



R.P.R.

BIBLIOTECA CENTRALA
A
UNIVERSITAȚII
DIN
BUCUREȘTI

No. Curent 37909 Format.....

No. Inventar..... Anul

Secția..... Raftul

37.909

BIBLIOTECA
MANUALELOR ȘTIINȚIFICE

INGRIJITĂ DE D-L
OCTAV ONICESCU
PROFESOR UNIVERSITAR



Inscr. A. 15.305

TEORIA MAȘINILOR HIDRAULICE

DE

AL. DAVIDESCU
INGINER INSPECTOR GENERAL

40340



CULTURA NAȚIONALĂ

BD 365864

CONTROL 1953

1961

1956

A. L. DAVIDESCU
TEORIA MAȘINI-
LOR HIDRAULICE
TIPĂRIT LA
CULTURA
NĂȚIONALĂ
1925

BIBLIOTECA CENTRALĂ UNIVERSITARĂ
„CAROL I” BUCUREȘTI
COTA 37909

PC 477/08

BCU-Bucuresti

C40340

P R E F A Ț Ă

Cursul de mașini hidraulice, pe care-l publicăm astăzi este făcut după notele cursului pe care-l profesăm de câțiva ani la Școala Politehnică.

Volumul de față, cuprinde partea întâia a cursului, privitoare la mașini hidraulice *receptoare* rotative (Turbină și roti hidraulice lente), Volumul al doilea, care va apărea anul viitor, va cuprinde: Mașinile hidraulice *generatoare* (Pompe și propulsori rotativi, Pompe cu piston și mașini hidraulice diverse).

În redactarea acestui manual am căutat pe lângă tratarea cât mai completă, a problemelor relative la mașinile hidraulice, să acord o deosebită atențiune părții didactice.

Teoria mașinilor hidraulice prezintă încă oarecari imperfecțiuni și lacune, pe cari știința, în dezvoltarea ei firească, le va împlini. Dar expunerea rațională a teoriei, lasă încă de dorit, din punctul de vedere al clasării, al clarității al notațiunii, ceea ce constituie pentru elevi, și pentru tehniciani în general, o reală dificultate.

Diverșii autori diferă mult în expunerea teoriei și ca fond și ca formă; și ar fi de dorit ca la congresele internaționale, să se adopte oarecari norme directoare.

Printre operile, cari satisfac mai bine cerințele de expunere didactică, aceea a distinsului savant *G. Zeuner*, fost conferențiar la Școala Politehnică din Zürich și profesor la școala superioară practică din Dresda, ni se pare că a fi cea mai rațională; și în elaborarea acestui curs, am urmat în unele părți, metoda întrebuintată de acest tehnician.

București, 20 Septembrie, 1925.

AL. DAVIDESCU

MAȘINI HIDRAULICE

DEFINIȚIE. CLASIFICARE

Mașinile hidraulice sunt aparate, prin cari se exercită o acțiune mecanică între un lichid care parcurge aparatul, și între organele mobile ale acestuia care generează sau consumă un lucru mecanic.

Din punctul de vedere al *scopului practic* ce îndeplinesc, aceste mașini se împart în următoarele categorii:

- a) Motori hidraulici;
- b) Pompe;
- c) Propulsori și
- d) Mașini diverse.

Din punctul de vedere al modului lor de *întocmire organică* și de *funcționare mecanică* ele se împart în categoriile următoare:

- a) Mașini hidraulice rotative sau turbo-mașină;
- b) Mașini hidraulice cu piston;
- c) Mașini diverse.

Studiul mașinilor hidraulice fiind în legătură atât teoretic cât și practic cu întocmirea și funcționarea lor, convine să fie îndrumat pe baza ultimei clasificări și în cece urmează vom proceda la examinarea lor în această ordine.

PARTEA I

TURBO-MAȘINI

CAP. I

NOȚIUNI GENERALE

§ 1. **Definiție.** Sub denumirea de turbo-mașini se înțeleg toate mașinile, prin cari se exercită o acțiune mecanică între un curent *fluid* și o *roată* cu aripi, care se învârtește în jurul unui ax.

Această definiție cuprinde, în ceea ce privește lichidele, aparatele următoare:

- Turbinele,
- Turbo-pompele,
- Turbo-propulsorii.

§ 2. Acțiunea turbo-mașinilor. În general o turbo-mașină se interpune între două spații A și B cuprinzând acelaș corp fluid la presiuni diferite — aceea din B fiind de ex. mai mare ca cea din A și are de scop următoarele două acțiuni:

- a) Să genereze un *curent lichid* din A în B consumând un lucru mecanic *exterior* disponibil pe axul său;
- b) Să genereze un lucru mecanic *exterior* pe axul său, consumând energia unui *curent lichid* venit din B în A .

§ 3. Componerea unei turbo-mașini. O turbo-mașină când este completă cuprinde trei organe distincte, pe cari le străbate lichidul și anume: Două organe fixe: *Distributorul și Efuzorul* și un organ mobil *Rotorul*.



Fig. 1

a) *Distributorul* se compune, în general, dintr'o serie de canale curbe juxtapuse și distribuite regulat în jurul unui ax.

Uneori aceste canale formează o coroană completă, alteori numai un sector de coroană și în oarecari cazuri sunt reduse la un singur tub conic convergent.

Distributorul conduce fluidul care sosește din primul spațiu, dându-i o direcție convenabilă la intrarea lui în rotor. El stabilește astfel o racordare rațională a mișcării lichidului la trecerea lui dintr'un organ altul.

Utilitatea distributorului scade când iuțeala apei care trece prin el este mică, așa încât în asemenea cazuri de multe ori este suprimat. Astfel este cazul în general cu turbo-mașinile generatoare, cum sunt pompele și propulsorii;

b) *Rotorul* se compune deasemenea dintr'o serie de canale curbe juxtapuse și distribuite regulat în jurul unui

ax formând o coroană. Se deosebesc cele două fețe principale formate de orificiile de intrare și de orificiile de ieșire.

Rotorul împinge fluidul, în cazul unei mașini generatrice, comunicându-i o iuțeală sau energie cinetică care-l transportă în spațiul *B*; sau este împins și învârtit de fluid în cazul unei mașini receptoare, transmitând energia dobândită sub formă de lucru mecanic rotativ pe axul său;

c) *Efuzorul* se compune iarăși dintr'o serie de canale curbe distribuite regulat în jurul unui ax fix.

Efuzorul are funcțiunea de a conduce și dirija fluidul la ieșirea lui din rotor modificându-i direcțiunea și iuțeala în mod favorabil înainte de a-l deversa în a doua incintă.

Modificarea *direcțiunii* se face gradat în scopul de a evita schimbări brusce ale firelor lichide și pierderile de energie ce le însoțesc. Deasemenea modificarea *iuțelii* se face gradat, măbind-o sau micșorând-o după scopul ce trebuie să îndeplinească turbo-mașina.

Micșorarea iuțelii are loc când secțiunea canalelor efuzorului merge crescând în direcția curgerii lichidului și atunci avem efuzorul divergent sau *difuzorul* adoptat la turbinile americane Francisc și la unele pompe centrifuge.

Mărirea iuțelii are loc când secțiunea canalelor efuzorului merge descrescând în direcția curgerii lichidului și atunci avem efuzorul convergent sau *contractorul* adoptat la turbo-propulsori.

Utilitatea efuzorului scade când iuțeala apei care trece prin el este mică, așa încât în asemenea cazuri se găsește avantajos a-l suprîmă. Astfel este cazul în general cu turbinele la cari de regulă apa iese din rotor cu iuțeală mică.

Cu toate acestea aplicarea efuzorului la turbinele americane Francis a sporit rendamentul cu aproximativ 3%.

§ 4. **Clasificarea Turbo-Mașinilor.** Turbo-mașinile uzitate în practică prezintă o mare varietate de întocmiri și de tipuri, rezultând în mod firesc din adaptarea lor

la condițiunile naturale diverse ale căderilor de apă și la scopurile de utilizare industrială urmărite.

Am văzut mai sus, că ele se împart în două mari categorii:

Turbo-mașinile receptoare sau turbinele și turbo-mașinile generatoare sau Turbo-pompele și Turbo-propulsorii.

Fiecare din acestea prezintă o diversitate de tipuri, pe cari le vom examina succesiv.

Trebuie însă să observăm, că cu toată această diversitate, turbo-mașinile prezintă o serie de *caractere comune*, cari permit a se îndruma calculul lor după o procedură generală aceeași, rămânând ca numai dispozițiunile lor *speciale* să primească o analiză deosebită.

CAP. II

CALCULUL TURBO-MAȘINILOR

NORME GENERALE

A

§ 5. **Notațiune.** Deși turbo-mașinile au aparența unor mecanisme simple, cu toate acestea elementele, cari intră în calculul lor sunt numeroase și sistemul de notațiune adoptat are, din punctul de vedere al facilitării studiului lor, o deosebită importanță. În special și spre a evita împovărarea minții cu memorări zadarnice, este util a se adopta o notațiune, în care elementele analoage să fie *clasate în grupuri* și indicate prin *semne analoage*, așa încât simbolul reprezentativ al unui element să indice imediat, în mod ușor și vizibil *pozițiunea și funcțiunea* lui.

Acest rezultat nu este ușor de atins în întregime și oarecari imperfecțiuni sunt neînlăturabile. Se va tinde spre el în măsura posibilului. Mai întâiu este de observat că, după cum s'a menționat anterior, turbo-mașinile sunt construite sub forma lor cea mai generală din 3 organe:

Distribuitoarea, Rotorul și Efuzorul. Fiecare din aceste organe cuprinde părți, mai mult sau mai puțin, analoage. Este prin urmare indicat, ca elementele analoage să le notăm cu aceleași litere afectate însă de indicii diferiți, corespunzătorii celor 3 organe.

În consecință, am admis pentru notațiunea de calcul a turbo-mașinilor normele următoare:

Vom însemna prin:

Q , debitul căderii de apă utilizat de mașină;

H , înălțimea *bruto* a căderii de apă, adică diferența de nivel a bazinelor de apă superior și inferior;

h , înălțimea *neto* a căderii de apă, adică înălțimea rămasă după ce s'a scăzut pierderea prin frecare în conducta de aducere;

h_0 adâncimea la care este așezată, sub apă, coroana orificiilor de ieșire ale efuzorului.

Cele trei organe principale ale turbo-mașinii: distribuitorul, rotorul și efuzorul le vom însemna cu literile mari cursive:

A, B, C

Ariile totale ale secțiunilor canalelor parcurse de lichid, la intrarea și la ieșirea din organe le vom însemna cu:

$A_0 B C$

$A B_0 C_0$

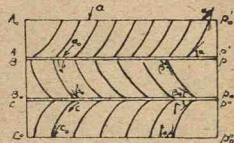


Fig. 2

Luțelile corespunzătoare ale lichidului cu

$a_0 b c$

$a b_0 c_0$

Luțelile tangențiale de rotațiune la intrarea și ieșirea din rotor cu

u, u_0

Unghiurile formate de palete cu suprafețele orificiilor de intrare și ieșire cu

$\alpha_0 \beta \gamma$

$\alpha \beta_0 \gamma_0$

12
Presiunile lichidului la intrarea și ieșirea din organe prin

$$\begin{array}{c} p'_0 p \ p'' \\ p' \ p_0 \ p''_0 \end{array}$$

Deasemenea vom însemna prin analogie cu cele ce preced cu:

- $r'_0 \ r \ r''$ razele coroanelor organelor la intrare;
- $r' \ r_0 \ r''_0$ razele coroanelor organelor la ieșire;
- $e'_0 \ e \ e''$ lățimile coroanelor organelor la intrare;
- $e' \ e_0 \ e''_0$ lățimile coroanelor organelor la ieșire;
- $i' \ i \ i''$ înălțimile organelor;
- $s' \ s \ s''$ pasul paletelor;
- $m' \ m \ m''$ numărul paletelor;
- σ grosimea paletelor.

§ 6. **Relațiuni de întocmire generală între elementele mașinilor.** Din modul de întocmire al turbo-mașinilor rezultă oarecari relațiuni și oarecari proporții practice între elementele lor, de cari urmează să se țină seamă în calcul.

Astfel avem următoarele categorii de relațiuni:

1. *Relațiuni geometrice* între dimensiunile canalelor și ariile secțiunilor lor de curgere.

Aceste arii cu notațiunea indicată mai sus au expresiunile următoare:

$$\begin{aligned} A_0 &= (2\pi r'_0 \sin \alpha_0 - m' \sigma) e'_0 \\ A &= (2\pi r' \sin \alpha - m' \sigma) e' \\ B &= (2\pi r \sin \beta - m \sigma) e \\ B_0 &= (2\pi r_0 \sin \beta_0 - m \sigma) e_0 \\ C &= (2\pi r'' \sin \gamma - m'' \sigma) e'' \\ C_0 &= (2\pi r''_0 \sin \gamma_0 - m'' \sigma) e''_0 \end{aligned} \quad (I)$$

Insemnând cu γ valoarea aproximativă a raportului între secțiunea brută și secțiunea netă a canalelor, expresiunile (I) se mai pot scrie sub forma prescurtată:

$$\begin{aligned}
 A_0 &= \xi \times 2\pi r'_0 \sin \alpha_0 e'_0 \\
 A &= \xi \times 2\pi r' \sin \alpha e' \\
 &\text{etc., etc.}
 \end{aligned}
 \tag{I}$$

2. *Relațiuni de continuitate.* — Continuitatea curgerii lichidului, prin canalele organelor turbo-mașinii, implică constanța debitului în toate secțiunile și prin urmare atrage relațiunile următoare între secțiuni și iuțeli:

$$Q = A_0 a_0 = A a = B b = B_0 b_0 = C c = C_0 c_0 \tag{II}$$

În cazul când se întrebuintează pentru arii expresiunile aproximative (I') aceste relațiuni iau forma:

$$\begin{aligned}
 \frac{Q}{2\xi\pi} &= e'_0 r'_0 a'_0 \sin \alpha_0 = e' r' a \sin \alpha = e r b \sin \beta \\
 \text{(II')} &= e_0 r_0 b_0 \sin \beta_0 = e'' r'' c \sin \gamma = e''_0 r''_0 c_0 \sin \gamma_0
 \end{aligned}$$

3. *Relațiune cynamatică.* — La turbo-mașinile *radiale* razele interioare și exterioare ale rotorului sunt în legătură cu iuțelile corespunzătoare prin relațiunea:

$$\frac{r}{r_0} = \frac{u}{u_0} \tag{III}$$

4. *Proporții practice ale dimensiunilor organelor.* — Raza coroanei orificiilor de eșire r_0 satisface relațiunea:

$$\lambda_0 \sqrt{Q}$$

a cărei justificare se va da mai la vale (§ 22). Celelalte dimensiuni ale organelor se determină în funcțiune de această rază, cu ajutorul unor coeficienți practici de proporționalitate precum urmează:

$$\begin{aligned}
 \frac{r}{r_0} &= \lambda & \frac{e_0}{v_0} &= \mu_0 \\
 \frac{r'_0}{r_0} &= \lambda' & \frac{e}{e_0} &= \mu \\
 \frac{r''_0}{r_0} &= \lambda'' & \frac{e'}{e_0} &= \mu'
 \end{aligned}
 \tag{IV}$$

$$\frac{e''}{e_0} = \mu''$$

$$\frac{i}{e_0} = r \quad ; \quad \frac{i'}{e_0} = r' \quad ; \quad \frac{i''}{e_0} = r'' \quad ;$$

$$i' = r_0 - r \quad i = r - r'_0 \quad i'' = r'' - r_0$$

$$m_0 = \theta \sqrt{r_0} \quad s = \frac{2\pi r_0}{m} \quad \sigma = \tau \sqrt{e_0}$$

$$m' = \theta' m \quad s' = \theta' s$$

$$m''_0 = \theta'' m \quad s'' = \theta'' s$$

5. *Condițiuni inițiale și finale ale curgerii.* — Pentru intrarea în distribuitor și ieșirea din efuzor se admite, cum e firesc, *direcțiunea normală* pe suprafețele orificiilor corespunzătoare de unde rezultă:

$$\alpha_0 = 90^\circ \quad ; \quad \gamma_0 = 90^\circ \quad (V)$$

De altă parte presiunile inițială și finală sunt în legătură cu presiunea atmosferică și cu înălțimile organelor prin relațiuni simple:

$$p'_0 = p_A + h_a$$

$$p''_0 = p_A + h_0 \quad ; \quad (VI)$$

$$h + h_0 = h_a + h_b + h_c + h_d.$$

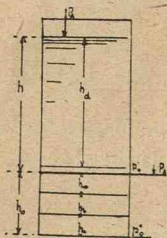


Fig. 3

ECUAȚIUNILE MIȘCĂRII LICHIDULUI ÎN CANALELE TURBO-MAȘINII

§ 7. În baza principiilor de Hidrodinamică, cari guvernează mișcarea lichidelor pe suprafețe și în canale curbe ecuațiunile curgerii în organele turbo-mașinilor au forma următoare:

$$\text{pentru distribuitor } \pm h_a + p'_0 - p' = \frac{1}{2g} \left[\varepsilon a^2 - a^2_0 \right].$$

$$\text{pentru rotor } \pm h_b + p - p_0 = \frac{1}{2g} \left[\varepsilon b^2_0 - b^2 + u^2 - u^2_0 \right]. \quad (VII)$$

$$\text{pentru efuzor } \pm h_c + p'' - p''_0 = \frac{1}{2g} \left[\varepsilon c^2_0 - c^2 \right].$$

REZOLVAREA ALGEBRICĂ A PROBLEMEI TURBO-MAȘINILOR

§ 8. **Nedeterminare. Relațiuni complimentare.** Din cele ce preced rezultă că pentru calculul elementelor unei turbo-mașini avem un număr de ecuațiuni mai mic decât numărul elementelor necunoscute.

Așa, de exemplu pentru turbo-mașinile radiale complete avem ca elemente principale:

$$\begin{aligned} \text{Secțiunile:} & \begin{cases} A & B & C \\ A_0 & B_0 & C_0 \end{cases} \\ \text{Unghiurile:} & \begin{cases} \alpha & \beta & \gamma \\ \alpha_0 & \beta_0 & \gamma_0 \end{cases} \\ \text{Presiunile:} & \begin{cases} p & p' & p'' \\ p_0 & p'_0 & p''_0 \end{cases} \\ \text{Luțelile:} & \begin{cases} u & a & b & c \\ u_0 & a_0 & b_0 & c_0 \end{cases} \end{aligned}$$

Raza rotorului..... r .

În total 27 pe când numărul ecuațiunilor este de 21 adică cu 6 mai puține.

Urmează deci că problema calculului unei turbo-mașini este *nedeterminată*, în sensul că se pot satisface relațiunile menționate cu un număr infinit de soluțiuni, admițând pentru o parte din necunoscute *valori arbitrare*. Bineînțeles însă că din acest număr infinit de soluțiuni există unele cari sunt mai avantajoase decât altele. Rămâne deci ca pentru desăvârșirea soluțiunii, să cercetăm cari sunt valorile arbitrare cele mai nimerite de atribuit necunoscutelor supra-abundente.

Este natural ca în această privință, să căutăm indicațiuni în expresiunea randamentului economic al turbo-mașinii și scopul ar fi atins, dacă am putea să stabilim un număr suficient de relațiuni noi, cari să favorizeze acest randament.

§ 9. **Condițiuni economice generale.** În această ordine de idei s'a căutat și s'a reușit, să se stabilească unele

rezultate foarte interesante, încă dela invenția turbinelor, de către marele fizician Euler.

Acest savant a stabilit principiul, așa de important și de folositor, al intrării lichidelor *fără ciocnire* dintr'un organ într'altul; principiu care după cum s'a explicat, corespunde unui bun randament economic și care are un caracter de mare generalitate, fiindcă se aplică mai la toate mașinile hidraulice.

Prin intrarea fără ciocnire se evită într'adevăr pierdere de energie inutile și se obține pentru aparat iuțea de rotațiune cea mai avantajoasă, iuțea optimă.

Expresiunea analitică a acestei condițiuni se obține stabilind, că direcțiunea de trecere a lichidului dintr'un organ într'altul, coincide cu tangenta la paletele întâlnite, în punctul lor inițial. Pentru aceasta este de ajuns, ca în triunghiurile iuțelilor să avem satisfăcute relațiunile:

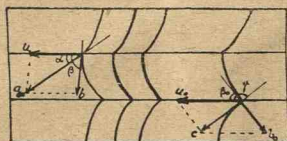


Fig. 4

$$\frac{a}{\sin \beta} = \frac{b}{\sin \alpha} = \frac{u}{\sin(\beta - \alpha)} \quad (\text{VII})$$

$$\frac{b_0}{\sin \gamma} = \frac{c}{\sin \beta_0} = \frac{u_0}{\sin(\beta_0 - \gamma)}$$

sau relațiunile echivalente:

$$\begin{cases} u = a \cos \alpha + b \cos \beta \\ b^2 = a^2 + u^2 - 2au \cos \alpha \end{cases}$$

$$\begin{cases} u_0 = b_0 \cos \beta_0 + c \cos \gamma \\ b_0^2 = c^2 + u_0^2 - 2u_0 c \cos \gamma \end{cases}$$

Importanța acestor condițiuni este foarte mare și cu atât mai mare cu cât, în afară de simplitatea analitică cu care se prezintă, mai atrag după ele și alte simplificări importante în structura ecuațiunii mișcării lichidelor.

În adevăr, aceste condițiuni implică egalitatea presiunilor deoparte și de alta a rosturilor, adică:

$$p' = p \quad ; \quad p_0 = p'' \quad (\text{IX})$$



PROCEDARE PENTRU REZOLVAREA ECUAȚIUNILOR. ELIMINAREA PRESIUNILOR

§ 10. Relațiunile economice generale VIII și IX completează sistemul ecuațiilor necesare, pentru calculul turbo-mașinilor. Dar pentru înlesnirea acestui calcul convine, să facem o simplificare prealabilă, prin eliminarea presiunilor, precum urmează:

Insumarea ecuațiilor mișcării VII cu ecuațiile economice IX și cu relațiile de poziție VI dau relațiunea:

$$\pm h = \frac{1}{2g} \left[\varepsilon (a^2 + b_0^2 + c_0^2) - (a_0^2 + b^2 + c^2) + u^2 - u_0^2 \right] A$$

în care nu mai figurează presiunile.

Aceasta este prima ecuațiune fundamentală a teoriei turbo-mașinilor și care are o întrebuințare de tot momentul în calculul acestor mașini.

§ 11. Dacă din această ecuațiune eliminăm iuțelile relative b , b_0 cu ajutorul relațiunilor economice

$$b^2 = u^2 + a^2 - 2ua \cos \alpha$$

$$b_0^2 = u_0^2 + c^2 - 2uc \cos \gamma$$

și dacă admitem cu aproximație $\varepsilon = 1$

obținem relațiunea

$$\pm h = \frac{1}{2g} \left[c^2 - a^2 + 2ua \cos \alpha - 2u_0c \cos \gamma \right] B$$

și aceasta este o a doua ecuațiune fundamentală a teoriei turbo-mașinilor, în care nu intră decât iuțelile absolute.

§ 12. O altă simplificare, folositoare în unele calcule, se obține din combinațiunea relațiunilor economice (VI) cu relațiunile de continuitate (II) iarăș prin eliminarea iuțelilor relative.

Avem într'adevăr din relațiunile economice:

$$\frac{u}{b} = \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \alpha}$$

$$\frac{u_0}{b_0} = \frac{\sin(\beta_0 - \gamma)}{\sin \gamma}$$

40340



iar din cele de continuitate

$$\frac{b}{b_0} = \frac{r_0 c_0 \sin \beta_0}{r e \sin \beta}$$

și prin urmare

$$\frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \alpha \sin \beta} = \frac{r^2 e^2 + \sin(\beta_0 - \gamma)}{r_0^2 e_0^2 \sin \beta_0 \sin \gamma}$$

sau

$$\cotg \alpha - \cotg \beta = \frac{r^2 e}{r_0^2 e_0} (\cotg \beta_0 - \cotg \gamma)$$

Această relațiune lineară între unghiurile α β β_0 γ a primit denumirea de *ecuațiunea cotangentelor*.

§ 13. La relațiunile cari stabilesc calculul general al turbo-mașinilor mai sunt de adăugat acelea privitoare la conductele de aducere și de evacuare a lichidului.

Insemnând cu v și w iuțelile în aceste conducte, iuțeli ce se admit, pe bază de considerațiuni practice între 1 și 3 metri, ecuațiunile curgerii sunt respectiv

$$\pm h_v + p_A - p'_0 = \xi \frac{v^2}{2g}$$

în cari

$$\pm h_w + p''_0 - p_A = \xi \frac{w^2}{2g}$$

$$\xi_v = \varepsilon + \lambda \frac{L}{D} \quad \varepsilon = 1.10 \quad \lambda = 0.02$$

Aceste ecuațiuni în cari singurele necunoscute sunt presiunile p'_0 p''_0 dau valoarea acestor presiuni.

§ 14. **Condițiuni economice speciale.** Deși condițiunile economice *generale* completează sistemul ecuațiunilor necesare pentru calculul turbo-mașinilor, totuș distribuția elementelor în acest sistem nu permite un calcul simplu al tuturor necunoscutelor.

Aceasta face că s'a recurs la oarecari condițiuni noi de ordin *special*, rezultând din modul special de funcționare al fiecărei categorii de mașini, condițiuni de altfel tot de ordin economic, și pe cari, le vom expune cu ocazia studiului fiecăreia din categoriile de mașini menționate.

§ 15. **Puterea turbo-mașinilor.** Expresiunea analitică a puterii mecanice, dezvoltate prin acțiunea reciprocă între lichide și organele mobile ale turbo-mașinilor este stabilită sub formele:

$$\pm E = M [u_0 b_0 \cos \beta_0 - ub \cos \beta + u^2 - u_0^2]$$

$$\text{sau } \pm E = M [ua \cos a - u_0 c \cos \gamma]$$

$$\text{sau } \pm E = \frac{M}{2} [a^2 - c^2 + b_0^2 - b^2 + u^2 - u_0^2]$$

semnul plus sau minus aplicându-se după cum mașinile sunt receptoare sau generatoare.

§ 16. **Procedarea practică de calcul a turbo-mașinilor.** Din cele stabilite până aci se poate indica procedarea de calcul ce convine a fi urmată la proiectarea unei turbo-mașini.

În primul rând se vor stabili sistemele de relațiuni auxiliare, privitoare la condițiunile *geometrice* de construcțiune între elemente și organe, la condițiunile de *continuitate*, la condițiunile de *proporții practice* ale elementelor mărunte, și la condițiunile *inițiale și finale* ale curgerii.

În al doilea rând se vor scrie ecuațiunile *curgerii* în canalele mașinii. Înfine se vor stabili condițiunile *economice generale și speciale* aplicabile turbo-mașinii considerate.

Rezolvarea sistemelor de ecuațiuni obținute dă soluția problemei.

CAP. III

TURBO-MAȘINILE RECEPTOARE SAU TURBINELE

GENERALITĂȚI

§ 17. **Importanța turbinelor. Câmpul lor de aplicațiune.** Turbinele constituiesc importanta clasă a turbo-mașinilor *receptrice*, ale căror aplicațiuni practice sunt din cele mai vaste și mai folositoare.

Ele utilizează energia căderilor de apă transformând-o în lucru mecanic motor rotativ disponibil pe axul lor.

Există actualmente în țările industriale o cantitate enormă de forță motrice industrială obținută dela căderile de apă și utilizată prin intermediul turbinelor. Spre a avea o idee aproximativă în această privință vom da aci mai jos, câteva cifre reprezentând puterea hidraulică a instalațiunilor ce se găsesc în funcțiune în țările Europei occidentale după o statistică recentă astfel:

Elveția	cu	4.000.000	HP	din cari	1.200.000	utilizați
Italia	»	8.000.000	»	»	1.800.000	»
Spania	»	6.000.000	»	»	900.000	»
Franța	»	10.000.000	»	»	1.600.000	»
Germania	»	2.500.000	»	»	1.500.000	»
Norvegia	»	12.000.000	»	»	1.600.000	»
Suedia	»	10.000.000	»	»	1.200.000	»

Total cu 52.000.000 HP din cari 9.600.000 utilizați.

Dar trebuie să observăm, că această cifră reprezintă numai o mică fracțiune din energia hidraulică disponibilă în aceste țări, fiindcă după evaluări generale aproximative se socotește energia lor totală la cel puțin 50.000.000 HP.

De altă parte însă, țările considerate în tabela precedentă formează numai o regiune foarte mică, din suprafața continentelor globului, așa încât își poate cineva face ușor o idee de câmpul, imens de vast, al aplicațiunilor de viitor rezervate acestor interesante mașini hidraulice.

§ 18. **Descripție generală și clasificarea turbinelor.** Turbinele se deosebesc în masa generală a turbo-mașinilor prin împrejurarea că sunt *lipsite de efuzor*. S'a explicat anterior, că din cauza iuțelii mici, cu care apa iese din rotor efectul și utilitatea efuzorului sunt foarte mici, așa încât în practică se preferă a se suprima acest organ.

Din punctul de vedere al întocmirii lor constructive se deosebesc turbinele în:

radiale, axiale și mixte.

Turbinele radiale. La turbinele radiale apă curge atât în distribuitor cât și în rotor în planuri perpendiculare pe axa turbinei, adică în direcțiuni rădiale. După sensul în care se face curgerea lichidului, spre centru sau spre periferie, se împart turbinele radiale în *centripetale* și *centrifugale*.

Figurile alăturate reprezintă două dispozitive uzitate în practică, pentru aceste categorii de turbine.

Primul dispozitiv reprezintă o turbină radială centrifugală și după numele inginerului francez, care a inventat-o se mai numește turbina *Fourneyron*. Al doilea reprezintă o turbină radială centripetală și după numele inginerului american, care a inventat-o, se mai numește și turbina *Francis*.

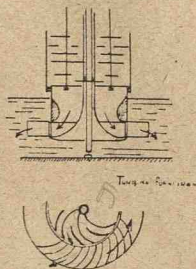
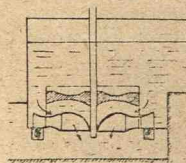


Fig. 5

Turbinele axiale.

La aceste turbine, moleculele lichide se mișcă în suprafețe cilindrice, *coaxiale* cu arborele turbinei și descriind traiectorii *helicoidale*.

Figura de mai jos reprezintă o întocmire, uzitată în practică și care după numele inginerului francez, care a inventat-o se mai numește turbina *Jonval*.



Turbina Jonval



Fig. 6

Această turbină a fost imaginată, ulterior turbinei Fourneyron, în vederea posibilității de a funcționa, cu ajutorul unui tub aspirator, adică la care apa ar acționa, nu numai prin presiune dar și prin aspirațiune. Inventatorul o numiă, pentru acest cuvânt turbină cu dublu efect. Din acest punct de vedere și față de turbina Fourneyron (la care nu se poate adapta în mod practic un tub aspirator) turbina Jonval a prezentat istoricește un

progres însemnat, fiindcă a permis așezarea turbinei deasupra nivelului apei din aval și prin urmare a asigurat *accesibilitatea* ei, ceea ce este important pentru cazul de revizuire și de reparație a mașinii.

Figura 6 reprezintă întocmirea stabilită pentru această specie de turbine.

Turbinele axiale au fost întrebuințate mai târziu, de către inginerul francez Girard, fără tub aspirator și așezate în aer liber. Cu această întocmire, ele sunt aplicabile pentru căderi înalte.

Turbine mixte.

Avantajul de a așeza turbinele deasupra nivelului apei din aval, spre a putea fi accesibile, în caz de reparațiune este așa de important, încât a condus pe constructori să încerce o amenajare a turbinelor radiale, astfel încât să se poată bucura și ele de aceste avantaje.

Pentru acest sfârșit, a fost necesar, să se dea canalelor rotorului — pornite în direcțiune radială — o curbură în sens axial, așa încât lichidul să iasă din rotor în direcțiune axială.

La turbina Fourneyron, am văzut, că nu se poate aplica acest dispozitiv în mod practic, fiindcă lichidul la ieșire se dispersează periferic.

La turbina Francis însă, unde lichidul se adună la ieșire spre axa turbinei, dispozitivul este ușor de aplicat și de fapt s'a aplicat, cu un succes practic desăvârșit, de către ing. francez Cachin, așa încât actualmente turbinele Francis nu se mai construiesc decât sub formă mixtă.

VARIETĂȚI ALE TURBINELOR

§ 19. Cele 4 specii de turbine descrise mai sus sunt tipurile fundamentale ale acestor mașini hidraulice, tipuri din cari, prin modificări, simplificări și combinări derivează un mare număr de varietăți. Caracterele, după care se face diferențierea varietăților sunt următoarele două:

a Conformațiunea convergentă sau divergentă a canalelor rotorului în direcțiunea curgerii;

b Gradul de acoperire totală sau parțială a rotorului de către distributor.

Privitor la primul caracter, s'a arătat într'un paragraf precedent, că la canalele cu conformațiune convergentă,

acțiunea lichidului se produce în două moduri și anume: prin *impulsiune* și prin *reacțiune*, pe când la canalele cu conformațiune divergentă acțiunea lichidului se produce numai prin *impulsiune*.

Deaci diviziunea celor patru tipuri în două mari categorii și anume:

Turbine de impulsione sau de acțiune;

» » reacțiune.

În cazul dintâu apa iese din distribuitor cu iuțeala integrală datorită înălțimii de cădere h , așa încât avem:



$$a = \sqrt{2gh}$$

Fig. 7 iar vâna de apă *nu umple complet* canalele rotorului ci apăsând numai pe fața lor concavă curge fără a atinge pe cea convexă. În aceste condițiuni presiunea atmosferică se stabilește în tot parcursul vinei lichide, începând chiar dela origina canalelor rotorului așa încât avem în tot parcursul acestora:

$$p = = p_0 = p_A = \text{constantă.}$$

Acțiunea mecanică a apei este dar în acest caz de natură numai cinetică.

În cazul al doilea apa iese din distribuitor cu o iuțeală mai mică, decât aceea datorită înălțimii de cădere h așa încât avem:

$$a < \sqrt{2gh}$$

sau

$$a = K \sqrt{2gh}$$

K fiind un coeficient mai mic decât unitatea, iar vâna de apă *umple complet* canalele rotorului.

În aceste condițiuni, presiunea atmosferică nu se mai comunică până la orificiile de ieșire ale canalelor distribuitorului, și prin urmare în interiorul canalelor rotorului presiunea apei este *mai mare decât cea atmosferică* și variază progresiv crescând dela o valoare p_0 la o valoare p .

Acțiunea mecanică a apei este în acest caz, *numai în parte de natură cinetică* iar restul se exercită prin *presiune*.

Turbinele de această categorie au primit — din cauza analogiei acționării lor cu aceea a *turniquetelor hidraulice* — denumirea de *turbine de reacțiune*.

Coeficientul K , care măsoară gradul, în care iuteala de intrare a lichidului în rotor se depărtează de aceea datorită căderii h , a primit denumirea de coeficient de reacțiune.

§ 20. Privitor la cel de al doilea caracter, este de observat că în cazul când volumul de apă al căderii este prea mic, ar urmă să se dea rotorului un diametru prea mic, ceea ce nu ar permite realizarea unei construcții destul de practice și atunci fabricanții sunt conduși, să întocmească rotorul cu un diametru mai mare decât cel corespunzător debitului căderii.

Rezultă deaci, că volumul de apă al căderii nu ar mai putea umple decât o parte din canalele rotorului. În consecință se construiește distribuitorul, numai cu numărul de canale strict necesar pentru debitarea lichidului și se obțin astfel turbinele numite parțiale. Avem prin urmare de considerat, din punctul de vedere al *gradului de admisiune* al lichidului în rotor, două categorii de turbine:

- Turbine totale;
- Turbine parțiale.

§ 21. Turbinele radiale centrifugale de sistem — Fourneyron — și turbinele axiale Girard se pot aranja ca turbine de impulsie atât totale cât și parțiale.

Turbinele radiale centripetale nu se pot aranja ca turbine de impulsie totale ci numai parțiale, din cauza convergenței accentuate a canalelor acestor turbine.

Figurile de mai sus reprezintă tipuri uzitate de turbine parțiale. Prima reprezintă turbina parțială centrifugală numită și turbina Schwamkrug, după numele inginerului german care a imaginat-o și a executat-o pe la

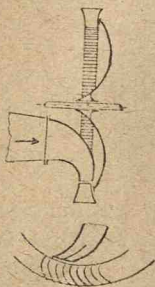


Fig. 8

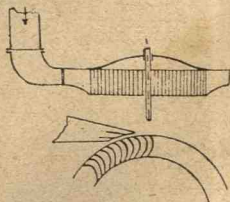


Fig. 9

anul 1848 pentru instalațiunile miniere din Freiburg în Saxonia.

În a doua figură se reprezintă *turbina centripetală parțială* numită și *turbina Zuppinger*, după numele îng. german care a inventat-o.

După cum se vede, din aceste figuri, apa trece din conducta de aducere într'un distribuitor, care conține în general 1, 2 până la 3 canale. Regularea deschiderii canalelor se face printr'o cutie de distribuție.

CAP. IV

APLICAȚIUNEA TURBINELOR ÎN INDUSTRIE

§ 18. Roțile hidraulice ordinare, întrebuințate din vechime, la mori și la pive, nu au permis în trecut și nu permit nici astăzi o utilizare considerabilă a forței motorice, pe care o oferă căderile de apă. Capacitatea lor pentru captarea energiei hidraulice, este prin felul întocmirii lor greoaie, foarte redusă.

Din contră, invențiunea turbinelor a deschis în această privință o posibilitate de utilizare nelimitată a energiei apelor. Volumul mic al acestor mașini, rotațiunea lor repede, acomodarea lor cu căderile cele mai înalte le fac proprii, pentru captarea și utilizarea celor mai mari forțe hidraulice.

Câmpul lor de aplicațiune în industrie este foarte vast și se mărește continuu.

Gratuitatea materiei prime face, ca turbinele să fie preferate oricărei alte mașini, în toată împrejurările cari nu se opun întrebuințării lor. Totuș în decursul ultimelor 5 până la 6 decenii nu li s'a dat urmarea cuvenită. A trebuit să survie războiul mondial, cu lipsurile mari de cărbuni și de petrol în unele țări și cu primejdiile ce această împrejurare atrăgea asupra acelor țări, pentru ca conducătorii popoarelor să-și dea seama mai bine, de folosul imens al utilizării pe scară mare a turbinelor, și să îndrumeze cu

un avânt puternic activitatea națională în această direcțiune.

Numeroase sunt formele în cari forța motrice hidraulică este utilizată în industrie, cu ajutorul turbinelor.

Se pot deosebi două categorii mari și anume: *utilizarea directă*, cum este cazul la mori pentru măcinarea grânelor, cimentului, etc., la herăstrae pentru fasonarea lemnului, la fabricile de hârtie, pentru desfibrarea lemnului, la uzinele elevatorii, pentru pomparea apelor, etc., etc. și *utilizarea indirectă* prin intermediul electricității, cum este cazul la tracțiunea tramwayelor și trenurilor, la forța motrice casnică, la forța motrice interioară a fabricilor și șantierelor, la luminatul electric, etc.

În această din urmă privință s'au făcut în timpurile din urmă aplicațiuni speciale foarte vaste, mai cu seamă în domeniul chimiei și fizicei.

Grație invențiunii *cuptorului electric*, de către inginerul francez *Moissan*, cuptor în care se utilizează *arcul voltaic*, s'a putut obține temperaturi foarte înalte, cărora nici un corp compus nu poate să reziste. În acest cuptor se obține readucerea oxizilor metalici, rezultat de o importanță capitală pentru prepararea metalelor. Totuș una din primele aplicațiuni importante ale acestui cuptor a fost fabricațiunea *carburei de calciu*, substanță de o importanță economică considerabilă și care servește între altele la producțiunea *acetilenei*. Cantitatea fabricată anual, ajunsese înainte de războiu la peste 20.000 de vagoane. Dar începuse să devie staționară, îndestulând toate cerințele. Curând însă s'a deschis acestei substanțe un nou și vast câmp de aplicațiune și anume pentru prepararea de *îngrășăminte chimice*.

Aceste îngrășăminte sunt *cyanamida* și *nitratii*, substanțe de o importanță enormă în agricultură.

«Se știe rolul primordial jucat de azot în vegetațiune. Se știe că înainte de războiu se importă anual în Europa din Chili peste 2 milioane tone de *nitrați de sodă* și că se extrage din cărbuni peste un milion tone de *sulfat de amoniac*. Dacă ar lipsi aceste îngrășăminte, nu se știe cum

s'ar putea alimenta două miliarde de oameni, cari locuiesc pământul.

Ori în 1890 profesorul *Frank* din Berlin a răușit să fabrice cianamida din Carbura de calciu. Aceasta sub acțiunea căldurii absoarbe azotul aerului și apoi prin apă se descompune în *calce* și *amoniac*, iar amoniacul servește la prepararea cianamidei. Descoperirea a făcut senzație. Noul produs a intrat repede în practica agricolă. O fabrică de cianamidă există și la noi în Transilvania la Dicio St. Martin.

Dar mai interesantă este producțiunea *acidului nitric* și a *nitraților*. La flacăra arcului voltaic alimentată de un curent de aer comprimat cald, *oxigenul și azotul* aerului se combină formând *vapori nitroși* cari servesc la prepararea compușilor azotați utilizați în agricultură.

De remarcat este aci, că aceste produse sunt singurele obținute, în aparență, *fără materie primă*, fiindcă nu consumă decât aer apă și energie.

În Norvegia unde energia hydraulică este cea mai ieftină se dă o mare extensiune acestei fabricațiuni. Se fabrică de preferință *nitrații de calce* cari au aceleași proprietăți fertilizante ca și *nitrații de sodă* din *Chili*.

În timpul războiului, din cauza blocusului s'a dat în Germania, o foarte mare extensiune fabricațiunii nitraților. S'a produs chiar un fapt foarte curios, în această privință. Producția nitraților s'a ieftenit așa de mult în această țară, mai cu seamă după războiu, încât concurează nitrații din *Chili*. Ba mai mult decât atât. Germania exportă nitrați în *Chili*. Un adevărat dezastru economic a avut loc în această din urmă țară, unde nitrații constituiau o mare bogăție națională.

În tot cazul, agricultura reclamă cantități din ce în ce mai mari de nitrați, cari nu se pot produce economic, decât prin forța hydraulică ieftină, și care se realizează cu ajutorul turbinelor. Prin urmare, câmpul de aplicațiune al turbinelor este în această direcțiune foarte vast.

Dar o aplicare industrială a turbinelor, de cea mai mare

28
importanță economică, este aceea în domeniul metalurgiei, pentru fabricațiunea metalelor.

Inginerul francez Heroult descoperi în 1889 fabricațiunea *aluminiului* pe cale electrolitică. Acest metal, remarcabil prin mica lui greutate este întrebuințat, fie izolat fie în aliaji ori unde se cer aparate ușoare, în special în construcția *automobilelor și aeroplanelor*. Dar se întrebuințează foarte mult și pentru vase, monete, echipamente militare sau de turism, grinzi, tole, cable, etc. Ele înlocuesc cuprul la confecționarea cablelor electrice.

Aluminiul se extrage din *bauxită* (hidratul de alumină). Producția anuală eră înainte de război de circa 20.000 de tone. Costul lui eră de 80.000 franci tona în 1890 dar s'a redus după douăzeci de ani la 1500 franci.

O altă aplicațiune metalurgică foarte importantă, a cuptorului electric acționat de turbine, este fabricațiunea electrolitică a fierului și oțelului superior. S'a reușit a se produce aceste metale, prin această metodă, în mod economic, ori unde forța motrice hidraulică este ieftină și minereul în proximitate și bine înțeles debușul produselor ușor.

Calitatea superioară se obține prin adițiunea unor anumite metale, cari comunică fierului însușiri prețioase.

Aliajele fierului cu diverse metale, ca manganul, nickelul, chromul, tungstenul, etc., chiar în doză slabă, au proprietăți interesante ca duritate, rezistență, tenacitate, aptitudine la călire, etc. Ele dau imense servicii industriei, în special construcției automobilelor și aeroplanelor, cari au realizat progrese extraordinare.

O specialitate a acestei procedări de fabricațiune este aceea a producțiunii aliajelor, cu procente relativ ridicate de metal prețios, dar riguros dozate, aliaje cari servesc uzinelor metalurgice ordinare ca adițiuni fixe sau ca dezoxidante în fabricațiunea oțelului.

Din toate acestea se vede că turbinele au un câmp de aplicațiune industrială din cele mai vaste și că acest câmp este merit să se mărească tot mai mult în viitor.

CAP. V

I S T O R I C ¹⁾

§ 23. Cele mai vechi întocmiri de forță hidraulică sunt originare din India, de unde s'au răspândit spre Marea Mediterană prin Persia, Chaldea și apoi în Europa prin civilizațiunea Romană.

Utilizarea energiei apelor eră însă pe atunci primitivă. Nu existau decât roțile hidraulice verticale, uzitate la mori și la pive, roți mișcate prin impulsțiunea liquidului asupra unor palete plane, fixate la periferia lor. Aceste roți erau de dimensiuni mari și rotațiunea lor se făcea încet, așa încât pentru învârtirea pietrelor de moară, cu iuțea convenită, necesitau transmisiuni, prin cari se mai reducea din rendementul lor și așa destul de mic.

A trebuit să treacă multe secole și chiar mii de ani până când progresul științific pe de o parte, cerințele industriei în desvoltare, de altă parte să ajute și să provoace inventarea motorilor hidraulici cu rendement înalt.

Trebuie să adăugăm că și progresele realizate în arta construcției motorilor termici, au înlesnit puternic executarea motorilor hidraulici cu preciziunea convenită, fără de care funcționarea lor nu ar fi fost satisfăcătoare.

Dar o împrejurare specială, care a contribuit puternic la perfecțiunea și răspândirea lor a fost faptul, că la acești motori materia primă eră *gratuită*, pe când la motorii termici materia primă eră costisitoare. Rezultatele au fost din cele mai strălucite, fiindcă motorii hidraulici întrec astăzi toate celelalte categorii de motori.

PERIOADA 1750—1830

Pe la jumătatea secolului al XVIII-lea încep primele încercări de construcțiuni noi în domeniul mașinilor hidraulice.

¹⁾ După Rühlmann.

importanță economică, este aceea în domeniul metalurgiei, pentru fabricațiunea metalelor.

Inginerul francez Heroult descoperi în 1889 fabricațiunea *aluminului* pe cale electrolitică. Acest metal, remarcabil prin mica lui greutate este întrebuințat, fie izolat fie în aliagiu ori unde se cer aparate ușoare, în special în construcția *automobilelor* și *aeroplanelor*. Dar se întrebuințează foarte mult și pentru vase, monete, echipamente militare sau de turism, grinzi, tole, cable, etc. Ele înlocuiesc cuprul la confecționarea cabrelor electrice.

Aluminiul se extrage din *bauxită* (hidratul de alumină). Producția anuală eră înainte de războiu de circa 20.000 de tone. Costul lui eră de 80.000 franci tona în 1890 dar s'a redus după douăzeci de ani la 1500 franci.

O altă aplicațiune metalurgică foarte importantă, a cuptorului electric acționat de turbine, este fabricațiunea electrolitică a fierului și oțelului superior. S'a reușit a se produce aceste metale, prin această metodă, în mod economic, ori unde forța motrice hidraulică este ieftină și minereul în proximitate și bine înțeles debușul produselor ușor.

Calitatea superioară se obține prin adițiunea unor anumite metale, cari comunică fierului însușiri prețioase.

Aliajele fierului cu diverse metale, ca manganzul, nikelul, chromul, tungstenul, etc., chiar în doză slabă, au proprietăți interesante ca duritate, rezistență, tenacitate, aptitudine la călire, etc. Ele dau imense servicii industriei, în special construcției *automobilelor* și *aeroplanelor*, cari au realizat progrese extraordinare.

O specialitate a acestei procedări de fabricațiune este aceea a producțiunii aliajelor, cu procente relativ ridicate de metal prețios, dar riguros dozate, aliaje cari servesc uzinelor metalurgice ordinare ca adițiuni fixe sau ca dezoxidante în fabricațiunea oțelului.

Din toate acestea se vede că turbinele au un câmp de aplicațiune industrială din cele mai vaste și că acest câmp este menit să se mărească tot mai mult în viitor.

CAP. V

I S T O R I C ¹⁾

§ 23. Cele mai vechi întocmiri de forță hidraulică sunt originare din India, de unde s'au răspândit spre Marea Mediterană prin Persia, Chaldea și apoi în Europa prin civilizațiunea Romană.

Utilizarea energiei apelor eră însă pe atunci primitivă. Nu existau decât roțile hidraulice verticale, uzitate la mori și la pive, roți mișcate prin impulsivitatea liquidului asupra unor palete plane, fixate la periferia lor. Aceste roți erau de dimensiuni mari și rotațiunea lor se făcea încet, așa încât pentru învârtirea pietrelor de moară, cu iuțeala convenită, necesitau transmisiuni, prin cari se mai reducea din rendementul lor și așa destul de mic.

A trebuit să treacă multe secole și chiar mii de ani până când progresul științific pe de o parte, cerințele industriei în dezvoltare, de altă parte să ajute și să provoace inventarea motorilor hidraulici cu rendement înalt.

Trebuie să adăugăm că și progresele realizate în arta construcției motorilor termici, au înlesnit puternic executarea motorilor hidraulici cu preciziunea convenită, fără de care funcționarea lor nu ar fi fost satisfăcătoare.

Dar o împrejurare specială, care a contribuit puternic la perfecționarea și răspândirea lor a fost faptul, că la acești motori materia primă eră *gratuită*, pe când la motorii termici materia primă eră costisitoare. Rezultatele au fost din cele mai strălucite, fiindcă motorii hidraulici întrec astăzi toate celelalte categorii de motori.

PERIOADA 1750—1830

Pe la jumătatea secolului al XVIII-lea încep primele încercări de construcțiuni noi în domeniul mașinilor hidraulice.

¹⁾ După Rühlmann.

Atențiunea savanților a fost atrasă, pe atunci, de o speță de *roți hidraulice orizontale* de construcție primitivă, uzitate la unele mori din regiunile muntoase. Aceste roți erau întocmite cu palete în formă de linguri, cari primeau impulsunea liquidului printr'un scoc înclinat. Ele conveneau

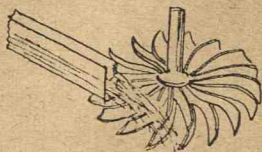


Fig. 10

Totuș acest rendement era slab, căci nu întrecea pe acela al roților verticale.

Bordá. Belidor. Intocmirea și funcționarea acestor roți orizontale a interesat deaproape pe unii din oamenii de știință. Astfel pe la 1767 matematicianul *Bordá* a studiat și stabilit teoria lor mecanică, într'un memoriu către Academia de științe din Paris. În figura 9 este reprezentată o roată hidraulică orizontală, astfel cum este descrisă de tehnicianul *Belidor*, după tipul uzitat atunci în Franța.

Daniel Bernoulli. Segner. Euler. Un complex de împrejurări favorabile, pentru progresul tehnicii motorilor hidraulici, s'a produs în Germania pe la finele secolului al XVII, pe o cale diferită.

Celebrul fizician *Daniel Bernoulli* stabilise pe la 1730, prin calcule și experiențe, teoria *efectelor de reacțiune* ale apei și le publicase în opera sa *Hidrodinamica*. Atras de concluziile acestei teorii, constructorul *Segner* încercă, să le aplice la învârtirea unei *roți orizontale*, pe care o numi *roată de reacțiune*. Acest aparat, un fel de jucărie, avea forma reprezentată în figura alăturată și nu era altceva decât *turniquetul hidraulic* întrebuintat astăzi uneori prin grădini, pentru stropirea brazdelor și fără nici o altă utilizare practică.



Fig. 11

El a ațâțat însă un interes științific imens.

Marele fizician *Euler* îl luă în deaproape cercetare și căută să stabilească teoria precisă a funcționării lui.

Astfel, într'un memoriu prezentat Academiei de Științe din Berlin intitulat *Cercetări asupra mașinii hidraulice a lui Segner* el așeză pe baze solide teoria acestor roți, și între altele consiliă pe constructori să dea o *curbă* continuă canalelor roților, spre a culege astfel, fără ciocnire, presiunea rezultând din curgerea deviată a apei.

El mai recomandă a se așeză canalele, astfel încât ieșirea apei din ele să se facă în prelungirea axelor lor.

În anul 1725 *Euler* prezintă Academiei de Științe din Berlin un nou memoriu asupra acestei interesante chestiuni, iar în 1754 reluu și trată din nou teoria roților de reacțiune pe baze mult mai largi și mai complete, propunând transformarea radicală a acestei mașini hidraulice și întocmirea ei din două părți complet separate: una fixă *distributorul* și alta mobilă *rotorul*, prevăzute fiecare cu suprafețe directrice curbe destul de *dese și de apropiate* pentru a conduce apa în *straturi subțiri*.

Din punctul de vedere teoretic el realizează deasemenea progrese foarte mari. Astfel el recomandă, să se caute a se face, ca apa să treacă din canalele fixe ale distributorului în canalele mobile ale rotorului, în astfel de mod, încât să nu se producă *ciocnire la intrare*, și prin urmare să se evite o variațiune bruscă de iuțeală, prin care s'ar ocaziona pierderi de energie.

El calculă, pentru roata imaginată de dânsul, iuțeala de rotație cea mai avantajoasă sau *iuțeala optimă* și stabilește condițiunile cele mai nimerite de funcționare, după metode cari sunt și astăzi urmate.

Toate aceste îmbunătățiri propuse de *Euler* fac, ca acest

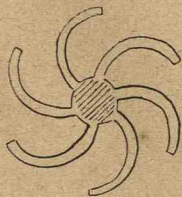


Fig. 12

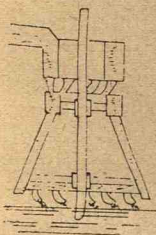


Fig. 13

savant să fie cu drept considerat aproape ca *inventatorul* turbinelor actualé, deși din punct de vedere constructiv roata lui nu ar corespunde exigențelor practicei actuale.

Importanța lucrărilor lui *Euler* în domeniul turbinelor eră astfel foarte mare. Cu toate acestea propozițiunile lui au rămas încă multă vreme complet necunoscute, aproape 75 ani, căci abia pe la 1838 după apariția turbinei *Fourneyron* se iviră studii teoretice noi, asupra acestor mașini, din partea tehnicianilor *Poncelet*, *Combes*, *Redtenbacher*. O particularitate de reținut este, că *Euler* n'a încercat să *construească* roți hidraulice de reacțiune pentru scopuri practice.

Manoury. Burdin. În senzul ideilor lui *Euler* se făcură încercări și invențiuni interesante în perioada dela 1813 la 1826.

Printre acestea sunt de menționat acelea ale inginerilor francezi *Manoury* și *Burdin*, cari însă nu s'au menținut în practică, din cauza rendementului lor slab. *Burdin* este și *inventatorul* numelui de *turbină*.

PERIOADA 1830 — 1850

Poncelet. Fourneyron. Un eveniment tehnic important se ivi pe la 1826 în arta construcției motorilor hidraulici.

Profesorul *Poncelet* dela Școala de artilerie din *Metz*, realizase o perfecționare însemnată în construcția roților hidraulice *verticale*. Această perfecționare constă din adoptarea unei *forme curbe* pentru paletele roții și din admiterea apei în *presiume*, la partea inferioară a roții, cecece a avut de rezultat o sporire a rendementului dela 0.33 la 0.50.

Această perfecționare a făcut mare senzație în lumea științifică și inginerii începură, să-și dea mai bine seama de construcția rațională a motorilor hidraulici și de importanța, pe care pot să o aibe în industrie.

Societatea de încurajare din Paris, pătrunsă de aceste idei, stabili un premiu de 6000 de franci pentru *inventatorul* unei turbine, care să aibă un rendement cel puțin egal cu acela al roților hidraulice *verticale*.

Stimulat de acest premiu Poncelet încercă pe atunci întocmirea unei roți orizontale sau turbine, inspirată după întocmirea roții sale verticale. El urmărește să obțină intrarea tangențială a apei la periferia exterioară a roții și ieșirea din roată cu o iuțeală aproape nulă.

Aplicări practice ale acestei roți s'au făcut imediat în sudul Franței la Tuluza. Dar rezultatele nu corespundeau deplin problemei pusă de Societatea de încurajare.

A fost dat, celebrului inginer francez *Fourneyron* din Besançon, un elev al lui *Burdin* să găsească (în 1833) soluțiunea, nu numai satisfăcătoare, dar strălucită a acestei însemnate probleme, pentru care și obținut premiul Societății de încurajare.

Caracteristicile turbinei *Fourneyron*, erau următoarele:

Constituirea rotorului turbinei din două coroane coaxiale orizontale, între cari erau fixate o serie de palete curbe cilindrice, foarte apropiate între ele, formând canalele de conducere ale apei.

Constituirea distributorului din canale analoge cu ale rotorului dar de curbură inversă.

Mișcarea apei în turbină în sens orizontal și dinspre interior în spre exterior (centrifugal). Aducerea apei la rotor printr'o conductă în presiune.

La prezentarea lucrării sale de concurs *Fourneyron* avu avantajul, că putu să menționeze trei turbine industriale de sistemul său, instalate de el și cari funcționau cu rendementul foarte ridicat de 80% și anume, una pentru o instalație de ferestree, alta pentru o instalație de ventilație și alta pentru o instalație de pivă. Răspândirea imediată și pe scară întinsă, în industrie, a acestor turbine a fost o consecință naturală a marelui lor rendement.

O mențiune specială merită să facem aicea, uneia din turbinele construite de *Fourneyron*, care a avut pe atunci un răsunet enorm, prin senzația ce a produs în lumea industrială. Este vorba de turbina dela *St. Blasien în Baden* în pădurea neagră, cu o cădere de 108 metri, cădere care se consideră pe atunci extraordinară. Multă lume a făcut pe atunci voiajul până la *St. Blasien*, spre a vedea această

minunată operă a hidrauliceii celei nouă. Dela înălțimea de 108 metri apa sosiă prin tuburi metalice la o foarte mică roată orizontală de numai 0.55 m. diametru, dar care cu o iuțea de 2300 învârtituri pe minut produceă o putere mecanică de 30—40 cai-vapor.

În rezumat, admirabila invențiune a lui Fourneyron a revoluționat radical instalațiunile mecanice industriale și a determinat un progres enorm în utilizarea economică a forțelor hidraulice naturale.

Henshel. Jonval (1836—1849). În Germania chestiunea turbinelor se găsiă pe atunci mai înapoiată. Deși se făcuseră încă de pe la 1836 oarecari încercări în sensul turbinei Fourneyron, rezultatele nu au fost însă avantajioase.

Pe la 1837, constructorii mecanici Henshel și fiul din Kassel, luară brevet pentru o turbină, cu roți *suprapuse* în sens vertical și care prezentau particularitatea, că erau închise într'un tub vertical hermetic și se găseau așezate *deasupra nivelului aval al apelor*; așa încât apa lucră asupra rotorului, atât prin presiune cât și prin aspirațiune.

Diferite împrejurări neprielnice împiedecară însă, mult timp, executarea în mare a turbinei lui Henshel. Numai pe la 1841

se execută o asemenea instalație la Holzminden pentru o fabrică de cioplit piatră.

În acelaș an 1841 mecanicianul *Jonval*, dela fabrica Koeclin din Mulhouse, luă un brevet francez pentru o turbină, care nu diferă de turbina lui Henshel și pe care o numiă el cu *dublu efect*. Acest brevet fû transmis în 1843 casei de construcție Koechlin, care aduse aparatului perfecționări însemnate de detaliu, și care probară că turbinele Henshel-Jonval pot produce acelaș efect, ca și turbinele Fourneyron.

Cu toate aceste rezultate satisfăcătoare, răspândirea turbinelor în Germania nu făceă aceleași progrese mari, ca în

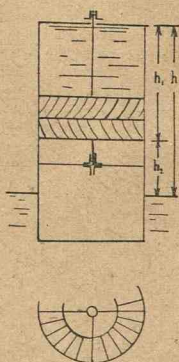


Fig. 14

Franța. Cauza eră executarea defectuoasă și imperfectă a acestor mașini, care a atras discreditarea lor, pentru câtva timp. Nu existau într'adevăr până atunci, în Germania fabrici de construit mașini, cu precizie și la înălțimea aceloră din Franța.

O singură casă germană, aceea a lui Nagel din Hamburg făcea excepțiune în această privință. Această casă execută încă de pe la 1830, în mod satisfăcător, o turbină Fourneyron, dar cu așezarea inversă, adică apa în loc să fie admisă de sus în jos, eră admisă de jos în sus, ceea ce producea o simplificare, la căderi înalte.

Dar nu trecu mult și se ridică în Elveția celebra casă de mașini Escher și Wiss, care câștigă un renume deosebit cu executarea de turbine excelente. Răspândirea acestora în Germania făcu, să se recâștige repede încrederea pierdută în aceste mașini.

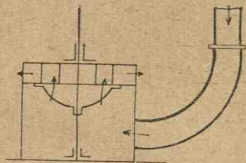


Fig. 15

Zuppinger. Schwamkrug. Turbine parțiale. În perioada dela 1843 la 1849 noi progrese însemnate fură realizate în domeniul turbinelor; în special fură imaginate și construite turbinele cu *injecțiune parțială*.

Astfel în 1843 inginerul german *Zuppinger* imaginează turbina de impulsie centripetală cu *injecțiune parțială*.

De altă parte în 1848 inginerul *Schwamkrug* imaginează și execută, pentru instalația de mine din Freiberg, turbina de impulsie centrifugală cu *injecțiune parțială*. El construiește această turbină, cu așezare verticală, ceea ce provocă o extensiune a definițiunii turbinelor, considerate până atunci *ca roți hidraulice orizontale*. Aceste turbine parțiale verticale, prezintă avantajul, față de cele orizontale, de a avea lagărele mai ușor și mai sigur apărate de curentul apei.

Progresele teoriei turbinelor. Poncelet, Redtenbacher, Combes, Weissbach. Pe când construcția turbinelor făcea progrese așa de remarcabile, teoria lor matematică nu se

ține la aceeași înălțime și nu parveniă încă să dea rezultate, concordante cu acelea ale practicei.

Cel dintâiu, *Poncelet*, în 1838 rezolvă în mod mai complet pentru turbinele Fourneyron, această importantă problemă și chiar în mod așa de solid, încât toate teoriile moderne mai perfecționate sunt în conformitate cu a lui.

Dar, deși *Poncelet* stabilise relațiunile mecanice, cari guvernează mișcarea apei în turbine, totuș nu reușise încă să deducă *reguli practice de construcțiune*, cu ajutorul căroră să se poată calcula și proiecta, de orice inginer capabil, asemenea mașini, așa încât construcția turbinelor bune eră pe atunci monopolul câtorva fabrici.

Fu meritul lui *Redtenbacher* de a împlini această mare lacună.

În uvragiul său «*Theorie und Bau der Turbinen und Ventilatoren*» (1834) el stabili reguli de calcul pentru determinarea tuturor dimensiunilor unei turbine. De altă parte *Redtenbacher* extinse teoria lui *Poncelet*, care se raportă numai la turbina Fourneyron, la toate categoriile de turbine.

Un progres remarcabil se obținù curând după aceea în teoria turbinelor prin lucrarea celebră a inginerului francez *Combes* intitulată «*Recherches theoriques et experimentales sur les roues à reaction*», în care fu stabilită modalitatea, după care se poate ține seama de rezistențele hidraulice secundare la trecerea apei prin turbine.

În fine în 1845 *Weissbach* dădù la lumină meritosul său uvrageu *Ingénieur Mechanik*, în care desvoltă sistemul său privitor la rezistențele hidraulice interioare, sprijinindu-l pe experiențe proprii. În special el introduse considerațiunea, așa de importantă, în cazurile generale, a coeficienților de rezistență.

Tot el definì și diferenția, cu precizie, modul de acțiune al apei în turbine, prin *impulsiune* și prin *reacțiune*.

Acești trei maeștri ai teoriei noi a turbinelor *Poncelet*, *Redtenbacher* și *Weissbach* analizară și chestiunea unghiurilor directoare ale paletelor, recomandând pentru trasarea

acestora o curbă *continuuă* care să nu provoace ciocniri; dar nu tratără chestiunea trajectoriei întregi.

Pentru întâia oară profesorul Schubert din Dresda arată în uvrăgiul său «*Theorie der Turbinen*» (1850) cum din mișcarea absolută a unui element de apă se poate deduce traiectoria lui relativă și prin urmare forma paletelor.

O claritate deosebită o aduce *Haenel* din Magdeburg asupra deosebirii între cele două specii de turbine de impulsie și de reacțiune.

«*La turbinele de acțiune, zice Haenel în mod foarte plastic, distribuitorul este generator pentru toată energia sau forța vie a apei.*» «*La cele de reacțiune, distribuitorul este generator numai pentru o parte din forța vie a apei; pentru rest generator este însuș rotorul.*»

PERIOADA 1850—1880

Francis. În anul 1849 inginerul american *Francis* parveni să execute cu un rendement superior, turbine radiale *centripete*, cari poartă și astăzi numele inventatorului, și cari au căpătat ulterior aplicarea cea mai întinsă. O particularitate interesantă a acestor turbine este împrejurarea că din cauza ieșirii *masive* a apei din rotor, i se poate amenaja foarte comod și avantajos un tub aspirator.

Turbina *Francis* a dat probe practice de calitate așa de prețioase încât este astăzi cea mai răspândită în industrie, pentru căderile mici și mijlocii și pentru debite mari.

Girard. Tot pe la această epocă, turbinele *axiale de impulsie* luară o extensiune foarte mare prin activitatea și propaganda inginerului francez *Girard*, care construi un foarte mare număr de aceste turbine, cu bun rendement, drept care se și admise a se da acestor mașini denumirea de *turbine Girard*. Folosindu-se de progresele realizate anterior în domeniul turbinelor, *Girard* și dădă seama de modul de acționare al turbinelor numai pe cale cinetică. El puse bazele acelei acționări și stabilii reguli pentru utilizarea rațională a vinei lichide în canalele turbinelor. El fondă teoria acestei categorii de turbine, care după

expresiunea lui *utilizează forța vie a apei prin deviere liberă*.

Girard a publicat și un tratat detaliat înzestrat cu deseneuri de executare ale acestor mașini.

El aduse mai târziu acestor turbine o perfecționare remarcabilă prin evazarea canalelor rotorilor spre orificiile lor de ieșire, ceea ce a permis să se adopte pentru unghiul de ieșire o valoare mai favorabilă, adică mai mică.

Pelton. Un progres de cea mai mare importanță s'a realizat mai târziu în domeniul turbinelor pe la 1880 de către americanul *Pelton*, care (reluând probabil ideea lui Zuppinger imaginează ingeniosul sistem de roți cu găleți în formă de buzunare gemene, lipite între ele prin o despărțitură mediană. Prin această formă nemerită a găleților, forța vie a vinei liquide este utilizată în gradul cel mai înalt posibil, ceea ce face să se obție cu această roată un randement foarte ridicat.

În fine este de menționat în istoricul turbinelor, perfecționarea turbinelor Francis, sub formă de turbine mixte helico-centripete și cari sunt actualmente cele mai întrebuințate în practică.

În ultimele decenii, dezvoltarea, multiplicarea și răspândirea industriilor de tot felul a contribuit puternic la utilizarea intensivă a energiei hidraulice cu ajutorul turbinelor.

În special, preparațiunea mecanică a firelor textile, grație căreia industria bumbacului a luat o enormă dezvoltare precum și desfibrarea mecanică a lemnului pentru fabricațiunea hârtiei au contribuit imens la perfecționarea motorilor hidraulici. Dar aplicațiunile acestor motori au devenit cu timpul tot mai numeroase și mai vaste. Alimentarea orașelor cu apă, cu lumină electrică, cu forță motrice industrială, tracțiunea electrică a tramvaielor și a trenurilor, etc., utilizează energia electrică produsă de turbine într'o măsură crescândă peste prevederile cele mai largi.

În domeniul teoretic s'au realizat deasemenea în ultimele decenii, progrese importante, prin lucrările tehnicianilor Rateau, Zeuner, Lorenz, Prazil, Pfaar, etc.

CAP. VI

CALCULUL TURBINELOR

§ 24. S'a arătat mai sus, procedarea generală de urmat pentru calculele turbo-mașinilor.

S'a văzut că sistemele de relațiuni (I) până la VI sunt aplicabile la toate turbo-mașinile, deci și la turbine. Bine înțeles, se va ține seamă de împrejurarea, că la turbine, efuzorul lipsind, relațiunile privitoare la acest organ nu *primesc întrebuințare*.

S'a văzut de altă parte, că în ceea ce privește *relațiunile economice generale* derivând din principiul *intrării fără ciocnire*, rămâne de examinat, în fiecare caz, dacă el este aplicabil și întrucât este aplicabil mașinilor considerate. În această privință, este ușor de înțeles, că la turbine, iuțeala apei fiind mare la trecerea ei din distributor în rotor, acest principiu este de rigoare aplicabil. Altfel s'ar produce prea mari pierderi de energie. Sunt prin urmare valabile de considerat în calculele turbinelor și relațiunile economice generale.

Mai rămâne de stabilit *relațiunile economice speciale* cu ajutorul cărora să se suprimă complet indeterminarea problemei și să se obțină pentru aceste mașini o soluțiune rațională satisfăcătoare.

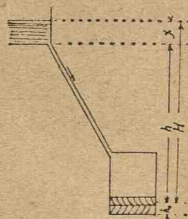


Fig. 16

§ 17. **Condițiunile economice speciale privitoare la turbine.** În această privință s'a propus de tehnicieni și s'a admis pentru turbine, un al doilea principiu cu caracter economic, acela al *ieșirii lichidului din rotor cu iuțeală minimă și cu direcțiune optimă*, corespunzând celei mai mici pierderi de energie admisibile, a lichidului. În acest scop și pe baza rezultatelor practice de exploatare, se admite, că forța vie reziduală a apei la ieșirea din înălțimea căderii de apă și anume se ia:

$$0.04 h < \frac{c^2}{2g} < 0.06 h$$

și această condițiune foarte rațională și foarte simplă ca formă analitică, mărește cu una numărul relațiilor utilizabile, pentru rezolvarea problemei. Bine înțeles, nu se poate merge prea departe cu reducerea forței vii reziduală fiindcă atunci s'ar reduce prea mult iuțea absolută de ieșire a apei, ceea ce ar reclama o sporire a secțiunilor de ieșire și prin urmare a volumului greutatei și costului turbinei.

În ceea ce privește *direcțiunea* iuțelii absolute de ieșire, se admite ca ea să fie normală pe iuțea de rotațiune, pentru ca astfel să nu mai aibe nici o componentă, care ar putea fi utilizabilă în sensul rotațiunii.

Această considerațiune conduce la relațiunea

$$u_0 = b_0 \cos \beta_0 \quad (\text{VII})$$

sau la relațiunile echivalente:

$$b^2 = u^2 + c^2$$

$$c = b_0 \sin \beta$$

$$\frac{c}{u_0} = \operatorname{tg} \beta_0$$

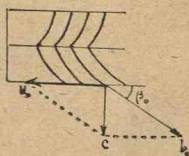


Fig. 17

§ 21. Acî este locul să menționăm că la turbine unde avem

$$\gamma = 90_0$$

$$\operatorname{cots} \gamma = 0$$

relațiunea cotangentelor ia forma mai simplă următoare:

$$\operatorname{cots} \alpha - \operatorname{cots} \beta = \frac{r^2}{r_0^2} \times \frac{e}{e_0} \times \operatorname{cots} \beta_0$$

§ 22. Cu acestea însă, nu s'a ajuns încă la suprimarea completă a nedeterminării problemei turbinelor și unii hidraulicieni au fost conduși să fixeze în mod empiric unele din elementele turbinei.

Astfel *Escher* își dă a priori iuțea de rotațiune u a turbinei în funcțiune de iuțea de sosire a lichidului la rotor, adică admite în mod empiric tocmai elementul cel mai important al problemei, care ar trebui să rezulte în mod

rațional din datele problemei. Bine înțeles această procedare nu este satisfăcătoare.

Alți hidraulicieni, precum Zeuner, Pfaar, etc., se mulțumesc să completeze soluția problemei admitând pentru unghiurile α și β_0 valori practice cuprinse între anumite limite. Dar nici aceasta nu constituie o metodă rațională de calcul și de altfel nici nu conduce la o soluțiune definitivă, căci urmează a se verifica ulterior, dacă valorile celorlalte elemente ale turbinei (corespunzătoare unghiurilor alese astfel arbitrar) sunt sau nu admisibile și în majoritatea cazurilor, să se repete calculul de mai multe ori.

§ 26. **Gradul de reacțiune.** Un pas mai departe, în soluționarea rațională a problemei turbinelor, se realizează prin considerațiunea și utilizarea în calcul a *gradului de reacțiune, cu care ele funcționează.*

S'a explicat într'un capitol anterior, că după cum formațiunea interioară a canalelor rotorului este divergentă sau convergentă (în direcțiunea curgerii lichidului), condițiile în cari se fac mișcarea acestuia sunt diferite și anume:

În cazul întâiu avem:

$$a = \sqrt{2gh}$$

și acțiunea lichidului asupra rotorului se exercită numai prin *impulsiune.*

În al doilea caz avem:

$$a = k\sqrt{2gh}$$

k fiind un coeficient mai mic decât unitatea și acțiunea lichidului asupra rotorului se exercită prin *impulsiune și reacțiune.*

Coeficientul k reprezintă gradul sau măsura în care turbina lucrează prin reacțiune și a primit denumirea de *grad de reacțiune.* El are o influență însemnată asupra rendementului turbinelor. Ori, din practică s'a constatat că rendementul turbinelor de reacțiune este, în *condițiunile de căderi mici și mijlocii*, superior aceluia al turbinelor de

impulsiune și că rendementul cel mai mare corespunde unei valori a gradului de reacțiune:

$$k = 0.40 \sim 0.60$$

în mijlociu $k = 0.50$.

Din cele ce preced, rezultă că gradul de reacțiune al unei turbine are o semnificare și un caracter economic important și ca atare este indicat să fie un element determinant în calculul și construcția turbinelor.

Este deci firesc, ca la proiectarea unei turbine să se admită *a priori* valoarea gradului de reacțiune, ca una din cele mai esențiale condițiuni economice și prin urmare ca una din cele mai satisfăcătoare relațiuni suplimentare, ce s'ar putea stabili în acest scop, relațiune, de care avem nevoie pentru suprimarea indeterminării problemei.

§ 27. Acestea fiind stabilite, calculul turbinelor se poate conduce și desăvârși precum urmează:

În ecuațiunile generale ale curgerii prin organele turbo-mașinilor (VII) urmează să luăm pe h cu semnul *plus*, fiind vorba de un curent *descendent*; de altă parte distribuitorul se poate considera ca înglobat în conducta de aducere așa încât ecuațiunile menționate se pot scrie:

$$h + p_A - p' = \frac{1}{g^2} \varepsilon a^3 \quad (A)$$

$$h_b = p - p_0 = \frac{1}{2g} \left[\varepsilon b_0^2 - b^2 + u^2 - u_0^2 \right]$$

în cari ε are valoarea mijlocie aproximativ:

$$\varepsilon = 1.10$$

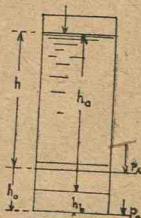


Fig. 18 - Ecuațiunile economice generale dau apoi

$$\frac{a}{\sin \beta} = \frac{b}{\sin a} = \frac{u}{\sin (\beta - a)}$$

sau echivalentele lor

$$= a \cos a + b \cos \beta$$

$$b^2 = u^2 + a^2 2 u a \cos a$$

și consecința lor

$$p = p' \quad (B)$$

Condițiunile economice speciale dau

$$\gamma = 90_0 \text{ sau } b_0^2 = u_0^2 + c^2$$

În fine relațiunile privitoare la poziția turbinei față de nivelul aval al căderii de apă sunt:

$$\begin{aligned} p_A + h_0 &= p_0 \\ h_a + h_b &= h + h_0 \end{aligned} \quad (C)$$

Insumând ecuațiunile mișcării (A) cu ecuațiunea economică (B) și cu ecuațiunile de poziție (C) și simplificând se produce eliminarea presiunilor și obținem relațiunea următoare:

$$h' = \frac{1}{2g} \left[\varepsilon a^2 + \varepsilon b_0^2 - b^2 + u^2 - u'^2 \right] \quad (I)$$

Aceasta este prima ecuațiune fundamentală a teoriei turbinelor și care are o întrebuințare de tot momentul în calculul acestor mașini.

Dacă din această ecuațiune eliminăm iuțelile relative b, b_0 cu ajutorul relațiunilor economice

$$b^2 = a^2 + u^2 - 2au \cos \alpha;$$

$$b_0^2 = u^2 + c^2;$$

și dacă admitem pentru ε valoarea aproximativă $\varepsilon = 1$ obținem relațiunea

$$h = \frac{1}{2g} \left[c^2 + 2au \cos \alpha \right] \quad (II)$$

în care nu intră decât iuțelile absolute și aceasta este a doua ecuațiune fundamentală a teoriei turbinelor, care iarăși are o întrebuințare de tot momentul în calculul lor.

§ 28. Cu ajutorul ecuațiunilor fundamentale I și II din cari lipsesc presiunile și cu ajutorul relațiunilor de condițiune, putem proceda la desăvârșirea calculului turbinelor precum urmează:

Cunoașterea iuțelii reziduale c permite să se calculeze

imediat diametrul exterior r al rotorului. Avem într'adevăr din ecuațiunile debitului expresiunea:

$$Q = \xi \times 2 \pi r_0 e_0 c$$

care dă

$$r_0 e_0 = \frac{Q}{\xi \times 2 \pi c}$$

și din care deducem

$$p_0 = \lambda_0 \sqrt{Q}$$

$$e_0 = \mu_0 \sqrt{Q}$$

Coeficienții λ_0 μ_0 au valorile aproximative

$$\lambda_0 = 2$$

$$\mu_0 = 0.10$$

în funcțiune de această rază și de la relațiunile III, dau în mod simplu valorile elementelor mărunte

$$e; e'; e''; r; r_0'; r_0''; i; i'; i''.$$

În al doilea rând cunoașterea gradului de reacțiune k permite să calculăm imediat iuțea absolută de ieșire a a apei din distributor și toate elementele dependente direct de această iuțea, precum urmează:

$$a = k \sqrt{2gh}$$

$$A = \xi \times \frac{Q}{a}$$

$$\sin a = \frac{A}{\xi \times 2 \pi r' e'};$$

În fine pentru rotor avem relațiunile:

$$Q = 2 \pi r e b \sin \beta$$

$$u = a \cos \alpha + b \cos \beta$$

$$Q = 2 \pi r_0 e_0 b_0 \sin \beta_0$$

$$u_0 = b_0 \cos \beta_0 + (c \cos \gamma)$$

$$u = \frac{r}{r_0} u_0$$

$$h = \frac{1}{2g} [c^2 + 2ua \cos \alpha]$$

în cari necunoscutele $b, \beta, b_0, \beta_0, u, u_0$, se pot calculă fără nici o dificultate. Ecuațiunile a 6-a și a 5-a dau iuțelile u, u_0 . Ecuațiunile 1 și 2 dau pe b și β , iar ecuațiunile 3 și 4 dau pe b_0 și β_0 .

29. **Procedarea practică pentru calculul turbinelor.** Această procedare constă din aplicarea formulelor stabilite mai sus, ținând seamă pentru fiecare categorie de turbine de *condițiunile mecanice caracteristice ce le deosebesc* și din introducerea *valorilor practice speciale* stabilite pentru coeficienții corespunzători. În tabela următoare sunt indicate aceste condițiuni caracteristice și aceste valori practice ale coeficienților pentru principalele categorii de turbine.

Specificarea categoriilor de turbine	VALORILE COEFICIENȚILOR				
	$r_0 = \lambda_0 \sqrt{Q}$	$r = \lambda r_0$	$e_0 = \mu_0 r_0 \sqrt{Q}$	$e = \mu e_0$	$\xi = \pm (r_0 - r) = \pm r_0(1 - \lambda)$
	λ_0		μ_0	μ	$1 - \lambda$
A					
<i>Turbine totale</i>					
a) RADIALE					
1° <i>De reacțiune</i>					
Centrif. Fourneyron	1	$\left\{ \begin{array}{l} 0.60 \\ 0.80 \end{array} \right.$	0.80	1	$\left\{ \begin{array}{l} 0.40 \\ 0.30 \end{array} \right.$
Centripet. Francis	1	$\left\{ \begin{array}{l} 1.20 \\ 1.30 \end{array} \right.$	0.25	$\left\{ \begin{array}{l} 0.60 \\ 0.30 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 0.20 \\ 0.30 \end{array} \right.$
2° <i>De impulsione</i>					
Centrifug. Girard	1	$\left\{ \begin{array}{l} 0.60 \\ 0.80 \end{array} \right.$	0.30	0.66	$\left\{ \begin{array}{l} 0.50 \\ 0.40 \end{array} \right.$
b. AXIALE					
1° <i>De reacțiune</i>					
Jorval	1	1	0.25	1	0.25
2° <i>De impulsione</i>					
Girard	1	1	0.30	0.66	0.25
B					
<i>Turbine parțiale</i>					
Centrifugale	$\left\{ \begin{array}{l} 1.60 \\ 2.00 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 0.85 \\ 0.75 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 0.15 \\ 0.10 \end{array} \right.$	1	$\left\{ \begin{array}{l} 0.15 \\ 0.25 \end{array} \right.$
Centripetale	$\left\{ \begin{array}{l} 1.60 \\ 2.00 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 1.25 \\ 1.35 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 0.20 \\ 0.15 \end{array} \right.$	1	$\left\{ \begin{array}{l} 0.25 \\ 0.35 \end{array} \right.$

DISPOZIȚIUNI GENERALE DE AȘEZĂRI ȘI DE CONSTRUCȚIE A TURBINELOR

§ 30. **Poziția turbinelor în raport cu bazinul inferior.** Așezarea turbinelor în raport cu bazinul inferior se face în practică, în trei moduri:

1. În aer liber, la o mică distanță de nivelul *maximum* al apei.
2. Inneată în masa lichidului, la o mică distanță de nivelul *minimum* al apei.
3. Inneată în interiorul unui tub vertical, ermetic închis și la o înălțime de cel mult valoarea *neto* a presiunii atmosferice (7—8 metri).

Cazul general este cel din urmă, celelalte două putându-se deduce din acesta, făcând anumite ipoteze.

Insemnând cu h_s și h_i cele două porțiuni, inferioară și superioară ale conductei de presiune avem

$$h = h_s + h_i$$

De observat este aici faptul că mișcarea lichidului în porțiunea inferioară a conductei, se face în baza unei *depresiuni* sau unei acțiuni de vid ce se produce la ieșirea lichidului din rotor.

Intr'adevăr, presiunea lichidului din porțiunea superioară a conductei fiind consumată în rotor, se produce la ieșirea lichidului din acest organ un efect de vid, care declanșează presiunea atmosferică, a cărei acțiune echilibrează coloana lichidă din porțiunea inferioară: așa încât în tubul de evacuare se produce un efect *aspirator*; de unde și denumirea de *tub aspirator*, dată acestei porțiuni a conductei.

Condițiunile de pozițiune și de presiune sunt în cazul general (al treilea) următoarele:

$$p'_0 = p_A + h_s$$

$$p_0'' = p_A - h_i$$

$$h = h_s + h_i$$

În cazul al doilea h intră cu semn contrar în aceste relațiuni, iar în cazul întâiu avem:

$$h_i = 0.$$

§ 31. **Poziția axei turbinelor în spațiu.** În practică sunt uzitate pozițiunile *verticală și orizontală*. Unele specii nu admit decât poziția orizontală, cum sunt turbinele parțiale Pelton și Schwamkrug. Altele numai poziția verticală cum sunt turbinele Jonval și Girard. Altele înfine, admit amândouă pozițiile, cum sunt turbinele Francis. În acest din urmă caz alegerea poziției este hotărîtă de comoditatea transmisiunii energiei. Pentru transmisiunile prin curea sau cablu convine evident și o orizontală.

INTOCMIREA CANALELOR TURBINELOR

§ 32. Mărime și formă.

Canalele turbinelor sunt constituite din spațiurile ce rezultă între coroarele periferice prin așezarea paletelor despărțitoare între ele. Paletele sunt constituite cu suprafețe *cilindrice* la turbinele radiale și cu suprafețe *elicoidale* la turbinele axiale. Funcțiunea lor este de a conduce lichidul astfel încât rotorul să realizeze maximum de lucru mecanic.

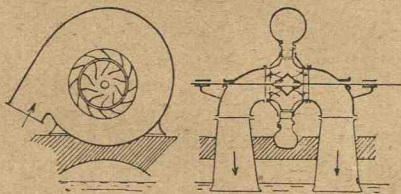


Fig. 19

Pentru aceasta este necesar:

1. Ca unghiurile de intrare și de ieșire ale lichidului, în raport cu planurile orificiilor, să fie cele mai mici posibile.
2. Ca pierderile de energie în parcursul lichidului să fie deasemenea, cele mai mici posibile.

Condițiunea întâiu se satisface numai în măsura, pe care o permite diametrul rotorului, pentru fiecare categorie de turbină.

Se admite în general unghiuri între 20° și 30° .

Condițiunea a doua cere ca mișcarea lichidului în

interiorul canalelor, să se facă fără schimbări brusce sau mari în traiectoriile firelor sale. Acestea trebuie să păstreze pe cât posibil, oarecare paralelism, fără de care s'ar produce în mișcarea lor perturbări, însoțite de pierderi de energie. Pentru acest sfârșit este necesar, ca variațiunea secțiunii canalelor să fie mică și treptată, iar grosimea păturii lichide, să fie mică în raport cu lungimea canalelor.

De altă parte, trebuie ca lichidul, la trecerea lui din distribuitor în rotor, să nu întâlnească la paletelile rotorului muchii massive ci muchii ascuțite, prin cari să se deranjeze cât mai puțin posibil, direcțiunea firelor lui.

În fine, direcțiunea inițială a paletelilor rotorului trebuie să fie stabilă, astfel încât să coincidă cu direcțiunea iuțelii relative de intrare în canalele rotorului, conform condițiilor economice generale; aceasta în scopul de a evita să se producă ciocnire sau deviere bruscă a firelor lichide.

În această din urmă privință, trebuie avută în vedere o diferență importantă ce există între înclinarea inițială a paletelilor la turbinele de reacțiune și aceea ce are loc la turbinele de acțiune. Aceste înclinări depind de raportul iuțelilor u și a și se știe că pe când la turbinele de acțiune avem

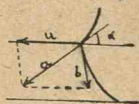


Fig. 21

$$a = \sqrt{2gh}$$

la cele de reacțiune avem

$$a = k\sqrt{2gh}$$

coeficientul k având o valoare de circa 0.50; adică aceste iuțeli sunt în raportul de circa 2 către 1.

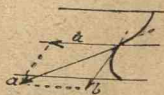


Fig. 22

De altă parte și calculul și experiența arată, că iuțelile de rotațiune sunt, din contră, mai mari la turbinele de reacțiune decât la cele de acțiune. Drept urmare a acestor două considerațiuni rezultă, că înclinarea inițială a paletelor se prezintă în cele două cazuri conform figurilor următoare:

§ 33. Această dispozițiune reiese și mai precis din considerațiunile următoare:

Iuțele u și a sunt legate între ele prin relațiunea aproximativă din care rezultă că gh este medie geometrică între u și $a \cos a$.

$$gh = ua \cos a$$

Dacă deci construim geometriceste aceste cantități, după cum se arată în diagramele alăturate și anume dacă proiectăm iuțea a asupra iuțelii u ducând perpendiculara AB și dacă cu raza \sqrt{gh} descriem arcul de cerc CD , tangenta la acest arc în punctul M va determina pe direcția iuțelii de rotațiune mărimea acestei iuțeli.

Unind extremitățile iuțelilor a și u avem direcția iuțelii relative b și deci înclinarea inițială a paletii rotorului.

În cazul când perpendiculara AB nu întâlnește cercul, când adică $u \cos a$ este mai mare decât gh , atunci

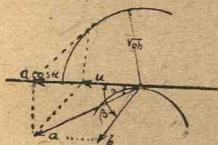


Fig. 22

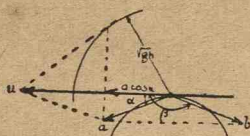


Fig. 23

din punctul ei de intersecție cu iuțea u se va duce tangenta la cerc și din punctul de contact o normală pe u , care va determina mărimea acestei din urmă iuțeli.

§ 28. La turbinele de acțiune există chiar între unghiurile a și β relațiunea foarte simplă

$$\beta = 2a.$$

Intr'adevăr dacă din relațiunea

$$\frac{a}{\sin \beta} = \frac{u}{\sin (\beta - a)}$$

eliminăm pe u cu ajutorul relațiunii:

$$gh = ua \cos a$$

obținem

$$a = \sqrt{gh \times \frac{\sin \beta}{\cos a \sin (\beta - a)}}$$

Dar la turbinele de acțiune avem

prin urmare

$$a = \sqrt{2gh}$$

$$\frac{\sin \beta}{\cos a \sin (\beta - a)} = 2$$

sau

$$\frac{\sin \beta}{\sin \beta + \sin \beta \cos 2a - \cos \beta \sin 2a} = 2$$

de unde rezultă

$$\sin (2a - \beta) = 0$$

și

$$\beta = 2a.$$

CAP. VIII

DESCRIEREA TIPURILOR DE TURBINE FOLOSITE IN PRACTICĂ

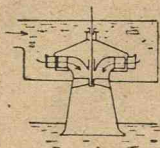


Fig. 24

§ 34. **Turbina Francis** este caracterizată prin particularitățile următoare:

a) Forma specială a canalelor rotorului, stabilită în scopul de a asigura firelor lichidului o traiectorie, care începe *radial* și se termină *axial*;

b) Amenajarea unui tub aspirator la ieșirea lichidului din rotor, tub care per-

mite așezarea mașinii deasupra nivelului apelor din aval și în același timp procură un spor de randament;

c) Intocmirea paletelor distribuitorului cu mobilitate în jurul unor axe, în scopul regulării admisiunii lichidului, potrivit cu debitul variabil al căderii.

Din cauza formei complexe a rotorului mișcarea lichidului în interiorul lui este complicată. Presiunea, iușeala și direcțiunea mișcării sunt diferite pentru fiecare punct al meridianului suprafeții orificiilor de ieșire. Analiza matematică a problemei este dificilă și nu s'a reușit a o stabili, decât în anumite ipoteze simplificatoare.

Problema aceasta a reclamat din partea tehnicianilor, studii îndelungate și perseverente, în scopul de a asigura

mişcării lichidului condițiuni bune de rendement. Dacă la turbinele radiale și axiale, formele geometrice exacte ale canalelor asigură firelor lichide traiectorii bine definite, la turbina Francis, formele oarecum aproximative admise pentru racordarea celor două direcțiuni, radială și axială, nu permit a se stabili cu precizie condițiunile de iuțeață, de direcțiune și de presiune ale lichidului.

Ori, prezintă un deosebit interes, din punctul de vedere al rendementului satisfacerea condițiunii, ca ieșirea lichidului din rotor și intrarea lui în tubul aspirator, să se facă normal pe suprafața orificiilor de ieșire, fără iuțeață de rotațiune.

Se admite că pe orice *cerc paralel* al curentului lichid condițiunile mișcării sunt aceleași, în toate punctele cercului. Aceasta presupune că toate firele lichide, cari trec printr'un asemenea cerc, formează în totalitatea lor o suprafață de revoluțiune. S'a dat acestor suprafețe denumirea de *suprafețe de curgere*, iar secțiunile lor prin planuri axiale sunt *meridianele* lor.

Păturile de liquid cuprinse între aceste două suprafețe de curgere și două planuri axiale apropiate, pot fi considerate ca fire de curgere. Studiul se face asupra acestor fire, în cari iuțeața pentru un debit dat, rezultă din secțiunea lor, iar direcțiunea iuțelii este chiar aceea a meridianului respectiv.

Constructorii se ingeniază a calcula pentru palete formele cele mai avantajoase, corespunzătoare condițiunii de bun rendement, și urmează diverse metode în această privință.

Ceeace trebuie reținut este, că la partea superioară a rotorului, acțiunea lichidului se exercită, ca la turbinele radiale centripetale, iar la partea inferioară ca la turbinele axiale; prin urmare la marginile superioară și inferioară a paletelor înclinarea acestora rezultă după normele privitoare la acele turbine. În interval, suprafața de racordare se stabilește prin calcule aproximative.

În ceea ce privește amenajarea unui tub aspirator, turbina Francis este, prin direcțiunea centripetală-axială a

curgerii, cea mai propice, spre a fi înzestrată cu un asemenea tub.

Avantajul acestui dispozitiv privește nu numai așezarea turbinei deasupra nivelului apelor din aval, dar și realizarea unui spor de randement de circa 3%. Acest spor se obține atribuind tubului o formă conică, divergentă în direcțiunea curgerii. Prin aceasta energia cinetică a lichidului care iese din rotor se transformă, cât mai mult posibil în presiune, ceea ce provoacă în secțiunea de ieșire o scădere de presiune și deci un câștig de cădere.

Ecuatiunea curgerii în intervalul $h_0 h\omega$ este

$$p_0 + h_0 + \frac{V_0^2}{2g} = p_A + h\omega + \frac{V^2\omega}{2g} + \frac{(V_0 - V\omega)^2}{2g} \sin \delta$$

δ fiind unghiul conicității. De unde deducem:

$$p_0 = h\omega - h_0 + p_A - \left(\frac{V_0^2 + V\omega^2}{2g} \right) + \frac{(V_0 - V\omega)^2}{2g} \sin \delta$$

Se vede deaci, că presiunea la ieșirea din rotor este scăzută cu diferența forțelor vii inițială și finală din tubul aspirator, mai puțin pierderea de energie cauzată prin lărgirea tubului aspirator.

Dar, pentru ca acest rezultat favorabil să fie realmente câștigat, trebuie ca curentul lichid să nu se deslipească de pereții tubului aspirator, și aceasta implică pentru conicitatea acestuia o valoare mică. În practică se prescrie, că diferența diametrelor inițial și final, să nu întrecă a șasea parte din lungimea tubului

$$D_\omega - D_0 = < \frac{1}{6}$$

Mobilitatea paletelor distributorului, în scopul regulării admisiunii, potrivit cu debitul variabil al căderii, se obține în modul cel mai satisfăcător prin sistemul imaginat de Fink. Toate paletele sunt mobile în jurul unor axe și sunt unite între ele, astfel încât să poată fi învârtite toate odată, cu ajutorul unui inel, de care ele sunt legate, prin mici articulații; inel care primește o mișcare de rotație

prin intermediul unui mecanism de pârghii conform figurii alăturate.

§ 35. **Turbina Girard** este caracterizată prin așezarea ei în aer, deasupra nivelului apei din bazinul inferior, la o distanță, care este în raport cu variațiunea acestui nivel, și anume, astfel ca orificiile de ieșire ale rotorului, să nu fie atinse de apa din aval.

Intocmirea paletelor rotorului este în formă de sac cu direcțiune inițială corespunzătoare unghiului

$$\beta = 2 \alpha.$$

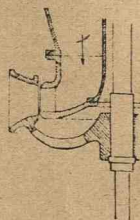


Fig. 25

De altă parte canalele sunt lărgite spre ieșire, în scopul de a micșora unghiul β_0 al direcțiunii de ieșire a lichidului din rotor.

Iuțeala de ieșire din distribuitor corespunde *căderii efective*, socotită până la orificiile lor de ieșire din acest organ. Urmează deaci, că pentru obținerea căderii efective, trebuie să scădem din căderea brută, spațiul liber rezervat deasupra apelor din aval, plus înălțimea rotorului, plus pierderile prin frecare în conducta de aducere.

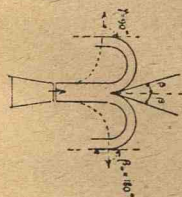


Fig. 26

Turbina Pelton este o varietate în aparență simplă, în realitate *complexă* a tipului general al turbinelor.

Ea este caracterizată prin următoarele dispozițiuni:

1. Forma specială a paletelor, întocmite din cavități sau linguri *gemene*, reunite între ele printr'o muchie mediană ascuțită.
 2. Spațiarea relativ mare a paletelor, în raport cu cea uzitată la celelalte categorii de turbine.
 3. Constituirea distribuitorului cu un singur orificiu, dirijat asupra muchii mediane ascuțite a paletelor, muchie prin care vâna lichidă este divizată în două părți egale.
- Aceste dispozițiuni ale turbinei Pelton permit, să se utilizeze mai complet energia cinetică a vânei lichide și se

traduc prin realizarea unui *rendement* superior, *rendement* care se explică prin considerațiunile următoare:

La turbinele *parțiale*, de categoriile Schwamkrug și Zupinger, paletetele rotorului fiind numeroase și apropiate, vâna lichidă se destramă la ieșirea acestora din zona orificiilor distributorului turbinând cu spume, ceea ce atrage o pierdere de *rendement*. De altă parte construcțiunea acestor turbine, și în general a tuturor turbinelor, în afară de Pelton, nu permite, să se reducă unghiul de intrare α al vânei lichide în rotor sub o anumită limită, de 20° până la 30 de grade, ceea ce atrage iarăș o pierdere de *rendement* inevitabilă.

La turbina Pelton aceste inconveniente sunt suprimate prin spațiarea mare a paletetele, prin dirijarea vânei lichide în chiar planul orificiilor de intrare, adică cu înclinarea $\alpha = 0$, prin reducerea unghiului β la numai 5 grade și aceea a unghiului β_0 la valoarea de 180 de grade, toate dispozițiuni favorabile *rendementului*.

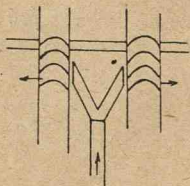


Fig. 27

La aceste turbine lichidul acționează paletetele în mod divers, după gradul de înclinare, cu care ele se prezintă în raport cu vâna lichidă, în zona activă a acesteia. Astfel, în momentul când paleta intră sub vâna lichidă, ea este solicitată *radial centripetal*, iar când paleta ajunge în pozițiunea ei mediană, lichidul o acționează *axial helicoidal*. În fine spre sfârșitul cursei, paleta este acționată *radial centrifugal*.

În pozițiua mediană verticală a paletetele, turbina poate fi considerată ca o derivație din turbina *axială parțială*, obținută prin combinațiua a doi *rotori axiali* simetrici și anume:

1. Prin alipirea celor doi rotori laolaltă.
2. Prin scoaterea distributorului dintre rotori și dispunerea lui în exterior tangențial.
3. Suprimarea bandei exterioare a coroanei rotorilor, spre a da acces apei la palete din exterior.

În pozițiile înclinate ale paletelor, în raport cu vâna lichidă, turbina Pelton este solicitată în felul turbinelor Zuppinger și Schwamkrug. Caracterele speciale cari rezultă din aceste dispozițiuni sunt următoarele:

Muchia mediană prinde favorabil lichidul în toate pozițiile paletelor.

Direcțiunea impulsunii lichidului asupra paletelor este mereu schimbată, în tot parcursul sectorului activ.

Trajectoria lichidului asupra paletelor este continuu variabilă începând centripetal, continuând helicoidal și sfârșind centrifugal.

Părțilelele unui aceluiaș fir lichid urmează fiecare o altă traiectorie asupra paletelor.

Poziția verticală este singura aplicabilă.

§ 36. **Calculul turbinei Pelton.** Turbina Pelton funcționând prin impulsune, avem

$$k = 1$$

și

$$a = \sqrt{2gh}$$

în care h înseamnă înălțimea neto a căderii.

Distributorul fiind constituit dintr'un singur orificiu cu secțiune rotundă sau pătrată, avem pentru dimensionarea lui relațiunile

$$A = \frac{Q}{a}$$

$$v' = \sqrt{\frac{A}{\pi}}$$

$$a = 0$$

Rotorul se dimensionează în mod empiric, ca la toate turbinele parțiale, prin formula

$$r_0 = 4\sqrt{A}$$

Pentru linguri se ia:

$$e = 7r'$$

$$2i = 5r'$$

Unghiurile paletelor sunt:

$$2\beta = 10^\circ$$

$$\beta_0 = 180^\circ$$

$$\gamma = 90^\circ$$

Iuțeala de rotațiune trebuie, să corespundă lucrului mecanic *maximum*, care după cum s'a explicat anterior are loc atunci când această iuțeală este egală cu jumătate din iuțeala lichidului, adică pentru

$$u = \frac{a}{2}$$

Iuțelile relative b , b_0 sunt:

$$b = a - u$$

$$b_0 = u$$

Un element important de calculat la turbinele Pelton este *spațiarea* paletelor, care se stabilește pe baza considerațiilor următoare:

În momentul când o paletă intră în vâna lichidă, aceasta începe, să fie separată în două părți: una superioară care parcurge radial centripetal paleta, și alta inferioară $m n$ care continuă pe dedesubt mișcarea mai departe către paleta imediat următoare.

Porțiunea $m n$ de lichid își exercită *treptat* acțiunea ei asupra acestei palete, în tot parcursul ei din zona activă a rotorului, și această acțiune trebuie, să se sfârșească complet odată cu ieșirea acelei palete din această zonă.

Pentru aceasta trebuie ca timpul, în care *capătul posterior* al porțiunii $m n$, de lichid ajunge la extremitatea cursei sale active, să nu fie mai mic decât timpul, în care paleta a doua ajunge la acea extremitate.

Insemnând cu

l și δ drumurile rectiliniu și unghiular ale lichidului și paletei

a și ω iuțelile respective

t_a și t_ω timpurile corespunzătoare
avem

$$t_a = \frac{l}{a} \quad \text{și}$$

$$t_\omega = \frac{\delta}{\omega}$$

și pentru satisfacerea condițiunii enunțate mai sus, trebuie să avem

$$t_a < t_\omega$$

deci

$$\frac{l}{a} < \frac{\delta}{\omega}$$

Dar avem

$$l = 2 r_0 \sin a$$

$$\omega = \frac{u_0}{r_0}$$

$$\delta = 2 a - \theta$$

Eliminând deci l , ω , δ din relațiunea precedentă obținem

$$\frac{2 u_0 \sin a}{a} \theta = 2 a$$

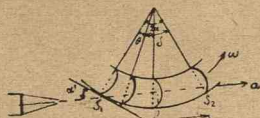


Fig. 28

în care

$$\cos a = \frac{r_0 - i}{r_0}$$

CAP. IX

PUTEREA ȘI RENDEMENTUL TURBINELOR

§ 37. Înălțimea brută, netă și utilă a căderilor de apă.
Cădere brută; cădere netă; cădere utilă.

Înălțimea brută totală a unei căderi de apă nu este utilizată complet de turbină.

În parcursul său, apa întâlnește diferite rezistențe, cari o fac să piardă o parte din energia ei potențială și cari echivalează cu o pierdere din înălțimea căderii. Astfel se produc pierderi:

1. În conducta de aducere prin frecarea apei cu pereții conductei și la trecerea ei prin coturi, robinete-vane, etc.
2. În turbine prin întâlnirea lichidului cu paletele

distributorului și rotorului, prin frecarea cu pereții canalelor prin frecarea turbinei cu mediul ambiant, prin frecarea axului turbinei în cuzineți.

Primele pierderi sunt inerente conductei și se numesc pierderi externe. Cele de al doilea aparțin turbinei și se numesc pierderi interne.

Insemnând cu H înălțimea brută totală a căderii și $H\varphi$ suma acestor pierderi, diferența

$$Hn = H - H\varphi$$

reprezintă înălțimea neto a căderii de apă sub care lucrează turbina.

Ca prescurtare a vorbirii înălțimile H , Hn , se mai numesc *căderea brută* și *căderea netă* a turbinei.

Bine înțeles, în calculul turbinelor se va introduce în formulă înălțimea neto.

Din căderea netă Hn nu toată energia este utilizată în turbină. O parte se pierde inevitabil prin forță vie reziduală $\frac{M c^2}{2g}$ a masei lichide la ieșirea din turbină, așa încât rămâne utilizată efectiv numai diferența

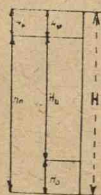


Fig. 29

$$Hn - \frac{c^2}{2g} = Hu$$

care a primit denumirea de cădere utilă a instalațiunii.

§ 38. **Puterea turbinelor.** S'a văzut mai sus, că energia pe care un curent lichid de masă M , de iuțea v și de direcțiune α o transmite unui canal rotativ de iuțea tangențială u , u_0 , de direcțiune β , β_0 și în care se stabilește o iuțea relativă ω , ω_0 are de expresiune:

$$\begin{aligned} E &= M [u_0 \omega_0 \cos \beta_0 - u_0 \omega \cos \beta + u^2 - u_0^2] \\ &= M [v^2 - v_0^2 + u^2 - u_0^2 + \omega_0^2 = \omega^2] \\ &= M [ua \cos \alpha - u_0 a_0 \cos \alpha_0] \end{aligned}$$

Aplicarea acestor formule la turbine, cu notațiunea specială adoptată pentru aceste mașini, adică:

$$v = a \quad a_0 = c$$

$$w = b \quad a_0 = \gamma$$

ne dă:

a) Pentru *turbinele radiale* la cari avem:

$$u_0 = b_0 \cos \beta_0$$

$$u = a \cos \alpha + b \cos \beta$$

are expresiunea

$$E = M u a \cos \alpha$$

b) Pentru *turbinele axiale* la cari avem:

$$u = u_0$$

are expresiunea

$$E = M u [b_0 \cos \beta_0 - b \cos \beta].$$

§ 39. **Rendementul turbinelor.** Energia totală E a unei căderi de apă se compune din trei părți:

O parte E_φ este pierdută prin frecare în conducta de aducere.

O parte Eu este utilizată în turbină și o parte E_0 este pierdută în apa reziduală care iese din turbină, așa încât avem

$$E = E_\varphi + Eu + E_0$$

relație în care

$$E = MgH; E_\varphi = JL; E_0 = \frac{c^2}{2g}$$

și

$$Eu = M[u_0 b_0 \cos \beta_0 - ub \cos \beta + u^2 - u_0^2];$$

Conducta primește energia totală E și transmite energia $E - E_\varphi$.

Rendementul ei este

$$\eta_c = \frac{E - E_\varphi}{E} = \frac{MgH - MgJL}{MgH} = \frac{H - JL}{H}$$

Turbina primește energia

$$E - E_\varphi = Eu + Er$$

și transmite axului $E - E_\varphi - Er = Eu$.

Rendementul ei este

$$\eta t = \frac{Eu}{E - E\varphi} = \frac{M[ua \cos \alpha - u_0 a_0 \cos \alpha]}{[MgH - JL]}$$

și anume:

a) la turbinele radiale $\eta t = \frac{ua \cos \alpha}{g [H - JL]}$

b) la turbinele axiale $\eta t = \frac{u[b_0 \cos \beta_0 - b \cos \beta]}{g [H - JL]}$

CAP. X

ALEGEREA SISTEMULUI DE TURBINĂ PENTRU UN CAZ DAT

§ 40. S'a văzut în cecece precede, că turbinele prezintă o varietate mare de întocmire sau de sistem.

Astfel am avea de considerat turbine *radiale* — centrifugale sau centripetale — și turbine *axiale*; turbine *totale* și *parțiale*; turbine *simple* și *combinat*e sau *mixte*.

S'a mai deosebit turbinele, din punctul de vedere al modului lor de a fi acționate prin căderea de apă, în turbine de *reacțiune*, cu așezarea înneată și turbine de *impulsiune*, cu așezarea în aer liber.

De altă parte, împrejurările normale ale căderilor de apă sunt și ele foarte diverse. Astfel avem căderi cu volum mare și înălțime mică și căderi cu înălțime mare și volum mic, iar între aceste limite o mulțime de dispozițiuni intermediare.

Infine pentru utilizarea industrială a turbinelor se ivesc cerințe privitoare la *numărul învârtiturilor*. Sunt instalațiuni cari reclamă un număr *mare* și altele un număr *mic* de învârtituri. În aceste condițiuni, se înțelege ușor, că problema alegerii sistemului de turbine, care convine unui caz dat, reclamă mult discernământ și inginerii chemați să proiecteze o instalație de turbine au de rezolvat, în prealabil, această chestiune de o însemnătate fundamentală.

Pentru acest sfârșit, ei trebuiesc să aibă în vedere considerațiunile, cari justifică sau stabilesc avantajile speciale ale

cutării sau cutării sistem de turbine și în acelaș timp, să cunoască oarecari norme practice de procedare, după cum se explică mai jos.

ALEGEREA SISTEMULUI DUPĂ MODUL DE INTOCMIRE AL TURBINEI

§ 41. Din punctul de vedere al felului de întocmire, ca și din alte puncte de vedere, calitățile turbinelor se traduc în definitiv prin bunul lor rendment.

În această privință bunul renume a variat mult în decursul timpului. La început s'a bucurat de un renume deosebit turbinele centrifugale *Fourneyron*. Mai târziu turbinele axiale de reacțiune *Jonval* au căpătat întâietate, iar paralel cu acestea s'au ridicat turbinele axiale de impulsione *Girard*.

Dela anul 1890 încoace, s'au ivit turbinele centripetale *Francis* și turbinele mixte *Francis-Cachin*, cu o reputație de superioritate covârșitoare.

În fine, apărură turbinele parțiale *Pelton*, cu calități de rendment excepționale pentru căderi înalte. Actualmente sistemele de turbine cele mai întrebuintate în industrie, sunt turbinele de reacțiune *Francis*, turbinele de impulsione totale *Girard* și turbinele de impulsione parțiale *Pelton*. Deși această preferință însă, nu este absolută, totuș aceste sisteme constituiesc, trei tipuri caracteristice bine determinate, în raport cu care, se pot clasa celelalte categorii; așa încât alegerea sistemului de turbină se restrânge la alegerea numai între aceste trei tipuri; după care se va putea examina — dacă este locul — întrucât varietățile de alt sistem, corespunzătoare acestora, ar putea avea preferință.

§ 42. **Modul de acționare.** S'a arătat dejă într'un paragraf precedent, când s'a tratat despre clasificarea turbinelor, oarecari caractere, cari diferențiază între ele diferitele sisteme de turbine, după modul mecanic, în care ele sunt acționate de apă.

S'a văzut, că din acest punct de vedere, ele se împart în turbine de *reacțiune* și de *impulsiune*. Este util să apreciem aci aceste caractere din punctul de vedere al rendementelor. Teoria și practica arată, că turbinele de reacțiune prezintă avantaje în următoarele cazuri:

1. In cazul căderilor cu volum *mare* și *constant*, putându-se aranja atunci ca turbine cu admisiune totală, cari prin pozițiunea lor înneacă, dau un rendement superior aceluia al turbinelor de impulsione. Acestea din urmă prin așezarea lor în aer ar atrage o pierdere din înălțimea căderii.

2. In cazul căderilor cu *înălțime variabilă*, prin faptul că putându-se așeză înnecate, *utilizează integral* căderea disponibilă, în orice moment.

3. In cazul căderilor cu *înălțime mică*, prin aceea că, orice pierdere din înălțime este, în aceste condițiuni, importantă și deci este exclusă așezarea turbinei în aer.

Din contra, turbinele de reacțiune prezintă dezavantajul, că nu se acomodează cu un *volum variabil*, scăderea acestuia având de efect nu numai o scădere proporțională a puterii, ci o scădere repede progresivă a rendementului.

Aranjamentele cu turbine *multiple*, ale căror unități se scot treptat și succesiv din funcțiune potrivit cu scăderea volumului de apă, remediază în oarecare măsură acest inconvenient, dar nu îndește de satisfăcător.

Turbinele de impulsione prezintă avantajii:

1. In cazul căderilor cu volum variabil, prin aceea că se pot aranja cu admisiunea *parțială* și că, în aceste condițiuni, pot funcționa avantajos, adică cu rendement tot așa de bun ca și în cazul admisiunii *totale*.

2. In cazul căderilor cu *volum mic*, prin aceea că sunt atunci singurele aplicabile, turbinele de reacțiune neputându-se construi practicește cu un rotor prea mic.

3. In cazul căderilor de *înălțime mare*, prin aceea că pierderea de înălțime, ce rezultă din așezarea turbinei în aer este neglijabilă față de înălțimea totală a căderii și este cu prisos compensată, prin frecarea mai mică a rotorului în aer în loc de apă.

Din contra, turbinele de impulsione prezintă dezavan-

tajul, că nu se pot acomoda cu o înălțime variabilă a căderii și în același timp mică, deoarece în aceste cazuri pierderea de înălțime poate, să prezinte o fracțiune importantă a energiei hidraulice utilizabilă, care rămâne pierdută.

După cum se vede, factorii cari intervin în alegerea sistemului de turbine, considerați din punctul de vedere al modului de acționare al apei sunt *volumul și înălțimea căderii*.

Capacitatea debitantă. În legătură cu volumul total de apă al căderii, intervine la alegerea sistemului de turbină și volumul, pe care turbina este capabilă să-l debiteze, cu alte cuvinte capacitatea debitantă a turbinei.

Diferitele sisteme de turbine debitează volume de apă diferite pentru aceeași cădere. Turbinele Francis debitează cel mai mare volum; turbinele Pelton cel mai mic și turbinele Girard debite intermediare. Observăm însă, că chiar la aceleași sisteme de turbine capacitatea debitantă este diferită. Astfel se construiesc turbine Francis cu învârtire repede și cu învârtire încetă. Cele dintâiu debitează mai mult decât cele de-al doilea.

La alegerea sistemului de turbină trebuie așadar, să ținem seamă și de capacitatea debitantă sau de energia hidraulică a căderii, cu care ea este proporțională.

Numărul de învârtituri. Pentru aceeași cădere de apă o turbină de reacțiune se învârtește mai repede decât o turbină de impulsione. Deaci se poate conchide, că la căderile înalte este indicat a se alege o turbină de impulsione, fiindcă turbina de reacțiune s'ar învârti prea repede. La căderile mici din contra este preferabilă turbina de reacțiune, fiindcă cea de impulsione s'ar învârti prea încet.

În practică se constată, că cele trei sisteme fundamentale de turbine: Francis, Girard și Pelton se întrebunțează fiecare în anumite condițiuni speciale de debit, de cădere și de număr de învârtituri.

Astfel dacă reprezentăm într'un diagram variațiunea debitelor a înălțimilor de cădere și a numărului de rotațiuni constatăm, că domeniul de utilizare a celor trei categorii

de turbine menționate se repartizează conform figurii următoare.

Cu alte cuvinte, turbinele Francis se întrebunțează pentru debite mari, pentru număr de învârtituri mare și pentru cădere mică; turbinele Pelton din contră pentru proporțiuni inverse, iar turbinele Girard pentru proporțiuni intermediare.

S'ar putea deci alege sistemul de turbine potrivit unui caz dat în mod empiric, după indicațiunile unui asemenea diagram. Dar problema este susceptibilă de o soluțiune matematică mai precisă.

§ 43. **Funcțiune caracteristică.** Pentru comparațiunea diferitelor sisteme de mașini, este necesar să le reducem la aceleași unități de măsură.

Pentru turbine comparațiunea se poate face, după efectul pe care ele îl pot produce, când ar funcționa sub aceeași cădere și cu acelaș debit; de ex. când ar funcționa sub unitatea de cădere și cu unitatea de debit. Efectul care ar putea servi de unitate de măsură, în aceste condițiuni și care ar fi cel mai potrivit comparațiune ce voim să facem aici este *numărul de învârtituri*.

Hidraulicianul *Camerer* a propus această metodă de comparațiune și a stabilit în acest scop forma unei funcțiuni, de câteși trei acești factori, Q , H , n , pe care a numit-o *funcțiunea caracteristică a turbinelor*.

Pentru acest sfârșit a fost necesar să se considere turbinele grupate în serii de *similitudine mecanică*, adică în serii, la cari toate iuțelile se modifică în *acelaș raport* când se modifică înălțimea căderii sau diametrul rotorului așa încât, să se poată vedea sau deduce imediat și în mod simplu debitele, și puterea corespunzătoare pentru căderi sau diametre diferite.

Relațiunile următoare de legătură între elementele căderii și acelea ale turbinei

$$u = \sqrt{2ghH} \quad Q = Au \quad A = \frac{\pi D^2}{4} \quad E = QH$$

arată, că pentru două turbine asemenea, în cazul când H este variabil și D constant, avem

$$\frac{n_0}{n} = \frac{u}{u_0} = \left(\frac{H}{H_0} \right)^{1/2}$$

$$\frac{Q}{Q_0} = \left(\frac{H}{H_0} \right)^{1/2}$$

$$\frac{E}{E_0} = \left(\frac{H}{H_0} \right)^{3/2}$$

iar în cazul când H este constant și D variabil, avem:

$$\frac{n_0}{n} = \frac{D}{D_0}$$

$$\frac{Q}{Q_0} = \left(\frac{D}{D_0} \right)^2$$

$$\frac{E}{E_0} = \left(\frac{D}{D_0} \right)^2$$

În fine, când și H și D sunt variabile, avem:

$$\frac{n}{n_0} = \left(\frac{H}{H_0} \right)^{1/2} \times \frac{D_0}{D}$$

$$\frac{Q}{Q_0} = \left(\frac{H}{H_0} \right)^{1/2} \times \frac{D^2}{D_0^2}$$

$$\frac{E}{E_0} = \left(\frac{H}{H_0} \right)^{3/2} \times \frac{D^2}{D_0^2}$$

Dacă eliminăm diametrele între prima și ultima din aceste trei relațiuni, obținem:

$$n_0 E_0 H_0 = n E \times H$$

și dacă luăm ca turbină de comparațiune pe aceea care ar funcționa sub $H_0 = 1$ și $E_0 = 1$, obținem funcțiunea

$$n_0 = n \times E \times H$$

care este funcțiunea caracteristică a turbinelor.

Cu ajutorul acestei formule se clasează turbinele într'o anume serie determinată, formând grupuri bine caracterizate, pentru cari și rendementele urmează o serie regulată, remarcabilă prin continuitatea ei, cum se arată în tabela următoare:

Elementele caracteristice	SISTEMUL TURBINEI		
	← Francis →	← Girard →	← Pelton →
Caracter. K.	350, 325, 300, 275, 250, 225, 200, 175, 150, 125, 100	75, 50	20, 17 ⁵ , 15, 12, 10, 5
Rend. ment η	75, 76, 77, 78, 79, 80, 81, 82, 83, 84	82, 80	75, 76, 77, 78, 79, 80, 81

După cum se vede, turbinele Francis ocupă spațiul, pentru care valoarea caracteristicii variază între cifrele 350 și 50; turbina Pelton ocupă spațiul dela 20 la 5, iar turbina Girard spațiul dela 80 la 5; cu alte cuvinte, aceasta din urmă ocupă tot spațiul turbinei Pelton și o parte din acela al turbinelor Francis, împlinind și golul dintre aceste două sisteme.

Coficienții de rendement variază crescând dela 75 la 84, apoi descrescând la 75 și crescând îfine din nou până la 81. Observăm aci, că cifrele date pentru aceste randamente sunt *valori mijlocii*, cari se pot considera ca realizabile, în cele mai favorabile condițiuni ale turbinelor.

Se vede clar din cele ce preced că turbinele se pot diferenția rațional între ele prin caracteristica lor și această împrejurare este de mare folos, fiindcă din cunoașterea caracteristicii se poate conchide imediat și foarte comod asupra sistemului de adoptat, precum și asupra rendementului ce se poate obține cu el.

În expresiunea de mai sus a caracteristicii se poate lua cu o aproximație suficientă

$$E = 10 Q. h$$

fiindcă avem $E = n \times \frac{1000 Q h}{75}$ și se poate lua într-o primă cercetare aproximativă $\eta = 0.75$; iar pentru n se va admite numărul de învârtituri, care convine instalațiunii industriale, pe care trebuie să o servească turbina proiectată.

Numărul unităților. Dar o altă chestiune, care se mai ridică la alegerea sistemului de turbină, este aceea a numărului unităților.

Puterea totală disponibilă $E = 10. Q. h$ se împarte la instalațiunile mai mari, după scopul întrebuițării, în mai multe unități de câte N cai vapori fiecare.

Cercetarea cu ajutorul caracteristicii se va face deci asupra acestor unități și din examinarea acestei caracteristici se va avea un prim punct de plecare, pentru aprecierea rendementului turbinei proiectate. După cum se vede din tabelă, cel mai bun rendement se obține cu caracteristicile mijlocii. Prin urmare, la fixarea numărului unităților și a numărului învârtiturilor va trebui, să se procedă astfel, încât să fie posibilă adoptarea unor asemenea turbine.

Este de observat în această privință, că la căderile foarte mici, turbinele astfel alese ar avea (pentru cele mai multe întrebuițări industriale) rotațiuni prea încete și ar reveni deci mari și scumpe, pe când la căderile înalte, rotațiunile ar fi prea repezi. În primul caz prin urmare, trebuie să tindem către turbinele mai repezi, iar în cel de al doilea către turbinele mai încete.

Pentru turbinele Francis, cuplarea mai multor rotorii pe aceeaș axă (ceceace nu trebuie uitat, sporește trebuințele de spațiu) este cel mai bun mijloc de a ridică numărul învârtiturilor; mai cu seamă că prin aceasta se obține pe lângă un mai bun rendement și posibilitatea de a realiza acest rendement nu numai cu funcționare completă, ci și cu funcționare parțială.

În mod analog se poate obține sporirea numărului învârtiturilor, la turbinele Pelton, prin dispunerea a doi sau mai mulți distribuitori pentru acelaș rotor.

INSTALAȚIUNI GENERALE DE FORȚĂ HIDRAULICĂ

§ 44. **Descriere.** O instalațiune generală de forță hidraulică cuprinde o derivațiune de apă, din curentul unui râu, pe parcursul căreia condițiunile topografice permit intercalarea unei conducte de presiune și a unui motor hidraulic, adică a unei stațiuni hidraulice de forță.

O asemenea instalațiune cuprinde așadar organele derivațiunii, plus acelea ale stațiunii de forță — și anume:

• a) *Un baraj de derivare* cu sau fără rezervor de înmagazinare și cu dispozitivele pentru captarea apei, pentru curățirea depozitelor de pietriș, nisip, argilă, etc:

b) *Un canal de derivare* pentru aducerea apelor dela uvrajul de captare până la instalațiunea de forță;

c) *Un castel de apă* pentru pregătirea apelor înainte de admisiunea lor în conducta de presiune;

d) O conductă de presiune;

e) Motorul hidraulic;

f) Canalul de evacuare și de întoarcerea apelor la râu.

Barajul și canalele de derivare și de evacuare primesc întocmiri conforme regulilor stabilite în uvrajele speciale, cari tratează despre aceste lucrări.

Castelul de apă cuprinde întocmirile următoare:

1. Un basin pentru limpezirea apelor înainte de admisiunea lor în conductă (prezența nisipului uzează repede organele motorului).

2. Un deversor pentru evacuarea apelor de prisos ale barajului, în scopul regulării nivelului apei din basin și a presiunii din conductă.

3. Un canal pentru evacuarea (pe altă cale decât conducta) a apelor canalului de aducere, în cazuri de oprire a uzinei. Acest canal este înzestrat la originea lui, cu un sistem de porți, pentru introducerea într'ânsul a apelor de evacuat; iar în cursul lui cu o succesiune de bazine în formă

de trepte, formând cascade, pentru amortizarea iuțelii apelor ce se evacuează.

4. O cameră de admisiune în conducta de presiune a apelor limpeze. Această cameră este înzestrată cu porți de admisiune și cu grilaj protector, pentru corpurile plutitoare, precum și cu un pod de serviciu pentru manevrarea porților.

Conducta de presiune primește o întocmire, conform normelor admise în general, pentru conductele de alimentare cu apă ale orașelor, pentru conductele de petrol, etc. Singura deosebire este că la conductele instalațiunilor de forță, în multe cazuri din cauza marilor volume de apă utilizate, ele primesc diametre mai mari și prin aceasta construcția și montarea lor, reclamă proceduri speciale.

De altă parte, în regiunile muntoase accidentate și pentru căderi foarte înalte — de mai multe sute de metri — executarea lor este dificilă și periculoasă, mai cu seamă când masa de apă este voluminoasă și animată de o iuțea mai mult sau mai puțin mare.

Soluțiunile devenite clasice pentru conductele de presiune sunt *conducta cilindrică* de beton armat, pentru înălțimi până la 20 m. și 25 m. și *conducta de oțel* pentru presiuni superioare.

Canalizarea în beton armat cuprinde un suport semicilindric, în beton ordinar, pe care este așezată o conductă de beton armat.

În ceea ce privește conductele de oțel, acestea sunt constituite fie din tuburi turnate, pentru diametre mici, fie din tuburi compuse din plăci nituite, pentru diametre mari.

Așezarea pe loc a tuburilor compuse, cari ating uneori 2—3 m. diametru și chiar mai mult, prezintă

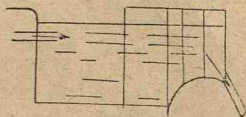


Fig. 30

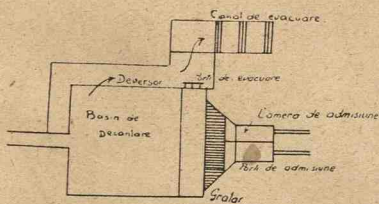


Fig. 31

adeseori dificultăți serioase. Aceste tuburi, urmând să fie ridicate pe coaste râpoase și fără drumuri, necesitează de multe ori instalațiuni prealabile de linii ferate de serviciu și de funiculare provizorii.

Bulonarea și nituirea pe loc, cu forje portative, formează iarăș o lucrare laborioasă, mai cu seamă pentru tole cari întrec uneori 30 mm. grosime.

Ateliere provizorii cu instalație completă de montaj și de nituit cu aer comprimat, acționate electric, sunt necesare pentru a duce la bun sfârșit asemenea lucrări.

După terminarea montajului, conductele sunt supuse la încercări riguroase indispensabile pentru evitarea unor accidente periculoase. Astfel, obturând extremitățile conductei, se stabilește în interiorul ei o *presiune hidraulică dublă* decât presiunea normală; apoi se golește de apă fără intrare de aer, ceea ce le transformă în tuburi barometrice în interiorul cărora mai sus de 10 m. dominează vidul absolut. În ambele cazuri trebuie să nu se constate nici o deformațiune exterioară.

Conducte — tuneluri. În regiunile de munte de natură stâncoasă, se ivește adeseori cazul că pe unele părți ale traseului, pe care ar urmă să fie stabilită o conductă de presiune, coastele văii sunt repezi și abrupte, așa încât așezarea conductei ar prezentă mari dificultăți și în tot cazul ar reclamá mari cheltueli. În asemenea cazuri și dacă conformațiunea topografică este prielnică, revine mai economic să se înlocuească conducta metalică printr'un tunel, care străpungând muntele scurtează lungimea traseului. Această soluțiune este adoptată la o mulțime de instalațiuni din Alpii francezi.

Când stânca este sănătoasă tunelul se construște și funcționează sub presiune, fără nici un dispozitiv de susținere. Când însă stânca este slabă sau prezintă crăpături, este necesar ca pereții lui să fie susținuți printr'un strat de zidărie, care se execută în general din beton simplu sau armat.

PROIECTAREA UNEI INSTALAȚIUNI GENERALE DE FORȚĂ HIDRAULICĂ CU TURBINE

§ 45. Problema proiectării unei instalațiuni generale de forță hidraulică cu turbine, se prezintă în practică, în mai multe feluri.

Cazul cel mai simplu este când elementele căderii (atât volumul de apă cât și înălțimea) sunt mai abundente sau mai mari, decât este necesar pentru scopul industrial avut în vedere.

Așa sunt în general împrejurările, în unele regiuni muntoase, înzestrate cu pâraie abundente și când este vorba de a înființa o instalațiune de puțină importanță, ca ferestrate, mori, pive, etc.

În asemenea cazuri, derivația cursului de apă și crearea căderii nu prezintă, în general, dificultăți. Totul se reduce la aprecierea măsurii, în care trebuie, să se recurgă mai mult la unul sau la celălalt din cele două elemente ale căderii: Q și h . Un studiu al împrejurărilor locale va arăta care dispozițiune este preferabilă. De cele mai multe ori convine, să se aleagă o cădere mai înaltă.

Problema devine din ce în ce mai complicată, când elementele căderii, în condițiunile lor naturale, nu sunt destul de abundente, pentru ca, prin procedarea precedentă să se obțină acoperirea nevoilor industriale avute în vedere, și când devine necesar a se prevedea oarecari dispozițiuni artificiale, spre a se mări cantitatea lor.

În asemenea cazuri, se poate obține rezultatul urmărit, prin executarea de *barajii înalte*, cu sau fără rezervor de immagazinare, dacă topografia localității permite înființarea lor în condițiuni rentabile.

În fine, problema dobândește o amploare specială, când este vorba de a se utiliza, în măsura cea mai mare posibilă și în mod sistematic, energia hidraulică *integrală* a unui curs de apă, în scopul utilizării sale pe toate căile, pentru forță motrice, navigațiune, irigațiune, etc.

În acest caz, chestiunea urmează, să fie studiată în toate ipotezele, ce se pot face asupra unui complex întreg de

condițiuni, din punctul de vedere al celei mai bune utilizări a apelor; și scopurile fiind multiple, cercetarea reclamă o analiză și un discernământ deosebit.

§ 46. Pentru procedarea de urmat, la proiectarea unei instalațiuni de forță hidraulică cu turbine, poate servi următorul exemplu practic:

Să considerăm pârâul și localitatea indicată pe hartă cu curbe de nivel.

Terenul regiunii este stâncos în părțile râpoase, iar în părțile mai plane este argilos; debitul râului este de 12 mc. în ape ordinare și de 100 mc. în ape mari. O treime din debitul său ordinar trebuie rezervată râului. Să se schițeze proiectul a două instalațiuni de forță, una de 8000 cai-vapori putere și alta de 25.000 cai-vapori putere.

Se va indica pe hartă pozițiunea barajului de derivare cu sau fără rezervor de înmagazinare, înscriindu-se cota de altitudine la care se face derivarea apelor.

Se va indica traseul canalului de derivare, arătându-se panta, secțiunea și lungimea lui, precum și cotele de altitudine ale punctelor de sosire. Se va admite pentru iuțea mijlocie a apei în terenuri argiloase

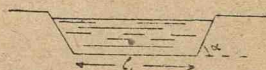


Fig. 32

$$u = 0.80 \sim 1.20$$

și se va calcula panta canalului cu relațiunea:

$$I = \frac{1}{R} b \cdot u^2$$

în care avem

$$R = \frac{\Omega}{X} ; \Omega = \frac{Q}{u}$$

și pentru o secțiune trapezoidală cu laturi de înclinare α pe orizont

$$\Omega = h(l + h \operatorname{tg} \alpha)$$

$$X = l + 2 h \operatorname{ctg} \alpha$$

în care se poate lua:

$$h = \sqrt[3]{l}$$

Se va calculă b cu formula lui Bazin.

$$b = \frac{1}{8l^2} \left[1 + \frac{\gamma}{\sqrt{R}} \right]^2$$

în care se va luă coeficientul de rugozitate γ , la canale cu pereții de pământ ordinar

$$\gamma = 1.30$$

Se va stabili traseul conductei de presiune, arătându-se lungimea și secțiunea ei. Se va admite pentru iuțea mijlocie a apei în conductă

$$u = 1 \text{ până la } 3^m \text{ și se va deduce } \Omega = \frac{Q}{u} = \frac{\pi D^2}{4}$$

Se va calculă pierderea de sarcină (prin frecare) în conductă cu relațiunea

$$J = \frac{64 b Q^2}{\pi^2 D^5}$$

în care se va luă pentru b conform formulei lui Darcy

$$b = a \times \frac{\beta}{R}$$

și pentru tuburi în uzaj:

$$a = 0,001.0014$$

$$\beta = 0,000.013$$

$$R = \frac{D}{4}$$

Pentru lungimea L a conductei pierderea totală de sarcină va fi:

$$J \times L$$

Se va deduce căderea netă h a turbinelor.

Se va indică pozițiunea uzinei hidraulice și traseul canalului de evacuare.

Se va evaluă puterea instalației în cai-vapori cu formula aproximativă

$$E = 10. Q. h$$

Infine presupunând că mărimea unităților industriale este de 1000 cai-vapor fiecare și numărul rotațiilor 120 pe minut, se va determină sistemul de turbine, care vine să fie adoptat.

ROȚILE HIDRAULICE LENTE

§ 47. Aceste roți formează o clasă specială a mașinilor hidraulice receptrice, care în trecut, înainte de invențiunea turbinelor, a avut aplicațiuni practice destul de întinse; totuș mărginite la puteri mecanice relativ mici. Astăzi, întrebuințarea lor este mult mai restrânsă și redusă numai la cazurile, când se voește a se limita cheltuelile de instalație la minimum posibil și când pe deasupra forța hidraulică naturală este abundentă.

Caracterele esențiale ale acestor roți sunt învârtirea lentă, diametrul mare și poziția verticală, la cari se adaugă împrejurarea că lichidul iese din roată prin aceleași orificii, prin cari a intrat; contrar cu cecece are loc la turbine, unde intrarea și ieșirea apei se face prin orificii deosebite.

Roțile hidraulice lente sunt constituite în general din două coroane coaxiale, între cari sunt fixate palete plane, prismatice sau cilindrice, prin intermediul cărora, apa exercită acțiunea ei motrice. Uneori paletetele prismatice formează capacități închise în formă de găleți, cari se umplu de curentul lichid și după ce exercită prin gravitate acțiunea lor, se golesc la partea inferioară a roții.

Cele două coroane sunt legate între ele și cu axul roții printr'un sistem de brațe și de bare de triangulare.

Se deosibesc în practică 5 modalități, după cari apele sunt conduse și amenajate ca să exercite acțiunea lor asupra roților hidraulice lente, și anume:

1. Prin acționare la partea inferioară a roților;
2. » » în quadrantul inferior;
3. » » în dreptul axei;
4. » » în quadrantul superior;
5. » » la partea superioară a roților.

Acestor diferite dispozițiuni de amenajare corespund și diferite feluri de *acționare mecanică* a apelor, din punctul de vedere *cynetic* sau *ponderal*.

Astfel, la roțile acționate la partea lor inferioară, apa

lucrează numai prin forța ei *cinetică*; pe când la cele acționate la partea lor superioară numai prin forța ei *ponderală*, și în fine la celelalte trei categorii de roți acțiunea apei participă de ambele aceste caractere.

Câmpul de aplicație al roților hidraulice. Diferitele categorii de roți hidraulice convin a fi aplicate în anumite condițiuni de cădere și de debit, condițiuni cari diferă dela unele la altele.

Astfel pentru căderi mici și debite mari, convin roțile acționate la partea lor inferioară. Impulsiunea lichidului fiind slabă în asemenea cazuri, este nevoie a se da roților raze mari, în raport cu înălțimea căderii, spre a se putea exercita la un braț de pârghie mai mare o impulsione și nn un travaliu practic efectiv.

Pentru căderi mari, din contră, acționarea lichidului fiind puternică și un diametru prea mare al roților, atrăgând un volum de material prea mare și costisitor, convine a se limita raza roților la strictul indispensabil.

Alegerea sistemului de roată potrivit unui caz dat, trebuie făcută pe baza acestor factori și corespunzător cu rezultatele experimentale obținute în practică. Pentru înlesnirea acestei alegeri, Redtenbacher a întocmit diagramul reprodus aci alăturat, cu ajutorul căruia se poate vedea imediat câmpul de aplicație al fiecăreia din categoriile de roți specificate mai sus.

Pe axa absciselor sunt trasate căderile în metri și pe axa ordonatelor debitele în metri cubi. Zonele de aplicație sunt reprezentate prin suprafețele stabilite pe acest diagram în dreptul factorilor respectivi.

§ 48. **Roțile hidraulice acționate la partea inferioară** sunt caracterizate prin palete plane sau curbe, de forma indicată în figura alăturată.

Dirijarea apei asupra roții se face, cu ajutorul unei vane înclinate, al cărui prag este așezat cât posibil mai aproape de partea inferioară a roții, și cu ajutorul unui radier

încălinat, destinat să păstreze apei iuteala dobândită, la trecerea ei pe subvană.

La partea lor de jos, roțile sunt înzestrate cu un *cursier* mic, care cuprinde roata, pe un arc de o lungime egală cu pasul a două palete, dispozițiune prin care se împiedecă orice comunicare directă între amonte și aval.

Evacuarea apei în aval se înlesnește, printr'o adâncire bruscă la capătul aval al cursierului, care pe de o parte lărgeste secțiunea de curgere, iar pe de alta determină, prin forța vie a lichidului formarea unui salt superficial, prin care apa se ridică la înălțimea nivelului aval al curentului.

După cum se vede din diagramul Redtenbacher, roțile de această categorie se întrebunțează pentru căderi mici de 0,20 m. până la 0,50 m. Impulsiunea lichidului fiind slabă este necesar a se da roții un diametru relativ mare. Se admite în mod practic a luă pentru raza roții o valoare egală cu de două ori înălțimea căderii

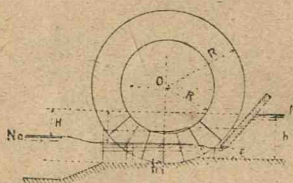


Fig. 33

$$r_0 = 2H$$

Mai exact se va calculă raza r_0 cu formula empirică:

$$r_0 = 2\sqrt{H} + \sqrt{Q}$$

§ 49. **Puterea și rendementul roții.** Insemnând cu M masa lichidului debitat pe secundă, avem pentru impulsiunea exercitată și pentru puterea dezvoltată de curent asupra paletelor plane ale roții, expresiunile cunoscute:

$$I = M(a - u)$$

$$E = Iu = Mu(a - u)$$

Condițiunea de maximum a puterii mecanice este în acest caz

$$u = \frac{a}{2}$$

și valoarea ei maximă

$$E = M \frac{a^2}{4}$$

Energia potențială a căderii fiind

$$E = Mgh = M \frac{a^2}{2}$$

se vede că rendementul roții ar fi în cazul de față

$$\eta = \frac{E}{E} = \frac{1}{2}$$

Rendementul practic însă nu întrece

$$\eta = 0.35$$

§ 50. **Calculul roții.** În funcțiune de debitul Q și de căderea H , dimensiunile elementelor și organele unei roți hidraulice se calculează precum urmează:

a) *Distributorul.* Se va lua în mod practic pentru înclinarea vanei

$$\alpha_0 = 60^\circ$$

și pentru aceea a radierului

$$\text{tg. } \alpha = 1/20$$

Se va calcula iuțeala a cu relațiunea

$$a = 0.90 \sqrt{2gH}$$

și se va deduce secțiunea de ieșire a lichidului cu relațiunile

$$A = e' i' = \frac{Q}{a} \qquad e' = e + 0.10$$

b) *Rotorul.* Se va obține iuțeala de rotațiune u prin relațiunea

$$u = \frac{a}{2}$$

corespunzătoare rendementului maximum, al paletelor *plane*, și se va deduce numărul rotațiunilor cu formula:

$$n = \frac{60 u}{2 \pi r_0} = 9.55 \times \frac{u}{r_0}$$

Se va calcula dimensiunile paletelor cu relațiile:

$$B = e \times i = \frac{Q}{u}$$

$$i = 0.30 e$$

Pentru pasul paletelor se va lua empiric

$$s = 0.70 i + 0.20$$

și se va deduce numărul lor prin formula

$$m = \frac{2 \pi r_0}{s}$$

La evacuare se va da adâncirii brusce o cădere de circa

$$= 0.50 \times i$$

și se va rotunji unghiul de racordare cu albia canalului de evacuare.

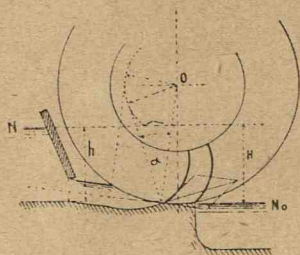


Fig. 34

§ 51. **Roata Poncelet.** O îmbunătățire importantă s'a adus roților acționate jos, de către Poncelet, prin construirea paletelor cu o formă curbă concavă, așa încât apa să intre în roată fără ciocnire, tangențial la palete; iar

la ieșire iuțea ei absolută să fie mică. Asupra acestor palete apa se urcă mai întâiu alunecând pe suprafața lor concavă, apoi se coboară spre ieșire pe aceeaș suprafață exercitând și într'un caz și într'altul o presiune favorabilă rotațiunii.

Puterea roții are în acest caz expresiunea

$$E = \frac{M}{2} (a^2 - c^2)$$

în care iuțelile a și c sunt legate cu iuțelile u și b prin relațiile economice următoare:

$$a^2 = u^2 + b^2 + 2 ub \cos \beta$$

$$c^2 = u^2 + b^2 - 2 ub \cos \beta$$

$$u = a \cos a - b \cos \beta$$

Deducem deaci prin eliminarea elementelor b, β

$$E = 2 M \times ub \cos \beta$$

sau

$$E = 2 M \times u (a \cos a - u)$$

adică o funcțiune al cărui maximum are loc pentru

$$u = \frac{a \cos a}{2}$$

sub forma

$$E = \frac{Ma^2 \cos^2 a}{2}$$

În vedere că unghiul a se admite în mod practic de circa 20° ceea ce corespunde cu

$$\cos^2 a = 0.88$$

rendementul roții ar fi

$$\eta = \frac{E}{E} = \cos^2 a = 0.88$$

În practică însă, nu se obține mai mult de 0.65.

Celelalte elemente și dimensiuni ale roții Poncelet se calculează în același mod, că pentru roata cu palete plane.

§ 52. Roțile acționate în quadrantul inferior. La această

categorie lichidul intră în roată la un nivel mai ridicat.

Căderea care corespunde după diagramul lui Redtenbacher pentru aceste roți este cuprinsă între 0.50 m. și 1.50 m. Ea se divizează prin punctul de intrare în două

părți, una superioară h în care apa acționează în mod cinetic și alta inferioară $H - h$ în care apa lucrează prin gravitațiune.

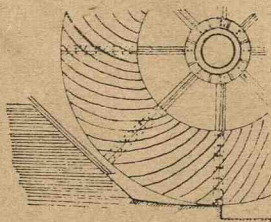


Fig. 35

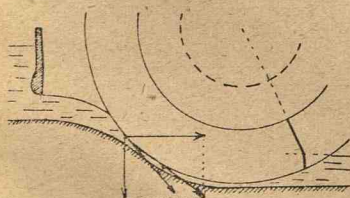


Fig. 36

Puterea mecanică a roții cuprinde așadar aici, două părți având expresiunea următoare:

$$E = Mu (a \cos a - u) + Mg (H - h)$$

Rendementul acestei roții ar urmă, din cauza acționării parțiale prin gravitațiune, să fie mai favorabil decât al roții Poncelet; totuș însă, din cauza frecărilor în cursier acest rendement nu întrece valoarea

$$\eta = 0.50$$

Distributorul. Poziția nivelului de intrare alapei în roată se admite a se lua, între anumite limite, după voie, dar bine înțeleș în raport cu înălțimea H a căderii. O porțiune nemerită este de a se fixă acest nivel, la circa

$$h = 0.60 H$$

Pentru unghiul de intrare în roată se admite

$$a = 15^{\circ} \sim 25^{\circ}$$

sub nivelul apei din amonte.

Aducerea apei dela stăvilă la punctul de intrare, se face printr'un scoe cu fundul de formă parabolică, corespunzător traiectoriei naturale a vântre

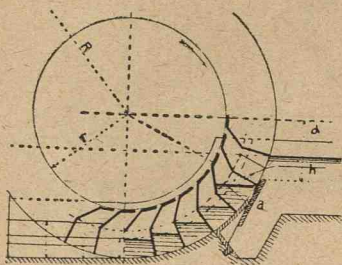


Fig. 37

nei lichide și astfel, ca firul median să fie tangent la direcțiunea de intrare a .

Iuțeala apei la cele două capete ale vântre lichide din distributor este de respectiv

$$a_0 = \sqrt{2gh_0}$$

și

$$a = \sqrt{2gh}$$

Secțiunile respective ale vântre lichide rezultă din ecuațiunile debitului

$$Q = e_0' i_0' a_0$$

în care se ia

$$Q = e' i' a$$

$$e_0' = e' = e$$

și de unde deducem grosimile $i_0' i'$.

Rotorul. Aplicarea formulei

$$r_0 = 2\sqrt{H} + \sqrt{Q}$$

ne dă raza roții.

Iuțeala de rotațiune se va lua

$$u = \frac{a \cos \alpha}{2}$$

și se va deduce

$$n = 9.55 \times \frac{u}{r_0}$$

Se va calculă dimensiunile paletelor cu ecuațiunea debitului

$$Q = e \times i \times u$$

în care se va lua $e = \sqrt{\frac{\omega}{u}}$

$$\text{și } i = 0.30 e$$

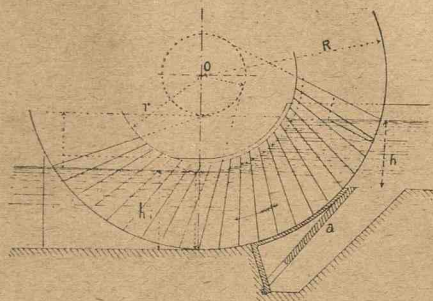


Fig. 38

O varietate foarte interesantă a roților acționate în quadrantul inferior, o formează roțile Sagebien, aplicabile pentru debite mari, căderi mici, imersiuni adânci, prin urmare pentru râurile mari.

La aceste roți, paletetele sunt constituite din suprafețe plane, așezate cu o direcțiune înclinată pe cea radială, în sensul mișcării.

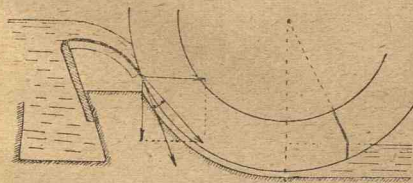


Fig. 39

Deși această direcțiune nu este favorabilă emersiunii din curentul aval, inconvenientul nu este mare, din cauza micii iuțeți de rotațiune.

Rendementul lor este foarte ridicat:

$$\eta = 0.80 \sim 0.90$$

Iuțeala mică de rotațiune le indică, pentru uzinele cu rezistență constantă. Convin în special pentru acțiunea pompelor elevatoare.

Ele prezintă însă și oarecare inconveniente. Mărima lor și a paletelor le face costisitoare. Luțea mică reclamă transmisiuni cari absorb travaliu și micșorează rendementul. Totuș ele sunt cele mai perfecte roți hidraulice.

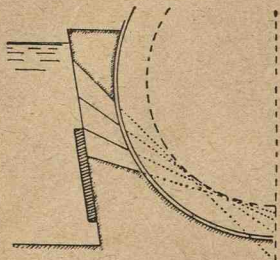


Fig. 40

§ 53. **Roțile acționate în zona axei.** Aceste roți funcționează în condițiuni analoage, cu acelea ale roților acționate în quadrantul inferior.

Singurele observațiuni de adus sunt următoarele:

Căderea pentru care sunt utilizate este, după indicațiunile diagramului, cuprinsă între limitele 1.50 până la 2.50.

Admisiunea apei se face, nu pe sub vană, cum a fost cazul la categoria de roți precedentă, ci peste un deversor, de forma indicată în figura alăturată, deversor urmat de un scoc cu fundul parabolic.

Grosimea pânzei deversante se calculează cu formula deversorului

$$Q = \frac{2}{3} \mu e \sqrt{2g} \times h^{3/2}$$

Rendementul roții este

$$\eta = 0.60 \sim 0.65$$

Uneori, pentru admisiunea apei la aceste roți se uzitează în loc de deversor, un sistem de culise, așezate în imediata apropiere a roții, conform figurii alăturate.

Această dispozițiune convine cazului, când nivelul apei din amonte variază mult, când curbura scocului parabolic nu mai corespunde curgerii libere a apei pentru toate pozițiunile nivelului schimbător al apelor. Este indicat atunci a se diviza grosimea vânei lichide în mai multe pături prin culisele menționate, ale căror

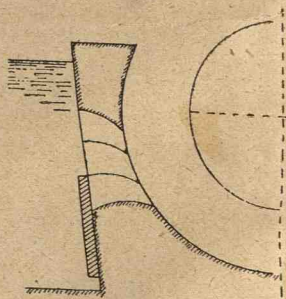


Fig. 41

palete vor avea conformațiuni corespunzătoare trajecto-riilor naturale, ale curgerii libere a vânei lichide, și în special vor dirija această vână ca să intre în roată, cu aceeași înclinare în raport cu periferia acesteia și anume cu unghiul

$$\alpha = 30^{\circ}$$

§ 54. **Roțile acționate în quadrantul superior.** Aceste roți se întocmesc cu găleți cari se umplu succesiv cu un volum determinat de apă și în cari apa lucrează numai prin *gravitate*. Gălețile sunt constituite în general, din trei pereți plani, unul radial formând fundul și două înclinate formând pereții. Adeseori peretele interior este format din suprafața cilindrică, care învelește periferia interioară a celor două coroane.

La aceste roți, gălețile în traiectul lor dela o anumită poziție încolo, se golesc treptat cu coborîrea și pierd toată apa, înainte de a ajunge la nivelul aval. Golirea începe dela pozițiunea, pentru care nivelul apei din găleată trece prin marginea ei exterioară și se sfârșește la pozițiunea, pentru care peretele exterior devine orizontal. Pierderea de travaliu este destul de importantă, fiindcă se ridică până la 25 %.

S'a căutat mijlocul, prin care să se reducă pe cât posibil această pierdere. Soluțiunea practică, ce se aplică în unele cazuri, constă în adăugirea unui *cursier* c_0 prin care se reține apa în găleți întârziindu-se pe cât posibil golirea lor.

Acest dispozitiv prezintă însă imperfecțiunile următoare: Intre roată și cursier trebuie lăsat un joc liber de 5 până la 10 milimetri, prin care scapă în tot cazul o parte din apă, și de altă parte se produce o frecare între apă și cursier, prin care se opune o rezistență la învârtire. Infine construcția cursierului este costisitoare.

Este prin urmare de analizat și de apreciat, în fiecare caz, dacă avantajele unui cursier sunt suficiente,

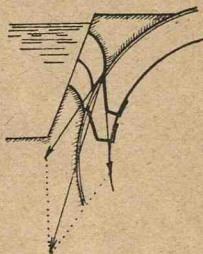


Fig. 42

spre a îndreptăți admiterea unei construcții mai complicate.

Puterea mecanică realizabilă prin aceste roți cuprinde numai acționarea prin gravitate și are deci expresiunea

$$E = MgH$$

Dar această putere nu se realizează complet din cauza pierderilor prin deșertarea parțială a găleților și prin frecare.

În practică rendamentul constatat este:

$$\eta = 0.65 \sim 0.70$$

Admisiunea apei se face la aceste roți, printr'un distribuitor cu clise, în mod analog cu acela descris pentru roțile acționate în zona mijlocie a roții.

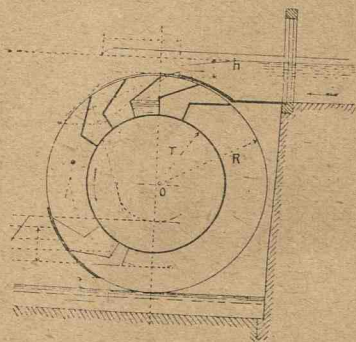


Fig. 43

§ 55. **Roțile acționate la partea superioară.** Aceste roți sunt întocmite, ca și cele precedente, cu găleți, în cari apa lucrează numai prin gravitate.

Gălețile sunt construite după aceleași norme, cu deosebirea, că peretele lor extern se prelungește ceva mai sus, cu aproximativ $\frac{1}{4}$ din pasul găleților, în scopul sporirii capacității lor.

Inconvenientul deșertării găleților, înainte de parcurgerea întregii curse, există și aici, precum și mijlocul de remediere lui parțială, prin înzestrarea roții cu un cursier.

La aceste roți căderea H se poate descompune în 4 părți și anume:

1. Partea în care lichidul acționează roata numai prin viteză.
2. Partea în care lichidul acționează roata prin gravitate, gălețile fiind complet umplute.
3. Partea în care lichidul acționează prin gravitate, gălețile fiind în parte deșerte.

4. Partea de cădere pierdută, gălețile fiind complet go-
lite.

Partea întâia a căderii se sfârșește în momentul, când o găleată încetează să primească vâna lichidă, ieșind din zona acestei vâne, ceea ce corespunde aproximativ poziției, indicate în figură, în care vâna lichidă este tangentă la peretele extern al găleții anterioare. Limita acestei părți a căderii se găsește așadar la intersecția prelungirii peretelui extern menționat, cu peretele de fund al găleții următoare.

Partea a doua a căderii este limitată la poziția, dela care lichidul începe să curgă din găleată.

Partea a treia este limitată prin poziția, la care găleata este deșertată complet, peretele extern fiind orizontal.

Restul, până la nivelul apei din aval, constituie partea ultimă a căderii.

Puterea mecanică a acestor roți cuprinde termenii, corespunzători celor trei părți active ale căderii.

$$E = Mu (a \cos \alpha - u) + Mgh^2 + \varepsilon Mg h_3$$

Rendementul lor este socotit la valoarea:

$$\eta = 0.75 \sim 0.80$$

Admisiunea apei se face printr'un canal cu stăvilar, conform figurii alăturate, canal, care se prelungește dincolo de stăvilar, printr'un scoc cu fundul de formă parabolică, până la punctul de intrare în roată. Acest punct se stabilește, la o distanță de vârful roții, egală cu circa două diviziuni ale acesteia.

Iuțea absolută de intrare a lichidului în roată este

$$a = \sqrt{2gh}$$

Iuțea de rotațiune u se admite în mod practic cu formula

$$u = 1.20 + 0.15 H$$

Construind paralelogramul iuțelilor a și u , obținem iuțea relativă b și unghiul β care dă direcția peretelui extern al găleților.

§ 56. **Condițiunile practice de aplicare a roților hidraulice.** Roțile hidraulice ordinare, acționate la partea inferioară sunt de construcție simplă și economică și convin a fi adoptate, din acest punct de vedere, pentru cazul, când se dispune de căderi mici.

Apa fiind admisă prin vană coboritoare, poate dobândi o iuțeală mare și prin aceasta roțile pot avea un debit mare.

Rendementul lor este slab.

În cazul, când este nevoie de un rendment mai bun, se recurge la roata Poncelet, care utilizează căderile mici în modul cel mai avantajos.

Roțile acționate în quadrantul inferior convin pentru debite și niveluri constante — și pentru cursuri de apă adâncă. — În special roțile Sagebien se bucură de un rendment foarte ridicat. Ele s'au întrebuițat cu succes pe râul Marna, pentru ridicarea apelor întrebuițate, la celebrele jocuri de apă dela Versailles.

Unul din inconvenientele acestor două categorii de roți hidraulice, cu acțiune cinetică, este mica viteză de rotațiune ce se poate realiza cu ele. Și aceasta din cauză, că iuțeala de admisiune a apei este produsă de o înălțime relativ mică. Un al doilea inconvenient este dificultatea de a se acomoda aceste roți cu niveluri variabile.

Spre a remedia aceste două inconveniente, este nemerit a se amenaja apa prin baraje, înainte de a fi introdusă în roată, astfel încât să se găsească în presiune suficientă ca să determine o iuțeală, sensibil mai mare, decât aceea ce s'ar obține în condițiuni ordinare.

Prin aceasta, rotațiunea făcându-se mai repede, se obține o simplificare a transmisiunilor și o micșorare a frecărilor. Totodată, se poate micșora diametrul roților și reduce costul lor de construcțiune. Infine, în aceste condițiuni, roțile se pot acomoda cu variațiunea nivelului amonte, în limite largi (0.30—0.40) și pot utiliza favorabil debitele variabile; capacitatea lor debitantă fiind mult mai mare decât în cazul ordinar. Aceasta este important în practică pentru satisfacerea uzinelor, cu rezistențe variabile.

Roțile acționate în quadrantul superior, prezintă avantajul foarte important al admisiunii lichidului prin *culise*, ceea ce le face aplicabile în cazurile când nivelul apelor din amonte este variabil.

Capacitatea debitantă a roții este destul de ridicată, până la 400 de litri pe metru curent de lărgime.

Roțile hidraulice acționate pe deasupra găsesc întrebuințare pentru căderi relativ mari între 3 și 12 metri. Când înălțimea căderii este mai mare de 12 metri se preferă turbinele.



CUPRINSUL

	Pag.
Prefață	5
MAȘINI HIDRAULICE	
Definiție. Clasificare	7

PARTEA I

TURBO-MAȘINI

Cap. I. Noțiuni generale	7
Cap. II. CĂLCULUL TURBO-MAȘINILOR	
Norme generale (A)	10
Ecuatiunile mișcării lichidului în canalele turbo-mașinii	14
Rezolvarea algebrică a problemei turbo-mașinilor	15
Procedare pentru rezolvarea ecuațiilor. Eliminarea presiunilor	17
Cap. III. TURBO-MAȘINILE RECEPTOARE SAU TURBINELE	
Generalități	19
Variatăți ale turbinelor	22
Cap. IV. Aplicațiunea turbinelor în industrie	25
Cap. V. Istoric	29
Perioada 1750—1830	29
Perioada 1830—1850	32
Perioada 1850—1880	37
Cap. VI. Calculul turbinelor	39
Cap. VII. Dispozițiuni generale de așezări și de construcție a turbinelor	46
Intocmirca canalelor turbinelor	47
Cap. VIII. Descrierea tipurilor de turbine folosite în practică	50
Cap. IX. Puterea și rendementul turbinelor	57
Cap. X. Alegerea sistemului de turbină pentru un caz dat	60
Alegerea sistemului după modul de întocmire al turbinei	61
Cap. XI. Instalațiuni generale de forță hidroauidică	68
Proiectarea unei instalațiuni generale de forță hidroauidică cu turbine	71
Cap. XII. Roțile hidroauidice lente	74

