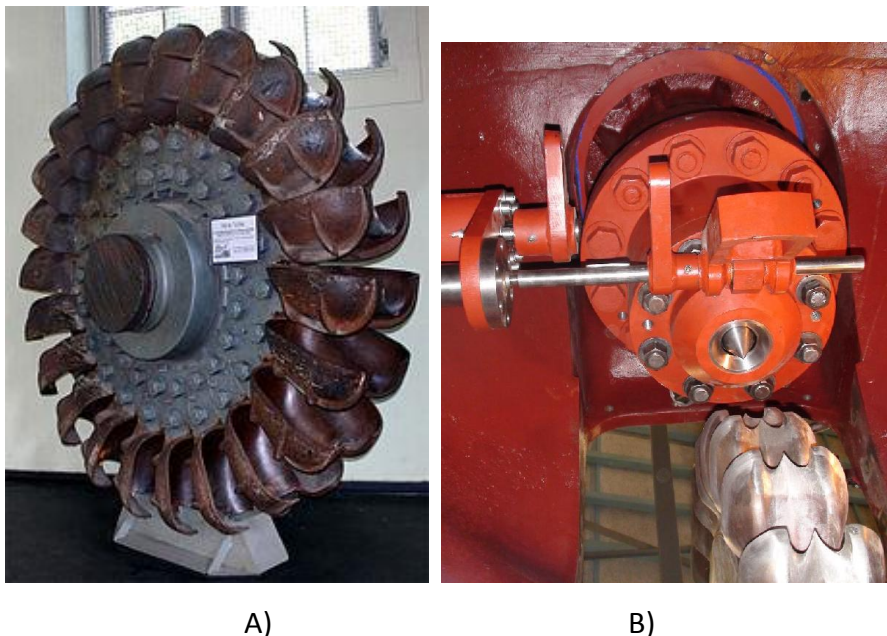


Figura 10.5 A) Rotor Pelton (Diametrul 2m; Masa 3000 kg); B) Injector

Foța hidrodinamică cu care jetul acționează asupra unei cupe

Pentru a determina forța de acțiune a jetului asupra cupei s-a realizat schița din figura 10.6.

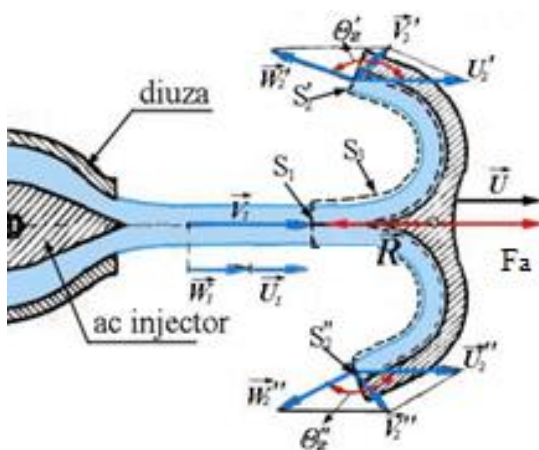


Figura 10.6 Acțiunea jetului asupra cupei

Considerînd domeniul de fluid delimitat în figura 10.6 cu linie punctată se pot scrie:

1) Ecuația de continuitate:

$$Q_1 = Q_2' + Q_2'' \quad (10.7)$$

2) Relația lui Bernoulli:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{W_1^2}{2g} = z_2' + \frac{p_2'}{\rho g} + \frac{W_2'^2}{2g} \quad (10.8)$$

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{W_1^2}{2g} = z_2'' + \frac{p_2''}{\rho g} + \frac{W_2''^2}{2g} \quad (10.9)$$

3) Ecuația de conservare a impulsului:

$$\rho Q_2' \bar{W}_2' + \rho Q_2'' \bar{W}_2'' - \rho Q_1 \bar{W}_1 = \bar{F}_{p1} + \bar{F}_{p2'} + \bar{F}_{p2''} + \bar{F}_G + \bar{R} \quad (10.10)$$

Ipoteze simplificatoare:

$$W_1 = W_2' = W_2''; \quad Q_2' = Q_2'' = \frac{Q_1}{2}; \quad p_1 = p_2' = p_2'' = p_{atm}.$$

$$F_{p1} = F_{p2'} = F_{p2''} = 0; \quad \bar{R} = -\bar{F}_a.$$

Prin proiecția pe axa orizontală a ecuației vectoriale, în condițiile ipotezelor simplificatoare de mai sus și ținând cont că:

$$W_{2x} = W_{2''x} = W_2 \cos(\pi - \theta_2) = -W_2 \cos \theta_2 \quad (10.11)$$

$$W_2 = W_1 = V - U \quad (10.12)$$

După ce se fac înlocuirile în relația 10.10 rezultă următoarea expresie pentru forța cu care jetul acționează asupra unei cupe:

$$F_a = \rho Q W_1 (1 - \cos \theta_2) = \rho Q (V_1 - U) (1 - \cos \theta_2) \quad (10.13)$$

Astfel Puterea transmisă de jetul de apă cupei rotorului:

$$P = F_a U = \rho Q (V_1 - U) (1 - \cos \theta_2) U \quad (10.14)$$

Puterea hidraulică a jetului de apă la intrarea în turbină:

$$P_h = \rho g Q H \quad (10.15)$$

Randamentul hidraulic:
$$\eta_h = \frac{P}{P_h} \quad (10.16)$$

10.2 Obiectivul lucrării

Determinarea pe cale experimentală a curbelor caracteristice ale unei machete de turbină de tip Pelton, și trasarea dependenței randament-turație.

10.3 Metoda utilizată

Măsurarea turației unei turbine hidraulice și a momentului de sarcină aplicat la arborele acesteia pentru o cădere constantă a turbinei.

10.4 Descrierea aparaturii

Pentru determinarea randamentului turbinei se utilizează unitatea hidraulică de baza (UHB), împreună cu macheta prezentată în figura 10.6.

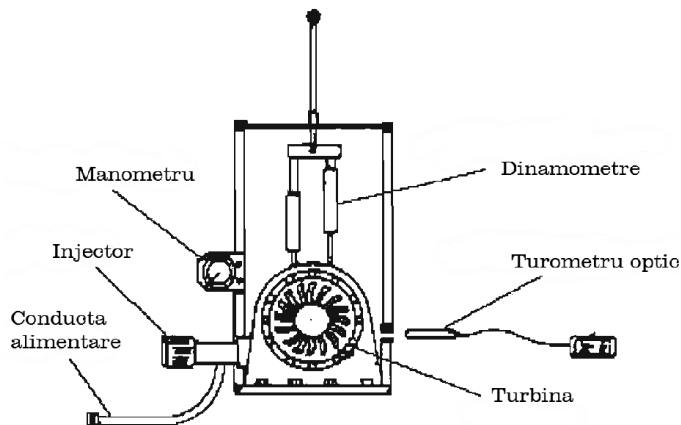


Figura 10.6 Macheta turbinei Pelton – stand ARMFIELD

10.5 Modul de desfășurare a lucrării

1. Se conectează conducta de alimentare la racordul pompei UHB.
2. Se detensionează cureau cu rol de frânare a turbinei, conectată la capetele celor două dinamometre.
3. Se pornește pompa, după care se reglează poziția acului în injector astfel încât pe manometru să obținem căderea turbinei dorită (ex. H= 15m).
4. Se măsoară turația la axul turbinei.
5. Se tensionează cureau pe fulia turbinei astfel încât să se introducă o forță de frecare.
6. Se măsoară turația și indicațiile celor două dinamometre.
7. Se repetă pașii 5 și 6 introducând o forță de frecare tot mai mare pînă la turație 0.

10.6 Prelucrarea rezultatelor

Căderea turbinei:
$$H_i = \frac{P_i}{\rho g} \Rightarrow p_i = \rho g H_i \quad (10.17)$$

Puterea la intrare în turbină:

$$P_h = \rho g H Q \quad (10.18)$$

Puterea la axul turbinei:
$$P_m = M \cdot \omega \quad (10.19)$$

$$M = F_f \cdot \frac{d}{2} = (F_1 - F_2) \cdot \frac{d}{2} \quad ; \quad \omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (10.20)$$

Unde: $F_{1,2}$ – Forțele la cele două dinamometre, F_f – forța de frecare între curea și fulie., d – diametrul fuliei $d=6\text{cm}$; ω – viteza unghiulară.;

Randamentul:
$$\eta = \frac{P_m}{P_h} .$$

Se va reprezenta grafic $\eta=f(n)$.

