



A XV-a Conferință internațională – multidisciplinară
„Profesorul Dorin Pavel – fondatorul hidroenergeticii românești”
SEBEȘ, 2015

CONSIDERAȚII TEORETICE PRIVIND CALCULUL DE REZISTENȚĂ ȘI AL DEFORMAȚIILOR CAMERELOR ROTOARELOR TURBINELOR AXIALE ORIZONTALE (BULB)

Adelina BOSTAN, Corina BUȘEA, Florin PERIȘ-BENDU, Ioan HOȚA

THEORETICAL ASPECTS REGARDING THE STRENGTH CALCULATION AND THE DEFORMATIONS OF THE HORIZONTAL TURBINE RUNNER CHAMBERS

This paper presents main theoretical considerations regarding the strength calculation and the deformations of the horizontal axial turbine runner chambers – upstream bulb. The most suitable functional and constructive solutions – for those bulb turbines which designed at Hydro-Engineering, the runner chamber has the lower half embedded in the concrete, and the upper half of this is fixed through a bolted threaded connection and threaded studs. The strength calculation of the deformations is made only for the upper half of the runner chamber.

The establishment of the fundamental equations regarding the strength and deformation calculations have been made taking into account the theory of the plane and curved plates of S. Timoshenko. For solving the equations and avoiding the in determinations it has been used the energetic method (Castigliano's method). Considering the stressing types that are applied to the upper half of the runner chamber in the paper, it is shown the forces and moments that is stressing the threaded connection of the upper half in relation to the lower half which embedded in the concrete

Keywords: turbine, runner, deformation, bulb
Cuvinte cheie: turbină, rotor, deformație, bulb

1. Introducere

Având în vedere soluțiile constructive ale turbinelor bulb o atenție deosebită trebuie acordată calculului camerelor rotorului turbinei. La majoritatea soluțiilor constructive de turbine bulb, jumătatea inferioară a camerei rotorului este înglobată în beton, iar jumătatea superioară de fixează de acesta printr-o îmbinare filetată de tipul cu buloane și știfturi de centrare. De aceea, calculul de rezistență al camerei rotorului se face în ipoteza funcționării normale a mașinii, închiderii bruște a vanei cu închidere rapidă din aval și apariției suprapresiunii sau depresiunii în zona rotorului, ca urmare a închiderii bruște a aparatului director sau a vanei cu închidere rapidă din amonte, respectiv în regimuri anormale de funcționare.

2. Ecuațiile fundamentale ale forțelor și momentelor ce acționează asupra jumătății superioare a camerei rotorului

În calcule, camera rotorului se consideră împărțită pe lungime în fâșii egale având fiecare secțiunea transversală mică în comparație cu deschiderea sa. Aceste fâșii, ale jumătății de cameră au lungimea unitară (1 cm) și raza de curbura constantă ($R = \text{constant}$); se consideră ca niște bare curbe încastrate la ambele capete, figura 2.1, încărcate cu o sarcină uniform distribuită „p” pe circumferința interioară egală cu presiunea sau depresiunea maximă care poate apărea în axa mașinii în ipostazele de calcul analizate în continuare [3].

Fiecare fâșie de lungime unitară se consideră ca o bară curbă încastrată la ambele capete și care constituie un sistem static nedeterminat [1]. Pentru ridicarea nedeterminării s-a folosit metoda energetică (metoda lui Castigliano), schema de calcul fiind dată în figura 2.1 [2].

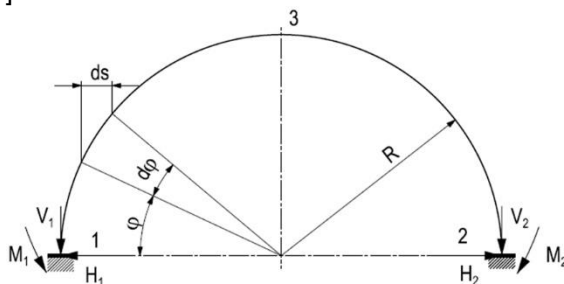


Fig.2.1 Schema de calcul a camerei rotorului

S-a scris expresia lucrului mecanic de deformație, a căruia derivate parțiale în raport cu necunoscutele static nedeterminate, reprezintă deformațiile (săgețile sau rotirile). Dacă aceste deformații sunt nule, derivatele parțiale ale lucrului mecanic vor fi și ele nule, astfel că se obține un număr de ecuații egal cu numărul necunoscutelor static nedeterminate [1]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{EI} \int M \frac{\partial M}{\partial x_1} ds = 0 \\ \frac{1}{EI} \int M \frac{\partial M}{\partial x_2} ds = 0 \\ \dots\dots\dots \\ \frac{1}{EI} \int M \frac{\partial M}{\partial x_n} ds = 0 \end{array} \right. \quad (2.1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{EI} \int M \frac{\partial M}{\partial M_1} ds = 0 \\ \frac{1}{EI} \int M \frac{\partial M}{\partial M_2} ds = 0 \\ \dots\dots\dots \\ \frac{1}{EI} \int M \frac{\partial M}{\partial M_n} ds = 0 \end{array} \right. \quad (2.2)$$

Deoarece fiecare fâșie este încărcată simetric, rezultă că reacțiunile pe verticală sunt egale între ele și au valoarea [1]:

$$V_1 = V_2 = V = \frac{p \cdot 2R \cdot l}{2} = p \cdot R \cdot l = p \cdot R \quad (2.3)$$

unde: $l = 1$ (unitatea).

Astfel rezultă că singurele necunoscute sunt: $H_1 = H_2 = H$ și $M_1 = M_2 = M_0$, bara fiind încărcată simetric. Expresia momentului încovoietor pe porțiunile 1- 3 și 2- 3 are forma [1]:

$$M_i = M_0 + V \cdot R \cdot (1 - \cos \phi) - H \cdot R \cdot \sin \phi - \frac{p \cdot R^2}{2} \cdot (1 - \cos \phi)^2 \quad (2.4)$$

Scriind derivatele parțiale ale momentului încovoietor în raport cu necunoscutele H și M_0 obținem un sistem de două ecuații cu două necunoscute date de expresiile (2.1) și (2.2) [1].

Bara fiind încastrată la ambele capete, rezultă că deplasarea după direcția reacțiunii H și rotirea reazemelor sunt nule [1]:

$$\begin{cases} \frac{1}{EI} \int M_i \frac{\partial M_i}{\partial H} ds = 0 & \text{-- deplasarea reazemului după direcția } H \\ \frac{1}{EI} \int M_i \frac{\partial M_i}{\partial M_0} ds = 0 & \text{-- rotirea reazemului după } M_0 \end{cases} \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial M_i}{\partial H} = -R \cdot \sin \phi \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial M_i}{\partial M_0} = 1 \quad (2.7)$$

$$ds = R \cdot d\phi \cdot l = R \cdot d\phi \quad (l = 1) \quad (2.8)$$

Prin rezolvarea sistemului de ecuații integrale pe porțiunile 1-3 și 2-3 rezultă următoarele expresii pentru necunoscutele H și M_0 [1]:

$$H = \frac{\pi \cdot p \cdot R}{3\pi^2 - 24} = 0,560 \cdot p \cdot R \quad (2.9)$$

$$M_0 = \frac{p \cdot R^2}{12} \cdot \left(\frac{96 - 9\pi^2}{3\pi^2 - 24} \right) = 0,1063 \cdot p \cdot R^2 \quad (2.10)$$

Prin urmare, variația momentului încovoietor pe circumferința fâșiiilor de cameră cu lungime unitară este dată de expresia [1]:

$$\begin{aligned} M_i(\phi) = & \frac{p \cdot R^2}{12} \cdot \left(\frac{96 - 9\pi^2}{3\pi^2 - 24} \right) + p \cdot R^2 \cdot (1 - \cos \phi) - \\ & - \frac{\pi \cdot p \cdot R^2}{3\pi^2 - 24} \cdot \sin \phi - \frac{p \cdot R^2}{2} \cdot (1 - \cos \phi)^2 \end{aligned} \quad (2.11)$$

3. Ecuațiile fundamentale pe baza cărora se determină deformațiile jumătății superioare a camerei rotorului

Camera rotorului fiind supusă acțiunii presiunii datorită curgerii apei, deformația sa se produce în sensul presiunii sau a depresiunii. Presiunea, respectiv depresiunea, fiind considerată ca o sarcină uniform distribuită rezultă că deformația se calculează introducându-se o forță fictivă, care reprezintă rezultanta acțiunii presiunii, în expresia generală a deformației rezultând în final formula (3.1) [2]:

$$W = \frac{1}{EI} \int_0^\phi M_i \cdot \frac{\partial M_i}{\partial F} ds \quad (3.1)$$

unde:

$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN} / \text{cm}^2$ - modulul de elasticitate al materialului camerei;

I - momentul de inerție al secțiunii longitudinale al camerei;

M_i - momentul încovoietor care acționează în secțiunea longitudinală a camerei;

F - forța fictivă într-un punct în care calculăm deformația;

$ds = R \cdot d\phi$ - elementul de lungime al circumferinței camerei.

Expresia momentului încovoietor care acționează într-un punct al secțiunii longitudinale a camerei este dată de relația (3.2) [7]:

$$M_i = M_0 + V \cdot R \cdot (1 - \cos \phi) - H \cdot R \cdot \sin \phi - \frac{\rho \cdot R^2}{2} \cdot (1 - \cos \phi)^2 - F \cdot R \cdot \cos \phi \quad (3.2)$$

Derivata parțială a expresiei momentului încovoietor în raport cu forța F este [7]:

$$\frac{\partial M_i}{\partial F} = -R \cdot d\phi \quad (3.3)$$

În final forța fictivă F se anulează și se obține expresia generală a deformației camerei rotorului într-o secțiune longitudinală pe circumferința sa [5]:

$$W = \frac{1}{EI} \int_0^\phi \left[M_0 + V \cdot R \cdot (1 - \cos \phi) - H \cdot R \cdot \sin \phi - \frac{\rho \cdot R^2}{2} \cdot (1 - \cos \phi)^2 - F \cdot R \cdot \cos \phi \right] \cdot [-R \cdot \cos \phi] \cdot R d\phi \quad (3.4)$$

Înlocuind pe M_0 , V și H cu expresiile lor din paragraful anterior se va obține expresia 3.5:

$$W = \frac{\rho \cdot R^4 \cdot I}{EI} \int_0^\phi \left(-0,6063 \cdot \cos \phi + 0,28 \cdot \sin 2\phi + 0,5 \cdot \cos^3 \phi \right) d\phi \quad (3.5)$$

Deoarece jumătatea superioară a camerei se consideră ca o bară curbă încastrată la ambele capete, rezultă că deformațiile ei la capete sunt nule și expresia (3.5) capătă o altă formă dacă se integrează între limitele 0 și ϕ :

$$W = \frac{p \cdot R^4 \cdot I}{EI} \left[0,167 \cdot \sin \phi \cdot \cos^2 \phi - 0,14 \cdot \cos 2\phi - 0,273 \cdot \sin \phi \right] \int_0^\phi \quad (3.6)$$

sau, calculând integrala numai pentru limita inferioară $\phi = 0$ și înlocuind-o în (3.6), obținem expresia finală a deformației camerei rotorului funcție de unghiul de circumferință ϕ [5]:

$$W = \frac{p \cdot R^4 \cdot I}{EI} \left[0,167 \cdot \sin \phi \cdot \cos^2 \phi - 0,14 \cdot \cos 2\phi - 0,273 \cdot \sin \phi + 0,14 \right] \quad (3.7)$$

De asemenea, trebuie acordată o atenție și verificării șuruburilor de îmbinare din planele de separație din cele două jumătăți ale camerei rotorului. Asupra acestora acționează componenta verticală a presiunii interioare și momentul încovoietor din încastrare, care tindă să desfacă îmbinarea cu șuruburi [4]. Componenta axială datorită presiunii apei este dată de relația [2]:

$$V = \int_0^{\frac{\pi}{2}} p \cdot \sin \phi \cdot ds \quad (3.8)$$

unde: p – presiunea apei pe periferia camerei rotorului;
 $ds = R \cdot d\phi \cdot I$ – elementul de secțiune al camerei.

Înlocuind acestea în expresia (3.8) obținem:

$$V = \int_0^{\frac{\pi}{2}} p \cdot (\sin \phi) \cdot R \cdot I \cdot d\phi = p \cdot R \cdot I \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin \phi \cdot d\phi = p \cdot R \cdot I \quad (3.9)$$

4. Expresiile forțelor și momentelor care solicită îmbinarea filetată dintre jumătatea superioară și cea inferioară a camerei rotorului înglobată în beton

Momentul încovoietor care solicită șuruburile este dat de expresia [6]:

$$M_0 = 0,1063 \cdot p \cdot R^2 \cdot I \text{ [daN}\cdot\text{cm]} \quad (4.1)$$

Forța care solicită șuruburile datorită momentului încovoietor M_0 este dată de relația [6]:

$$F_{Mo} = \frac{M_0 \cdot l_{\max}}{\sum_1^n n_i \cdot l_i^2} \text{ [daN]} \quad (4.2)$$

unde:

n_i – numărul șuruburilor aflate la distanța l_i față de axa neutră a suprafeței planului de separație;

l_i – distanțele de la șuruburi la axa neutră;

l_{\max} – distanța până la șurubul cel mai depărtat față de axa neutră.

În cazul existenței unui singur rând de șuruburi, figura 4.1, răsturnarea planelor de separație se produce după muchia exterioară A a planelor de separație [6]. Prin urmare forța totală care solicită la întindere șuruburile din planele de separație ale camerei rotorului, este dată de relația [6]:

$$F_s = \frac{V}{n} + \frac{M_0 \cdot l_{\max}}{\sum_{i=1}^n n_i \cdot l_i^2} \quad [\text{daN}] \quad (4.3)$$

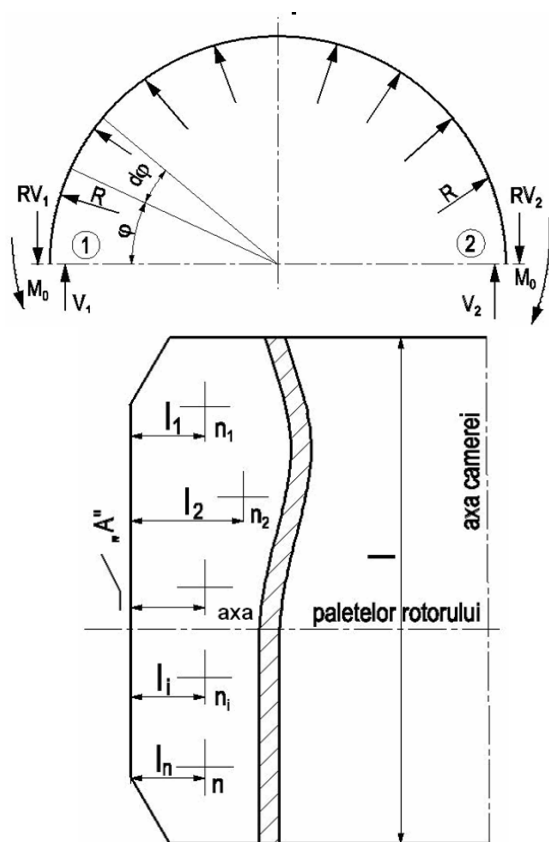


Fig.4.1 Schema de încărcare a șuruburilor de îmbinare

a jumătății de camera rotor

5. Rezultate numerice privind solicitările și deformațiile jumătății superioare a camerei rotorului

În baza ecuațiilor fundamentale prezentate în capitolele 2 și 3 și a condițiilor la limită impuse pentru rezolvarea acestora, se prezintă eforturile unitare și respectiv deformațiile pentru o turbină hidraulică având parametrii:

- Căderea netă maximă: $H_{\max} = 12,75 \text{ m}$
- Cădere netă de calcul: $H_n = 7,80 \text{ m}$
- Putere nominală la cupla turbinei: $P_n = 32000 \text{ kW}$
- Diametrul caracteristic al camerei rotorului: $D = 7500 \text{ mm}$
- Turația nominală a turbinei: $n_T = 62,5 \text{ r.p.m.}$
- Lungimea nominală a camerei rotorului: $l = 2360 \text{ mm}$

Tensiunile (eforturile unitare) în jumătatea superioară a camerei rotorului se prezintă în tabelul 5.1.

Tabelul 5.1

Nr. crt.	ϕ [grade]	Funcționarea normală a turbinei		Apariția depresiunii	
		$M_i(\phi)$ [daN cm]	$\sigma_i(\phi)$ [daN/cm ²]	$M_i(\phi)$ [daN cm]	$\sigma_i(\phi)$ [daN/cm ²]
1	0	34381,406	1,828	22422,656	1,192
2	15	-1673,901	-0,089	-1091,674	-0,058
3	30	-15770,357	-0,838	-10285,015	-0,547
4	45	-12860,735	-0,684	-8387,436	-0,446
5	60	-1221,206	-0,065	-796,439	-0,042
6	75	10277,129	0,546	6702,475	0,356
7	90	14937,255	0,794	9741,688	0,518
8	105	10277,129	0,546	6702,475	0,356
9	120	-1221,206	-0,065	-796,439	-0,042
10	135	-12860,735	-0,684	-8387,436	-0,446
11	150	-15770,357	-0,838	-10285,015	-0,547
12	165	-1673,901	-0,089	-1091,674	-0,058
13	180	34381,406	1,828	22422,656	1,192

Deformațiile jumătății superioare a camerei rotorului se prezintă în tabelul 5.2, iar în figura 5.1 schema deformațiilor este suprapusă peste profilul nominal.

Tabelul 5.2

Nr. crt.	ϕ [grade]	La funcționare normală	La apariția depresiunii
		W [mm]	W [mm]
1	0	0,000	0,000
2	15	-0,872	-0,568
3	30	-0,292	-0,190
4	45	0,452	0,295
5	60	0,733	0,478
6	75	0,629	0,410
7	90	0,527	0,344
8	105	0,629	0,410
9	120	0,733	0,478
10	135	0,452	0,295
11	150	-0,292	-0,190
12	165	-0,872	-0,568
13	180	0,000	0,000

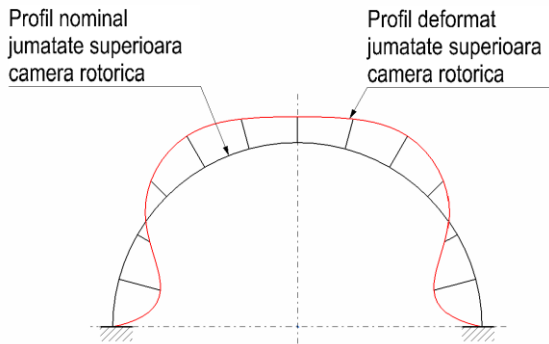


Fig.5.1 Schema deformațiilor

6. Concluzii

■ Lucrarea prezintă un algoritm de calcul referitor la calculul de rezistență și al deformațiilor camerelor rotoarelor turbinelor axiale orizontale (bulb). Calculul de rezistență și al deformațiilor se face doar pentru jumătatea superioară a camerei rotorului.

■ Stabilirea ecuațiilor fundamentale privind calculul de rezistență și al deformațiilor s-a făcut ținând cont de teoria plăcilor plane și curbe a lui Stephan Timoshenko.

■ Pentru rezolvarea ecuațiilor și ridicarea nedeterminării s-a utilizat metoda energetică (metoda lui Castigliano). Având în vedere tipurile de solicitare la care este supusă jumătatea superioară a camerei rotorice în lucrare, se prezintă și expresiile forțelor și momentelor care solicită îmbinarea filetată a jumătății superioare în raport cu jumătatea inferioară înglobată în beton.

■ Lucrarea se finalizează printr-o aplicație numerică.

Mulțumiri: Rezultatele prezentate în acest articol au fost obținute cu sprijinul Ministerului Fondurilor Europene prin Programul Operațional Sectorial Dezvoltarea Resurselor Umane 2007-2013, Contract nr. POSDRU/159/1.5/S/132395.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Buzdugan, Gh., *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București , 1974.
- [2] Granovsk,i C.A., *Konstrukții i rascet ghidroturbinii*, limba rusă, 1974.
- [3] Horovitz, B., *Organe de mașini*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1970.
- [4] Hoța, I., *Analiză critică din punct de vedere funcțional și constructiv a turbinelor bulb și Kaplan construite pe plan național și mondial*, Sinteză bibliografică, Reșița, 1993.
- [5] Rešetov, D.N., *Organe de mașini*, Editura Tehnică, București (traducere din limba rusă), 1963.
- [6] Timoșenko, S.P., *Teoria plăcilor plane și curbe*, Editura Tehnică, București (traducere din limba engleză), 1968.
- [7] * * *, *Manualul inginerului mecanic*, Editura Tehnică, București, 1959.

Ing. Adelina BOSTAN
e-mail: abostan@hye.ro

Ing. Corina BUȘEA
e-mail: cbusea@hye.ro

Ing. Florin PERIȘ-BENDU
e-mail: fbendu@hye.ro

Ing. Ioan HOȚA
e-mail: ihota@hye.ro

S.C. HYDRO-ENGINEERING Reșița