

Acest dosar este prezentat exclusiv pentru informare.
Stimate cititor!

Daca DVS doriti sa copiat acest dosar, el urmeaza a fi inlaturat fara intirziere, imediat dupa ce ati facut cunostinta cu continutul lui.

Copiind si pastrind dosarul in cauza, DVS va asumati toata responsabilitatea in conformitate cu legislatia in vigoare.

Toate drepturile de autor asupra dosarului dat se pastreaza dupa detinatorul de drept.

Orice utilizare in scopuri comerciale sau alte scopuri, cu exceptia utilizarii in scopuri de informare prealabila este interzisa.

Publicarea acestui document nu atrage dupa sine nici un fel de cistig comercial.

Insa astfel de documente contribuie rapid la ridicarea profesionalismului si spiritualitatii cititorilor si serveste drept reclama a editiilor de hirtie a acestor documente.

TABLA DE MATERIE

	Pag.
Prefață	5
Introducere	7

PARTEA I

GENERALITĂȚI

Capitolul I. Definiția, clasificarea și domeniile de utilizare ale mașinilor hidraulice	11
1. Definiția și clasificarea mașinilor hidraulice	11
a) Clasificarea după felul fluidului	12
b) Clasificarea mașinilor hidraulice cu lichide	12
2. Domeniile de utilizare ale mașinilor hidraulice	16
a) Utilizări hidraulice	17
b) Utilizări hidromecanice	18
c) Irigații și asanări	18
d) Regularizarea râurilor și regimului debitelor	19
e) Navigația interioară	19
f) Alimentări cu apă	20
g) Diverse alte utilizări ale mașinilor hidraulice	20
 Capitolul II. Studiu sumar al dezvoltării mașinilor hidraulice.	 21
1. Epocile principale ale dezvoltării mașinilor hidraulice	21
a) În antichitate	21
b) În evul mediu	25
c) Stadiul dezvoltării pe baza hidrodinamicii științifice	27
d) Dezvoltarea mașinilor hidraulice contemporane	30
2. Privire statistică asupra dezvoltării turbinelor	37
a) Puterea pe unitate	38
b) Debite pe unitate	38
c) Căderea utilizată	38
d) Randamentul turbinelor	38
e) Greutatea unitară	39

Capitolul III. Noțiuni generale, formule și date necesare calculului și proiectării mașinilor hidraulice	40
I. Noțiuni de hidraulică în strinsă legătură cu mașinile hidraulice și echipamentele hidromecanice.	40
1. Caracteristice și proprietăți ale fluidelor	40
2. Noțiuni hidrostatice	44
3. Ecuațiile fundamentale ale hidraulicii aplicate la mașinile hidraulice	46
4. Orificii și deversoare aplicate la mașini și echipamente hidromecanice	52
5. Mișcarea permanentă prin conducte sau prin organe de mașini hidraulice.	55
6. Scurgerea permanentă prin canale	58
7. Forțe asupra corpurilor în apă	60
II. Noțiuni asupra amenajărilor hidroenergetice, necesare studiului mașinilor hidraulice	62
1. Definiții și noțiuni de bază asupra energiilor și puterilor hidraulice	62
a) Energia hidraulică	62
b) Puterea hidraulică	64
c) Puterea reală a mașinilor hidraulice.	65
. Schemele de amenajare	65
a) Schema folosirii cascadelor naturale	65
b) Schema concentrării căderilor liniare	65
c) Schema concentrării căderii prin baraj	66
d) Schema tăierii coturilor	66
e) Schema hidroelectrică simplă	66
f) Scheme complexe cu cădere unică	66
g) Scheme cu căderi diferite în aceeași centrală	66
h) Scheme de uzine cu pompare hidroenergetică	67
3. Factorii care determină energia hidraulică	68
a) Factorii puterii uzinei hidroelectrice	68
b) Debitele	69
c) Căderile	74
d) Randamentele	74
4. Captări, baraje, stăvilare și prize de apă	75
a) Digurile	76
b) Barajele de greutate	77
c) Barajele în arc	78
d) Barajele cu pile și deschideri multiple	79
e) Prizele de apă	79
f) Deversoare, sifoane și goliri de fund	80
g) Disipatoarele hidraulice	80

	Pag.
h) Alte construcții hidraulice	80
5. Canalizări și construcții speciale	80
a) Canale de aducție și de fugă	80
b) Apeducte, traversări și alte lucrări de artă	81
c) Conductele și galeriile de aducție	81
d) Conductele forțate	81
e) Castelul de echilibru	83
f) Casa vanelor	84
6. Clădirea centralei	84

PARTEA II

MOTOARE HIDRAULICE

Capitolul IV. Clasificarea motoarelor hidraulice	85
1. Clasificarea roților hidraulice	85
a) Clasificarea după poziția axului	85
b) Clasificarea după admisia apei	86
c) Clasificarea după principiul transformării energiei	86
d) Clasificarea după felul construcției	86
2. Clasificarea motoarelor hidrostatice	86
3. Clasificarea turbinelor hidraulice	87
a) Clasificarea după principiul de funcționare hidraulică	87
b) Clasificarea după admisia apei	88
c) Clasificarea după rapiditate	88
d) Clasificarea după poziția axului	91
e) Clasificarea după numărul rotoarelor	92
f) Clasificarea după construcția exterioară	93
g) Alte clasificări	95
Capitolul V. Descrierea motoarelor hidraulice	96
1. Descrierea roților hidraulice cu admisie superioară	96
a) Prototipul vechi	96
b) Roata folosită în secolul al XIX-lea	97
c) Posibilitățile de perfecționare a roții cu admisie superioară	97
2. Descrierea roților hidraulice cu admisie laterală	99
a) Roata hidraulică veche	99
b) Roțile cu admisie laterală, perfecționate	99
3. Descrierea roților hidraulice cu admisie inferioară	100

4. Roțile de curent	101
5. Motoare hidrostatice	103
a) Motorul hidrostatic cu piston cu simplu efect	104
b) Motorul hidrostatic cu cilindru oscilant	104
c) Motorul cu piston cu dublu efect	104
d) Motorul cu pistoane-lame rotative	105
6. Descrierea turbinelor de egală presiune	105
a) Prototipul turbinei de egală presiune	106
b) Prototipul turbinei cu linguri	107
c) Turbina cu linguri	107
d) Turbinele de tipul <i>G</i>	108
e) Turbina <i>P</i>	108
f) Turbina Bánki	113
7. Descrierea turbinelor cu suprapresiune centrifuge, centripete și mixte-diagonal	114
a) Prototipurile Euler și Segner	114
b) Turbina centrifugă	115
c) Turbina axială cu suprapresiune	115
d) Turbina centripetă cu suprapresiune	116
e) Turbina <i>F</i> centripetă cu contrapresiune, tipul contemporan	116
8. Descrierea turbinelor cu suprapresiune, elicoidale	131
a) Diferite tipuri elicoidale	131
b) Turbine elicoidale	132
c) Turbine <i>K</i> și <i>SK</i>	134
d) Turbina axial concentrică <i>AC</i>	151
Capitolul VI. Proiectarea roților cu apă	155
1. Roata rudimentară cu admisie superioară,	156
2. Roata hidraulică cu admisie laterală,	163
3. Roata hidraulică cu admisie inferioară,	167
4. Roata de curent rudimentară,	170
5. Roata de curent perfecționată,	172
Capitolul VII. Baza teoretică a turbinelor cu suprapresiune	175
1. Ecuații de bază provenite din hidraulică	175
a) Notății	175
b) Ecuația continuității aplicată la turbine	176
c) Ecuația Bernoulli aplicată la turbine	181
d) Cuplul și puterea hidraulică Euler, la turbine cu suprapresiune	183
e) Ecuația fundamentală a turbinelor cu suprapresiune	187
2. Rapiditatea turbinelor	188
3. Similitudinea turbinelor cu suprapresiune	191
a) Generalități	191

b) Cazul identității rapidității între turbină și model, neglijându-se variația de randament	192
c) Cazul identității rapidității, ținând seama de variația randamentului	194
d) Cazul general, când rapiditatea diferă de la model la turbină	195
e) Problema calculului randamentului turbinelor cu suprapresiune prin similitudinea cu modelul	196
4. Relații teoretice între viteze, căderi și randament	200
5. Aplicații la capitolul ecuațiilor fundamentale ale turbinelor	203
Capitolul VIII. Calculul și proiectarea turbinelor F.	217
1. Antedimensionarea gabaritelor turbinei F	217
a) Antedimensionarea după metoda similitudinii	219
b) Metoda statistică	220
c) Metoda sovietică pentru turbine F nenormalizate	223
d) Metoda topogramelor turbinelor sovietice normalizate	226
e) Metoda coeficienților de viteze	230
f) Metoda turbinelor unitare	233
g) Metoda prof. Bărglăzan	234
h) Metoda recomandată în manualul Hütte	235
i) Metoda tehnică-economică	236
j) Aplicații la capitolul VIII—1	237
2. Calculul și proiectarea rotorului turbinei F	244
a) Proiectarea profilului și fluxului prin rotor	244
b) Calculul diagramelor de viteze	257
c) Construcția și reprezentarea palelor rotorice. F	267
d) Metoda sovietică de proiectare a palelor rotorice	283
e) Calculul forțelor și momentelor necesare verificării rezistenței rotoarelor	287
f) Încărcarea axială a palei și a rotorului	292
g) Turația critică	297
3. Calculul statorului.	299
a) Proiectarea hidrodinamică și cinematică a palei statorice	304
b) Calculul forțelor hidrodinamice și momentelor în stator	308
c) Mecanismele de reglaj și calculele de rezistență	310
4. Calculul melcului	319
a) Stabilirea formei și calculele hidromecanice ale melcului metalic	320
b) Melcul de beton armat	323
c) Calculul de rezistență a melcului.	324
5. Calculul aspiratorului	326
a) Calculul aspiratoarelor	326
b) Forma aspiratoarelor	330
c) Date sovietice pentru calculul aspiratoarelor	333
6. Alte detalii constructive ale turbinelor F	335
7. Aplicații la capitolul VIII	338

Capitolul IX. Calculul și proiectarea turbinelor E și K	343
1. Antedimensionarea turbinelor E și K după diferite metode	343
a) Metoda similitudinii	344
b) Metoda statistică	344
c) Metoda sovietică pentru turbine nenormalizate	345
d) Metoda Vadot	345
e) Metoda Thomann	345
f) Metoda turbinelor E și K sovietice normalizate	345
2. Calculul și proiectarea rotorului E și K	349
a) Teoria simplificată a palelor elicoidale	349
b) Metoda sovietică pentru calculul palelor rotorice	354
c) Folosirea profilelor aerodinamice pent u pale rotorice	356
d) Planșa topografică a palei rotorice	358
3. Completări la celelalte organe, similare cu cele de la turbinele F	358
a) Satorul turbinelor E și K	358
b) Melcul turbinelor elicoidale E și K	360
c) Aspiratorul turbinelor E și K	363
d) Folosirea fenomenului ejecției pentru sporirea căderii	365
4. Calcule de rezistență și detalii constructive la turbinele E , K	367
a) Calcule de rezistență la rotor	368
b) Calcule de rezistență la alte organe	369
5. Aplicații la capitolul IX	370
Capitolul X. Calculul și proiectarea turbinelor P de egală presiune.	377
1. Teoria turbinelor P	377
a) Ecuația continuității	377
b) Ecuația Bernoulli la turbina P	378
c) Rapiditatea	379
d) Ecuația impulsului	379
e) Similitudinea la turbinele P	380
f) Diagrama vitezelor la turbinele P	381
2. Antedimensionarea turbinei P	383
a) Metoda proprie de calcul	383
b) Metoda dimensionării după literatura sovietică	384
c) Metoda similitudinii	385
3. Calculul și proiectarea rotorului P	385
a) Date din literatura sovietică privind rotorul P	386
b) Proiectarea rotorului	388
4. Calculul și proiectarea satorului P	395
a) Formele și dimensionarea satorului	395
b) Calculul forțelor pe ac	397
c) Deflectorul	401
5. Detalii constructive și calculele de rezistență ale turbinei P	402
a) Cupele turbinei P	402
b) Satorul	403
c) Alte organe ale turbinei P	405
6. Calculul turbinei B cu egală presiune	408
a) Admisia și satorul turbinei B	408
b) Rotorul turbinei B	410
7. Aplicații la capitolul X	412
Bibliografie	421
Anexe	

PARTEA I

GENERALITĂȚI

CAPITOLUL I

DEFINIȚIA, CLASIFICAREA ȘI DOMENIILE DE UTILIZARE ALE MAȘINILOR HIDRAULICE

1. DEFINIȚIA ȘI CLASIFICAREA MAȘINILOR HIDRAULICE

Mașinile hidraulice sînt mașini care transformă energia hidraulică a unui fluid în energie mecanică, energia mecanică în energie hidraulică, sau energia hidraulică tot în energie hidraulică, dar cu alte caracteristici. Fluidul care primește sau predă energia poate fi considerat — în sensul larg al definiției — fie lichid (de exemplu apa, petrolul, uleiul), fie gazos (de exemplu aerul, aburul, gazele).

În acest sens larg al definiției fluidului, mașinile din prima grupă, care primesc energia hidraulică și o transformă în energie mecanică, sînt numite „motoare hidraulice” (roți hidraulice, motoare hidrostatice, turbine hidraulice, turbine cu aburi, cu gaze, cu aer comprimat).

Mașinile din cea de a doua grupă, care transformă energia mecanică în energie hidraulică, sînt numite „generatoare hidraulice” (pompe, ventilatoare, suflante, compresoare).

Mașinile din cea de a treia grupă, numite „transformatoare hidraulice”, transformă energia hidraulică, caracterizată prin debit, cădere, tot în energie hidraulică, dar cu alte debite și căderi. În unele cazuri particulare, în cadrul acestei grupe se obțin, prin intermediul energiei hidraulice, transformări de cupluri și turații.

Grupele și categoriile de mașini hidraulice, funcționînd în condiții diferite, cu fluide lichide sau gazoase, diferă între ele

din punct de vedere constructiv, au alte denumiri, deși în esență principiile de funcționare sînt analoge.

a) *Clasificare după felul fluidului :*

După felul fluidului, mașinile hidraulice se pot clasifica, în sensul larg al definiției, în două categorii :

— categoria mașinilor hidraulice cu lichide, în primul rînd cu apă, în care se disting cele trei grupe : turbine hidraulice, pompe, transformatoare hidraulice ;

— categoria mașinilor hidraulice cu aburi și gaze, în care se disting : turbine cu aburi, turbine cu gaze, turbine aerotermodinamice, apoi ventilatoare, suflante, compresoare cu aer, cu gaze.

b) *Clasificarea mașinilor hidraulice cu lichide :*

În sensul restrîns al definiției, adică grupa mașinilor hidraulice cu lichide, în primul rînd cu apă, o clasificare justă se face după cele trei grupe care corespund diferitelor feluri de transformare energetică, menționate la începutul capitolului.

Grupa I : „Motoare hidraulice” care transformă energia hidraulică potențială și cinetică în energie mecanică, așa cum se va arăta ulterior în teoria turbinelor. Această grupă se împarte în trei clase :

Clasa a : „Roți hidraulice”, subîmpărțite în roți cu admisie superioară, cu admisie laterală, cu admisie inferioară și roți speciale. Caracteristicile principale ale acestei clase sînt : energia hidraulică se folosește sub formă preponderent potențială, de poziție, sub acțiunea cuplului rezultat din greutatea coloanei de apă care lucrează asupra roții, termenul energiei cinetice fiind neglijabil. Spre deosebire de clasa turbine, intrarea și ieșirea apei la roțile hidraulice se fac prin aceleași deschideri ale roții, deci apa nu străbate roțile ca flux hidrodinamic.

Clasa b : „Motoare hidrostactice”, asemănătoare mașinilor cu aburi cu piston, însă funcționînd cu apă sub presiune. Această grupă este subîmpărțită în motoare simple cu simplu efect, motoare simple cu dublu efect, motoare duble în paralel sau în serie, cu lamele sau pistoane rotative. Aceste mașini au fost folosite înainte de a fi perfecționate turbinele, dar acum nu mai prezintă importanță. Caracteristica motoarelor hidrostactice este aceea că folosesc energia hidraulică sub formă potențială, preponderent de presiune, față de care termenul de energie

cinetică este neglijabil de mic, de unde vine și denumirea de motor hidrostatic.

Clasa c: „Turbine hidraulice”, subîmpărțite în tipurile :

— turbine de egală presiune (denumite în trecut cu acțiune), care funcționează numai cu ajutorul energiei cinetice și cu presiune constantă în rotor, egală cu aceea atmosferică p_0 . Dintre tipurile de turbine de egală presiune, care vor fi descrise în capitolul II, se utilizează astăzi turbinele Pelton, denumite prescurtat *P*. Ele pot fi : lente, normale, rapide, simple, duble, cu unul sau cu mai multe injectoare ;

— turbine cu suprapresiune (denumite în trecut cu reacțiune), funcționează sub acțiunea energiei de presiune combinată cu o mică parte de energie cinetică. Turbinele cu suprapresiune utilizate în prezent sînt :

a) *turbinele Francis* (prescurtat *F*) și care pot fi lente, normale, rapide, simple, duble, gemene ;

b) *turbinele elicoidale* (prescurtat *E*), au pasul palelor rotorice fix, iar pasul palelor statorice reglabil ; ele sînt axiale și diagonale ;

c) *turbinele Kaplan* (prescurtat *K*), au pasul palelor statorice și rotorice reglabile ;

d) *turbinele semikaplan* (prescurtat *SK*), au pasul palelor rotorice reglabil, iar pasul palelor statorice fix.

Caracteristicile principale ale turbinelor hidraulice sînt :

— intrarea și ieșirea apei se fac prin locuri diferite; astfel că turbinele sînt străbătute de fluxul hidrodinamic ;

— utilizează energia sub formă fie cinetică, fie mixtă cinetică și de presiune (nu energia de poziție, ca la roțile hidraulice) ;

— din punct de vedere constructiv, turbinele sînt turbo-roți, cum se va arăta ulterior.

Grupa II-a : „Generatoarele hidraulice”, care transformă energia mecanică în energie hidraulică, se împart în câteva clase :

Clasa a : „Pompe cu piston” ; din această clasă fac parte pompe volumetrice de diferite tipuri : -

— cu pistoane în mișcare rectilinie alternativă și care pot fi : simple, duble, triple ;

— cu pistoane rotative ;

- cu angrenaje, cu burduf, diafragme etc. ;
- cu aripioare basculante sau culisante.

Caracteristica principală a clasei pompelor cu piston este următoarea : energia mecanică antrenează diferite mecanisme, care produc deplasarea unui volum de lichid ; energia de presiune are deci o acțiune preponderentă, iar acțiunea energiei cinetice reprezintă numai o mică fracțiune din energia totală.

Clasa b : „Pompe centrifuge ; din această clasă fac parte tipurile :

- simple ;
- cu mai multe etaje, grupate în serie sau paralel.

Caracteristicile clasei pompelor centrifuge sînt : din punct de vedere principal, energia mecanică se transformă în energie hidraulică mixtă, cinetică și de presiune, prin centrifugarea fluidului ; din punct de vedere constructiv, aceste mașini sînt turboroți străbătute de fluxul hidrodinamic. Sensul fluxului și sensul de rotație sînt inverse față de cele ale turbinelor.

Clasa c : „Pompe elicoidale” ; această clasă cuprinde următoarele tipuri : axiale cu pasul fix al palelor rotorice, elicoidale-axiale cu pasul reglabil al palelor rotorice, elicoidale-diagonale și tipuri speciale.

Caracteristica pompelor elicoidale este : energia mecanică produce rotația unui sistem de pale profilate, reduse ca număr. Ca urmare a acestei deplasări a palelor în mediul fluid, pe fiecare pală apare circulația hidrodinamică și portanța, care provoacă fluxul fluidului în sensul pompării. Din punct de vedere constructiv, această clasă face parte din categoria turboroților.

Grupa a III-a : „Transformatoare hidraulice”, care transformă energia hidraulică tot în energie hidraulică, cu alte caracteristici, folosind fie același fluid, fie fluide diferite.

Această grupă poate fi împărțită în cîteva clase principale :

Clasa a : „Mașini și aparate transformatoare hidraulice pentru pompare”, din care fac parte următoarele :

— Turbotransformatoarele hidraulice, prin combinarea într-un singur agregat a unei turbine cu o pompă centrifugă sau elicoidală, la care energia hidraulică primară este dată de o cădere mică sau mijlocie, însă cu debite mari, iar cea secundară (pomparea) corespunde unei căderi mari, însă cu debite mici.

— Injectoarele, care transformă energia hidraulică primară sub presiune mare pentru a produce la secundar pomparea unui debit mai mare la o cădere de refulare mai mică. Acest

transformator hidraulic, neavînd organe în mișcare, intră în categoria aparatelor.

— Ejectoarele, se bazează pe principiul de funcționare al injectoarelor, care folosesc însă ca energie primară energia aburului sub presiune și sînt utilizate la pomparea prin secundar a apei spre un rezervor mai înalt, sau direct în cazan. Ele lucrează frecvent ca pompe de vid

— Transformatoare cu aer comprimat și apă, folosite mai ales ca pompe de nămol, sau pentru denisiparea puțurilor.

— Transformatoare cu aburi și apă, funcționînd ca hidropulsoare.

— Transformatoare cu gaze și apă.

— Berbeci hidraulici și alte tipuri speciale.

Caracteristicile clasei a sînt diferite de la un tip la altul; principial, mașinile aparținînd acestei clase funcționează pe baza transformării energiei apei, aburului, aerului comprimat sau gazelor, în energie hidraulică pentru pompare, în genere fără a trece prin alte forme de energie.

Clasa b : „Transformatoare hidrostatice”, care se bazează pe transformarea energiei hidraulice de presiune în energie hidraulică, pentru a satisface diferite scopuri. Această clasă cuprinde :

— Servomotoarele hidraulice pentru demultiplicarea forțelor pe cale hidrostatică, pentru nevoile reguletoarelor de turbine, manevrarea vanelor, stavilelor și diferite utilizări industriale.

— Presele hidraulice, care prin intermediul presiunii în lichide (apă, ulei), transformă forțe și puteri, pentru diferite utilizări (forje, ateliere metalurgice, agricultură etc.).

— Transformatoarele de presiune, pentru demultiplicarea presiunii unui fluid, fie lichid (apă, ulei), fie lichid la primar și gazos la secundar (aer comprimat), fie invers. În anumite condiții, aceste transformatoare pot debita aer comprimat analog compresoarelor, în alte cazuri, ele servesc drept pompe de injecții cu lapte de ciment, sau silicați, pentru impermeabilizări și izolații în hidrotehnică, la foraje de petrol etc.

— Transformatoarele hidrostatice compuse din motorul hidrostatic ca primar și pompa cu piston ca secundar, utilizate numai în cazuri speciale.

Clasa c : „Transformatoare hidroenergetice” utilizate pentru acumularea energiei pe cale hidraulică prin pompare în lacuri de compensație. La această clasă, transformarea principală la primar și secundar este hidraulică, însă prin intermediul

energiei electrice. În afară de acestea, transformatoarele hidroenergetice se mai utilizează și combinate direct cu rețelele electrice și anume: transformatoarele preiau energia excedentară direct din rețea, o transformă în energie hidraulică prin pompare, o retransformă în energie electrică și o trimite din nou în rețea în orele de vîrf.

Clasa d: „Transformatoare hidraulice diverse”, servind, de obicei, drept transmisii hidraulice; din această clasă fac parte următoarele tipuri de transformatoare hidraulice:

- cuple hidraulice volumetrice și turbocuple;
- ambreiaje hidraulice;
- frîne hidraulice.

Clasa transformatoarelor hidraulice diverse au următoarele caracteristici:

— Transmiterea pe cale hidraulică a diferitelor puteri mecanice se efectuează prin combinarea în aceeași carcasă a două rotoare, unul funcționînd ca primar (pompă), iar celălalt ca secundar (rotor de turbină), agregatul fiind umplut cu apă sau ulei.

— Transformarea continuă și foarte elastică în exploatare a turației și a cuplului de la arborele primar la arborele secundar prin varierea anumitor elemente.

Dacă între primar și secundar se introduce un stator, atunci se obține o turbocuplă, iar fără stator, un ambreiaj hidraulic. Dacă secundarul unui ambreiaj se imobilizează, atunci se obține o frînă hidraulică.

2. DOMENIILE DE UTILIZARE ALE MAȘINILOR HIDRAULICE

Mașinile hidraulice de diferite categorii se utilizează în multe domenii ale amenajărilor hidrotehnice și hidroenergetice. Condițiile naturale geologice, geotehnice, topografice și hidrologice sînt foarte variate de la o lucrare la alta. De asemenea, condițiile în care se găsesc materialele de construcție, felul în care se concep și apoi se execută construcțiile hidrotehnice, cum și condițiile de exploatare sînt diferite de la un caz la altul. Astfel, se înțelege că utilizarea rațională, tehnic-economic optimă, se obține, pentru fiecare caz în parte, după studierea a numeroase variante asupra felului utilizării, a concepției și proiectării mașinilor hidraulice.

La rîndul ei, utilizarea apei este atît de multilaterală, încît se impune studiul și proiectarea a numeroase variante în ce privește posibilitatea de amenajare și de exploatare a acestor utilizări. Mai jos se arată, în rezumat, principalele utilizări ale apei cu ajutorul mașinilor hidraulice de diferite grupe, clase și tipuri.

milioane de tone de combustibili solizi, lichizi și gazoși și se ieftinește energia electrică.

Pînă în 1950, țara noastră a rămas sub media pe glob în ce privește consumul de energie electrică, iar energia produsă de uzinele hidroelectrice, constituia numai un procent neînsemnat din energia produsă de uzinele termoelectrice. În cadrul primului plan de electrificare, hidroelectrificarea a început să înregistreze importante realizări: unele uzine hidroelectrice au fost date recent în exploatare, iar altele sînt în curs de construcție.

Pentru următoarea fază de electrificare se vor construi numeroase uzine hidroelectrice de mare capacitate, ale căror echipamente hidromecanice ca: turbine, reglatoare, vane, stavile, dispozitive de automatizare etc., trebuie proiectate, construite, montate și puse în funcțiune.

b) *Utilizări hidromecanice:*

În țara noastră avem mii de mori, ferăstraie, piue, darace, șteampuri acționate de roți hidraulice rudimentare. Roțile hidraulice au un randament foarte scăzut, în general sub 40%, și necesită ca să fie, pînă la electrificarea totală, reninnoite cel puțin o dată. Ele vor trebui înlocuite în mare parte prin turbine mici, cu randamente de cel puțin 85%, iar restul prin roți hidraulice perfecționate care să asigure, la rîndul lor, randamente de aproape 80%. În consecință, trebuie proiectate, construite și montate cîteva mii de turbine mici și roți hidraulice perfecționate, în afară de programul de hidroelectrificare cu echipamente mari.

c) *Irigații și asanări:*

Pămîntul Patriei noastre este, din punct de vedere agrotehnic, foarte bun, însă climatul este arid în unele părți. Pentru a fertiliza terenurile degradate, de stepă și regiunile periodice secetoase, trebuie să se construiască o rețea vastă de irigații și cu ploaie artificială. O parte din aceste irigații se pot executa prin captări și acumulări în lacuri create de baraje, transportînd apa pe cale gravitațională spre rețeaua de irigații. În majoritatea cazurilor însă, trebuie să se recurgă la pomparea apei din rîuri și fluvii pe terasele superioare. Stațiile de pompe și echipamentele hidromecanice aferente pot fi antrenate electric, dacă se pot construi linii de transport și de distribuție de energie electrică. În multe cazuri, pentru antrenarea pompelor din stațiile destinate irigațiilor, se utilizează motoare cu ardere internă.

În anumite condiții hidrologice, topografice și geotehnice favorabile, se pot construi stații cu transformatoare hidraulice

pentru a se efectua pomparea fără energie electrică sau termică. Dintre numeroasele soluții tehnice, cea mai economică este utilizarea turbotransformatoarelor hidraulice, care sînt susceptibile de perfecționări tehnice încă nebănuite. Pentru țara noastră, studiul, proiectarea, construirea și montarea unor astfel de stații cu transformatoare hidraulice este o problemă dintre cele mai importante și urgente.

Avem însă și suprafețe întinse de terenuri joase, mlăștinoase, iar altele inundate periodic de râurile mai mari. Astfel, vaste întinderi sînt practic neproductive. Aceste zone mlăștinoase și inundabile pot fi transformate în terenuri de mare productivitate agricolă prin lucrări hidrotehnice de regularizare, prin indiguiri, desecări și drenări. Desecarea pe cale gravitațională este, în majoritatea cazurilor, fie imposibilă, fie foarte costisitoare; de aceea, se recurge la colectarea apei prin canale și drenuri de desecare și pomparea ei în râuri și lacuri. În consecință, necesitatea punerii în valoare a terenurilor mlăștinoase și a celor inundate periodic, impun instalarea a numeroase stații de pompare, cu toate echipamentele hidromecanice necesare, cum și eventuala utilizare a transformatoarelor hidraulice.

d) *Regularizarea râurilor și regimului debitelor :*

Regimul apelor este foarte variabil în timp și în spațiu. Viiturile mari produc mari stricăciuni, iar în cazuri mai rare, inundațiile au efecte chiar dezastruoase asupra albiilor râurilor asupra terenurilor învecinate, distrug șosele, căi ferate și sate. În alte anotimpuri, iarna și vara, debitele râurilor scad în timpul perioadelor secetoase. Pentru regularizarea debitelor, în vederea atenuării efectelor inundațiilor și secetelor, trebuie amenajate lacuri artificiale prin construirea barajelor. La aceste lacuri este indicat să se utilizeze energia disponibilă. De asemenea, la corecția torenților și la regularizarea râurilor se obțin, prin rectificarea traseelor și prin indiguiri sau regularizarea profilelor transversale, căderi de apă care pot fi utilizate, pentru microcentrale hidroelectrice. La asemenea lucrări își găsesc aplicație o serie de mașini și echipamente hidromecanice.

e) *Navigația interioară :*

Întrucît transporturile pe apă, sînt mult mai ieftine decît cele terestre, este necesar ca toate râurile importante să fie amenajate pentru a deveni navigabile. Dar mai trebuie construite și canale artificiale care să lege râurile între ele.

Marile centre agricole și industriale, cum și orașele mari, trebuie, de asemenea, legate prin canale navigabile pînă la

rîurile sau fluviile învecinate. Dar rîurile și canalele navigabile trebuie să aibă pante mici, în care scop se creează trepte de căderi, la care navigația se face prin ecluze.

În unele cazuri, cînd debitele disponibile sînt importante, lîngă ecluze se construiesc și centrale hidroelectrice, iar în alte cazuri, ecluzările se fac prin pomparea apei din aval spre amonte. Astfel, se vede că și în domeniul lucrărilor hidrotehnice de navigație sînt necesare mașini hidraulice și echipamente hidromecanice, porți, stavile, vane etc.

f) *Alimentări cu apă :*

Industriile au nevoie de apă industrială, iar orașele și satele de apă potabilă. Alimentarea cu apă se face după felul surselor care pot fi captate, fie prin cădere liberă, fie sub presiune naturală, fie pe cale gravitațională, fie prin pomparea apelor subterane spre rezervoare înalte. În acest scop, se utilizează fie stații de pompare electrificate, fie stații cu transformatoare hidraulice. Diferitele mașini și instalații hidraulice trebuie proiectate, construite și instalate de specialiștii noștri.

g) *Diverse alte utilizări ale mașinilor hidraulice :*

La centralele termoelectrice, sînt necesare importante instalații hidromecanice pentru captarea, transportul și pomparea apei de răcire și a apei de alimentare a cazanelor.

În industrii sînt folosite toate categoriile de mașini hidraulice, aparate și instalații hidromecanice. La mașinile-unelte sînt necesari variatorii hidraulici, la autovehicule, locomotive cu aburi sau electrice se folosesc turbocuplele, ambreiajele hidraulice și frînele hidraulice.

Adoptînd definiția mai largă a hidrauliceii aplicate și la alte fluide lichide sau gazoase, avem de a face cu numeroasele tipuri de suflante, ventilatoare, compresoare, apoi cu pompe de ulei, de nămol, pompe speciale pentru lichide chimic agresive. În tehnica mineritului, a petrolului, cum și în hidrotehnică sînt necesare presele de injecții cu lapte de ciment, presele de injecție cu silicați, cu bitumuri etc. În forje, în diferite ateliere, în industrii și agricultură se folosesc numeroase prese hidraulice. Transmisiile hidraulice, diferitele aparate hidraulice și automatizări hidromecanice își găsesc aplicații vaste în toate categoriile de industrii, fabrici și pe șantiere.

În rezumat, din cele arătate se poate reține nu numai importanța mașinilor hidraulice și a echipamentelor hidromecanice, dar și utilizarea lor multilaterală în toate domeniile folosirii apelor și în cadrul industriilor de orice fel, respectiv a șantierelor de construcție.

CAPITOLUL II

STUDIUL SUMAR AL DEZVOLTĂRII MAȘINILOR HIDRAULICE

Evoluția mașinilor hidraulice în decursul timpurilor poate fi urmărită mai exact numai începând cu secolul al XV-lea; totuși, datorită unor gravuri antice, se poate deduce că energia hidraulică a fost prima formă a energiei naturale pe care oamenii au utilizat-o, iar mașinile hidraulice au fost primele mașini care foloseau energia naturală.

Dezvoltarea utilizării mașinilor în genere, deci și a mașinilor hidraulice, nu a fost întâmplătoare, ci o urmare firească a evoluției societății. Studiul dezvoltării mașinilor hidraulice este deosebit de interesant, deoarece acestea sînt cele mai vechi mașini de forță inventate de om pentru a înlocui energia musculară cu energia naturală a apelor.

În decursul evoluției mașinilor hidraulice, de la cea mai primitivă roată pînă la turbina modernă, se pot distinge cîteva epoci principale de dezvoltare, al căror studiu, chiar sumar, arată cum au evoluat concepția, calculul, construcția și utilizarea acestor mașini.

1. EPOCILE PRINCIPALE ALE DEZVOLTĂRII MAȘINILOR HIDRAULICE

a) *In antichitate, urmele mașinilor hidraulice, constînd din roți cu apă și pompe primitive, s-au pierdut în decursul timpului. După cum arată unele scrieri vechi, în China antică erau folosite roți cu apă de tipul înfățișat în fig. 1, care reprezintă prototipul cel mai vechi de motor hidraulic. Tot în antichitate se foloseau roți învîrtite fie de sclavi, fie de vite, pentru ridicarea apei din rîuri și puțuri, pentru nevoi casnice și irigații. Acestea sînt prototipurile primitive de pompe, adică generatoare hidraulice. Apa era ridicată cu cupe cioplite din lemn sau cu*

a) *Utilizări hidroelectrice :*

Energia hidraulică reprezintă una dintre variatele aspecte ale energiei naturale de care se dispune pe glob. Ea este inepuizabilă, foarte economică, iar captarea și folosirea ei se fac pe cale hidroelectrică, în scopul electrificării, sau pe cale hidromecanică, folosind-o la mori, ferăstraie și în alte scopuri mecanice

Energia hidraulică se compune din mai multe energii parțiale :

— *energia potențială*, care constă fie din energia de poziție, fie din energia apei sub presiune ;

— *energia cinetică*, care corespunde diferitelor viteze absolute, relative sau de rotație ale apei.

— *energiile rezistențelor hidraulice.*

Asupra energiilor și puterilor hidraulice corespunzătoare, se va reveni în capitolul al III-lea, unde sînt date definiții și calculul lor.

În natură, energiile hidraulice există sub diferite forme, dintre care cele mai importante pot fi grupate astfel :

— *Energia căderilor de apă a cursurilor naturale de diferite importanțe :* pîraie, râuri, fluvii. Aceste energii apar fie sub formă de cataracte naturale concentrate, fie sub formă de căderi de apă eşalonate în lungime, care pot fi captate și utilizate, fie mixte.

— *Energia mareelor* produse de oscilația oceanelor, cu diferite amplitudini, pînă la 28 m, datorită atracției exercitate de soare și lună asupra maselor de apă. Această energie nu poate fi captată decît în anumite golfuri, amenajate corespunzător din punct de vedere hidrotehnic.

— *Energia valurilor*, compusă din energia potențială și energia cinetică a valurilor pe lacuri, mări și oceane. Captarea acestor energii se va putea face numai de-a lungul coastelor și litoralelor.

Pentru moment, numai o mică parte din prima formă a energiei hidraulice a ajuns să fie captată. Pe întregul glob sînt în exploatare hidroenergetică cîteva sute de milioane de cai putere în cîteva zeci de mii de uzine hidroelectrice, care produc energii electrice de ordinul a mai multor sute de miliarde de kilowattore anual. În fruntea țărilor care au îndeplinit vaste programe de hidroelectrificare este U.R.S.S., unde s-au construit un mare număr de amenajări hidroenergetice complexe, care servesc totodată navigației, irigațiilor și alimentărilor cu apă.

Prin amenajările hidroenergetice ale uzinelor hidroelectrice aflate în exploatare, se economisesc anual pe glob sute de

dovleci curățați de miez, legate prin frîngii în circuit închis sau fixate chiar pe roți.

Tot din gravurile antice rezultă că, cu cel puțin 3 000 ani înaintea erei noastre, se foloseau în China, India și Egipt, pro-

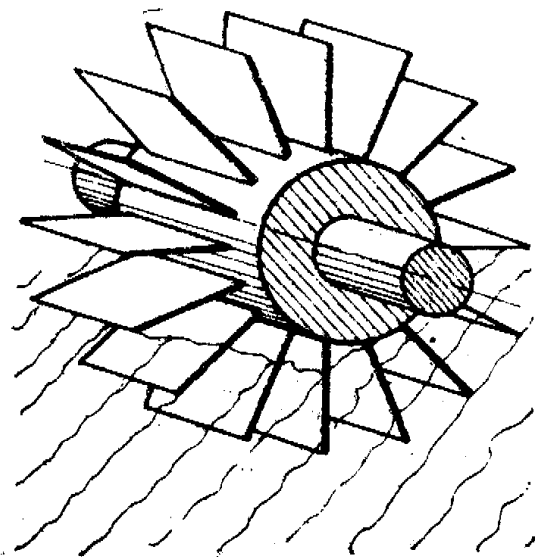


Fig. 1. Roată de curent, străveche

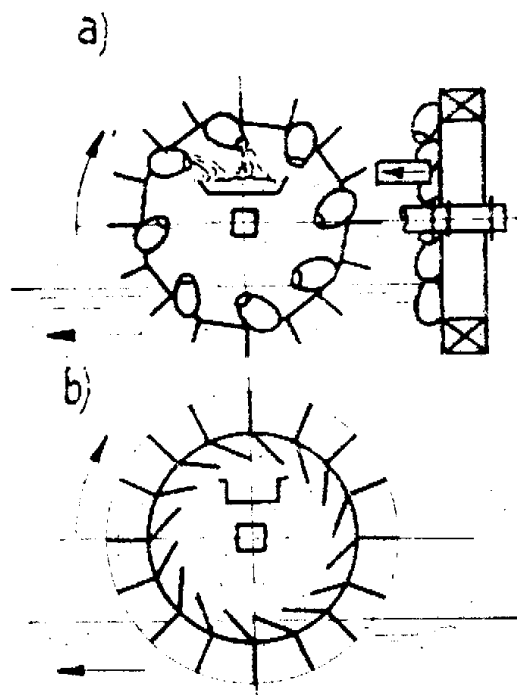


Fig. 2. Roți străvechi chinezești

totipuri de transformator hidraulic rudimentar, cum arată fig. 2. Cupele pentru pomparea apei (secundarul) erau fixate pe aceeași

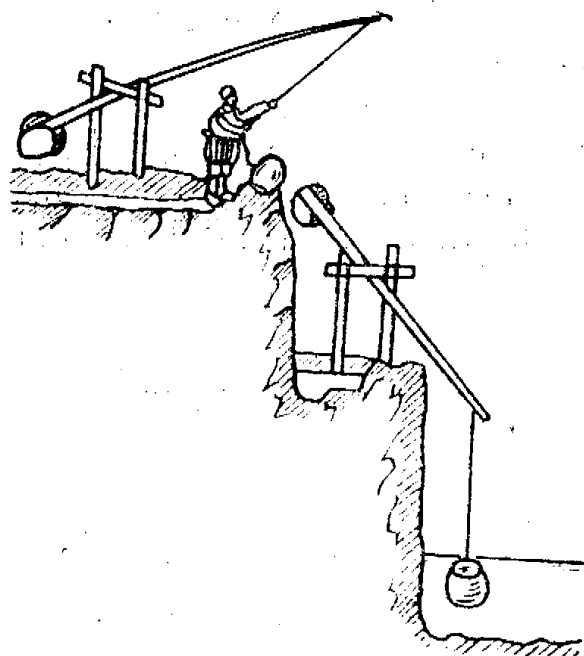


Fig. 3. „Saduf” de pe timpul faraonilor

roată cu pale plane radiale (primarul), asupra cărora se exercita acțiunea curentului de apă. Cupele legate cu frîngii de roata mișcată de palele izbite de curent urcau apa spre jghiabul superior, introdus lateral sub cupe (fig. 2, a.)

Ulterior, acest prototip de transformator hidraulic s-a perfecționat prin înlocuirea cupelor cu celule de pompare închise cu scînduri oblice și capace laterale, cum arată fig. 2, b, transformatorul fiind rotit tot de pale izbite de curentul de apă. Din acest prototip s-a dezvoltat ulterior roata timpan schițată în fig. 8, tot un transformator hidraulic, utilizat și în Asia mică și în Grecia antică.

În India, în Asia Mică și în Egipt erau folosite tot din antichitate roți de pompare cu diferite dispozitive de ridicare a apei. În papyrusuri și gravuri antice egiptene, s-au păstrat însemnări despre pompe rudimentare de tipul acelor pe care

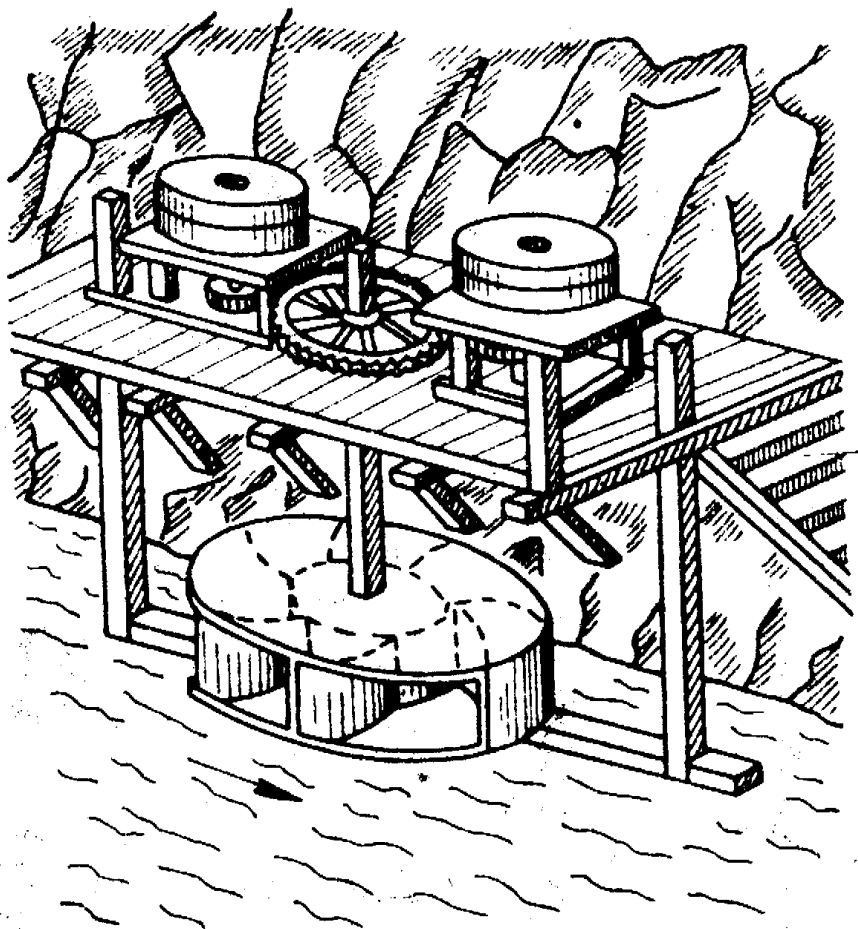


Fig. 4. Roată de curent din secolul XV

le mai întâlnim uneori și azi, cum este, de exemplu, dispozitivul numit de felahi şaduf (fig. 3). Acesta consta din înlanțuirea în serie a fântînilor cu cumpănă, care permitea ridicarea apei Nilului pe terase la diferite înălțimi, în vederea irigației, iar apa curgea de la o cumpănă la cealaltă prin șanțuri, sau era trecută în gropi etajate în serie.

În fig. 5 stînga, este reprezentată mașina de pompare rudimentară, numită sachia, utilizată în Egiptul Superior încă de pe timpul faraonilor, iar în fig. 5 dreapta, pe aceia din Egiptul Inferior, pe care o mai întâlnim și pe coasta Africii, mai ales în Tunis, sub denumirea de noria. Bivolii legați de extremitatea unei pîrghii orizontale, învîrteau un arbore vertical care, cu ajutorul unor angrenaje de lemn, antrena pompa propriu-zisă.

Pe gravuri din epoca faraonilor se văd imagini ca aceea care reprezintă sclavi stînd la marginea apei, basculînd vase legate

de frînghii și aruncînd jerbe de apă într-un șanț-rezervor mai înalt. Analog se vede așa-numitul Picotah, compus dintr-un dovleac mare și lungăreț, prins de o pîrghie, care era săltat periodic pe verticală. Felahii egipteni se mai servesc și astăzi

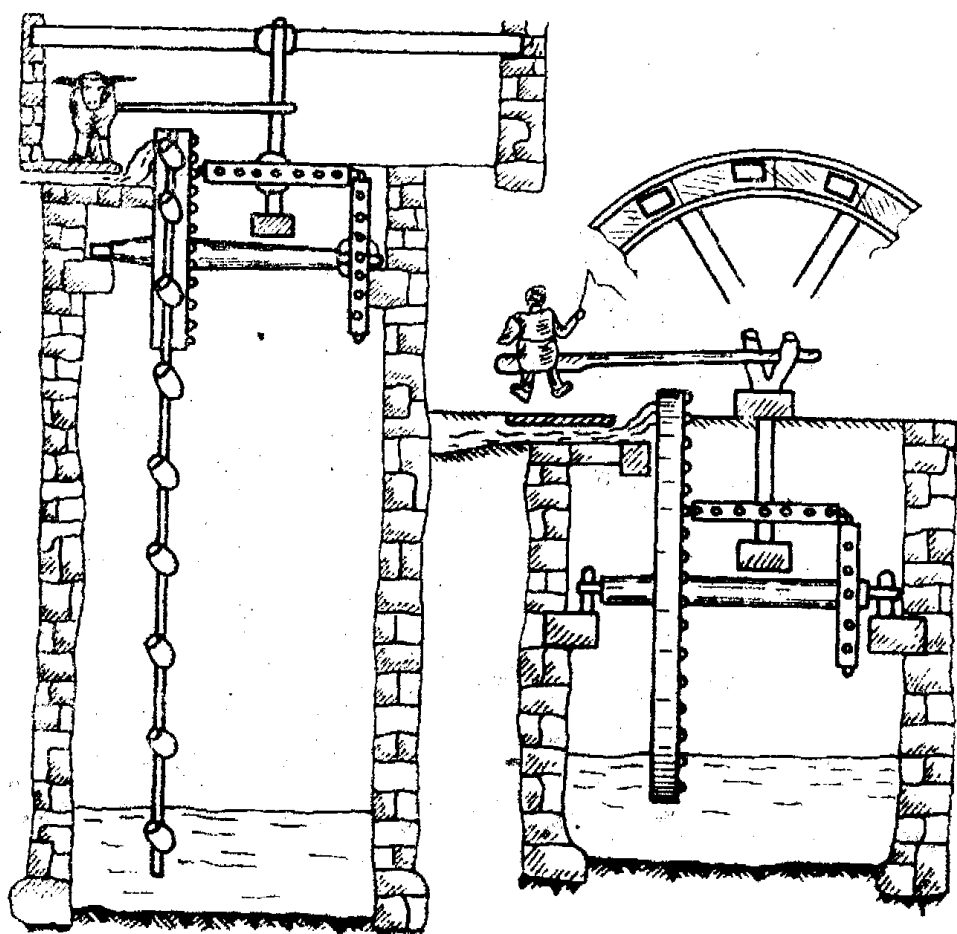


Fig. 5. „Sachie” din Egiptul superior și „Noria” din Tunis

de această pompă rudimentară, care are la orificiul de jos o piatră sferică servind drept ventil.

În Grecia antică erau utilizate multe feluri de mașini și aparate hidraulice, de felul celor descrise de Heron. O asemenea mașină este timpanul reprezentat în fig. 8, a cărei rotație era provocată de apa curgătoare care, atacînd obezile periferice, făcea să intre apa în celule cu pale curbe; acestea ridicau apa pînă la o anumită înălțime de la care era revărsată în jgheabul dispus în apropierea arborelui orizontal. Un alt exemplu îl constituie pompa lui Arhimede (fig. 9), compusă dintr-un tub oblic în care era situat un elicoid cu pas simplu sau dublu. Prin rotație, elicoidul debitează apa într-un rezervor sau jgheab situat sub extremitatea superioară a tubului. O formă mai rudimentară a acestui dispozitiv constă într-o țeavă înfășurată

elicoidal în jurul unui arbore oblic și este numită șurubul lui Arhimede.

b) *In evul mediu*, întâlnim încă roțile de curent cu randamente foarte mici, de felul celei reprezentate în fig. 6, respectiv

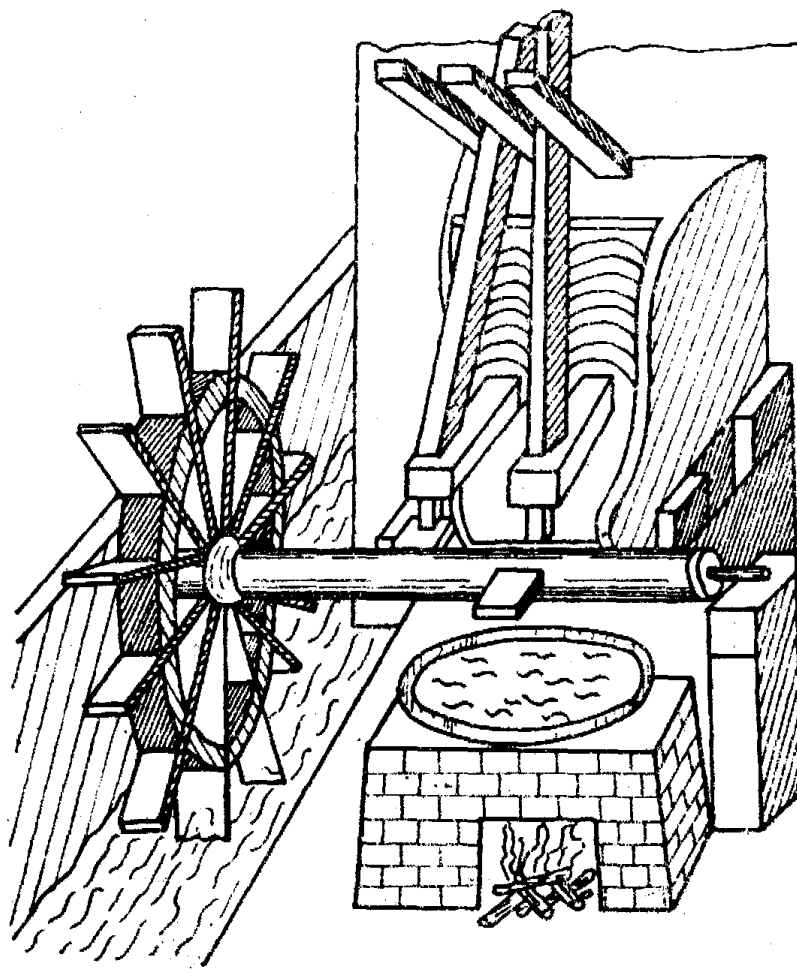


Fig. 6. Roată de curent și darac (secolul IV—XV)

al celei mai perfecționate, cu ax vertical, din fig. 4. Inovația importantă pe care o putem considera ca un salt calitativ, ca o a doua etapă de dezvoltare, o constituie trecerea de la roțile de curent antice la roți hidraulice care folosesc mai mult energia de poziție a apei și numai o mică parte de energie sub forma de energie cinetică. Aceste roți dădeau randamentul de 60% față de circa 35% al roților de curent din antichitate.

În „*Machinae novae Fausti Veranti*” din anul 1600 și „*Strada*” 1629, se găsesc multe gravuri cu roți hidraulice în felul celor schițate în fig. 7, 10, 11, 12. Multe dintre acestea datează de la romani, de exemplu, moara plutitoare pe Tibru (fig. 10) a folosit în timpul asediului Romei de către Goți.

În secolele XIV—XV au luat mare avînd în Rusia morile și fereștraiile antrenate cu roți hidraulice, iar în secolele

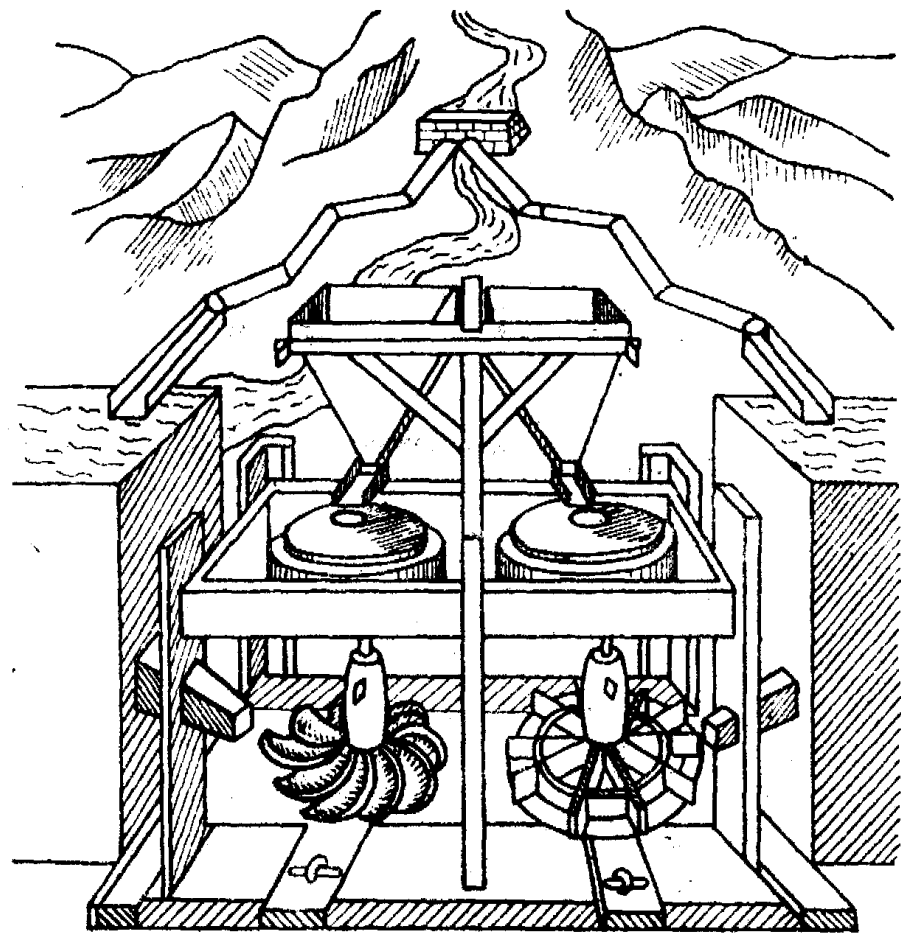


Fig. 7. Roată cu făcaie
și roată simplă (secolul
XV–XVI)

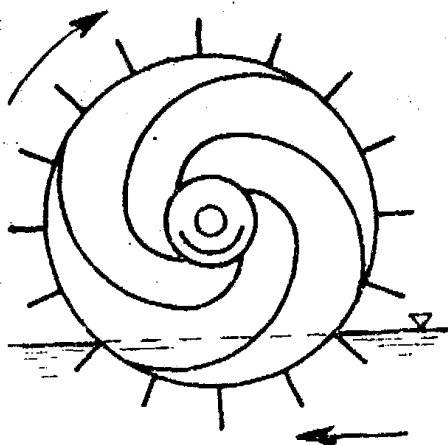


Fig. 8. Timpanul antic

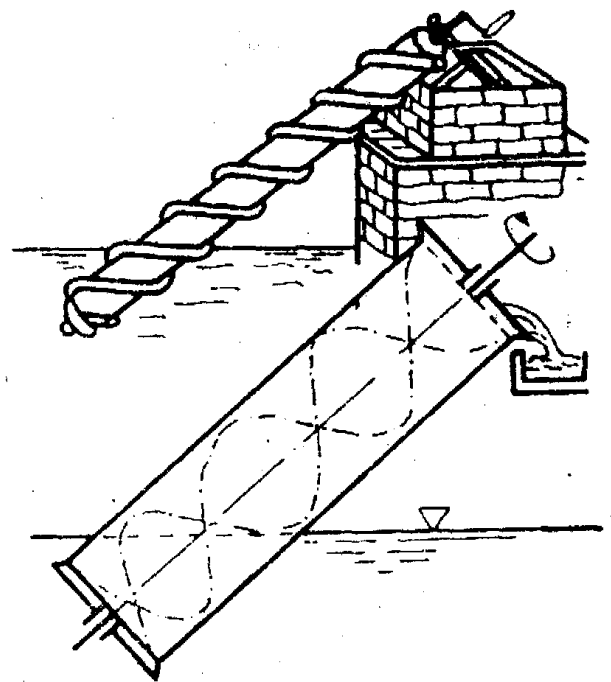


Fig. 9. Pompa lui Arhimede

XVI—XVII au fost realizate numeroase instalații hidromecanice în regiunea Moscovei.

Deosebit de interesantă este instalația reprezentată în fig. 7 (după A. A. Morozov, v. Bibl. 8), care reprezintă amenajarea unei căderi de apă din secolul al XVI-lea. În fund se vede un mic baraj cu două conducte care duc apa spre rezervoarele care alimentează două roți hidraulice de tipuri diferite. În dreapta este reprezentată roata cu acționare prin impuls cinetic pur, având pale radiale rudimentare. Roata din stînga are pale încovoiate în formă de linguri și este atacată de vîna de apă condusă prin tubul statoric. Aceasta este prima mașină hidraulică pe care o întîlnim în literatură și care poate fi considerată prototipul turbinelor cu egală presiune, fiindcă apa străbate celulele încovoiate avînd intrarea pe sus și ieșirea din rotor pe jos. Tot aceasta este prototipul de „Roată cu făcaie” care se mai poate întîlni și azi în cîteva sute de exemplare în țara noastră. În muzeul tehnic de la Mînchen este instalată o roată cu făcaie în stare de funcționare. Inscripția arată că este o „Moară veche romînească” reprezentînd prototipul cel mai vechi al grupei turbinelor hidraulice.

Fig. 11 datează aproximativ din anul 1600 și reprezintă o roată cu admisie superioară utilizată la căderi pînă la 12 m. În cazul specific reprezentat, energia hidraulică este folosită pentru a pompa apă și din figură se vede că la acea dată era cunoscută pompa cu piston. În fig. 12 este reprezentată o roată cu admisie laterală printr-un stator format de stavile culisă.

Viedemosti și Leonardo da Vinci, artiști și tehnicieni din epoca Renașterii, au proiectat și executat diferite lucrări hidrotehnice, cu ecluze de navigație și mori echipate cu roți hidraulice.

c) *Stadiul dezvoltării pe baza hidrodinamicii științifice*: Un salt calitativ deosebit de marcant în dezvoltarea mașinilor hidraulice s-a produs în urma creării bazelor hidrodinamicii științifice, mai ales de către D. Bernoulli (1730), L. Euler (1750), M. V. Lomonosov (1752), toți trei membri ai Academiei de științe ruse. Totodată, Euler a aplicat principiul reacțiunii la prima turbină cu suprapresiune, așa cum arată fig. 13, a. În această figură se vede sus rezervorul cu tuburile statorice încovoiate, iar jos, rotorul cu celule formate tot din țevi curbe în spațiu, însă invers față de cele statorice. Pe baza acestui principiu a construit Segner (1750) turbina cu suprapresiune reprezentată în fig. 13, b, folosită mult timp în hidrotehnică, care se mai folosește și astăzi la irigații și la stropitul grădinilor.

Dacă teoria și metodele de calcul au fost dezvoltate just, partea constructivă a unor asemenea turbine mici cu

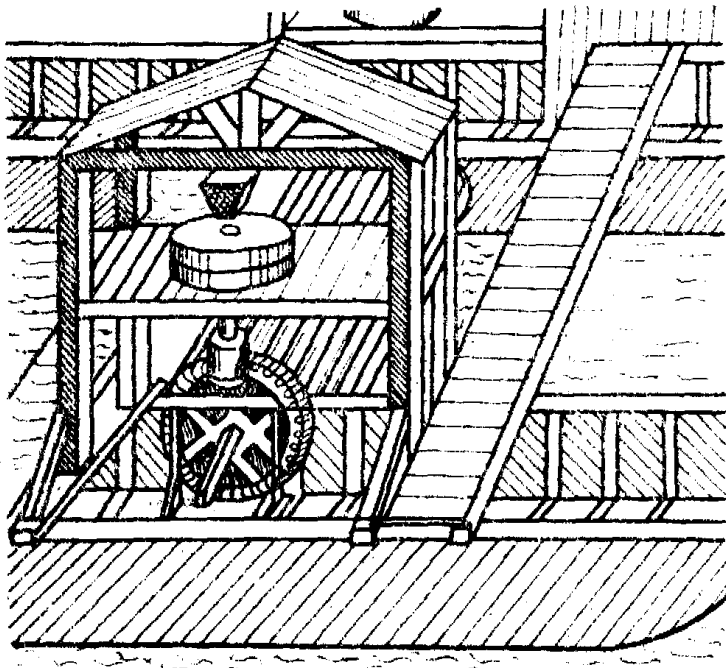


Fig. 10. Roată cu moară plutitoare
pe Tibru

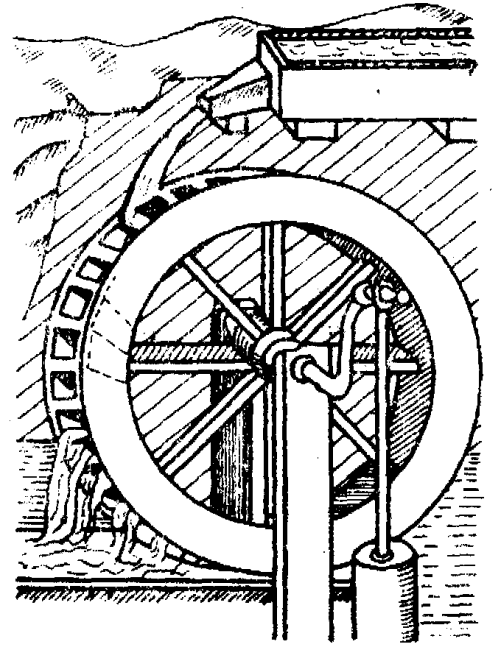


Fig. 11. Roată cu admisie
superioară (sec. XVI)

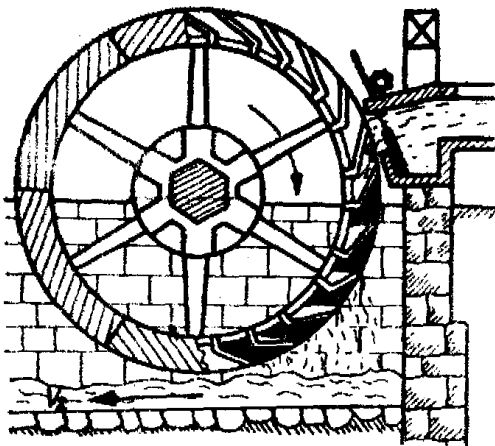


Fig. 12. Roată culisă
(sec. XVI)

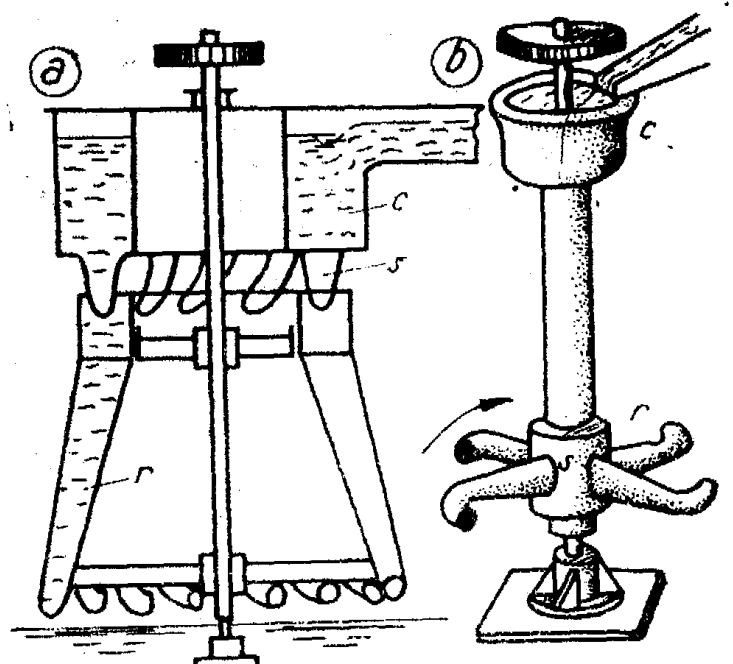


Fig. 13. Prototip de turbine
Euler și Segner

suprapresiune era rudimentară, astfel că ele nu dădeau un randament mai mare decât roțile cu admisie superioară.

De aceea, un anumit timp, a continuat construirea de roți hidraulice mai perfecționate, ale căror metode de calcul și de proiectare au fost dezvoltate la rîndul lor între anii 1766 și 1795 de savanții ruși M. V. Lomonosov și K. D. Frolov și apoi de Parent, Borda, Smeaton, Bossut, Gerstner și alții. În a doua jumătate a secolului al XVIII-lea au fost instalate 150 de uzine

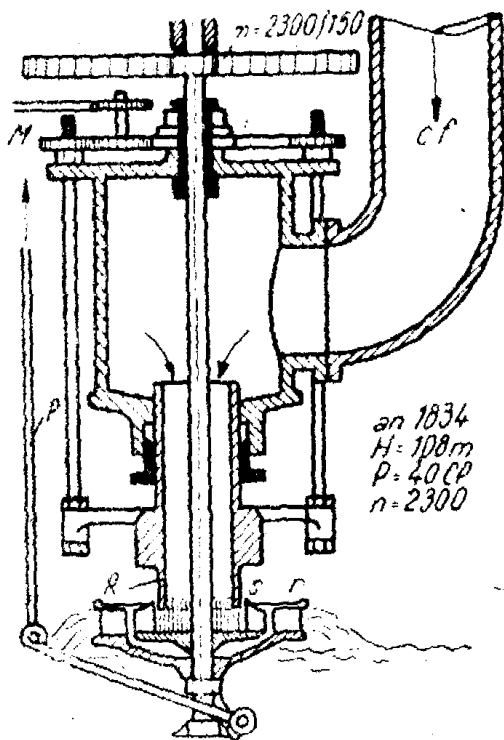


Fig. 14. Turbina Fourneyron

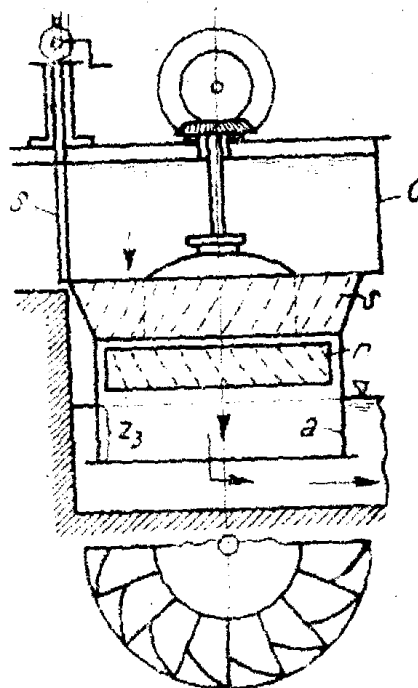


Fig. 15. Turbina axială (1837)

hidromecanice cu roți de apă uriașe, la diferitele industrii din Urali, după proiectele savantului și renumitului constructor rus K. D. Frolov.

Prin anul 1825 a apărut roata cu admisie inferioară, cu pale curbe în concordanță cu traiectoria particulelor de fluid, pentru a evita schimbările discontinue ale vectorilor de viteze în rotor.

Prima turbină centrifugă cu suprapresiune a fost proiectată de ing. Fourneyron în 1827. Fig. 14 reprezintă o asemenea turbină care avea căderea de 108 m, puterea de 40 CP, turația de 2 300 rot/min și randamentul de 75%. Această turbină, în funcțiune în anul 1834, a fost considerată la acea vreme drept o minune a tehnicii.

Destul de curînd, prin anul 1837, a fost inventată o altă turbină de tipul axial, cu suprapresiune, căreia i s-a adăugat

aspiratorul și care a fost utilizată în sute de exemplare între anii 1840 și 1890, timp în care s-au adus numeroase perfecționări tehnice.

Trebuia să fie perfecționat și un tip de turbină de egală presiune, pentru căderi de apă foarte mari, însă, cu debite

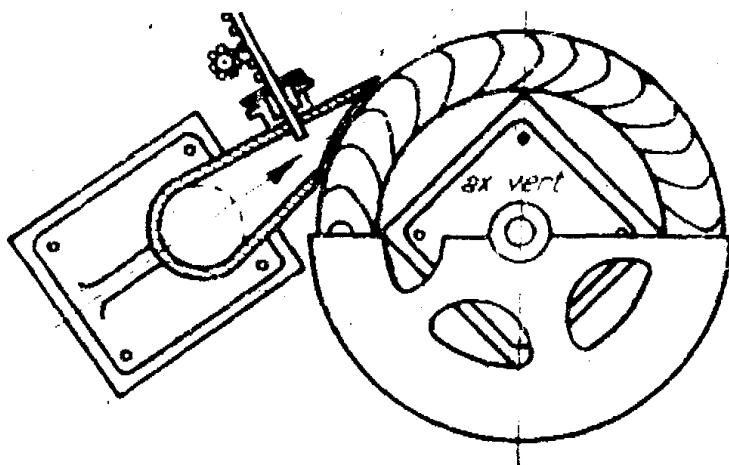


Fig. 16. Turbină tangențială (1841)

reduse și astfel, în 1841, s-a construit turbina denumită atunci cu acțiune (spre deosebire de acelea ale lui Euler și Fourneyron numite cu reacțiune, adică suprapresiune).

Reglajul admisiei, deci al puterii, se făcea întâi printr-un șubăr plan, iar mai târziu cu ajutorul

unor jaluzele prin a căror înclinare se sporea sau se reducea debitul în limitele $0...Q$.

Turbinele cu egală presiune au ajuns prin 1851 la tipul reprezentat în fig. 17, a, la care apa trecea sub mare presiune prin câteva distribuitoare antestatorice (d), care în cazul debitelor mai mari, înconjurau întreaga periferie, iar la turbine cu debite mai mici, numai o parte din periferie. Prin statorul (s) se transformă întreaga cădere în viteză, astfel încât prin rotorul (r) treceau vîele de apă cu nivel liber, aerisit, deci cu presiune constantă și egală cu aceea atmosferică.

O altă variantă este reprezentată în fig. 13, b, la care statorul injector a fost introdus în interiorul rotorului, astfel ca fluidul să atace palele rotorului aproape tangențial.

d) *Dezvoltarea mașinilor hidraulice contemporane.* Începînd cu această perioadă, aproximativ din anul 1840, se dezvoltă tipuri de turbine care, prin perfecționări ulterioare, au dus la turbinele contemporane. Dintre numeroasele tipuri de turbine se disting mai clar cele trei grupe fundamentale, contemporane și anume :

— Grupa turbinelor cu suprapresiune, centripete radial sau diagonal, folosită pentru căderi între 10 și 400 m. Prima turbină de acest tip a fost calculată și construită în 1838 de prof. Redtenbacher, care a publicat în 1844 manualul ingineresc științific „Teoria și construcția mașinilor hidraulice” 1844. Datorită precizării metodelor de calcul și de proiectare a mașinilor, ținînd

seamă de nevoile crescînde de energie mecanică necesară industriilor noi, tot mai mulți tehnicieni au început să studieze și să construiască mașini hidraulice din ce în ce mai perfecționate. S-a produs astfel saltul calitativ, care marchează această nouă etapă a dezvoltării și anume a mașinilor contemporane.

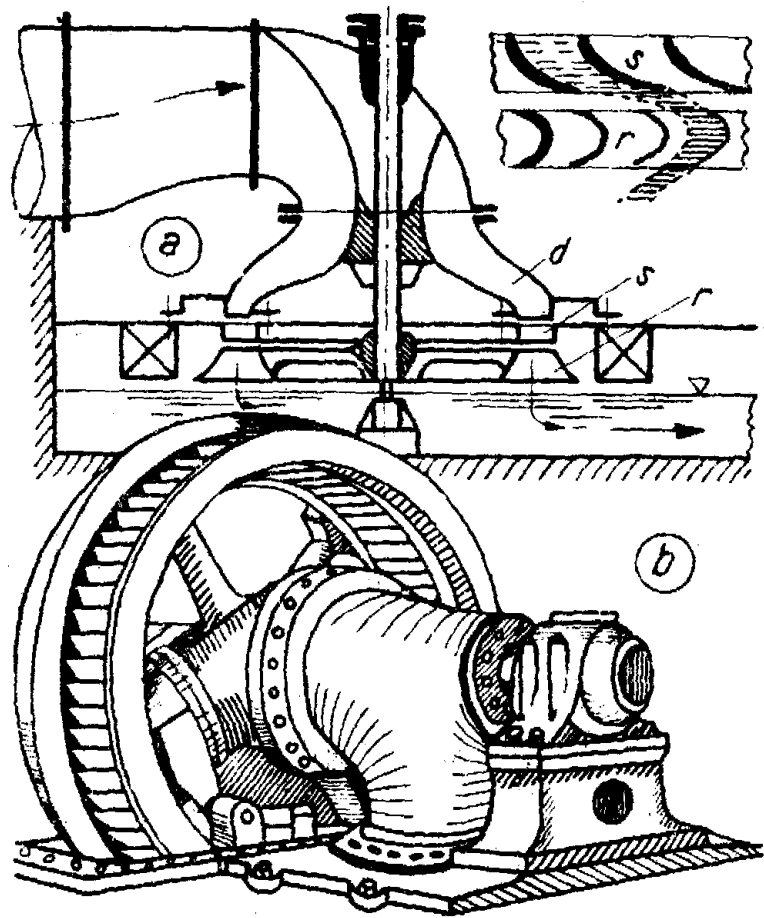


Fig. 17. Turbină cu egală presiune (acțiune) (1851)

În fig. 18 este reprezentată turbina Redtenbacher centripetă, cu suprapresiune (cu reacțiune), la care se pot distinge următoarele organe principale: camera superioară deschisă (*d*), în care apa se admite la căderi mici printr-o stavilă, apoi turbina cu ax vertical cu statorul *s*, constituit din pale statorice (*s*) formînd celule curbe. Rotorul (*r*), plasat concentric, în interiorul statorului, are pale curbate în sens invers cu sensul palelor statorice, corespunzător traiectoriilor scurgerilor absolute și relative prin turbină. Trecerea de la rotor la aspiratorul (*a*) se face prin corpul de revoluție (*t*) și viteza apei scade succesiv în aspirator, astfel că se recuperează o bună parte din energia de ieșire a rotorului. Evacuarea din aspirator se face radial. Debitul turbinei se reglează prin vana (*v*), dispusă concentric în jurul deschiderii de evacuare. Se recunoaște că această turbină este

prototipul actualei microturbine de tipul *F* cu suprapresiune în cameră deschisă.

Ulterior, în anul 1848, prof. Francis a conceput o turbină centripetă similară, cum arată fig. 19, care nu avea aspirator,

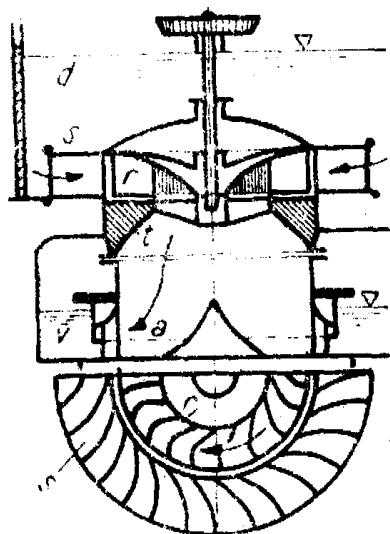


Fig. 18. Turbina Redtenbacher (1838)

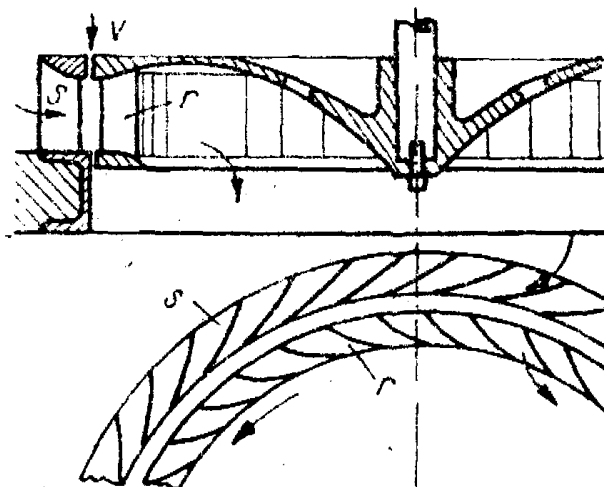


Fig. 19. Prototipul turbinei Francis (1848)

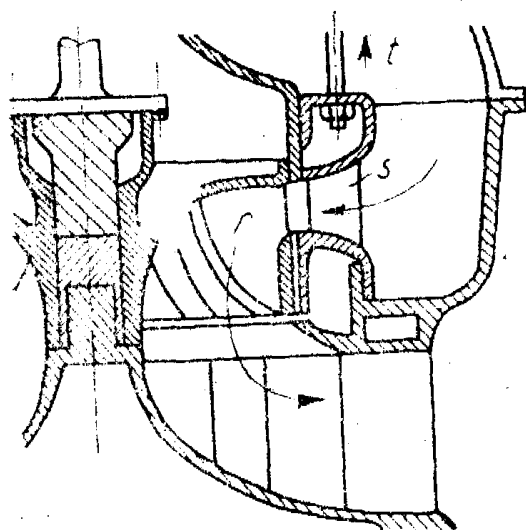


Fig. 20. Turbina centripetă (1872)

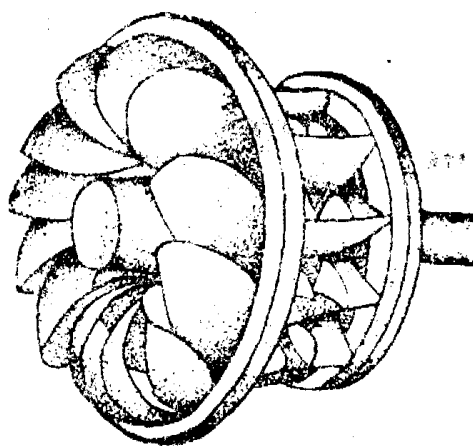


Fig. 21. Turbina rapidă

cu vana cilindrică (*v*) de reglare a debitului introdusă între statorul (*s*) și rotorul (*r*).

Constructorii de turbine au trecut în anii 1870—1880 de la rotorul pur centripet la cel diagonal mixt cum arată un exemplar reprezentat în fig. 20. Reglajul se făcea prin ridicarea parțială a statorului (*s*), cu ajutorul tijelor (*t*), iar evacuarea apei, prin aspiratorul centrifug. Aceste turbine au dat randamente în jurul

80% și au deschis drumul construcțiilor de turbine de mare turanție folosind la căderi mai mici, debite mari.

Drumul acesta a fost urmat de mulți constructori de mașini, care au dezvoltat tipuri de turbine din ce în ce mai rapide, cum este, de exemplu, cea reprezentată în fig. 21.

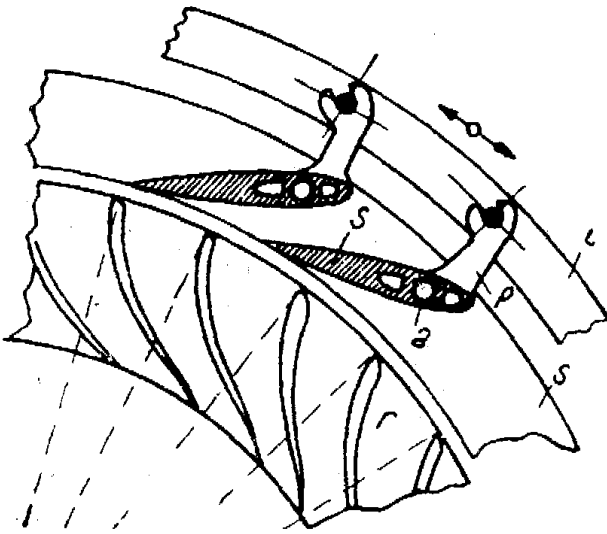


Fig. 22. Satorul turbinei (1877)

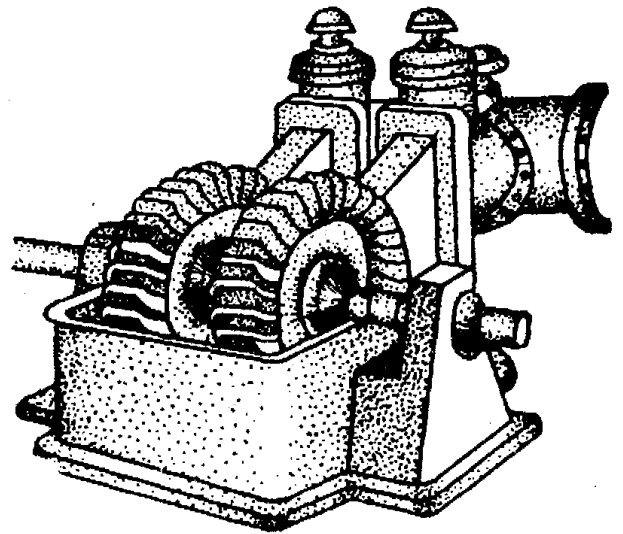


Fig. 23. Turbină cu linguri (1875)

În anul 1877 a apărut reglajul prin pale statorice, mobile, conform fig. 22, construcție care a dus la satorul contemporan. Fiecare pală statorică (*s*) putea fi basculată în jurul axului (*a*) prin comanda unei pîrghii (*p*) cu ajutorul unui inel de reglaj comun (*i*). Astfel, răsucind inelul cu cîteva grade, toate palele se răsuceau cu un unghi bine determinat, îngustînd celulele scurgerii prin sator, pînă la închiderea totală.

Cu timpul, acestui sistem i s-au adus numeroase perfecționări, dar principiul de funcționare a rămas același pînă în prezent.

Turbinele contemporane cu suprapresiune, denumite prescurtat turbinele *F*, au luat un mare avînt, după introducerea electrificării și s-au perfecționat în așa măsură, încît s-a atins în prezent, la sarcina optimă, un randament al turbinei de peste 93% (v. Kovalev, Bibl. 3).

— Grupa turbinelor de egală presiune (cu acțiune), reprezentată anterior prin turbinele cu linguri, trebuia să sufere și ea numeroase perfecționări, deoarece se impunea tot mai mult folosirea pe scară largă și a căderilor foarte mari, însă cu debite mai mici.

Inginerul Pelton, pornind, în 1880, de la turbina cu linguri, a dat acestora o formă de cupă sau de scoică dublă, cu tăiș

mijlociu, iar statorului i-a dat forma de injector cilindric circular, cum arată fig. 24. Acesta este prototipul turbinei de egală presiune contemporane, denumită prescurtat turbina *P*, care atinge în prezent randamente optime în jurul a 90%.

Mult mai târziu, prof. D. Bánki (Budapesta 1916), a proiectat și construit un alt tip de turbină de egală presiune, prin perfecționarea roții hidraulice, căreia i-a adus modificări în sensul că rotorul este străbătut de fluxul fluidului (condiția de transformare a roții în turbină) care atacă palele rotorice de două ori. Statorul era analog celui folosit anterior la turbinele cu linguri.

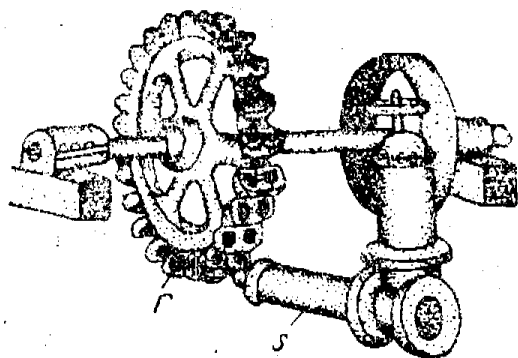


Fig. 24. Prototipul Pelton (1880)

— Grupa turbinelor elicoidale s-a dezvoltat în ultimele trei decenii, o dată cu construirea uzinelor de tip fluvial, care prelucrează debite foarte mari, la căderi mai mici.

Turbina din grupa întâi, s-a dezvoltat nu numai în sensul utilizărilor căderilor mari, pînă la 400 m, dar și a celor mici de cîtiva metri. În ultimul caz, turația specifică $n_s = n P^{1/2} H^{-5/4}$ (cum se va demonstra ulterior), atingea valori maxime 450 la

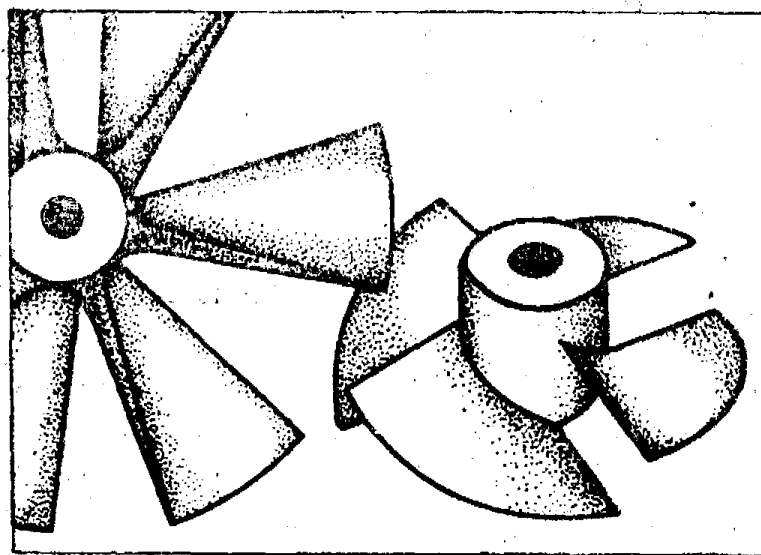


Fig. 25. Primele rotoare Kaplan (1912)

500. Rotorul obținea diametrul de intrare tot mai mic față de diametrul de ieșire crescător, iar înălțimea rotorului și a statorului creștea o dată cu n_s . Totodată, crescînd n_s , s-a trecut la turbine duble, gemene, triple sau chiar multiple, care dădeau randamente medii, erau foarte costisitoare și greu de fabricat.

Profesorul Kaplan (Brno 1912) a inventat un tip cu totul nou, la care turbina avea rotorul cu scurgere pur axială, cu pale elicoidale profilate hidrodinamic, puține ca număr și asemănătoare elicelor (fig. 25). Ca experimentator neobosit, el a încercat în laborator sute de machete de forme diferite și cu pale de toate fehurile, dintre care câteva sînt reprezentate în fig. 26. De ase-

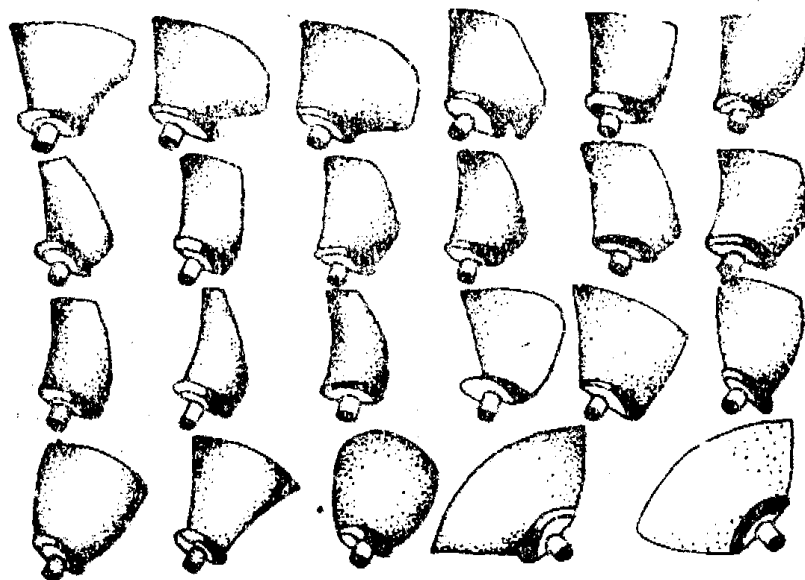


Fig. 26. Pale experimentate de prof. Kaplan

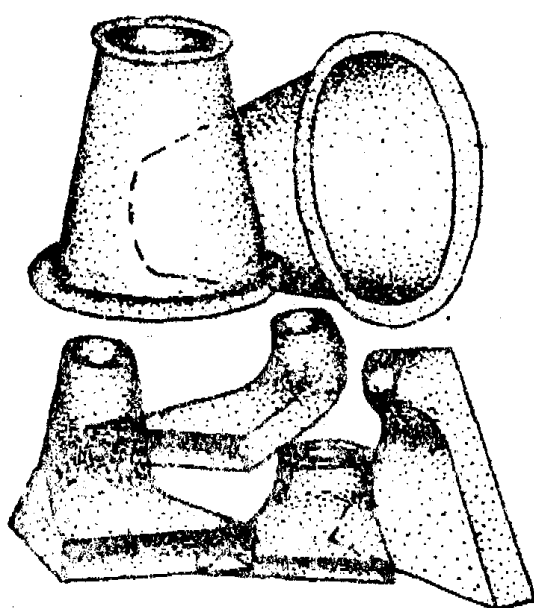


Fig. 27. Aspiratoare încercate

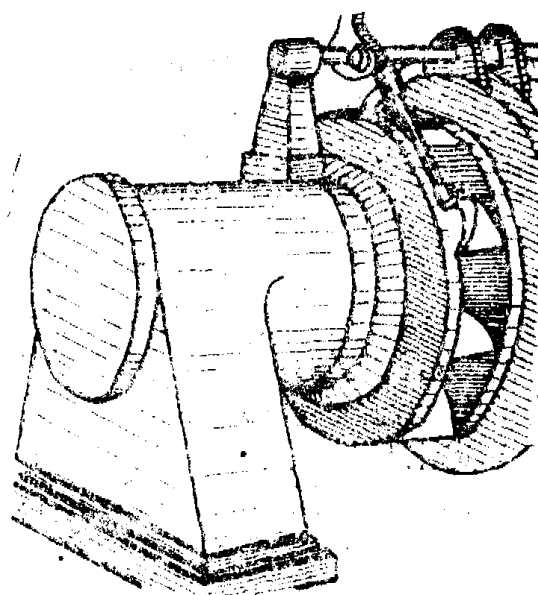


Fig. 28. Prima turbină K-industrial (1919)

menea, recunoscînd rolul important al aspiratorului la turbinele elicoidale foarte rapide, a încercat aspiratoare difuzoare drepte și cotite, cum se exemplifică în fig. 27. În 1919 a fost pusă în exploatare prima turbină elicoidală industrială, avînd axul

orizontal și aspiratorul hidrodinamic cotit brusc (fig. 28), caracterizată prin :

— numărul foarte redus al palelor rotorului (2—6), astfel încît să nu se acopere una pe alta. Folosind concepția modernă a circulației și portanței din aerodinamică, după lucrările lui Jukovski, Kaplan a reușit să reducă foarte mult pierderile de sarcină hidraulice ;

— atît palele statorului, cît și cele ale rotorului sînt cu pasul

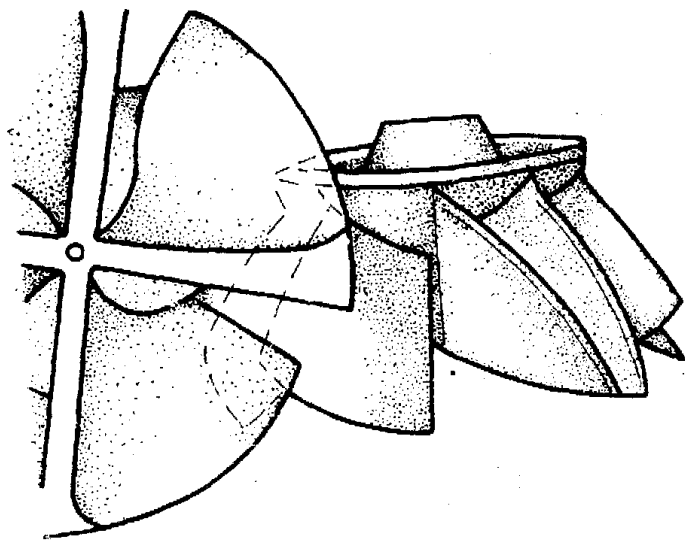


Fig. 29. Rotoare Lavăce (1916)

mobil, deci cu dublu reglaj. În acest fel s-a obținut adaptarea unghiului de admisie în stator α și al aceluia al palelor rotative β , astfel încît se sincronizează $\beta = f(\alpha)$ corespunzător poziției optime la fiecare sarcină, debit și cădere, variabile în exploatare. Astfel s-a obținut o curbă foarte plată a randamentului în funcție de sarcină ;

— profilul palelor statorului și rotorului sînt profile hidrodinamice, determinate astfel încît să dea un maxim de portanță și un minim de rezistență la înaintare, într-un mod asemănător celui obținut la aripile sau elicele de avion.

În acest fel, trecînd ulterior prin multe perfecționări tehnice, s-au dezvoltat turbinele elicoidale contemporane cu mai multe tipuri, denumite în acest manual turbinele *E*, *K*, *SK*, *AC*, care dau randamente optime de ordinul 91% și acoperă domeniul turației specifice (rapidității) $n_s = 300 \dots 1400$.

Turbinele Kaplan (*K*) cu dublu reglaj sînt foarte bune calitativ, dau randamente bune, se adaptează elastic la variațiile de debite, căderi și turații, dar sînt constructiv complicate și costisitoare.

De aceea, s-au perfecționat și turbinele elicoidale (*E*) simple, cu reglarea numai a palelor statorului, ca de exemplu, aceea construită încă în anul 1916 de către prof. Lavačec (fig. 29), al cărei randament atingea pe acela al turbinei *K* numai la o anumită sarcină optimă, dar la alte sarcini scădea rapid. Turbinele *E* sînt, în schimb, mai simple constructiv și mai ieftine decît turbinele *K*.

Tipurile speciale ca turbinele *SK* sau *AC*; au fost perfecționate mai recent și vor fi descrise în alt capitol.

Considerând perfecționarea pompelor de la cele mai rudimentare forme din antichitate și cele din evul mediu, menționate anterior, la pompele contemporane se constată că pompele cu piston contemporane s-au dezvoltat după 1800, bazate pe succesele tehnice dobândite de mașinile cu aburi. Pompele centrifuge au apărut târziu, prin 1890, după ce turbinele *F* centripate au ajuns într-un stadiu mai înaintat, permițând utilizarea lor, iar pompele elicoidale cu înălțimi de refulare mici și debite mari s-au construit abia în ultimele două decenii.

2. PRIVIRE STATISTICĂ ASUPRA DEZVOLTĂRII TURBINELOR

Pe cale statistică și sinoptică putem obține o imagine clară asupra felului în care s-au dezvoltat turbinele hidraulice contemporane. În fig. 30 se arată ca exemplu o diagramă a dezvoltării

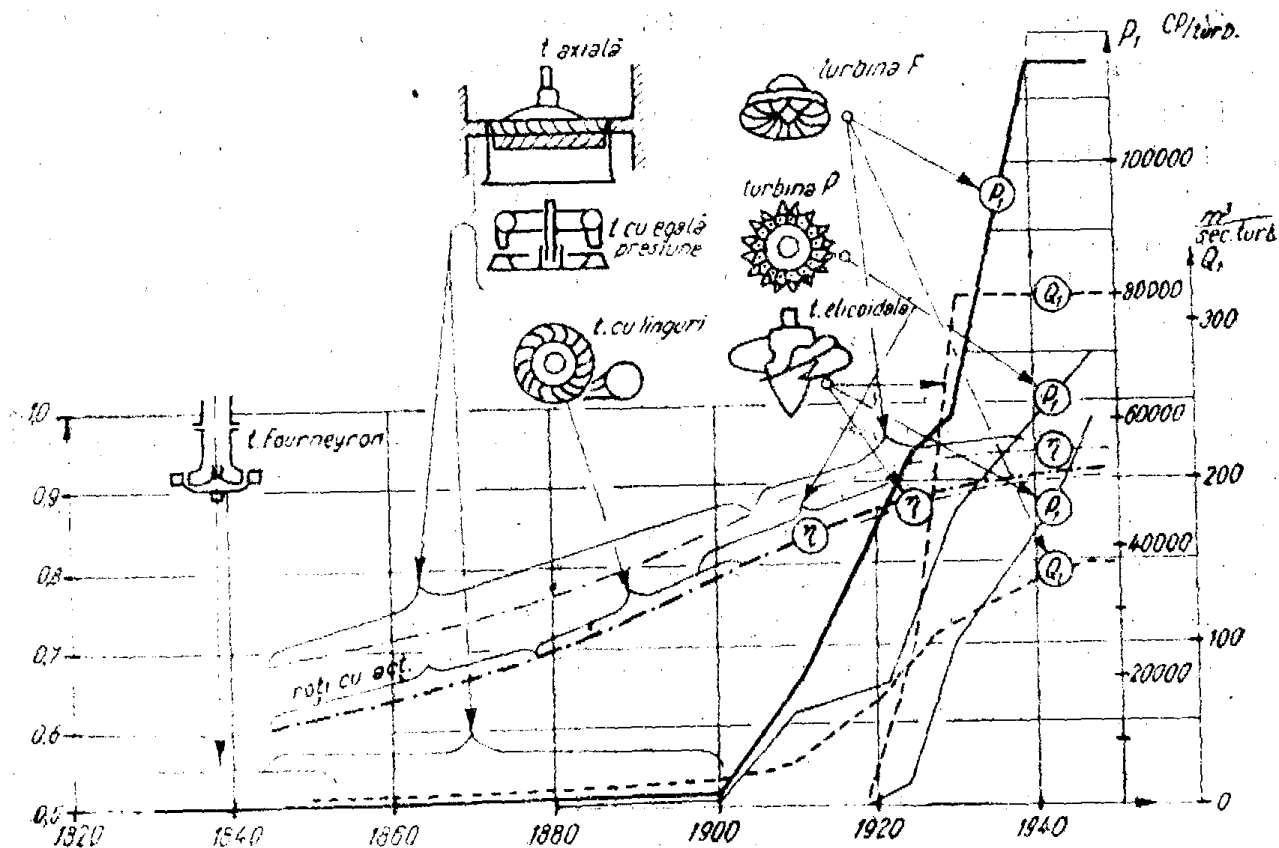


Fig. 30. Dezvoltarea turbinelor

tării unor valori caracteristice ale turbinelor, ca: puterea unitară P_1 (CP/turbină), debitul absorbit de turbină Q (m^3/s turb) și randamentul optim η atins la diferite epoci pentru tipurile mai importante.

a) *Puterea pe unitate.* Turbina cu suprapresiune axială reprezentată în fig. 15, abia a trecut de la $P_1 = 300$ CP/unitate în anul 1870, la $P_1 = 600$ CP/unitate în 1890 și la $P_1 = 1\,500$ CP/unitate în 1900. În același timp (1875—1900), turbina de egală presiune, reprezentată în fig. 17, a trecut aproape similar de la 600 la 1 500 CP/unitate. Turbina P cu cupe a atins în anii 1890, 1900, 1910 și 1940 puterile unitare corespunzătoare $P_1 = 200, 700, 15\,000, 60\,000$ CP/unitate.

Turbina F centripetă, care atingea în 1900 puterea $P_1 = 400$ CP/unitate, a ajuns, în anul 1925, la $P_1 = 50\,000$ CP/unitate și în 1938, la $P_1 = 115\,000$ CP/unitate. Turbinele elicoidale au ajuns în 20 ani la puteri unitare $P_1 = 40\,000$ CP/unitate.

Creșterea puterii pe unitate nu se oprește însă la aceste cifre, deoarece în uzinele hidroelectrice mai noi, mai ales în cele din U.R.S.S., pe Volga, Kama, Enisei, Angara se instalează turbine cu puteri unitare mult mai mari.

b) *Debite pe unitate.* Debitele consumate de fiecare turbină au crescut de la circa $Q_1 = 10$ m³/s pe unitate din anul 1900, la $Q_1 = 320$ m³/s în anul 1938 la turbinele de tip elicoidal. În același timp, turbinele F au crescut la $Q_1 = 150$ m³/s pe unitate, deci mai puțin, deși puterea unitară a crescut mai mult decât dublu față de turbinele elicoidale, însă această creștere se datora majorării căderii utilizate. Cele mai mari debite unitare le au în prezent turbinele care se montează în uzinele hidroelectrice fluviale din U.R.S.S., care depășesc $Q_1 = 500$ m³/s pe unitate.

c) *Căderea utilizată variază foarte mult cu tipul turbinei.* Azi există în exploatare uzine cu căderi H de peste 2 000 m la turbine P . Cele mai mari căderi utilizate de turbinele F nu depășesc $H = 400$ m (ca noi avem deocamdată turbine F pentru $H = 355$ m la una dintre uzinele în curs de construcție). La turbinele elicoidale se utilizează căderi de la cele mai mici, de aproximativ 1 m, pînă la 50 m și este în curs de proiectare o turbină elicoidală tip K pentru $H = 60$ m.

d) *Randamentul turbinelor.* Randamentul total al turbinelor, cuprinzînd randamentul hidraulic și randamentul mecanic, socotit pînă la cupla turbinei, a crescut cu timpul la diferitele tipuri de turbină. Prin anii 1840—1850, turbinele cu suprapresiune și cele de egală presiune cu linguri atingeau randamentul de 65% și numai excepțional, 69%, pentru ca în preajma anului 1900 să se perfecționeze astfel că depășeau 80%.

Turbinele F , care în 1906 aveau randamentul de circa 80%, au atins în prezent 93% la sarcina optimă (noile turbine F de puteri foarte mari construite în U.R.S.S.). La turbinele eli-

elicoidale, în special de tipul K , randamentul a crescut de la 80 % cît atingeau în anul 1918, la 91 % cît este în prezent, așa cum se utilizează în U.R.S.S. turbine K cu gabarite și puteri unitare foarte mari.

Turbinele P cu cupe, care în anul 1880, dădeau 65 %, au atins, la construcțiile contemporane, randamente optime de peste 90 %.

e) Greutatea unitară G (kg/CP) a turbinelor este în funcție de mai multe caracteristici, dintre care cele mai importante sînt căderile, debitele, turațiile, dar, mai ales, rapiditatea n , care se va defini ulterior. Turbina veche cu suprapresiune reprezentată în fig. 15, care, la 20 m cădere, necesita greutatea unitară $G = 150$ kg/CP, a fost înlocuită cu turbina F , care, la aceeași cădere, necesita numai 13 kg/CP, iar la căderi peste 50 m, turbina F scade la 6 kg/CP.

La căderi foarte mari, turbina de egală presiune de tipul P este și mai ușoară, aproximativ $G = 3$ kg/CP. Cum costul turbinei este între altele influențat direct de greutatea unitară, este evident că prin tipurile contemporane, perfecționate din ce în ce mai mult și folosind rapidității n , crescînde, s-a ajuns la o diminuare esențială a prețului de cost.

În ce privește proporția în care se utilizează turbinele contemporane pe întregul glob, se pot arăta procentele de utilizare a celor trei grupe fundamentale, raportate la puterea totală instalată, astfel: turbinele P cu 31 %, turbinele F cu 53 % și turbinele elicoidale (toate subtipurile E , K , SK) cu 16 % din totalul puterii instalate.

CAPITOLUL III

NOȚIUNI GENERALE, FORMULE ȘI DATE NECESARE CALCULULUI ȘI PROIECTĂRII MAȘINILOR HIDRAULICE

Pentru a se putea trece la calculul și proiectarea turbinelor, pompelor și transformatoarelor hidraulice, trebuie să se recapituleze pe de o parte noțiunile de bază și legile fundamentale ale hidraulicii aplicate la mașinile hidraulice, pe de altă parte noțiunile de amenajări hidroenergetice de ale căror forme și caracteristici depind turbinele și pompele.

I. Noțiuni de hidraulică în strînsă legătură cu mașinile hidraulice și echipamentele hidromecanice

1. CARACTERISTICE ȘI PROPRIETĂȚI ALE FLUIDELOR

Greutatea specifică $\gamma = \frac{G}{V}$ (kg/m^3) și densitatea $\rho = \frac{M}{V}$ ($\text{kg s}^2 \text{m}^{-4}$) sînt legate între ele prin relația

$$\gamma = g \rho \quad (1)$$

cum arată tabela 1.

Tensiunea superficială este exprimată prin $\tau = \frac{T}{l}$ (g/cm) și are valorile alăturate

{	apă cu aer	$\tau = 0,0770$	(g/cm)
	mercur cu aer	$\tau = 0,4700$	„
	alcool cu aer	$\tau = 0,0258$	„
	alcool cu apă	$\tau = 0,0023$	„

Greutatea specifică γ (kg/m^3) și densitatea $\rho = \gamma/g$ ($\text{kg s}^2\text{m}^{-4}$) pentru apă și aer

temperatura t ($^{\circ}\text{C}$)			-10	0	10	20	40	60	80	100
$p = 760$ mm Hg	apă	γ	—	1 000	999,7	998	992	983	972	958
		ρ	—	101,9	101,8	101,7	101,1	100,2	99,1	97,8
	aer	γ	1,34	1,29	1,24	1,20	1,12	1,06	0,99	0,94
		ρ	0,137	0,132	0,127	0,123	0,114	0,108	0,101	0,096

Presiunea capilară se calculează după razele de curbură, cu ajutorul formulei

$$p_c = \tau \left(\pm \frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2} \right) \text{ g/cm}^2. \quad (2)$$

Viscozitatea rezultă din forța rezistențelor hidraulice

$$T = \eta S \frac{dv}{dn}. \quad (3)$$

Ea poate fi :

viscozitatea absolută (dinamică) :

$$\eta = \frac{T}{S} \frac{dn}{dv} \text{ (kg s m}^{-2}\text{)} \quad (4)$$

și viscozitatea cinematică

$$\nu = \eta/\rho \text{ (m}^2 \text{s}^{-1}\text{)}. \quad (4')$$

Tabela 2

Viscozitatea cinematică la apă și aer

temperatura t ($^{\circ}\text{C}$) la 760 mm Hg			-10	0	10	20	40	60	80	100
6 $10^6 \nu$ (m^2/s)	apă	—	1,79	1,31	1,01	0,654	0,478	0,366	0,295	
	aer	12,1	13,0	13,9	14,9	17,0	19,2	21,7	24,5	

La alte suprapresiuni p_s (kg/cm²) viscozitatea apei este dată de formula (5) :

$$\eta = \eta_0 (1 - 0,00017 p_s). \quad (5)$$

Vaporizarea apei are loc la diferite presiuni p_v , în funcție de temperatura t °C, după cum reiese din tabela 3.

Tabela 3

Presiunea de vaporizare a apei la diferite temperaturi

t °C	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18
$10^3 p_v$ (at)	6,23	7,19	8,30	9,53	10,93	12,51	14,29	16,28	18,52	21,03
t °C	20	22	24	26	28	30	40	60	80	100
$10^3 p_r$ (at)	23,83	26,94	30,41	32,29	38,53	43,25	75,20	203,1	482,2	1033

Cavitația în lichid se produce când viteza crește peste valoarea critică la care lichidul se vaporizează :

$$v_c = \sqrt{2g \left(\frac{p_0 - p_v}{\gamma} - h_r \right)}. \quad (6)$$

Cavitația produce coroziuni rapide (mai ales la oțel), cum și vibrații ale turbinelor sau pompelor, însoțite de o scădere a randamentului acestora.

Absorbția de gaze : la creșterea presiunii, lichidul absoarbe, iar la scăderea presiunii, acesta degajă gaze (legile Dalton, Bunsen), de exemplu, 1 m³ apă absoarbe la p_0 atmosferic volumele de aer după tabela 4.

Tabela 4

Aer absorbit de 1 m³ apă la diferite temperaturi t °(C)

t	0	10	20	30	100
v (aer m ³)	0,0292	0,0228	0,0187	0,0156	0,0110

Compresibilitatea, definită prin coeficientul de compresibilitate α , se exprimă sub forma :

$$V = V_0 [1 - \alpha (p - p_0)] \text{ sau } \Delta V = - \alpha V_0 \Delta p \quad (7)$$

$$\frac{V_0}{V} = \frac{p_0}{p} = 1 - \alpha (p - p_0) \text{ sau } \alpha = - \frac{\Delta V}{V_0 \Delta p} \quad (7')$$

în care :

- V_0 este volumul inițial ;
- p_0 — presiunea inițială ;
- V — volumul final ;
- p — presiunea finală ;
- $\alpha = f(p, t)$ (abaca din fig. 31) este coeficientul de compresibilitate.

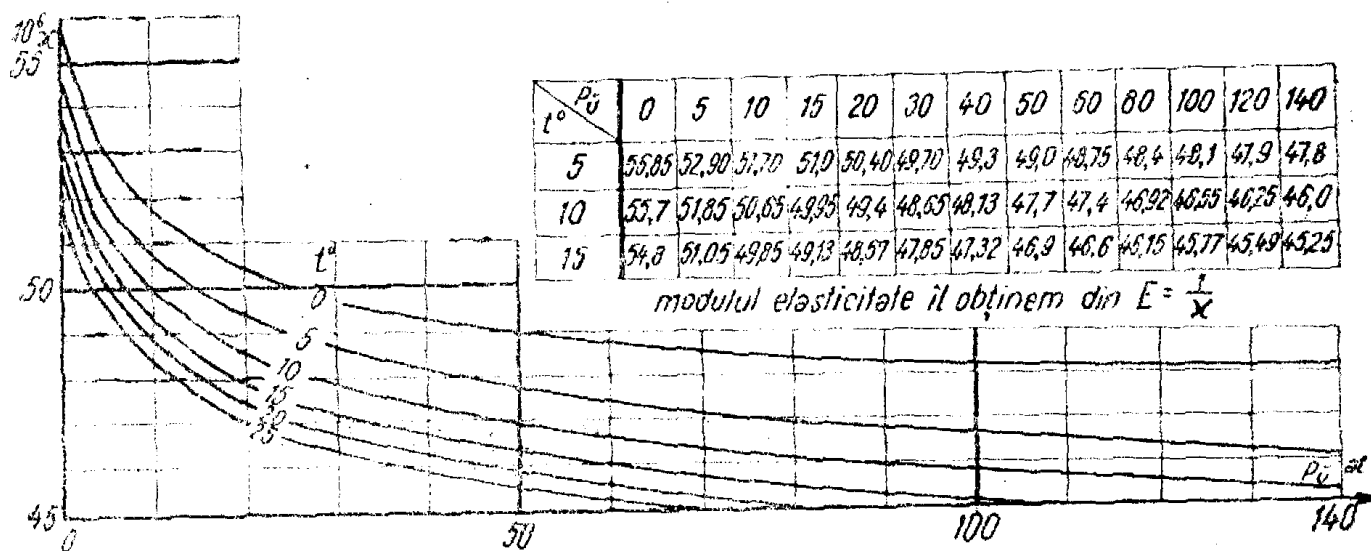


Fig. 31. Abaca compresibilității apei $10^6 \alpha = f(p, t^{\circ})$

Apa este practic incompresibilă, în schimb compresibilitatea gazelor este foarte mare și se exprimă prin relația :

$$\alpha = - \frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial p} \right)_{T=\text{const}} \quad (8)$$

Elasticitatea este definită prin modulul de elasticitate :

$$E = \frac{1}{\alpha} \text{ (kg/cm}^2\text{)} = f(p, t) \quad (9)$$

(v. abaca din fig. 31).

Viteza de progagare a sunetului sau a undelor de presiune în conductele forțate, în tunele, lacuri, mașini hidraulice, este : pentru un lichid cu întindere infinită :

$$a = \sqrt{\frac{E}{\rho}} = \frac{1}{\sqrt{\kappa\rho}} \quad (10)$$

pentru apa în conducta cu diametrul d și grosimea tolei s (v. lovitura de berbec) :

$$a = \frac{9\,900}{\sqrt{47,62 + 0,4 \frac{d}{s}}} \quad (10')$$

2. NOȚIUNI HIDROSTATICE

Echilibrul hidrostatic stabilit de Euler, este determinat de forțele (f) care acționează asupra unității de masă, de presiuni (p) și de potențialul hidrostatic U , după cele trei axe de coordonate xyz :

$$\left. \begin{aligned} f_x &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \\ f_y &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \\ f_z &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} p &= p_0 + \rho \int (f_x dx + f_y dy + f_z dz) \\ p &= p_0 - \rho (U - U_0) \end{aligned} \quad (11)$$

Forțele masice pe unitatea de masă au componentele f_x, f_y, f_z , pe direcțiile xyz .

Potențialul hidrostatic U este definit prin derivatele parțiale

$$f_x = -\frac{\partial U}{\partial x}; \quad f_y = -\frac{\partial U}{\partial y}; \quad f_z = -\frac{\partial U}{\partial z}. \quad (12)$$

Un vas în rotație dă presiunea

$$p = \rho \left(\frac{r^2 \omega^2}{2} - gz \right). \quad (13)$$

și suprafețele echipotențiale izobare cu $p = \text{constant}$, respectiv $\frac{x^2 \omega^2}{2} \doteq gz + \text{constanta}$, sînt paraboloizi de rotație.

Roata cu admisie superioară, cu viteza unghiulară $\omega =$ constantă dă în cupele roții hidraulice suprafețe de apă cilindrice (fig. 32), cu razele r, r', r'' din centrul M cu

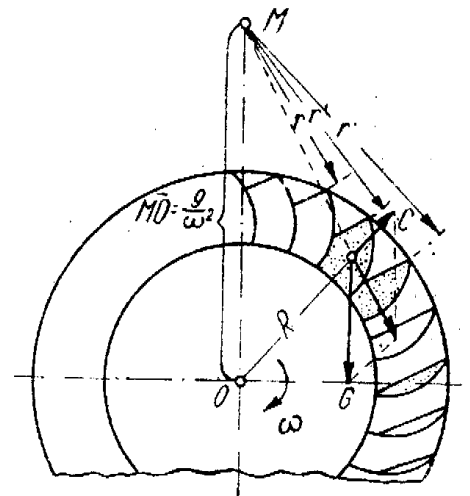
$$\overline{MO} = g/\omega^2 = \text{constant} \quad (14),$$

fiindcă pe masa m dintr-o celulă acționează forța centrifugă $C = mR\omega^2$, greutatea $G = mg$ și $C : G = R : \overline{MO}$, sau $r = \overline{MO} = R \frac{G}{C} = \frac{g}{\omega^2} = \text{constant}$.

În câmpul gravitațional, deoarece $f_x = 0; f_y = 0; f_z = -g$ și cum densitatea este $\rho = \gamma/g$, iar căderea $h = -z$ este sub nivelul apei, se obține $dp = -\gamma dz; p = p_0 + \gamma h$.

Forța care acționează pe o suprafață plană care are centrul de greutate sub nivel z_G , acționează mai jos în z_c , numit *centrul de presiune* și calculat din raza de girație $k^2 = I_G/S$ și anume:

$$F = \gamma S z_G; z_c = z_G + \frac{k^2}{z_G} \quad (15)$$



[Fig. 32. Roata cu suprafața de nivel

Forța care acționează pe suprafețele curbe în spațiu se calculează prin forțele proiectate pe axele x, y, z , folosind proiecțiile suprafeței S_x, S_y, S_z respective și cu centrele de presiune diferite:

$$F_x = \gamma S_x z_{Gx}; \quad F_y = \gamma S_y z_{Gy}; \quad F_z = \gamma S_z z_{Gz} = \gamma V \quad (16)$$

F_x, F_y acționează orizontal, $F_z =$ greutatea volumului de apă care acționează asupra proiecției orizontale S_z prin centrul de greutate, este, în cazul în care acționează în sus, sau în cazul în care acționează în jos, forța hidrostatică verticală. În cazul general, pe lângă rezultante R , apar și momente.

La corpurile scufundate complet în apă, la care $F_x = F_y = 0$, rămâne numai portanța $P = \gamma V$, însă în cazul general mai poate exista și un cuplu.

La corpuri sau vase plutitoare, cu portanța $P = \gamma V = G$, greutatea deplasamentului γV trebuie să fie egală cu tonajul G al corpului sau vasului.

Stabilitatea plutirii se determină după formula (17) fiind la :

$$h_m = \frac{I_0}{V} - a; \quad \begin{array}{l} h_m > 0 \text{ -- stabil} \\ h_m = 0 \text{ -- indiferent} \\ h_m < 0 \text{ -- labil.} \end{array} \quad (17)$$

Distanța metacentrică h_m , se calculează din deplasamanetul V , din momentul de inerție I_0 al suprafeței de plutire, a fiind distanța dintre centrul de greutate și centrul de presiune. La plutire stabilă, h_m trebuie să fie pozitiv ; de asemenea centrul de greutate trebuie să fie sub metacentru (care este intersecția portanței cu axa de plutire, axă care oscilează în jurul verticalei).

3. ECUAȚIILE FUNDAMENTALE ALE HIDRAULICII APLICATE LA MAȘINILE HIDRAULICE

Ecuatia Bernoulli aplicată la lichide incompresibile în scurgere permanentă cu timpul arată că suma înălțimilor : cinetice $c^2/2g$, manometrice p/γ , potențiale (de poziție) z și rezistențelor hidraulice h_r , trebuie să fie constantă în oricare secțiune a unui canal, celule, sau conducte fixe în spațiu și anume :

$$\frac{c^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z + h_r = \text{constant} \quad (18)$$

Pentru canalele în rotație (turbine), pompe, ventilatoare, compresoare, în care termenul cinetic cuprinde înălțimea cinetică relativă $\frac{w^2}{2g}$ corespunzătoare vitezei relative w și a celei de rotație $u^2/2g$, corespunzătoare vitezei periferice $u = r\omega$, ecuația Bernoulli se utilizează sub forma

$$\frac{w^2 - u^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z + h_r = \text{constant}. \quad (19)$$

Viteza absolută $\bar{c} = \bar{w} + \bar{u}$ formează împreună cu viteza relativă w și cea periferică u , triunghiul de viteză, pe care îl vom studia ulterior mai pe larg. Notăția c rămîne rezervată pentru viteza în canale, tuburi etc., fixe în spațiu (în unele cazuri speciale, se poate folosi v în locul lui c).

La fluidele compresibile cu scurgere permanentă se aplică ecuația Bernoulli sub forma :

$$\frac{c^2}{2g} + \int \frac{dp}{\gamma} + z + h_r = \text{constant}. \quad (20)$$

Integrala din ecuația (20) trebuie efectuată ținând seama că volumul specific $v = 1/\gamma$ este funcție de presiunea p și temperatura absolută $T = t^0 + 273$, care depinde de felul procesului termodinamic: izotermic, izobar, adiabatic sau politropic, cu care avem de-a face la unele fenomene care au loc la turbine pompe, transformatoare hidraulice, ventilatoare, compresoare etc.

Ecuația continuității depinde de regimul de scurgere și de compresibilitate. Pentru diferitele feluri de scurgeri ecuația continuității poate fi scrisă sub următoarele forme:

$$\text{nepermanente} \left\{ \begin{array}{l} \text{compresibile } \frac{\partial}{\partial t} (\rho S) + \frac{\partial}{\partial t} (\rho S c) = 0 \\ \text{incompresibile } \frac{\partial S}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t} (S c) = 0 \end{array} \right. \quad (21)$$

$$\text{permanente} \left\{ \begin{array}{l} \text{compresibile } \frac{d}{dt} (\rho S c) = 0; G_s = \gamma S c = \text{const} \\ \text{incompresibile } \frac{d}{dt} (S c) = 0; Q = S c = \text{const} \end{array} \right. \quad (22)$$

La rotoarele turbinelor și pompelor, în genere la turboroți, se aplică ecuația continuității, conform notațiilor din fig. 33

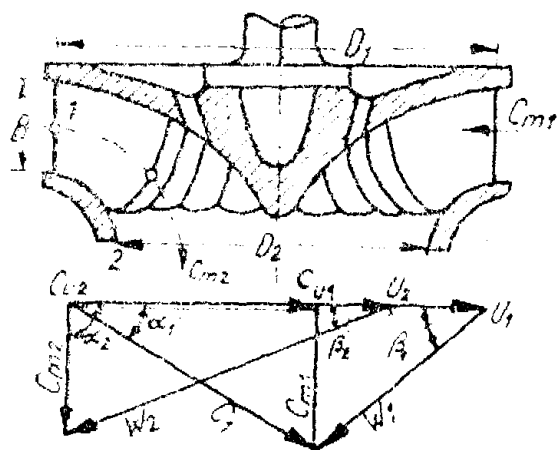


Fig. 33. Turbină radială

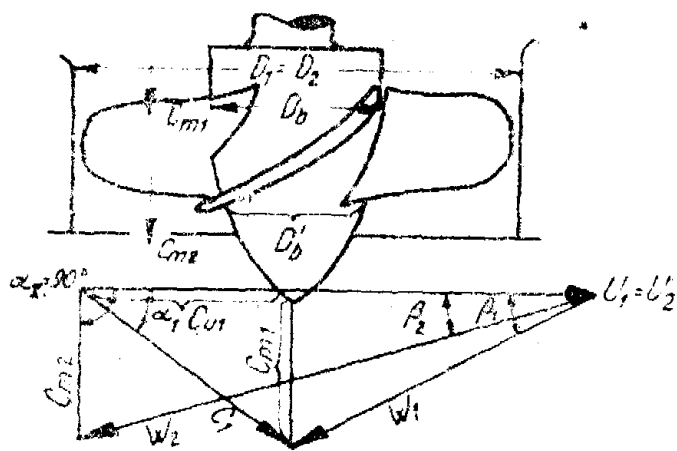


Fig. 34. Turbină axială

și 34, scrisă sub forma de mai jos, pentru apa incompresibilă în rotoare:

$$\left. \begin{array}{l} \text{— radiale: } Q = \pi D_1 B_1 c_{m1} \varepsilon_1 = \frac{\pi}{4} D_2^2 c_{m2} \varepsilon_2 \\ \text{— elicoidale-axiale: } Q = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_b^2) c_{m1} \varepsilon_1 = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_b^2) c_{m2} \varepsilon_2 \end{array} \right\} \quad (23)$$

Legea impulsului la canale și obiecte hidraulice fixe în spațiu se cunoaște din mecanică prin :

$$\left. \begin{aligned} \text{impulsul} \quad \int_1^2 F dt &= M (c_2 - c_1) \\ \text{forța de impuls } F &= \frac{dM}{dt} \Delta c = \gamma \frac{Q}{g} \Delta c \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

La o roată de curent primitivă, analoagă celei reprezentate în fig. 35, forța de impuls la pala de jos, poate fi scrisă sub forma

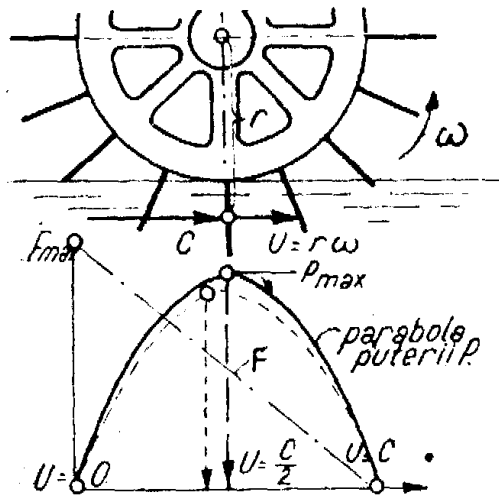


Fig. 35. Roata cu impuls

$$F = \gamma \frac{Q}{g} (c - u),$$

iar puterea sub forma

$$P = \frac{Fu}{75} \eta = \frac{\gamma Q \eta}{75 g} (cu - u^2).$$

Din diagrama reprezentată în fig. 35 forța de impuls maximă rezultă :

$$F_{max} = \gamma \frac{Q}{g} c = \gamma \frac{Sc^2}{g} \text{ la } u = 0;$$

$$F = 0 \text{ la } u = c.$$

Puterea este nulă pentru $u = 0$ și $u = c$, trecînd printr-un maxim la $u = 0,5 c$, care rezultă din anularea derivatei :

$$\frac{\partial P}{\partial u} = k \frac{\partial}{\partial u} (cu - u^2) = k (c - 2u) = 0,$$

deci

$$P_{max} = \frac{\gamma Q \eta}{75 g} \cdot \frac{c^2}{4} = 0,34 Q c^2 \eta.$$

Randamentul hidraulic și mecanic total al unei asemenea roți primitive este $\eta = 0,3 - 0,4$ la pale pur radiale și mai mare la pale curbe în spațiu, studiate cinematic corect.

Cuplul hidraulic Euler. Din diagramele de viteză reprezentate în fig. 33 și 34, rezultă că vitezele absolute la intrarea (1) și ieșirea (2) din rotor dau, pe direcția periferică, două componente $c_{u1} = c_1 \cos \alpha_1$ și $c_{u2} = c_2 \cos \alpha_2$. Acelor două componente le corespund forțele de impuls $\gamma \frac{Q}{g} c_{u1}$ și $\gamma \frac{Q}{g} c_{u2}$.

Fiecare componentă dă cu raza respectivă $r_1 = 0,5 D_1$; $r_2 = 0,5 D_2$ câte un cuplu ,astfel că se obține expresia cuplului hidraulic :

$$M_h = \gamma \frac{Q}{g} (c_{u1} r_1 - c_{u2} r_2). \quad (25)$$

Deoarece puterea este $P = M \frac{\omega}{75}$, iar $r_1 \omega = u_1$ și $r_2 \omega = u_2$, se obține după Euler formula puterii hidraulice a turbinelor în CP :

$$P_h = \gamma \frac{Q}{75g} (c_{u1} u_1 - c_{u2} u_2), \quad (26)$$

Pentru o cădere netă de apă H (m) și un debit Q (m³/s), la un randament hidraulic al turbinei η_h , puterea hidraulică egalată cu (26), dă :

$$P_h = \frac{\gamma}{75} QH \eta_h = \gamma \frac{Q}{75g} (c_{u1} u_1 - c_{u2} u_2). \quad (27)$$

Ecuatia generală a turbinelor rezultă din egalarea celor două părți ale ecuației (27), scrisă pentru turbine :

$$gH \eta_h = c_{u1} u_1 - c_{u2} u_2. \quad (28)$$

La pompe indicii 1 și 2 se schimbă între ei.

Legile de similitudine. Parametrii nedimensionali $\lambda = L/l$ pentru lungimi, $\tau = T/t$ pentru timpi, $\kappa = F/f$ pentru forțe $\lambda/\tau = C/c$ pentru viteze, $\lambda/\tau^2 = A/a$ pentru accelerații, $\lambda^2 = S/s$, pentru suprafețe $\lambda^3 = V/v$ pentru volume etc., introduși în legea mișcării, permit dezvoltarea legilor de similitudine. Se notează cu litere în paranteză și cu litere majuscule valorile referitoare la obiectul hidraulic sau mașina hidraulică în mărime naturală, iar cu litere mici, cele valabile pentru macheta la scara redusă.

Similitudinea după Newton. Forțele, fiind egale cu masa ori accelerația la obiect și la machetă $\frac{F}{f} = \frac{(\rho) VA}{\rho v a}$, se exprimă parametric prin :

$$\kappa = \frac{(\rho)}{\rho} \frac{\lambda^4}{\tau^2}. \quad (29)$$

Aplicația se face înlocuind $\lambda^2 = S/s$ și $\frac{\lambda}{\tau} = \frac{C}{c}$ în ecuația (29) :

$$\kappa = \frac{(\rho)}{\rho} \lambda^2 \left(\frac{\lambda}{\tau} \right)^2 = \frac{(\rho) S C^2}{\rho s c^2} = \frac{F}{f}$$

Se constată din proporționalitatea aceasta că o forță hidrodinamică sau aerodinamică va fi

$$F = 0,5 \rho K S c^2.$$

În acest caz, s-a introdus constanta $K/2$ arbitrară. Dacă forța se referă la normala pe direcția vitezei, se numește portanță hidrodinamică :

$$F_z = 0,5 \rho K_z S c^2,$$

coeficientul K_z caracterizează portanța. La forța pe direcția vitezei

$$F_x = 0,5 \rho K_x S c^2,$$

coeficientul K_x caracterizează rezistența la înaintare a corpului mișcat în apă, de exemplu palele de turbină sau de pompă.

Similitudinea după Froude. Dacă printre forțele care acționează în interiorul obiectului hidraulic predomină cele masice și acest caz are loc în hidraulică la scurgerea prin canale, deversoare, orificii cu viteze mici și lichid greu, cum este apa, vom avea κ compus preponderent din greutateți, adică :

$$\kappa = \lambda^3 \frac{(\gamma)}{\rho} = \frac{(\rho)}{\rho} \frac{\lambda^4}{\tau^2}; \quad \frac{(\gamma/\rho)}{\gamma/\rho} = \frac{(g)}{g} = \frac{\lambda}{\tau^2} = \frac{1}{\lambda} \left(\frac{\lambda}{\tau} \right)^2;$$

$$\left(\frac{\lambda}{\tau} \right)^2 = \frac{C^2}{c^2}; \quad \lambda = \frac{L}{l}; \quad \lambda \frac{(g)}{g} = \frac{C^2}{c^2}; \quad \frac{C^2}{L(g)} = \frac{c^2}{lg}.$$

În consecință, pentru ca fenomenele la machetă să fie similare cu fenomenele de la obiectul în natură, în cazul preponderenței forțelor masice, trebuie ca ambele să aibă aceeași cifră a lui Froude, adică :

$$F = \frac{C^2}{L(g)} = \frac{c^2}{g} = \text{constant.} \quad (30)$$

În acest caz, avem relațiile cu parametrul reducerii la scară a machetei λ (de obicei 5 : 1, 10 : 1 etc.) :

$$\left. \begin{aligned} L &= \lambda l; & F &= \lambda^3 f \\ C &= \sqrt{\lambda} c; & Q &= \lambda^{5/2} q \\ T &= \sqrt{\lambda} t; & P &= \lambda^{7/2} p. \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

Similitudinea după Reynolds. În cazul scurgerilor cu viteze mari, de exemplu, la turbine, pompe, conducte etc., predomină

forțele de rezistență și vîscozitate. Pentru forțele tangențiale, conform formulei (3) avem

$$T = F = (\eta) S \frac{dC}{dN}$$

sau parametric :

$$\alpha = \frac{(\eta)}{\eta} \frac{\lambda^2}{\tau}$$

deoarece

$$\frac{(\eta)}{\eta} \frac{S}{s} \frac{dC}{dN} \frac{dn}{dc} = \frac{(\eta)}{\eta} \lambda^2 \frac{\lambda}{\tau} \frac{1}{\lambda} = \frac{(\eta)}{\eta} \frac{\lambda^2}{\tau}$$

Egalînd acest α cu cel al lui Newton (29), obținem :

$$\frac{(\eta)}{\eta} \frac{\lambda^2}{\tau} = \frac{(\rho)}{\rho} \frac{\lambda^4}{\tau^2}; \quad \frac{(\eta/\rho)}{\eta/\rho} = \frac{\lambda^2}{\tau}$$

S-a arătat anterior că $\eta/\rho = \nu$ care reprezintă vîscozitatea cinematică și că dimensional ν se scrie $\frac{\lambda^2}{\tau} = \frac{\lambda}{\tau} \lambda = \frac{CL}{cl}$; astfel, obținem legea similitudinii la scurgerile unor lichide viscoase sau cu viteze mari :

$$R = \frac{CL}{(\nu)} = \frac{cl}{\nu} = \text{constant.} \quad (32)$$

În consecință, pentru ca fenomenele la machetă să fie similare cu fenomenele de la obiectul în natură, în cazul preponderenței forțelor de frecări datorite vîscozității la viteze mari, trebuie ca ambele să aibă aceeași cifră Reynolds $R = \frac{CL}{(\nu)} = \frac{cl}{\nu}$.

$$\left. \begin{aligned} L &= \lambda l; & F &= f \\ C &= c/\lambda; & Q &= \lambda q \\ T &= \lambda^2 t; & P &= p/\lambda. \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

Legea similitudinii la viteze extrem de mari, mai ales la gaze, aer, abur, avînd pe lîngă vitezele c și pe cele ale propagării sunetului c_s , va trebui să se păstreze constantă cifra

$$M = \frac{C}{C_s} = \frac{c}{c_s} = \text{const} \quad (34)$$

Similitudinea la turbine și pompe este păstrată dacă macheta și obiectul mare au aceeași rapiditate (turație specifică):

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{P}{\sqrt{H}}} \quad (35)$$

Studiul similitudinei la turbine și pompe se va dezvolta într-un capitol ulterior.

4. ORIFICII ȘI DEVERSOARE APLICATE LA MAȘINI ȘI ECHIPAMENTE HIDROMECHANICE

În orificii mici față de înălțimea H a apei, considerată de la axul orificiului la nivelul de sus, viteza teoretică este $c_t = \sqrt{2gH}$, iar cea reală $c = \psi \sqrt{2gH}$, este mai mică datorită pierderilor prin rezistențe, înglobate în coeficientul $\psi < 1$. Vîna de apă care iese dintr-un orificiu se contractă. Cu cît muchiile orificiului sînt mai ascuțite, cu atît se contractă mai mult secțiunea vînei de lichid și anume de la s la s' . Raportul dintre secțiunea normală și cea contractată, se numește coeficient de contracție și se notează cu $\alpha = s'/s$, iar produsul $\mu = \psi\alpha$ se numește coeficient de scurgere prin orificiu.

Debitul care trece prin orificiu este deci

$$Q = s'c = s\alpha\psi\sqrt{2gH},$$

adică

$$Q = \mu s \sqrt{2gH}. \quad (36)$$

În fig. 36 este reprezentat fenomenul contracției cu liniile de flux ψ și liniile echipotențiale φ , ortogonale la ψ .

În centrul oricărui pătrat curbiliniu (la scurgeri plane) delimitat de $\Delta\psi$ și $\Delta\varphi$, între două linii ψ și φ , obținem viteza $c = \frac{\Delta\psi}{\Delta\varphi}$.

Deci, acolo unde liniile ψ se îndeasă, avem viteze mari și vice-versa.

La un orificiu cu ajutoraj (fig. 37 — stînga, sus), obținem din legea impulsului $\alpha = 0,5$. La orificii dreptunghiulare mari

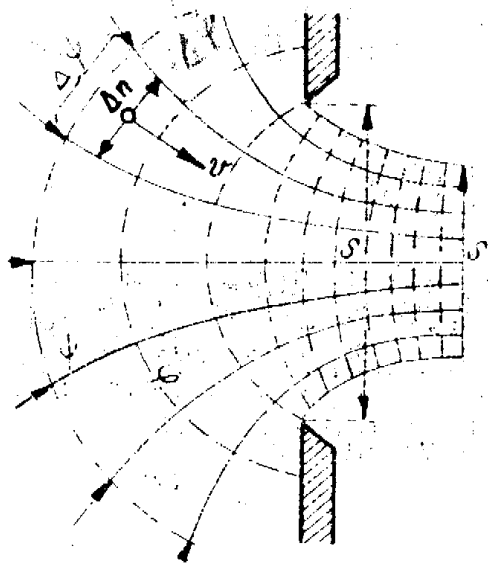


Fig. 36. Orificiul cu muchie ascuțită

în raport cu h , avem pentru căderea de $H = h + c_0^2/2g$, debitul care poate fi calculat după formula :

$$Q = \frac{2}{3} \mu b \sqrt{2g} \left[(H + 0,5 a)^{3/2} - (H - 0,5 a)^{3/2} \right] \quad (37)$$

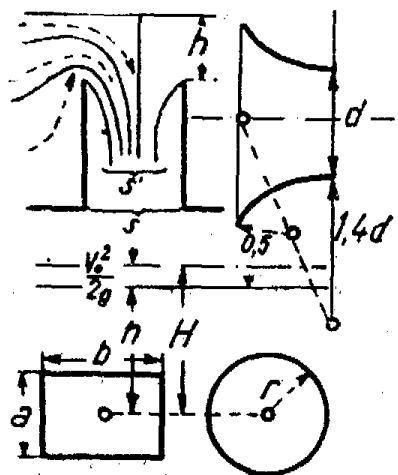
Pentru orificii mari cu secțiune circulară (fig. 37, jos), debitul poate fi scris sub forma următoare :
în cazul cînd $H > r$

$$Q = \left[1 - \frac{1}{32} \left(\frac{r}{H} \right)^2 \right] \mu \pi r^2 \sqrt{2gH} \quad (38)$$

iar pentru $H = r$,

avem $Q = 0,96 \mu \pi r^2 \sqrt{2gH}$.

Pentru ajutaje, adică orificii cu pereți de ghidaj, avem coeficienți μ diferiți. La diferite forme, de exemplu, la danaida normalizată (fig. 37 — dreapta, sus), coeficientul de scurgere în funcție de cifra Reynolds este arătat în tabela 5.



[Fig. 37. Orificii și ajutaje

Tabela 5

Coeficientul scurgerii μ la ajutajul (fig. 37 sus în dreapta) la diferite cifre Reynolds R

R	50.000	100.000	200.000	500.000	1.000.090
μ	0,957	0,964	0,970	0,976	0,979

Durata golirii unui rezervor cilindric cu secțiunea S_0 constantă și cu înălțimea inițială a apei H , în cazul cînd orificiul are secțiunea mică $s < S_0$, va fi :

$$T = \frac{2 S_0 \sqrt{H}}{\mu s \sqrt{2g}} \quad (39)$$

Durata de golire pentru vase oarecare sau pentru lacurile uzinelor hidroelectrice, S fiind egal cu $S_0 f(z)$, va fi egală cu :

$$T = \frac{S_0}{s \sqrt{2g}} \int_0^H \left(\frac{f(z)}{\mu \sqrt{z}} \right) dz \quad (40)$$

Deversorul sau preaplinul, evacuează lichide peste pereți de anumite forme și servește drept instrument de măsurat debitele Q , cum și ca organ de descărcare a apelor mari la baraje, canale sau preaplinuri de rezervoare industriale și, în unele cazuri, pentru mașini și aparate hidraulice.

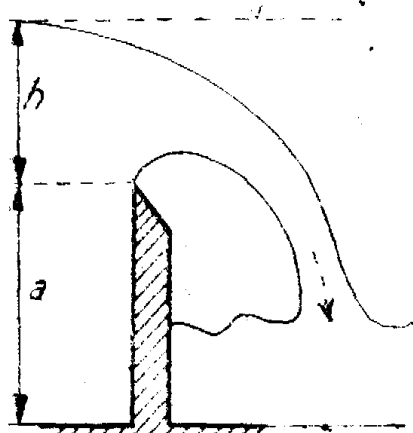


Fig. 38. Deversor perfect

Un deversor perfect este acela care are nivelul aval mai jos decât muchia sa, la care spațiul sub vîna de apă este aerisit. Cînd muchia este ascuțită, debitul se poate scrie sub forma :

$$Q = \frac{2}{3} \mu b h \sqrt{2gh} = 2,95 \mu b h^{3/2} \quad (41)$$

Pentru coeficientul de scurgere avem de exemplu :

$$\left. \begin{aligned} \mu &= \left(0,6075 + \frac{0,0045}{h} \right) \left[1 + 0,55 \left(\frac{h}{h+a} \right)^2 \right] \\ \mu &= 0,615 \left(1 + \frac{1}{1000h + 1,6} \right) \left[1 + 0,5 \left(\frac{h}{h+a} \right)^2 \right] \end{aligned} \right\} \quad (42)$$

Debitul admis de un deversor triunghiular cu muchie ascuțită, cu unghiul de deschidere în sus egal cu α , va fi :

$$Q = 2,369 \mu \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} h^{5/2} \quad (43)$$

Coeficientul de scurgere depinde de forma deversorului (v. bibliografia 31).

Pentru muchii rotunjite coeficientul de scurgere crește pînă la 0,72.

Deversorul cu contracție laterală, de lățime b , așezat în canalul cu lățimea $B > b$, se calculează după formula mai generalizată :

$$\begin{aligned} \mu &= \left[0,578 + 0,037 \left(\frac{b}{B} \right)^2 + \frac{3,615 - 3(b/B)^2}{1000h + 1,6} \right] \times \\ &\quad \times \left[1 + 0,5 \left(\frac{b}{B} \right)^4 \left(\frac{h}{h+a} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (44)$$

Deversorul înecat, cu înălțimea h_1 peste nivelul amonte peste muchie și cu înălțimea h_2 peste nivelul aval măsurat

tot pînă la muchie, înecînd-o, se va calcula după formula :

$$Q = b \sqrt{2g} \left\{ \frac{2}{3} \mu_1 \left[\left(h_1 - h_2 + \frac{c_0^2}{2g} \right)^{3/2} - \left(\frac{c_0^2}{2g} \right)^{3/2} \right] + \mu_2 h_2 \left(h_1 - h_2 + \frac{c_0^2}{2g} \right)^{1/2} \right\} \quad (45)$$

Alte formule se găsesc, de exemplu, în Bibliografie, 31.

5. MIȘCAREA PERMANENTĂ PRIN CONDUCTE SAU PRIN ORGANE DE MAȘINI HIDRAULICE

Mișcarea laminară printr-un tub se produce cînd cifra Reynolds rezultă mai mică decît limita critică : $R_e = \frac{c_0 d}{\nu} = 1\,900 - 2\,300$. Limita inferioară $R_e = 1\,900$ se obține cînd la pornire (în rezervor) mișcarea era agitată, iar limita superioară $R_e = 2\,300$ în cazul în care apa este liniștită. Filoanele la mișcarea laminară sînt regulate și neturbionare. Mișcarea laminară o întîlnim fie la lichide viscoase (uleiuri), fie la apă, cînd viteza ($c < c_0$) este mică, iar diametrul (d) foarte mic.

Repartiția vitezei este după paraboloidul reprezentat prin linie punctată în fig. 39 și rezultă cu panta hidrolică $J = h_f/L$.

Viteza medie este definită prin (c_m), într-un punct oarecare c și cea maximă c_{max} anume cu raza conductei $r = \frac{d}{2}$:

$$\left. \begin{aligned} c_m &= \frac{Q}{\pi r^2}; & c &= \frac{gJ}{4\nu} (r^2 - x^2) \\ c_m &= \frac{gJ}{8\nu} r^2; & c_{max} &= \frac{gJ}{4\nu} r^2. \end{aligned} \right\} \quad (46)$$

Din formulele de mai sus rezultă că pierderea de sarcină la scurgerea laminară prin conducte va fi :

$$h_c = \frac{32\nu}{g d^2} L c_m \quad (47)$$

iar $\lambda R = 64$ (ν . coeficientul λ definit mai jos).

Scurgerea turbulentă are loc atuncea cînd viteza apei crește peste viteza critică dată de cifra $R > \frac{c_0 d}{\nu}$. În acest caz, filoanele

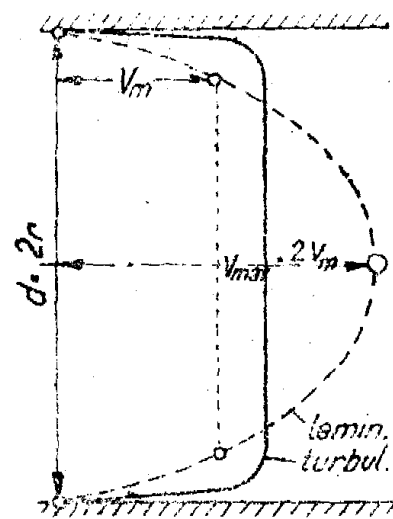


Fig. 39. Scurgere tubulară

de scurgere sînt împletite neregulat, iar pierderea de sarcină se calculează din :

$$h_r = \lambda \frac{L}{d} \frac{c_m^2}{2g} \quad (48)$$

Repartiția vitezei este cea trasată prin linie plină în fig. 39. În apropierea pereților, viteza scade rapid conform ecuației :

$$c = 1,19 c_m \left[1 - \left(\frac{2x}{d} \right)^{1,25} \right]^{1/7} \quad (49)$$

Coeficienții pierderii de sarcină datorită rezistențelor hidraulice depind în primul rînd de rugozitatea tubului, de exemplu, la tuburi foarte netede se poate scrie :

$$\left. \begin{aligned} \lambda_0 &= 0,3164 R^{-0,25} \text{ pentru apă și aer, valabilă la } R < 100\,000 \\ \lambda_0 &= 0,0032 + 0,221 R^{-0,234}, \text{ pînă la } R < 3\,240\,000 \\ \lambda_0 &= 0,007 + 0,596 R^{-0,35}, \text{ cu } R < 1\,140\,000. \end{aligned} \right\} (50)$$

La conducte rugoase, coeficientul

$$\lambda = 0,01 \left(\frac{K}{d} \right)^{0,314} \quad (51)$$

Coeficientul K s-a măsurat pentru conductele de oțel tras și s-a obținut $K = 1$, la cele de oțel sudat 1,5, la cele de fontă 2,2, la cele de beton sclivisit 2,5, cele de beton ordinar 7, la conductele vechi de fontă cu incrustații și rugină 6 sau mai mare.

O altă categorie de rugozități care s-au experimentat corespunde cu

$$\lambda = \xi \lambda_0 \quad (52)$$

La conducte de oțel tras s-a măsurat $\xi = 1,2$, la cele nituite 1,5, la conducte din beton sclivisit 1,37, la cele din beton brut 1,65, la lemn tras la rîndea 1,1—1,2 și la scînduri brute de la 1,5 pînă la 2,0.

Pierderile de sarcină locale prin obiecte și mașini hidraulice se scriu sub forma

$$h_r = \zeta \frac{c^2}{2g} \quad (53)$$

în care coeficientul pierderii locale ζ depinde de obiectul în care se produc, de exemplu, la :

— Trompa difuzoare (fig. 40, a), pentru o dilatare cu un unghi $\alpha < 10^\circ$:

$$h_r = \zeta_1 \frac{c_1^2}{2g}, \text{ în care } \zeta_1 = 0,15 - 0,2.$$

— Discontinuitatea secțiunii (fig. 40, b):

$$h_r = \zeta_2 \frac{c_2^2}{2g}, \text{ în care } \zeta_2 = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1 \right)^2$$

Coeficientul de contracție determinat pentru muchie ascuțită este egal cu $\alpha = 0,62$, pentru muchii teșite egal cu $\alpha = 0,7 - 0,8$, iar pentru muchii rotunjite foarte bine $\alpha = 0,95$.

— Pentru dilatarea bruscă de la S_1 la S_2 avem

$$h_r = \frac{(c_1 - c_2)^2}{2g}$$

— La o conductă derivată lateral sub 90° (fig. 40, c)

$$h_r = \zeta_2 \frac{c_2^2}{2g},$$

în care $\zeta_2 = 0,5$ pentru muchii ascuțite și $\zeta_2 = 0,25$ pentru cele slab teșite.

— Pentru o derivație a conductei sub un unghi β (fig. 40, d), avem analog

$$\zeta_2 = 0,5 + 0,3 \cos \beta + 0,2 \cos^2 \beta.$$

— Pentru aspiratorul de turbină reprezentat în fig. 40, e, coeficientul $\zeta_2 = 3$ pentru muchii perfect ascuțite și scade pînă la $\zeta_2 = 0,55$ pentru muchii teșite pe ambele fețe.

— Pentru curbe de conducte cu diametrul d și curbura r_0 , la un unghi central δ° conform schemei reprezentate în fig. 41, a, avem:

$$\zeta_2 = 0,13 + 0,16 \left(\frac{d}{r_0} \right)^{3,5} \frac{\delta^\circ}{90} \quad (54)$$

Cînd obținem cifre Reynolds diferite de 50 000, aducem formulei (54) corectări conform tabelii de la p. 196 din manualul citat la bibliografia nr. 31.

— Pentru coturi reprezentate în fig. 41, b, avem:

$$\zeta_2 = 0,946 \sin^2 \frac{\delta}{2} + 2,047 \sin^4 \frac{\delta}{4} \quad (55)$$

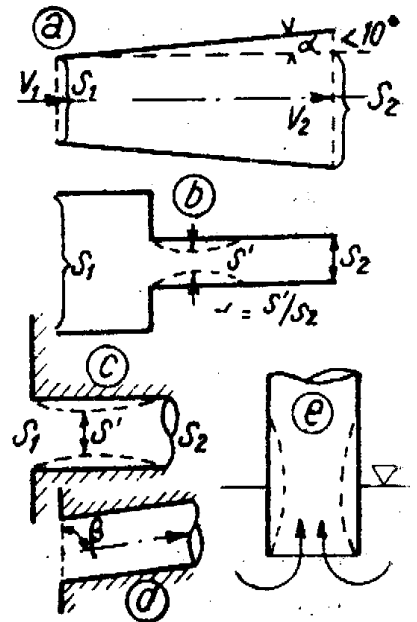


Fig. 40. Pierderi locale

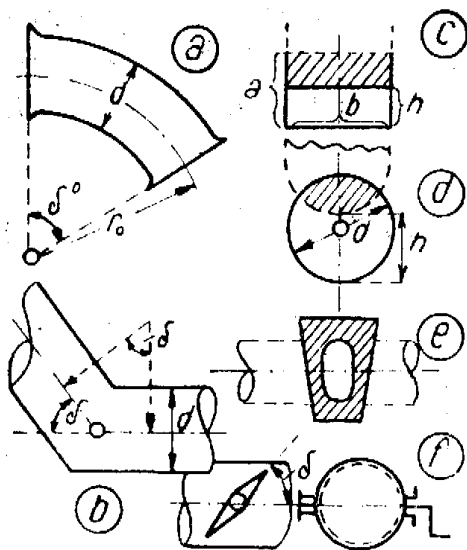


Fig. 41. Pierderi de sarcini locale

— Pentru ventile de pompe cu piston și pentru regulatoare de presiune avem coeficienți ζ_2 variind între 0,6 pînă la 3,9, în funcție de tipul ventilului.

— Pentru diferite vane s-au determinat coeficienții ζ din formula pierderilor locale, astfel :

— Pentru vană plană (fig. 41,c)	$h/a = 0$	0,2	0,4	0,6	0,8
	$\zeta_2 = 0$	0,38	2,1	8,1	44,5
— Pentru vană plană în conductă (fig. 41,d)	$h/d = 0$	1/4	1/2	3/4	7/8
	$\zeta_2 = 0$	0,26	2,1	17,0	98
— Pentru cepul din conductă (fig. 41,e)	$\delta^\circ = 10$	20	40	60	70
	$\zeta_2 = 0,45$	1,34	9,3	77,4	368,0
— Pentru vana fluture în conductă (fig. 41,f)	$\delta^\circ = 10$	20	40	60	70
	$\zeta_2 = 0,52$	1,54	10,8	118,0	751,0

6. SCURGEREA PERMANENTĂ PRIN CANALE

Scurgerea prin canale, râuri, obiecte și organe de mașini hidraulice cu nivel liber, se face după legile lui Chézy prin secțiunea transversală S , cu perimetrul muiat P (fără oglinda apei), cu viteza mijlocie v_0 :

$$v_0 = C \sqrt{r'J} ; \quad Q = CS \sqrt{r'J}. \quad (56)$$

Viteza v_0 depinde de raza hidraulică $r' = \frac{S}{P}$ și de panta hidraulică $J = h/L$. Coeficientul lui Chézy C este, la rîndul său, funcție de rugozitate și de raza hidraulică r' , de exemplu, după Bazin :

$$C = \frac{87}{1 + \rho/\sqrt{r'}}. \quad (57)$$

Rugozitatea ρ depinde de natura pereților și anume : $\rho = 0,06$ la pereți extrem de netezi ; de 0,16 la pereți din beton neted, la cei din tolă de oțel tras și la scînduri rabotate ; 0,46

la beton brut, la scânduri nerabotate și fontă încrustată; 0,85 la canale căptușite cu moloane, de pământ sau zidărie brută, iar pentru râuri și torenți $\rho = 1,3 - 1,75$. Academicianul sovietic Pavlovski a dat formula

$$C = \frac{(r')^\alpha}{n},$$

în care

$$\alpha = 2,5 \sqrt{n} - 0,75 \sqrt{r'} (\sqrt{n} - 0,1) - 0,13$$

și unde n este cunoscut din manualele de hidraulică (Bibliografie 31, în care la pag. 251-256 se dau și alte formule pentru C).

Raza hidraulică optimă, adică maximă, se obține la fiecare profil, la anumite proporții optime, de exemplu după fig. 42 :

— pentru tuburi circulare $r' = 0,25 d$ la secțiunea plină. Se mai obține pentru conducta reprezentată în fig. 42, a, pentru unghiul de umplere $\alpha = 51^\circ 15'$, un maximum la $r' = 0,304 d$.

— pentru un canal trapezoidal, în care adâncimea apei este egală cu $h = 0,76 \sqrt{S}$, iar unghiul taluzului este egal cu $\alpha = 60^\circ$, deci profilul poate fi înscris într-un cerc, raza hidraulică optimă va fi egală cu $r' = 0,5 h$ (fig. 42, b);

— pentru un canal dreptunghiular, în cazul când baza $b = 2h$ (h fiind adâncimea apei), deci când profilul este de asemenea înscris în cerc, raza hidraulică optimă va fi $r = 0,5 h$ (fig. 42, c);

— pentru un canal triunghiular, la care taluzele formează între ele un unghi $\alpha = 90^\circ$, raza hidraulică optimă va fi egală cu $r' = 0,353 h$ (fig. 42, d).

Pierderile de sarcină liniare prin canale.

Pierderea

$$h_r = LJ = \frac{v_0^2 L}{C^2 r'} \quad (58)$$

rezultă din ecuația (56) și în care panta hidraulică

$$J = \frac{v_0^2}{C^2 r'}.$$

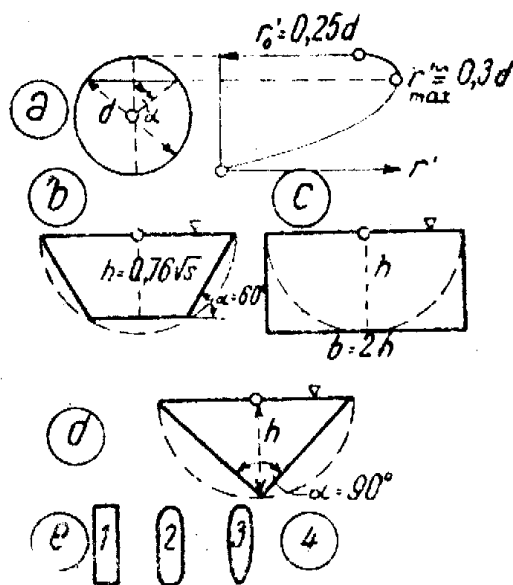


Fig. 42. Raze hidraulice optime

Din ecuația (48), pierderea de sarcină pentru conducte reprezintă

$$h_r = \lambda \frac{L}{d} \frac{v_0^2}{2g},$$

iar raza hidraulică a conductelor este $r' = 0,25 d$. Egalînd ecuațiile (48) și (58), pentru h_r , obținem ecuația de legătură între cei doi coeficienți:

$$\lambda = \frac{8g}{C^2} \text{ sau } C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}}.$$

Ca și la conducte, pierderile locale pe canale, obiecte sau mașini hidraulice cu nivel liber, se pot scrie în mod analog:

$$h_r = \zeta \frac{v_0^2}{2g}, \quad (59)$$

— La canalele a căror rază de curbură este r_0 , cu unghiul central al curbei α , cu lățimea b și coeficientul $K = 0,00013$, coeficientul ζ al pierderii de sarcină locale se obține:

$$\zeta = 2gK \sqrt{br_0 \alpha / r'}. \quad (60)$$

— Pentru schimbările de secțiune de la S_1 la S_2 , cu vitezele corespunzătoare în aceste secțiuni v_1 și v_2 și pentru un coeficient $\zeta = 0,8-1,50$, va fi:

$$h_r = \zeta \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (61)$$

— La trecerea apei peste un prag $\zeta = 1,32$.

— La grătare cu diferite forme de bare

$$\zeta = \beta \left(\frac{s}{b} \right)^{4/3} \sin \delta, \quad (62)$$

δ fiind unghiul pe care-l fac barele grătarului cu orizontala, b deschiderea netă dintre bare, iar s fiind grosimea lor; pentru formele din fig. 42, notate cu 1, 2, 3, 4, coeficientul respectiv β va fi egal cu 2,42, 1,67, 0,76, 1,79.

7. FORȚE ASUPRA CORPURILOR ÎN APĂ

Forța de impuls asupra unei plăci infinite, normală la vîna apei care are viteza absolută c , conform fig. 43, se obține din teorema impulsului

$$F = \rho Qc = \rho Sc^2 = 2\gamma Sh \quad (63)$$

Această forță de impuls este dublă față de forța hidrostatică γSh . Acest rezultat teoretic nu este exact din cauza neglijarii rezistențelor și practic avem :

$$F = K\gamma Sh$$

$$\text{în care } K = 2\alpha\psi_0^2 \left(1 - \frac{h_r}{h} \right)$$

și este mai mic decât 2. Pentru orificiul cu coeficientul vitezei datorit pierderii de sarcină $\psi_0 = 0,96$ (cazul injectorului turbinei P), cu coeficientul contracției $\alpha = 0,9$ și $h_r = 0,1 h$, obținem coeficientul $K = 1,58$. Se observă că este greu să se obțină un K mai mare decât circa 1,6, față de cel teoretic care este egal cu 2.

Forța de impuls pentru alte corpuri, conform fig. 44, este :

$$F = \rho Qc (1 - \cos \beta).$$

Pentru placa oblică (fig. 45, a), forța de impuls este egală cu $F = \rho Qc \sin^2 \alpha$.

Forța de reacțiune la un vas sau celulă fixă în spațiu (fig. 45, b), de exemplu stator de turbină, se compune din :

$$R = -\rho Qc; \quad R' = -\rho Qv = -\rho \frac{Q^2}{S}; \quad G = \text{greutatea apei}$$

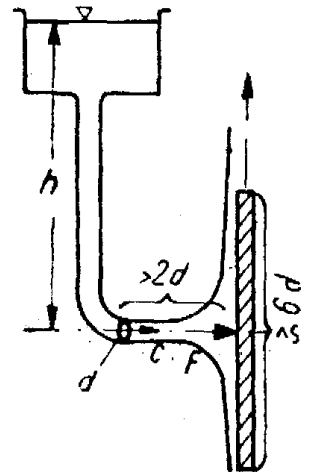


Fig. 43. Forța de impuls

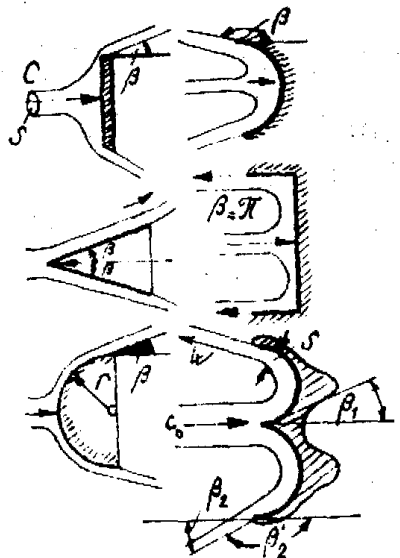


Fig. 44. Impulsul diferitelor corpuri

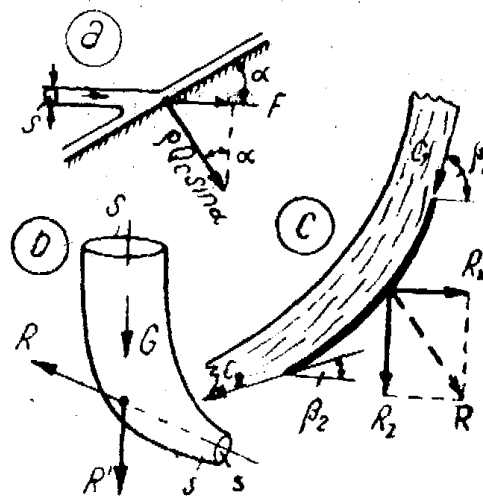
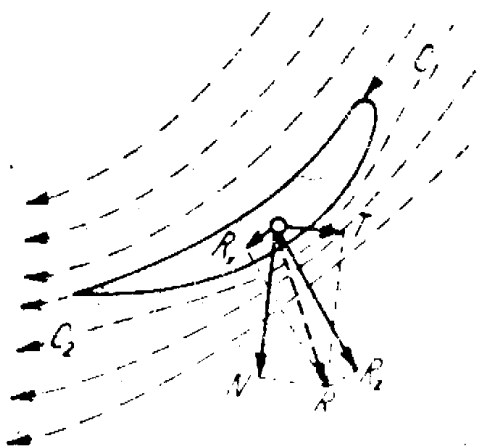


Fig. 45. Forțe de acțiune (a) și de reacțiune (b, c)

În acest caz, vasul se va mișca spre stînga, iar dacă pala sau placa este fixată pe un rotor, se va învîrți.

Asupra palei cu vîna de scurgere conform fig. 45, c, acționează două componente ale forței hidrodinamice :



$$R_x = - \rho Q (c_2 \cos \beta_2 - c_1 \cos \beta_1) ;$$

$$R_z = - \rho Q (c_2 \sin \beta_2 - c_1 \sin \beta_1).$$

Asupra unui corp oarecare așezat într-un câmp de scurgere care îl înconjoară, vor acționa forțele hidrodinamice (fig. 46) :

— orizontală $R_x = 0,5 \rho C_x S v^2$

— verticală $R_z = 0,5 \rho C_z S v^2$. (64)

Fig. 46. Forțe hidrodinamice

Coeficienții de rezistență C_x și de portanță C_z sînt funcții de forma corpului și unghiul de atac al vitezelor (detaliile urmează la capitolele turbinelor).

II. Noțiuni asupra amenajărilor hidroenergetice, necesare studiului mașinilor hidraulice

După cum s-a anunțat anterior, energiile hidraulice apar în natură sub diferite forme : energia cursurilor de apă concentrate fie în cascade naturale, fie eșalonate de-a lungul râului, energia mareelor și energia valurilor. Ultimele două forme de energii hidraulice naturale nu sînt încă utilizate. Prima grupă a energiei râurilor, a fluviilor și a afluenților de diferite mărimi, se amenajează după diferite scheme, după cum rezultă mai jos.

1. DEFINIȚII ȘI NOȚIUNI DE BAZĂ ASUPRA ENERGIILOR ȘI PUTERILOR HIDRAULICE

a) *Energia hidraulică se compune din suma energiilor potențiale, cinetice și de rezistențe.*

Energia potențială apare la amenajările hidroenergetice și la mașini hidraulice fie ca energie de poziție, fie ca energie de presiune. Energia de poziție este energia unui volum de apă V

situat la o altitudine oarecare și care corespunde greutateii apei $G = \gamma V$ și diferenței de altitudine z .

Energia de poziție se exprimă prin :

$$E_z = \gamma V z \text{ (kgm)}. \quad (65)$$

Energia de presiune (energie manometrică) apare sub forma energiei unei coloane de apă sub presiune și se exprimă prin :

$$E_p = V p \text{ (kgm)}, \quad (66)$$

în care V este volumul de apă (m^3), iar p este presiunea coloanei (kg/m^2).

Energia cinetică pentru obiecte, instalații hidrotehnice sau părți fixe din mașini este dată de ecuația :

$$E_c = M \frac{c^2}{2} = \gamma V \frac{c^2}{2g} \text{ (kgm)}. \quad (67)$$

Pentru mașinile în rotație trebuie să distingem : energia cinetică absolută $E_c = \gamma V \frac{c^2}{2g}$, energia relativă $E_w = \gamma V \frac{w^2}{2g}$ și energia de rotație $E_u = \gamma V \frac{u^2}{2g}$.

S-au notat aici, conform normelor pentru mașini hidraulice și analog datelor din literatura sovietică : vitezele în obiecte și organe de mașini fixe cu c pentru viteza absolută, cu w pentru viteza relativă și cu $u = r\omega$ pentru viteza periferică a rotorului turbinei sau pompei. Cele trei viteze formează un triunghi de viteze $\bar{c} = \bar{w} + \bar{u}$.

Energia rezistențelor hidraulice este definită prin :

$$E_r = \gamma V h_r \text{ (kgm)}. \quad (68)$$

Înțelegem prin pierderea de sarcină, sau înălțimea pierdută prin rezistențe hidraulice la un sistem de conducte, canale și celule de turbine, pompe etc. :

$$h_r = \left(\lambda \frac{L}{D} + \Sigma \zeta \right) \frac{c^2}{2g} = 0,0826 Q^2 \left(\lambda \frac{L}{D^5} + \frac{\Sigma \zeta}{D^4} \right) \quad (69)$$

măsurată în metri, iar la canale deschise cu scurgere liberă :

$$h_r = \left(\frac{2gL}{C^2 r'} + \Sigma \zeta \right) \frac{c^2}{2g} \quad (70)$$

S-a notat cu λ coeficientul pierderilor liniare prin tuburi sau conducte, cu L lungimea și cu D diametrul conductelor, cu

$\Sigma \zeta$ coeficienții diferitelor pierderi locale (curbe, coturi, strângulări, dilatări, grătare, ventile, vane etc.), cu C coeficientul din formula Chézy pentru viteza în canale libere ($c = C \sqrt{r'J}$), cu $r' = S/P$ raza hidraulică, adică raportul secțiunii de scurgere S (m^2) față de perimetrul muiat al canalului P (m), și cu $J = h_r / L$ panta hidraulică (v. Bibliografia 31).

Tinând seamă de cele trei forme ale energiei hidraulice, se constată că în circuitul hidraulic cu care funcționează amenajarea hidroenergetică și mașinile hidraulice, energia hidraulică totală se definește ca suma tuturor energiilor parțiale :

$$E_h = \gamma V \left(z + \frac{p}{\gamma} + \frac{c^2}{2g} + h_r \right) \quad (71)$$

Pentru scurgerile permanente în timp a lichidelor incompresibile, s-a obținut în hidraulică pe altă cale, după Bernoulli :

$$H_e = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{c^2}{2g} + h_r = H \text{ constant.} \quad (72)$$

În consecință, suma înălțimilor potențiale (z), de presiuni (p/γ), cinetice ($c^2/2g$) și de rezistențe h_r , este constantă în oricare punct al unui circuit hidraulic. De altfel, H_e înmulțit dimensional cu 1 kg ne mai enunță și legea energiei mecanice și anume constanța sumei tuturor energiilor într-un sistem închis. De aceea H_e se numește înălțimea energetică.

b) *Puterea hidraulică este variația energiei în unitatea de timp*

$$P_h = \frac{dE_h}{dt} = \gamma \frac{dV}{dt} \left(z + \frac{p}{\gamma} + \frac{c^2}{2g} + h_r \right) = \gamma Q H \text{ (kgm/s),} \quad (73)$$

în care notăm $z + \frac{p}{\gamma} + \frac{c^2}{2g} + h_r = H$, H fiind căderea în m și prin $Q = \frac{dV}{dt}$ derivata volumului în funcție de timp.

La uzinele hidroelectrice, H este căderea totală măsurată de la nivelul superior al captării pînă la nivelul de restituire al apei de riu, în aval de uzină, care s-a definit drept cădere brută H_b (Bibliografie 30 și 32).

c) *Puterea reală a mașinilor hidraulice.*

După felul mașinii hidraulice, obținem și puterea reală și anume :

— la motoare hidraulice (turbine, roți hidraulice) :

$$P = \eta P_h \text{ (kgm/s)}; P = \frac{\gamma}{75} QH\eta = 13,33 QH\eta \text{ (CP)};$$

$$P = 9,81 QH\eta \text{ (kW)}; \quad (74)$$

— la generatoare hidraulice (pompe) :

$$P = 13,33 \frac{QH}{\eta} \text{ (CP)} = 9,81 \frac{QH}{\eta} \text{ (kW)}. \quad (75)$$

După cum se va defini și calcula în capitolele ulterioare, în aceste formule, η este randamentul global al mașinii respective.

2. SCHEMELE DE AMENAJARE

Deoarece în natură se găsesc căderi de apă cu aspecte foarte diferite, schemele de amenajare sînt și ele foarte diverse. Putem deosebi cîteva tipuri fundamentale :

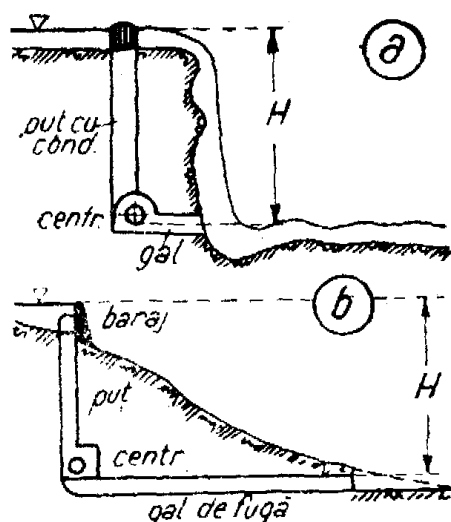


Fig. 47. Uzine concentrate

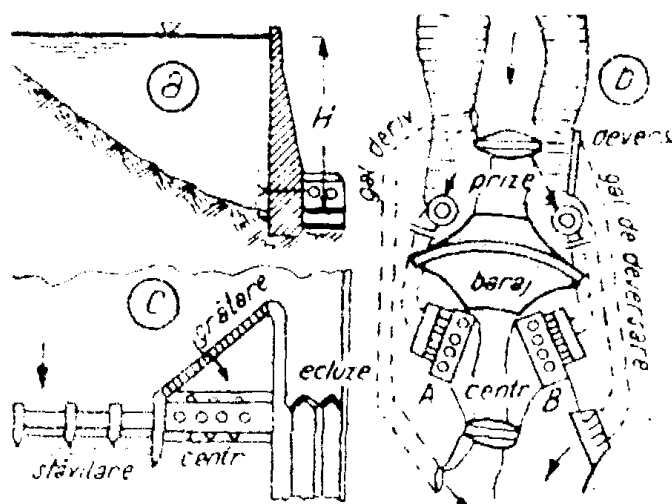


Fig. 48. Uzine cu baraj înalt (a și b) și fluviale (c)

a) *Schema folosirii cascadei naturale* (fig. 47, a).

În țara noastră, nu există cascade importante cum sînt în alte țări și continente, unde cascade importante ating căderi de cîteva sute de metri. Cascadele naturale se amenajează, de preferință, după schema reprezentată în fig. 47, a, cu instalații subterane, cu conducte forțate verticale în puț, centrala fiind legată cu nivelul aval printr-o galerie de fugă.

b) *Schema concentrării căderilor liniare* (fig. 47, b).

De la captare pînă la restituire avem exact schema cascadei, cu deosebirea că galeria de fugă este lungă.

c) *Schema concentrării căderii prin baraj* (fig. 48, a, b, c).

Pe fluvii și râuri mari se realizează uzina cu baraje de proporții uriașe, cu înălțimi în unele cazuri pînă la 200 m. La noi, cel mai mare baraj în construcție are înălțimea maximă de 120 m.

Pe cataractele fluviilor cu debite foarte mari și căderi sub circa 30 m, se utilizează schema din fig. 48, c; ca un exemplu

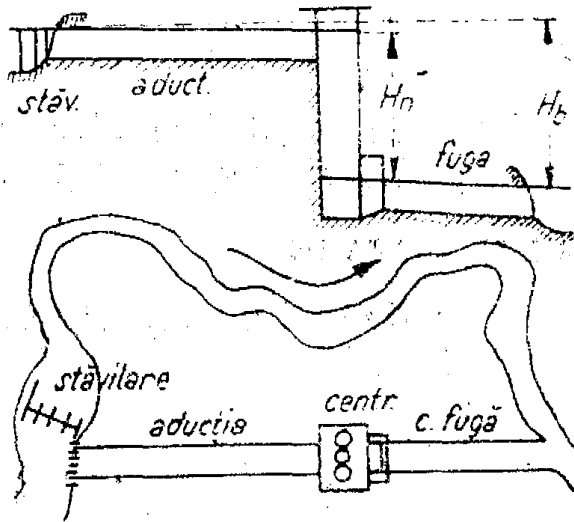


Fig. 49. Schema tăierii unui cot

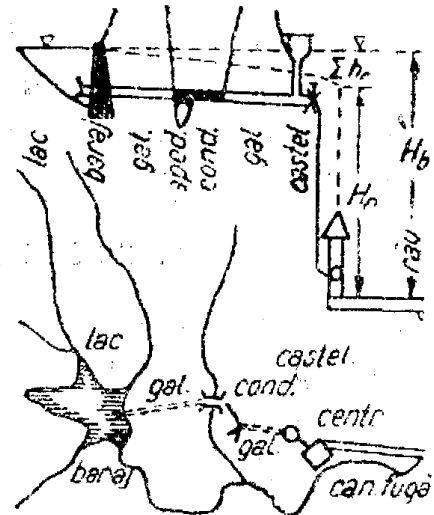


Fig. 50. Schema uzinei simple

de astfel de construcție avem Dneproghes și în prezent uriașele uzini Kuibîșev și Stalingrad pe Volga.

d) *Schema tăierii coturilor* (fig. 49).

În cazul căderilor mici și mijlocii, uzinele hidroelectrice se amenajează prin tăierea unui cot pronunțat. Pentru canalele de aducție și de fugă, avînd panta J_2 și lungimea L_2 mai mici decît rîul cotit, care are panta J_1 și lungimea L_1 , căderea respectivă se obține din diferența $H = (J_1 L_1) \text{ rîu} - (J_2 L_2) \text{ canale}$.

e) *Schema hidroelectrică simplă* (fig. 50).

Amenajarea unui sector de rîu cu o singură captură, aducție, centrală și canal de fugă, se face conform (fig. 50).

f) *Scheme complexe cu cădere unică* (fig. 51).

Concentrînd în aceeași centrală mai multe râuri și afluenți, obținem o singură cădere (fig. 51), schemă pe care o întîlnim în natură sub multe variante, mai mult sau mai puțin complicate.

g) *Schema cu căderi diferite în aceeași centrală* (fig. 52).

Pentru a mări capacitatea uzinei, în aceeași centrală se concentrează mai multe căderi diferite, fiecare cu turbine sepa-

rate. O uzină hidroelectrică de acest tip complex s-a construit și pus în funcțiune recent la noi, după proiectele autorului.

h) *Scheme de uzine cu pompare hidroenergetică* (fig. 53).

Pe râuri mari, unde se amenajează o cădere mică sau mijlocie cu debite mari, însă fără acumulare, rămâne multă energie excedențiară, care nu poate fi consumată; în schimb, în anu-

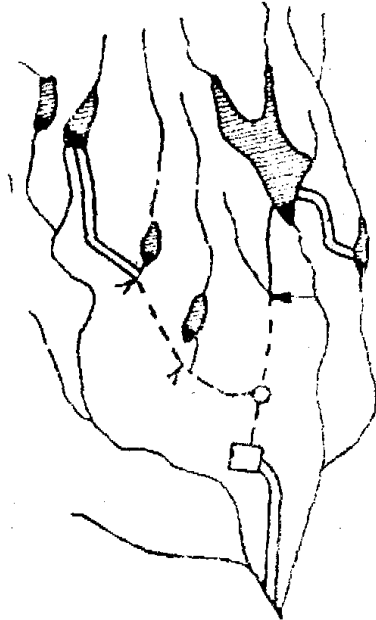


Fig. 51. Schema complexă

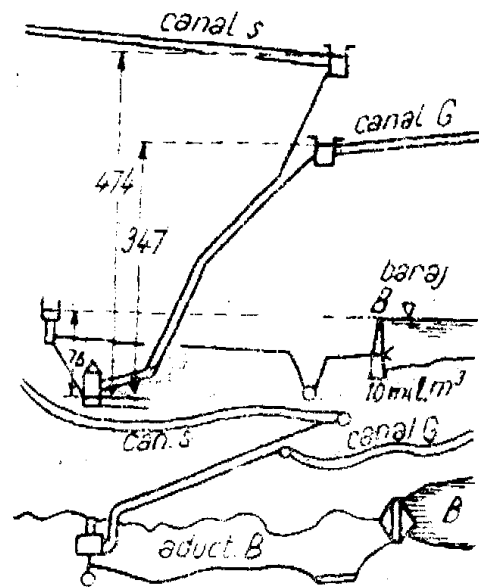


Fig. 52. Uzina cu trei căderi diferite

mite anotimpuri, zile sau ore nu avem destulă putere și energie de vîrf cerută de consumatori. Prin pomparea apei într-un lac superior, folosind energia excedențiară, practic gratuită, se acumulează energia sub formă potențială cu apă pompată în rezervor. Gîndind lacul prin aceleași instalații, dar trecînd apa în centrală prin turbinele montate pe același ax cu pompele și folosind electromotoarele și ca alternatoare, se obțin uzine de mare vîrf prin pompare energetică (v. Bibliografia 35, Nr. 2/1954).

Energia excedențiară poate fi transportată prin linii de mare tensiune de la mai multe uzine de bază, chiar din alte regiuni mai depărtate, sau se aduce de la centrale termoelectrice cu aburi.

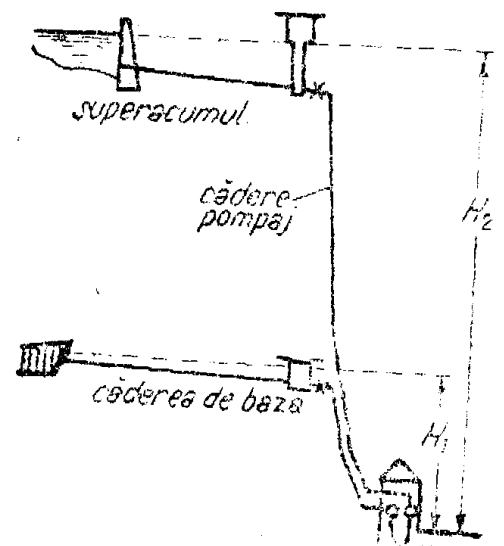


Fig. 53. Uzina mare de vîrf, cu pompaj

Fiecare uzină construită după schemele de mai sus, sau scheme combinate, mai poate fi uzină de bază (pe firul apei), folosind debitul neregulat, cum îl oferă natura, sau uzină de vîrf prin lacul acumulator pe cale naturală, sau uzină de mare vîrf, la care pomparea hidroenergetică se combină cu una sau mai multe uzine de bază.

3. FACTORII CARE DETERMINĂ ENERGIA HIDRAULICĂ

a) *Factorii puterii uzinei hidroelectrice.* La căderi mijlocii și mari, termenii înălțimii cinetice $\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$ din căderea brută

$H_b = H_1 - H_2 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$ sînt neglijabili, deoarece reprezintă numai cîțiva decimetri. La uzine cu căderi foarte mici, de ordinul sub 2 m, termenul cinetic nu mai poate fi neglijat.

Lucrul mecanic pe care-l dezvoltă un volum de apă V (m³) cu căderea brută H_b (m) este, teoretic, de $\gamma V H_b$, iar puterea brută în kW va fi derivata în timp a lucrului mecanic

$$P = \frac{\gamma}{102} \frac{dV}{dt} H_b = 9,81 Q H_b.$$

Din această putere se pierde hidraulic, mecanic și electric anumite cote din putere $\Sigma \Delta P$, astfel că rămîne numai puterea netă

$$P = \eta P_b = 9,81 Q H \eta \text{ (kW)}.$$

Randamentul global η , subunitar, reprezintă chiar expresia pierderilor de putere

$$\eta = \frac{P}{P_b} = \frac{P_b - \Sigma \Delta P}{P_b} = 1 - \frac{\Sigma \Delta P}{P_b}.$$

Notînd debitul instalat cu $Q_i = k_i Q_m$ și debitul mediu anual cu $Q_m = \frac{1}{T} \int Q dt$, se scrie, puterea la bornele generatoarelor :

$$\left. \begin{array}{l} \text{Puterea instalată} \quad P_i = 9,81 Q_i H_b \eta_i \\ \text{Puterea medie anuală} \quad P_m = 9,81 Q_m H_{bm} \eta_m \end{array} \right\} \quad (76)$$

În formulele (76), termenul H_{bm} reprezintă căderea brută medie anuală și anume aceea măsurată de la centrul de greutate al volumului apei din lacul de acumulare pînă la cota de restituire în aval de uzină, iar termenul H_b , căderea statică brută,

măsurată de la creasta deversorului barajului pînă la nivelul aval.

Calculăm producția uzinei hidroelectrice în kWh/an ținînd seamă că anul normal are 8 760 ore și anume :

Producția maximă :

$$E = 8\,760 \cdot 9,81 Q_m H_{bm} \eta_m = 85\,936 Q_m H_{bm} \eta_m$$

Producția utilă :

$$E_u = 8\,760 \cdot 9,81 Q_m H_{bm} \eta_m \varepsilon = \varepsilon E.$$

(77)

Am notat cu η_m randamentul global mediu anual, cu η_i pe cel corespunzător puterii instalate, iar factorul de producție

$$\varepsilon = \frac{1}{T Q_m} \int_0^T Q_u dt$$

subunitar se calculează din curba de regim a

debitelor, din care se utilizează debite cel mult egale sau mai mici decît cel instalat $Q_u \leq Q_i$.

b) *Debitele.* debitele care se scurg pe un rîu

$$Q = 1\,000 \sigma S \frac{\Delta h}{\Delta t} \text{ (m}^3\text{/s)}, \quad (78)$$

provin din ciclul hidrologic al evaporărilor, precipitațiilor și reîntoarcerii parțiale a debitelor în mări și oceane.

În formula 78, constanta 1 000 provine din introducerea suprafeței S în kilometri pătrați și a lui Δh în milimetri.

Debitele depind de mulți factori hidrografici și meteorologici, după cum urmează :

— Suprafața bazinului de recepție S (km²) al rîului într-un punct studiat care se obține delimitînd munții, șeile și cumpelele de apă pe hărți. Bazinul se obține prin planimetrarea pe hărți. Uneori, bazinul topografic nu coincide cu cel hidrogeologic, din cauza pierderilor subterane prin infiltrații ;

— Precipitațiile h (mm) căzute sub formă de ploaie, zăpadă, grindină etc., măsurate în pluviometrii. Într-un interval de timp Δt studiat, de exemplu oră, zi, lună sau an, înregistrîndu-se precipitația Δh , se obține intensitatea ploii $\Delta h / \Delta t$;

— Coeficientul de scurgere σ arată a cîtea parte din debit se scurge pe rîu, iar $(1 - \sigma)$ reprezintă toate pierderile de debite datorită : evaporației, infiltrației, consumului vegetației etc. Coeficientul σ variază în limite largi, deoarece depinde, la rîndul lui, de mulți alți factori, ca : precipitația și regularitatea ei, temperatura, vînturile, umiditatea, gradul de împădurire al

bazinului, permeabilitatea solului, altitudinea medie a bazinului, panta generală a râului și afluenților de la origine la punctul studiat, situația orografică a formei și expunerii văii față de nord, sud etc. În Bibliografia 32 s-au dat numeroase formule indicative pentru σ , în special pentru σ mediu anual, care, la

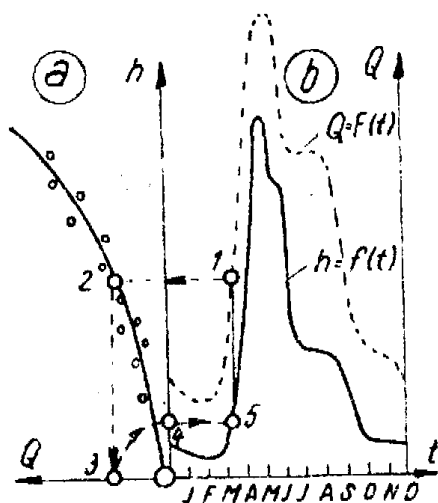


Fig. 54. Cheia (a) și regimul $Q(b)$

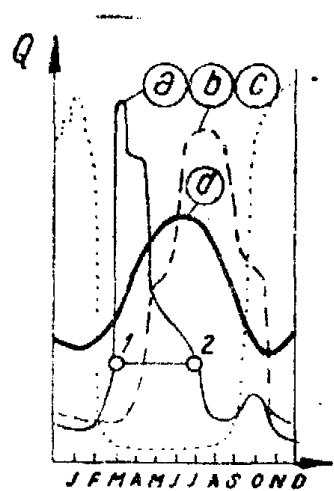


Fig. 55. Regimuri de debite

bazine înalt carpatine este de 0,6—0,8, în regiunea dealurilor 0,3—0,5 și în regiunile de șes 0,1—0,2.

Se mai notează cu

$$Q_p = 1\,000 S \frac{\Delta h}{\Delta t}$$

debitul provenit din precipitații în m^3/s , iar debitul real rezultă

$$Q = \sigma Q_p.$$

Media anuală Q_m sau „debitul modul” se obține din planimetrarea curbei de regim a debitelor, care este totodată

$$Q_m = \sigma_m Q_{pm} = \sigma_m \frac{Sh}{31\,560},$$

în care este h precipitația totală anuală (mm/an).

* Debitele se înregistrează fie prin citirea nivelului apei la o stație limnometrică (miră gradată), fie cu un înregistrator automat pe o diagramă a aparatului „limnigraf”. Prin mai multe măsurători de debite Q făcute la stația respectivă, citind și nivelul la miră h , se poate trasa „cheia limnometrică” $Q = f(h)$ (fig. 54, a). Cu ajutorul acestei chei se reconstruiesc, din nivele, debitele în funcție de timpul t , după metode de construcție reprezentată prin 1-2-3-4-5 (în fig. 54, b).

Curba de regim sau hidrograful debitelor $Q = F(t)$ într-un an normal depinde de regiune, astfel, de exemplu, în fig. 55 avem: (a) regimul unui râu carpatic, (b) regimul alpin din regiunea ghetarilor, (c) regimul tropic, (d) regimul fluvial. Regimul fluvial, de exemplu al Dunării, este mult mai echilibrat din cauză

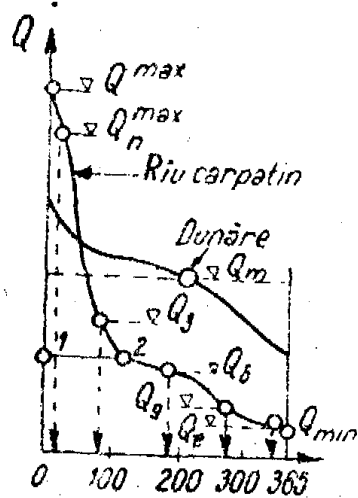


Fig. 56. Curbe de durată

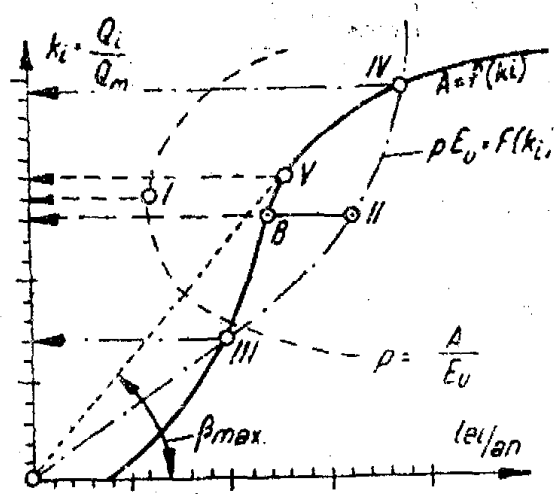


Fig. 57. Coeficientul instalat k_i optim.

că debitul se compune din debitele diferiților afluenți proveniți din regiuni cu climă diferită.

Curba de durată (fig. 56) se construiește din curba de regim (fig. 55), măsurînd la un debit Q durată 1—2 pe care o desemnăm pe orizontală, de la ordonată spre dreapta, (fig. 56). Repetînd procedeul la alte debite, se obține curba de durată din fig. 56, care arată prin curba desenată subțire cazul unui râu carpatic și prin curba groasă curba de durată a unui fluviu. Pe curba de durată se marchează debitele caracteristice ale anului: Q_{max} avînd durată de 1 zi, Q_n^{max} pe 10 zile, Q_3 , Q_6 , Q_9 pe 3, 6 și 9 luni, Q_e etiajul cu durată de 355 și Q_{min} de 365 zile. Nu apar pe curbă Q_{max}^{max} și Q_{min}^{min} , debitele extreme care pot apărea o dată într-o epocă lungă, de exemplu, de 1 000 ani.

Debitul instalat Q_i se calculează în funcție de modul și anume $Q_i = k_i Q_m$, cu coeficientul de instalare k_i la uzine de bază după diagrama din fig. 57. Se calculează cheltuielile anuale ale uzinei $A = f(k_i)$ la diferiți coeficienți de instalare k_i , apoi curba veniturilor $p E_u$ (lei/an), p fiind prețul de cost al energiei în lei/kWh, iar E_u energia utilă. Construind curba prețului de cost al energiei $p = \frac{A}{E_u}$ în funcție de k_i , se vede că la punctul I devine p minimal. Acest punct de diagramă dă un coeficient

k_i economic. O altă soluție reprezintă punctul II, beneficiul fiind aici $B = pE_u - A = \text{maximal}$. Apoi la intersecțiile curbelor A și pE_u se mai găsește punctul III, care dă coeficientul $k_i = \text{minim}$ și punctul IV, care dă coeficientul $k_i = \text{maxim}$ la limită economică cu $B = 0$. În sfârșit, punctul V, determinat prin trasarea tangentei din origine la curba A , arată unghiul β_{max} , adică $\text{tg } \beta_{\text{max}} = \frac{k_i}{A}$, care dă cel mai mare debit instalat, raportat la anumite cheltuieli anuale A bine determinate.

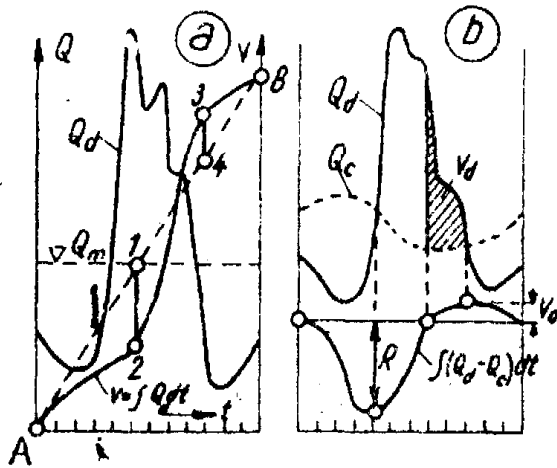


Fig. 58. Curba retențiunii (a) și prin diferențe (b)

Capitaliștii căutau soluții cu beneficiu maxim la cele mai mici investiții, fără a avea în vedere utilizarea rațională și cât mai completă a energiei hidrolice. Ținând seamă de principiile economiei socialiste, trebuie să trecem la dimensionarea uzinelor de bază de la soluția I spre soluția IV, care permite folosirea mai rațională și mai completă a energiilor naturale. Acest studiu economic este de importanță deosebită și pentru turbine.

La uzinele de vîrf, coeficientul de instalare crește cu mărimea acumulării $k_i = f(\alpha)$. Coeficientul k_i va fi mai mare cu cît crește coeficientul de acumulare de apă în lacuri

$$\alpha = V_u / 31\,560\,000 Q_m.$$

Din studiile autorului rezultă funcția

$$k_i = 1,65 + 3,62 \alpha + 3,25 \alpha^2,$$

valabilă la uzine de vîrf obișnuite.

Problema retențiunii (fig. 58, a și b). La o curbă de regim a debitelor disponibile Q_a trebuie stabilită capacitatea lacului pentru a compensa total regimul debitelor adică, debitul consumat $Q_c = Q_m$ să fie constant anual. Pentru aceasta se construiește grafic-analitic curba volumelor de apă disponibile

$$V_a = \int_0^T Q_a dt \text{ și a volumelor consumate } V_c = \int_0^T Q_c dt. \text{ Unind capetele}$$

AB , se obține prin ordonatele maxime valoarea retențiunii necesare compensării $R = 1 - 2 + 3 - 4$.

Cînd se dă și curba debitelor consumate Q_c (fig. 58, b), se calculează din tabele diferența $Q_a - Q_c$, apoi se integrează și se obține curba $\int (Q_a - Q_c) dt$, reprezentată în partea de jos a fig. 58, b. Această figură arată fluctuația volumelor în lac, apoi dă retențiunea R necesară și mai arată volumul deversat neutilizat V_{dev} . Retențiunea se studiază după nevoie supra-anual, săptămînal, sau zilnic. Pentru o retențiune anuală, rîurile noastre au nevoie de $R_{an} = (0,3 \text{ la } 0,35) 31,56 \cdot 10^6 Q_m$, pentru

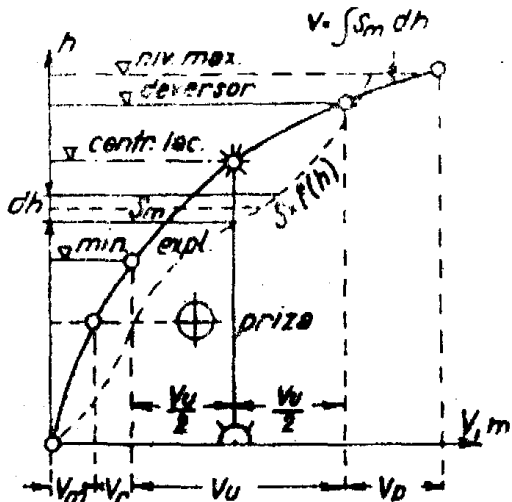


Fig. 59. Curba capacității lacului

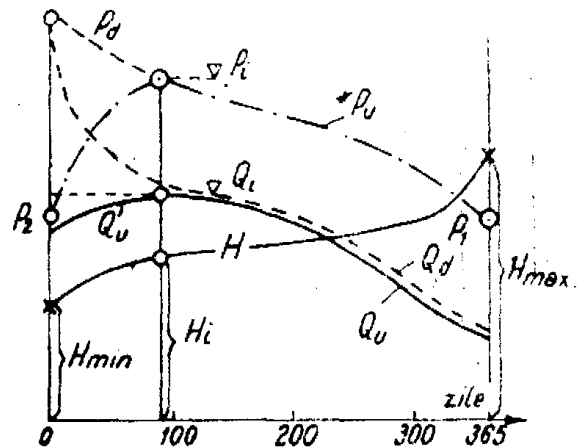


Fig. 60. Planul de exploatare al unei uzine fluviale

retențiune zilnică și asigurarea vîrfurilor de dimineața și seara. $R_{zi} = (0,2 - 0,25) 86\,400 Q_m$.

Capacitatea lacului se recomandă să fie egală cu retențiunea R calculată. Dacă din motive geologice, topografice și tehnice ridicarea nivelului în lac este limitată, se vor întocmi planuri de exploatare cu retențiune mai mică ($V_u < R$).

În diagrama capacității reale a lacului reprezentată în fig. 59, se arată suprafețele apei în lac în funcție de înălțimea nivelului în lac h (curba punctată) $S = f(h)$. Dacă se integrează porțiunile orizontale se obține curba capacității lacului

$$V = \int S_m dh.$$

Pe această curbă se definește: de la cota în talveg la priza apei „volumul mort” V_m ; de la priză la nivelul minim de exploatare volumul denumit „Rezerva de fier” V_r ; între nivelul minim și nivelul crestei deversorului „volumul util” V_u și de aici la nivelul maxim „Rezerva împotriva inundațiilor

prin puhoaiie” V_p . La jumătatea lui V_u trasînd verticala pînă la curba V , se obține orizontal cota centrului de greutate al lacului. De la centrul de greutate în jos se obține căderea medie anuală, importantă pentru calculul turbinelor.

Planul de exploatare (fig. 60). La uzinele fluviale curba de durată arată debitele disponibile Q_d și căderile H care variază invers față de debite. La debite mici, căderea este maximă și viceversa, așa cum rezultă din studiul remuului dinspre aval.

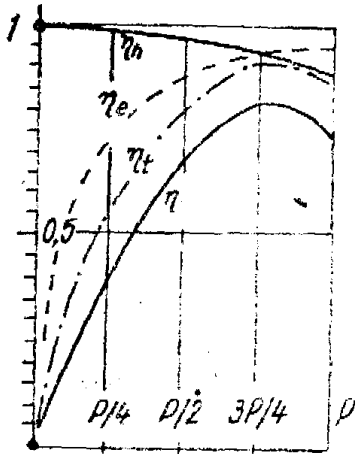


Fig. 61. Randamente

Pînă la debitul instalat Q_i , socotind de la dreapta spre stînga diagramei din fig. 60, se folosește debitul util $Q_u \leq Q_d$ cu puțin sub cel disponibil Q_d . De la Q_i spre stînga, deși Q_d este suficient de mare, turbinele nu mai pot consuma decît

$$Q'_u = Q_i \sqrt{H_u/H_i};$$

deci curba Q'_u coboară parabolic sub Q_i .

Puterea uzinei $P = 9,81 QH\eta$ (kW) se poate calcula punct cu punct de la $P_1 = 9,81 Q_{u1}^{min} H_{max} \eta_1$ spre $P_i = 9,81 Q_i H_i \eta_i$, ca apoi să scadă la $P_2 = 9,81 Q_{u2} H_{min} \eta_2$.

c) **Căderile.** Căderea brută statică H se măsoară printr-un nivelment geodezic de la nivelul aval la nivelul amonte din lac (la lacul pînă la creasta deversorului).

De la lac pînă la castelul de echilibru se calculează pierderile de sarcină prin conducte și galeriile de aducție, apoi pierderile în conductele forțate și cele din canalul de fugă cum se arată în fig. 50. Aceste pierderi vor fi calculate cum se arată în manualele de Hidraulică (v. Bibliografia 31).

$$\sum h_r = 0,0826 \sum \frac{Q^2}{d^4} \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \zeta \right). \quad (79)$$

Căderea netă la turbine H_n , se calculează după formula:

$$H_n = H_b - \sum h_r = H_b - \sum h_{ri} \left(\frac{Q}{Q_i} \right)^2 = H_b - KQ^2. \quad (80)$$

d) **Randamentele.** Randamentul total al întregii amenajări hidroelectrice η este produsul a trei randamente (fig. 61)

$$\eta = \eta_h \eta_t \eta_e \quad (81)$$

în care η_h este randamentul hidraulic și este egal cu

$$\eta_h = \frac{H_n}{H_b} = 1 - \frac{\sum h_r}{H_b} = 1 - \frac{\sum h_{ri}}{H_b} \left(\frac{Q}{Q_i} \right)^2 \quad (81')$$

η_t — randamentul turbinei; acest randament variază în funcție de sarcină și de tipul turbinelor (fig. 62,

η_e — randamentul electric.

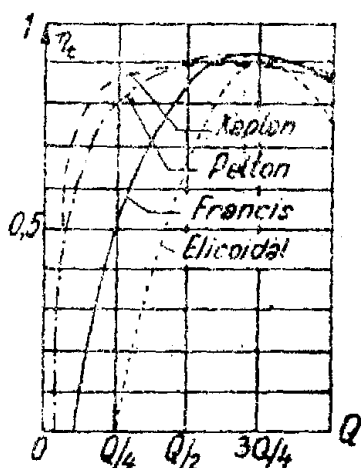


Fig. 62. Randamentul diferitelor turbine

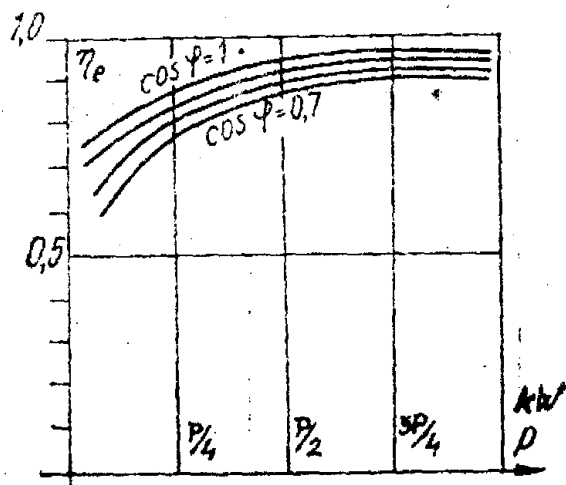


Fig. 63. Randamentul electric

În cazul în care η_e se socotește la barele generatoarelor, randamentul acestora va fi egal, adică $\eta_e = \eta_g$, în funcție de sarcină (fig. 63). Dacă se calculează randamentul electric în alt punct al schemei electrice, trebuie să se înmulțească η_g cu cel al transformatoarelor liniei de transport etc, ($\eta_e = \eta_g \eta_{T1} \eta_L \eta_{T2}$).

Fig. 61 reprezintă, conform formulei 81, randamentul total ca produs al celor trei randamente parțiale.

e) *Factorul de producție* (ϵ) se calculează din diagrama reprezentată în fig. 64, ca raport între suprafața debitelor utilizate S^* pînă la Q_i și volumul total al râului pe an $V_{an} = 31\,560\,000 Q_m$ (denumit „stocul anual”). Astfel se obține

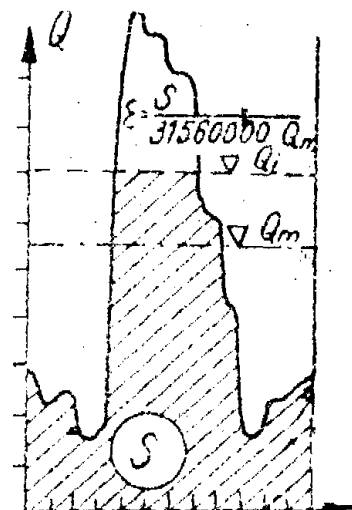


Fig. 64. Factorul de producție ϵ

$$\epsilon = \frac{S^* \text{ planimetrat}}{31\,560\,000 Q_m} < 1,0$$

4. CAPTĂRI, BARAJE, STĂVILARE ȘI PRIZE DE APĂ

Prin aceste construcții și instalații hidrotehnice se captează apa cu sau fără înmagazinare, se descarcă apele mari, se obține ridicarea și reglajul nivelului și spălarea depozitelor solide.

Aceste construcții și instalații satisfac atât nevoile hidroenergetice, cât și cele ale irigațiilor, navigației și alimentărilor cu apă industrială și potabilă. Acest ansamblu de captare se grupează astfel :

Captări	}	Baraje fixe	{	Diguri Baraje de greutate Baraje în arc Baraje cu pile și deschideri multiple	}	Prize de apă Deversoare Sifoane automate Goliri de fund Disipatoare (hidraulice)
		Stăvilare mobile (construcții plus stavile)	{	Stavile plane Clapete automate Stavile segment Stavile sector Ferme hidraulice Stavile cilindrice		Prize și anexe Ecluze de navigație Scări de plute și flotaj Scări de pești Instalații auxiliare Decantoare, denisipatoare
		Mixte	{	Combinații de diferite stavile cu baraje fixe		

a) *Digurile sînt baraje fixe, nezidite compact, din pămînt, anrocamente, zidării uscate sau mixte.*

— Digurile de pămînt omogen se realizează dacă materialul conține aproximativ 30% argilă și are suficientă etanșitate proprie. Paramentul amonte se perează împotriva eroziunii cu brazde de iarbă, cu pavaj de piatră, cu dale de beton sau beton armat, cu scînduri, tolă etc. În amonte se realizează în fundații o vatră etanșă din scînduri, de beton, de argilă orice alt soi de palplanșe de lemn, beton sau metal. La înălțimi sub 5 m, se adoptă secțiune trapezoidală simplă, calculată cu pante amonte $1:n$ și aval $1:n'$ împotriva infiltrației, pentru a asigura stabilitatea. La diguri mari, paramentele au pante scăzînd spre aval pentru acoperirea curbei de alunecare (fig. 65).

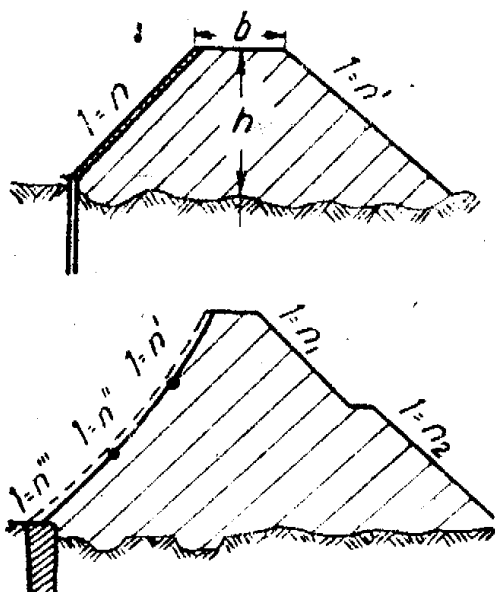


Fig. 65. Diguri omogene

S-au construit diguri pînă la 70 m înălțime, iar în U.R.S.S. se construiesc diguri și mai înalte.

— Digurile neomogene se folosesc în regiuni unde nu există suficientă argilă. Ele se înalță, bătute în straturi sub 0,3 m grosime, din orice material neomogen și permeabil. Un asemenea dig cu un lac de 10 milioane m^3 a fost construit de autor în

cadrul lucrărilor de asanare a lacurilor Colentinei. Digurile primesc măști de etanșare amonte sau în mijloc (fig. 66).

— *Digurile de zidărie uscată*, fig. 67—sus, se construiesc în defileuri stâncoase din regiunile de munte, unde lipsește pământul, unde roca este bună și unde, din cauza dificultăților de transport, cimentul este foarte costisitor. Paramentul spre amonte se face cu panta 1 : 0,7 la 1 : 0,9, în aval de la 1 : 1 la 1 : 1,2 întrerupte cu berme orizontale (banchete). Paramentul

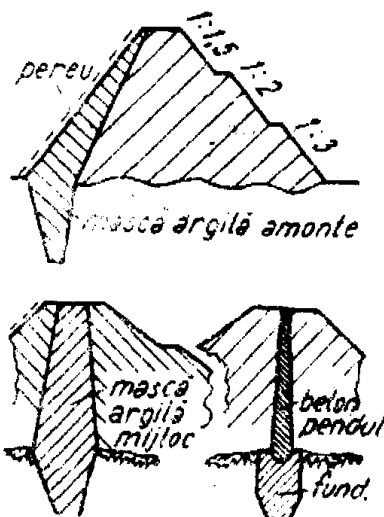


Fig. 66. Diguri neomogene

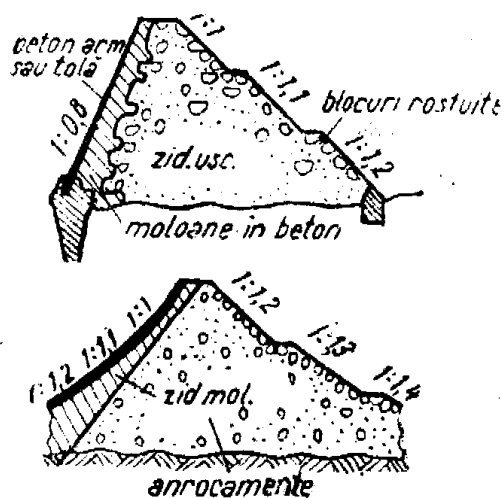


Fig. 67. Diguri de anrocamente

amonte se sprijină pe vatra betonată, încastrată adânc în roca talvegului și se căptușește cu o mască din : beton armat, rostuită, sau cu tolă, cu straturi de bitum special pe plasă, sau beton asfaltic etc. Sub mască urmează o zidărie de blocuri cu mortar ciment, sprijinite pe mase de zidărie uscată (fără mortar) a digului propriu-zis.

— *Digurile de anrocamente*, fig. 67-jos, se construiesc analog, însă din anrocamente de orice granule de rocă, așa cum se obține din carieră. Aici nu se mai execută o zidărie, ci numai se aruncă și se comprimă pe cale mecanică materialul, de exemplu, cu vibratoare și se stropește cu apă. Pantele paramentelor sînt mai mici și anume amonte 1 : 1 la 1 : 1,3 și aval 1 : 1,25 la 1 : 1,4. Astfel de tipuri, cu măști amonte, s-au executat pînă la 100 m înălțime. Recent, s-a terminat și pus în funcțiune la noi un baraj de 50 m înălțime de acest tip, cu un lac de 11 milioane m³ rețineră, în cadrul unei amenajări complexe proiectate de autor.

b) *Baraje de greutate*, din zidărie compactă sau din beton plastic vîrtos și vibrat, conform secțiunii din fig. 68. Asemenea baraje, s-au executat cu înălțimi pînă la 215 m. La noi se construiesc acum mai multe baraje, printre care acela de la uzina V. I. Lenin este cel mai mare.

Profilul teoretic al barajelor de greutate este triunghiular, cu înălțimea H și baza λH , calculată :

$$- \text{ la parament amonte vertical } \lambda_1 = 0; \lambda = \frac{1}{\sqrt{\gamma_b - m\gamma}} \quad (82)$$

- idem, oblic cu $\lambda_2 = 0,05 - 0,2$:

$$\lambda_2 = \frac{\lambda_1}{2} \left(1 + \beta \frac{\gamma}{\gamma_b} \right) + \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma_b} + \frac{\lambda_1^2}{4} \left(1 + \beta \frac{\gamma}{\gamma_b} \right)^2} \quad (82')$$

în care β este porozitatea

$$\gamma_b = 2,2 - 2,4 \text{ t/m}^3; \quad \gamma = 1 \text{ t/m}^3,$$

iar $\gamma'_b = \gamma_b - m\gamma$ cu coeficientul $m = 0,3 - 0,6$, care reprezintă subpresiunile (fig. 68).

Fundația se încastrează adînc într-o rocă sănătoasă, mai ales cu pintelul amonte, sub care se execută o perdea de injecții cu lapte de ciment.

Barajele de greutate se mai execută și arcuit în plan, cu raza r . După mărimea raportului h/r se calculează λ , care scade

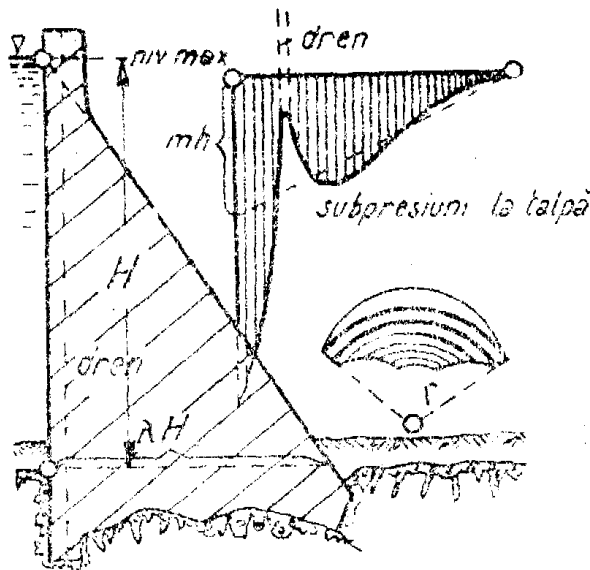


Fig. 68. Baraj de greutate

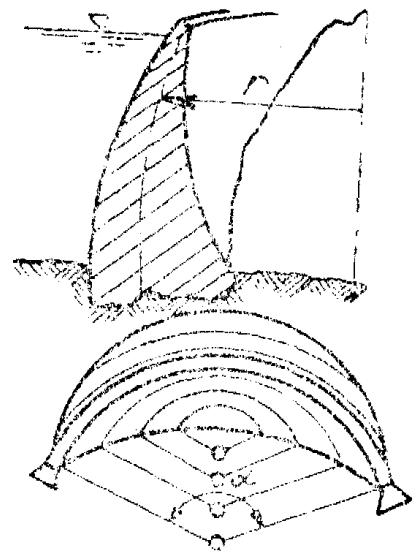


Fig. 69. Baraj în arc

pînă la 0,3 pentru $h/r \geq 1,5$ (fig. 68 — schița mică). Acest sistem se poate executa numai la roci de încastrare foarte rezistente și impermeabile. Importante sînt barajele de greutate de tip lamelar cu rosturi lărgite, care la înălțimi de la 60 la 130 m sînt cele mai economice și mai stabile.

c) *Barajele în arc*, se execută din beton, mai rar din beton armat, conform fig. 69, în defileuri foarte înguste și în roci excelente. Dimensionarea este foarte anevoioasă, cum se vede, de

exemplu în Bibliografia 30. Secțiunea este fie cilindrică cu ax vertical sau cu ax de rotație r oblic, fie izogonă cu raze variabile, păstrând unghiul la centru $\alpha = \text{constant}$, fie cupolă în spațiu.

d) *Barajele cu pile și deschideri multiple* se execută în nenumărate variante, la văi largi și înălțimi pînă la 100 — 120 m.

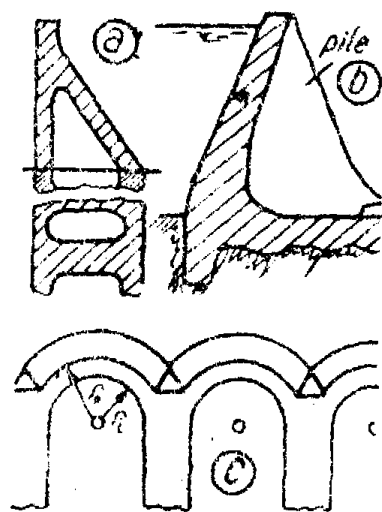


Fig. 70. Baraj în pile și bolți

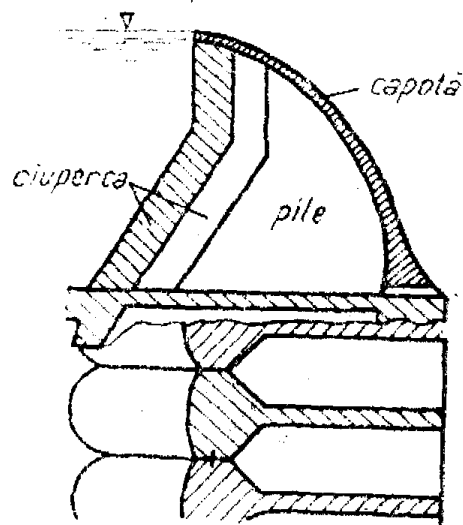


Fig. 71. Baraj tip ciupercă

Dintre tipurile cunoscute se utilizează mai frecvent următoarele: baraj cu pile multiple cu plăci spre amonte verticale, oblice sau încovoiate, apoi baraje celulare reprezentate în fig. 70, a sau evidentate, tipuri de genul celor din 70, b, acele cu bolți multiple (fig. 70, c) (văzut în plan), barajul tip ciupercă (fig. 71). Acest baraj are pile ale căror capete amonte se lărgesc și între ele este o legătură elastică de etanșare sub formă de Z sau Ω din tole de cupru sau de oțel moale și inoxidabil. În sfârșit, se mai întâlnesc baraje-cupole multiple, sub formă de scoici dublu curbate în spațiu de beton armat (fig. 72 și 73).

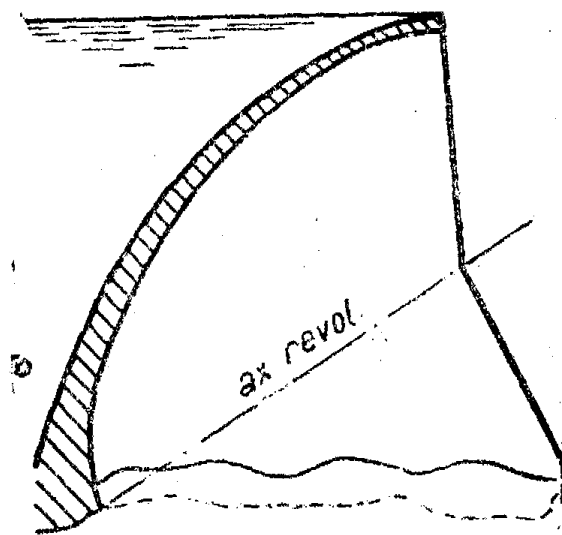


Fig. 72. Cupolă — scoică

e) *Prizele de apă* se execută fie prin corpul barajului, fie alături. Ele sînt fie sub mari presiuni, fie pe firul apei fără presiune, avînd forme foarte variate. Prizele cuprind: grătare rare, grătare dese, fixe sau mobile, trompe de admisie, timpane, palplanșe și praguri împotriva corpurilor plutitoare, apoi instalații cu spălări de

fund, stavile de admisie, de spălare, de evacuare a gheții, denisipatoare etc.

f) *Deversoare, sifoane și goliri de fund* se prevăd la toate barajele pentru descărcarea apelor mari, pentru reglarea nivelului și spălarea aluviunilor, avînd forme foarte variate (v. Bibliografiile 8, 10, 30, 32).

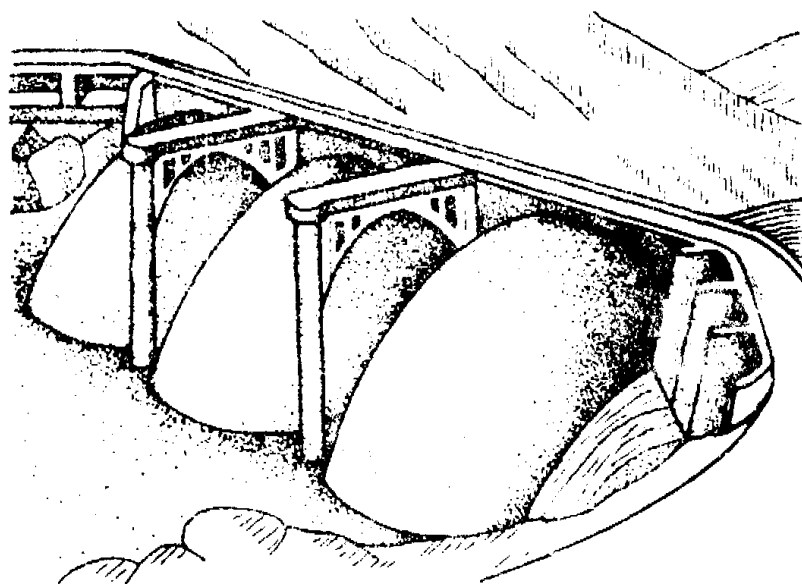


Fig. 73. Perspectiva unei serii de cupole

g) *Disipatoarele hidraulice*¹⁾ sînt necesare pentru evitarea eroziunii terenului aval de baraj sau la oricare alte goliri de apă sub cădere sau presiune. Există mai multe tipuri constructive, dintre care sînt utilizate mai frecvent disipatoarele cu saltele de apă, cu crenele, cu trompe sau șicane hidraulice, cu blindaje speciale sau cu aruncătoare.

h) *Alte construcții hidrotehnice.* La barajele fluviale se construiesc ecluze de navigație, care coboară și înalță pe cale hidraulică sau hidromecanică navele peste înălțimea barajului. La alte baraje, se folosesc scări de plute sau dispozitive pentru flotajul lemnului, apoi scări de pești etc., după cum arată literatura de specialitate (de exemplu M. M. Grișin : Construcții hidrotehnice, traducere din limba rusă, E.E.S., 1952).

5. CANALIZARI ȘI CONSTRUCȚII SPECIALE

a) *Canale de aducție și de fugă.* La schemele de uzine pe firul apei, fără acumulare (fig. 49), canalele de la baraj la camera de echilibru și canalul de fugă (evacuare) în aval de centrală se execută săpate în pămînt, în rocă, sau sub formă de construcții aeriene. Canalele cu nivel liber au profilele trapezoidal,

¹⁾ Numite nepotrivit și distrugătoare. de energie.

dreptunghiular, triunghiular, semicircular, conducte sau galerii fără presiune etc.

Calculul este dat în capitolul III-I, 6, iar pe larg, poate fi urmărit în Bibliografiile 8, 9, 10, 30.

b) *Apeducte, traversări și alte lucrări de artă* se folosesc la trecerea canalelor peste văi, peste poduri, purtând sus jghiabul din lemn, tolă sau beton armat. La înălțimi și deschideri mari se preferă sifonarea în jos și în sus (v. fig. 52).

c) *Conductele și galeriile de aducție* se folosesc la prizele de apă sub presiune (fig. 50, 52). Din motive hidraulice ele se execută cu secțiunea circulară. După felul construcției, aceste conducte și galerii se execută din diferite materiale :

- conducte din oțel, nituite sau sudate ;
- conducte din beton armat, turnat pe loc, sau conducte din beton armat centrifugate și asamblate ;
- conducte din doage de lemn, armate cu centuri de oțel (fretaj) ;

— galerii cu sau fără căptușeli, după felul rocii străbătute.

Calculul este dat în capitolul III-5, iar calculele de rezistență se găsesc în Bibliografiile 8, 9, 10 și 30.

d) *Conductele forțate* leagă castelele de echilibru cu turbinele, conform schemelor din fig. 47, 50—53. Ele sînt asemănătoare conductelor, însă datorită presiunilor mari și apropiierilor de turbine, se dimensionează special împotriva loviturilor de berbec produse la închideri și deschideri de vane și turbine.

Notînd cu $h_h = h_s - h_r$ căderea hidraulică (căderea statică h_s minus rezistențele h_r) care apasă în secțiunea considerată a conductei forțate, de exemplu jos la vana turbinei, cu h_d înălțimea dinamică oscilatorie a loviturii de berbec și analog cu $v_h = \frac{4Q}{\pi d^2}$ viteza de regim la plină funcționare, iar v_d viteza dinamică în timpul oscilației, cu $T_r = 2L/a$ timpul de reflexie, la lungimea aducției L , cu $a = \frac{9\ 900}{\sqrt{47,6 + 0,4 \frac{d}{s}}}$ viteza sunetului în

apa din conducte, cu diametrul d și grosimea pereților s , cu timpul de închidere $T_s > T_r$ și cu x distanța amonte de turbină, avem :

$$h_d = h_h + F\left(t - \frac{x}{a}\right) - f\left(t + \frac{x}{a}\right) \quad (83)$$

$$v_d = v_h - \frac{g}{a} F\left(t - \frac{x}{a}\right) - \frac{g}{a} f\left(t + \frac{x}{a}\right) \quad (83')$$

în care F și f sînt funcții special calculate pe faze de oscilații.

În faza I ($t < T_r$) se obține cu funcția de închidere

$$\lambda = \frac{a^2 v_h^2}{2gh_s} \left(1 - \frac{t}{T_s}\right)^2 \quad (84)$$

$F(t) = h_a - h_s$; la $x = 0$ și $f = 0$ (nu există încă reflexie), deci înălțimea dinamică se calculează din:

$$h_{dI} = h_h + \frac{av_h}{g} + \lambda - \sqrt{2\lambda \left(h_h + \frac{a}{g} v_h\right) + \lambda^2} \quad (85)$$

— în faza a II-a ($t = T_r$ la T_s) apare reflexia undelor în castel (ecou) și se calculează:

$$h_{dII} = h_h + \frac{a}{g} v_h - 2f(t) + \lambda - \sqrt{2\lambda \left[h_h + \frac{a}{g} v_h - 2f(t)\right] + \lambda^2} \quad (86)$$

— în faza a III-a ($t > T_s$) fiind $\lambda = 0$;

$$h_{dIII} = h_h + \frac{a}{g} v_h - 2f(t). \quad (87)$$

Oscilația se repetă periodic, cum arată fig. 74 cu curbă plină pentru cazul teoretic, iar practic amortizat, datorită frecărilor, caz reprezentat prin curba punctată.

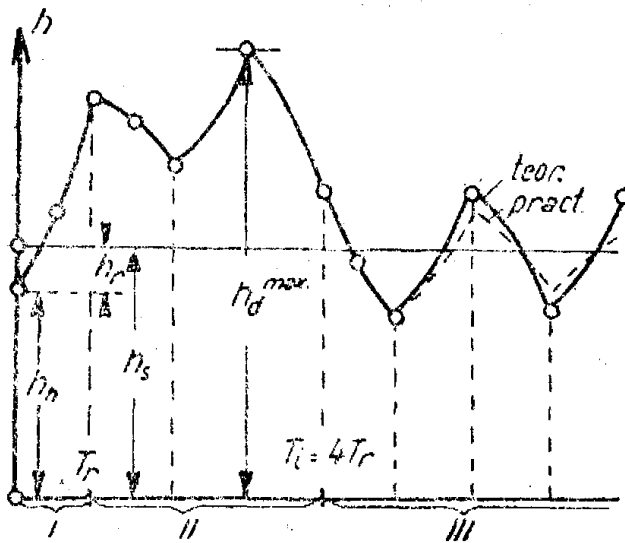


Fig. 74. Oscilații sonice
(lovituri berbec)

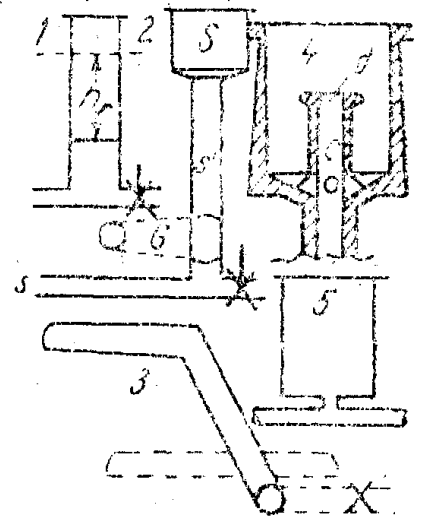


Fig. 75. Castele de apă

Pentru calcule aproximative în anteproiecte, lovitura maximă se poate calcula din

$$h_d^{max} \approx h_h + \frac{a}{g} v_h \frac{T_r}{T_s} \quad (88)$$

În general, regulatoarele turbinelor sînt cele care limitează lovitura de berbec. La turbina cu căderi sub 100 m, înălțimea dinamică se limitează la $h_d^{max} \leq 1,5 h_s$, iar la căderi foarte mari, la $h_d^{max} = 1,35 h_s$. Timpul de închidere T_s , care rezultă

în acest fel ca un multiplu al lui T_r , se va asigura la turbinele P prin așa-numitul deflector, cum se arată în capitole ulterioare, iar la turbinele F prin regulatorul de presiune.

e) *Castelul de echilibru* servește la : amortizarea oscilațiilor alternative potențiale și cinetice din sistemul aducțiunii baraj-castel, de asemenea pentru a debita apă la pornirea turbinelor, apoi ca organ de vizitare și de racord la mai multe aducțiuni. Constructiv, castelul poate fi : cu secțiune constantă (fig. 75, 1), descompus (fig. 75, 2), cu camera superioară S , puțul $s' \geq s$ și cu camera inferioară cu galerie G , apoi de tipul în formă de Z (fig. 75, 3) sau de tipul economic (fig. 75, 4) cu deversor (d) și clapete de reînțoarcere (c) în camera superioară, restul ca la castelul reprezentat în fig. 75, 2 și de tipul diferențial cu strângulări la x (fig. 75, 5), denumit castel cu diafragme.

Notînd cu h_r pierderile de sarcină de la baraj pînă la castel, cu s secțiunea aducțiunii, cu S secțiunea castelului constant (fig. 75, 1), cu L lungimea aducțiunii,

$k = \frac{h_r}{v}$ și cu $z = y - h_r$, conform fig. 76, obținem diferite oscilații. Cazul cel mai frecvent este acela al oscilațiilor obișnuite I, armonic amortizate care rezultă numai la secțiuni S mari. Oscilația de tipul II la secțiuni S foarte mari (lac secundar servind drept castel) și în sfîrșit tipul III aperiodic.

La închiderea bruscă a turbinelor se obține în cazul I, cel mai frecvent, oscilația nivelului în castel :

$$y = Ae^{-\frac{t}{2T_0}} \sin\left(\beta + \frac{t}{\tau}\right) + h_r; \quad T_0 = \frac{L}{kg}; \quad k = \frac{h_r}{v}; \quad (89)$$

$$y_{max} = Ae^{-\frac{\tau}{2T_0}(\psi-\beta)} \sin\psi + h_r; \quad T = \sqrt{\frac{LS}{gs}}; \quad A = h_r \frac{\tau T_0}{T^2}; \quad (89')$$

$$y_{min} = Ae^{-\frac{\tau}{2T_0}(\psi-\beta+\pi)} \sin\psi + h_r; \quad \frac{1}{\tau^2} = \frac{1}{T^2} - \frac{1}{4T_0^2}; \quad (89'')$$

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{2T_0}{\tau}; \quad \operatorname{tg}\beta = \frac{-1}{\frac{\tau}{4T_0} - \frac{T_0}{\tau}}; \quad \vartheta = 2\pi\tau \text{ (perioada)}. \quad (89''')$$

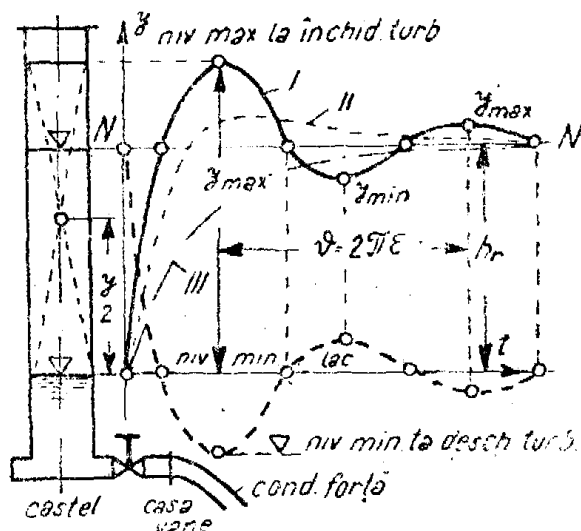


Fig. 76. Oscilația în castel

La proiectarea înălțimii castelului trebuie să se studieze și oscilația inversă, imaginea oglindită în jos, cînd pornesc bruse turbinele la nivelul în lac minim. În acest caz, se obține curba de jos, reprezentată punctat în fig. 76.

La secțiuni variabile și alte tipuri conform fig. 75, se calculează saltul de apă, de exemplu, după metodele descrise în Bibliografia 8 și 30.

f) *Casa vanelor* se plasează între castel și începutul conductei forțate. Ea cuprinde pe fiecare conductă : o vană cu închidere etanșă și lentă, apoi o vană cu închidere rapidă (tip fluture, tip cilindric etc.), o ventuză pentru aerisirea conductelor la umplere și preîntîmpinarea vidurilor); conducte de ocolire și cîte o conductă de spălare pe fiecare conductă forțată.

6. CLĂDIRIA CENTRALEI

După cum s-a menționat anterior, întregul ansamblu hidro-energetic de la baraje pînă la restituirea apei se numește „uzină hidroelectrică”, iar clădirea care cuprinde părțile electromecanice, „centrală”.

Centrala propriu-zisă cuprinde în cazurile generale :

— Distribuitorul apei, care distribuie debitul diferitelor conducte forțate spre turbine.

— Sala unităților electrogene, care cuprinde : vanele principale, turbinele, regulatoarele de putere și turație, regulatoarele de presiune, lagărele, diferite aparate mecanice, instalații de ulei, canale de apă, canal de aer rece, de aer cald, alternatoarele electrice, excitatoarele, canalizările electrice, serviciile electrice auxiliare etc.

— Sala de comandă care cuprinde pe panouri și pupitre toate comenzile electrice și electromecanice, cu regulatoarele electrice, aparatele de protecție, instrumentele de măsurat, contoare, diferite semnalizări la distanță referitoare la turbine, regulatoare, generatoare, transformatoare, automatizări, linii, servicii auxiliare etc.

— Ateliere, birouri, magazii, anexe.

Din punct de vedere constructiv, s-a creat un mare număr de tipuri de clădiri de centrale pentru uzine cu căderi mari sau mijlocii, pentru uzine fluviale, cu unități orizontale sau verticale. Detalii se găsesc în Bibliografiile 8, 9, 10, 30 și 32.

PARTEA A DOUA

MOTORE HIDRAULICE

CAPITOLUL IV

CLASIFICAREA MOTOARELOR HIDRAULICE

În partea întâi s-a făcut o clasificare generală a mașinilor hidraulice în sensul larg al definiției, după fluidul folosit : lichide, gaze, cum și a tuturor grupelor de mașini. În acest capitol se clasifică în detaliu numai grupa „motoarelor hidraulice”. Acestea reprezintă grupa care transformă energia hidraulică în energia mecanică (în electrotehnică, mașina analoagă este motorul electric, care transformă energia electrică la primar în energie mecanică la secundar).

În această clasificare se grupează numai motoarele hidraulice cu lichide ca : roțile hidraulice, motoarele hidrostactice și turbinele hidraulice.

1. CLASIFICAREA ROȚILOR HIDRAULICE

Roțile hidraulice sau cu apă, utilizează energie hidraulică primară fie numai sub formă de energie de poziție, fie combinată cu energia cinetică sub formă de șoc hidraulic neregulat. Ele primesc și evacuează apa prin aceleași spații, deci, spre deosebire de turbine, roțile nu sînt mașini străbătute de flux hidrodinamic. Clasificarea motoarelor se poate face din mai multe puncte de vedere.

a) *Clasificarea după poziția axului.* După poziția axului roții acestea se impart în două categorii :

— Roți cu ax orizontal, care se utilizează într-o largă măsură în scopuri hidromecanice : la mori, ferăstraie, piue, darace și se găsesc mai rar la microcentrale (fig. 11 și 12).

— Roți cu ax vertical care se aplică mai rar în scopuri hidromecanice și mai frecvent în cele hidroelectrice de puteri mici (fig. 4 și 7).

b) *Clasificarea după admisia apei.* Prin noțiunea de admisie a apei se înțelege felul cum intră apa în rotor și în acest sens cele mai frecvente roți se împart în :

— roți cu admisie superioară (fig. 11);

— roți cu admisie laterală, prin culise (fig. 12);

— roți cu admisie inferioară, prin deversoare sau orificii (fig. 94);

— roți de curent tangențial (fig. 1, 4, 6, 7 și 10).

c) *Clasificarea după principiul transformării energiei.* După felul energiei hidraulice primare și după cum se transformă aceasta în energie mecanică, se disting câteva categorii și anume :

— roți care folosesc preponderent energia hidraulică sub forma potențială, de poziție, deci greutatea apei (fig. 11);

— roți care folosesc mixt energia de poziție combinată cu o cotă mai mică de energie cinetică (fig. 12);

— roți care folosesc preponderent energia cinetică a curentului râului prin șoc hidraulic (fig. 1, 4 și 7).

d) *Clasificarea după felul construcției.* Din punct de vedere constructiv și al materialului principal întrebunțat pot fi citate :

— roți rudimentare sau rustuce, construite din lemn;

— roți metalice sistematice și modernizate, însă fără a intra în categoria turbinelor, ne fiind străbătute de fluxul hidrodinamic.

2. CLASIFICAREA MOTOARELOR HIDROSTATICE

Motoarele hidrostactice, deși au dispărut aproape complet din folosință sînt interesante și mai pot servi încă unor scopuri speciale. Ele folosesc aproape numai energia potențială, sub formă de presiune a apei. Aceste mașini pot fi clasificate după formele lor constructive în câteva categorii :

— motoare hidrostactice asemănătoare mașinilor cu aburi cu pistoane mișcate rectiliniu și cu sertărașe de admisie;

— motoare hidrostactice cu pistoane sau aripioare rotative;

— motoare sonice, care folosesc oscilațiile loviturii de berbec.

3. CLASIFICAREA TURBINELOR HIDRAULICE

Turbinele, care reprezintă motoare hidraulice perfecționate sînt mașini străbătute de un flux hidrodinamic, adică debitul intră în turbină printr-o secțiune și iese din ea prin alte secțiuni și organe. Turbinele pot utiliza de fiecare unitate și după tipul respectiv : căderi de la cîțiva decimetri pînă la 2 000 m, cu debite de la cîțiva litri pe secundă la $600 \text{ m}^3/\text{s}$ și puteri de la cîteva sute la 200 000 CP de fiecare unitate. Se citează ca exemplu turbinele uriașe care se instalează în centralele de pe Volga, Angara, Enisei etc.

a) *Clasificarea după principiul de funcționare hidraulică.* După felul cum se face transformarea energetică în turbină, mai ales în rotor, se pot distinge două categorii :

— Turbinele de egală presiune (care în trecut se numeau turbine cu acțiune) folosesc energia hidraulică sub formă pur cinetică. Întreaga cădere netă H_n , notată în domeniul mașinilor hidraulice prescurtat cu H , se transformă în stator numai în înălțime cinetică $H = c_0^2/2g$. Apa este injectată prin cîteva orificii în rotor, unde vîna este deviată de cupe sau pale, obținînd astfel cuplul și puterea hidraulică. Prototipul rudimentar al acestei categorii de turbine este acela cu făcaie (fig. 7 — stînga). Alt tip îl reprezenta în trecut turbina cu linguri cu admisie tangențial exterioară reprezentată în fig. 16, respectiv aceea din fig. 17 — jos, cu admisie tangențial interioară, sau cu cea din fig. 17 — sus cu admisia axială. O turbină cu linguri mai sistematică este aceea reprezentată în fig. 23, care a fost utilizată în mai multe exemplare și la noi. Această turbină constituie totodată și prototipul turbinei Pelton din fig. 24 și al turbinelor moderne cu cupe, care se va trata ulterior mai pe larg. Tot din această categorie face parte și turbina Bánki, dezvoltată ca turbină de egală presiune prin transformarea roții hidraulice, așa cum se va arăta într-un capitol separat.

— Turbine cu suprapresiune (numite în trecut cu reacțiune) folosesc pe lîngă o cotă mică de energie cinetică, preponderent suprapresiunea $(p_1 - p_2)/\gamma$ înainte și după rotor. La o turbină nu putem obține suprapresiune pură, fiindcă turbina nu ar avea atunci viteze și nici debite; de aceea este denumit cu suprapresiune motorul hidraulic combinat din termenul cinetic plus suprapresiune. Gradul de suprapresiune $\rho = \frac{p_1 - p_2}{\gamma H}$

creșcînd, va caracteriza turbine cu rapidități (turații specifice) n , tot mai mari. Prototipurile cu suprapresiune au fost create

de Euler și Segner (fig. 13), apoi dezvoltate prin turbinele axiale (fig. 15), radiale centrifug (fig. 14), radiale centripete (fig. 18—20). Ulterior, au apărut turbinele cu suprapresiune elicoidale cu direcția de scurgere axială și diagonală (fig. 25—29) și care, după ce li s-au adus numeroase perfecționări tehnice, au dus la turbinele elicoidale contemporane.

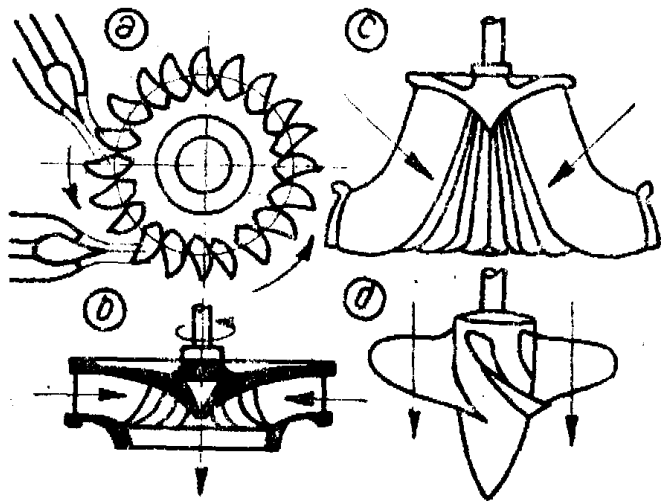


Fig. 77. Admisia în rotoarele turbinelor

- turbine cu direcția de admitere tangențială (fig. 77, a);
- turbine cu admitere radială centripetă (fig. 77, b), sau centrifugă (fig. 14);
- turbine cu admitere diagonală (turbinele *F* — rapide sau cele Lavačec, fig. 77, c);
- turbine cu admitere axială (turbine elicoidale axiale și turbine *K* fig. 77, d).

c) *Clasificarea după rapiditate.* În teoria care va urma se va arăta că expresia $n_s = n P^{1/2} H^{-5/4}$, adică turația specifică pe care o dă modelul unei turbine reduse la puterea $P = 1$ CP și căderea $H = 1$ m, caracterizează rapiditatea turbinei. Două turbine, avînd același n_s , aparțin aceleiași familii, sînt similare, chiar dacă diferă mult ca putere, cădere, turație și diametre. În consecință, n_s permite să se facă o clasificare a turbinelor după rapiditate, așa cum se arată sinoptic în fig. 78 și 79. Pentru simplificare, turbinele se denumesc prin litere: turbina *P* este aceea cu cupe și egală presiune, *F* aceea

b) *Clasificarea după admisia apei.* După felul și direcția admisiei apei spre rotor se disting mai multe categorii:

— turbine cu admisie totală, care sînt în același timp și turbinele cu suprapresiune;

— turbine cu admisie parțială, care sînt totodată și turbinele de egală presiune;

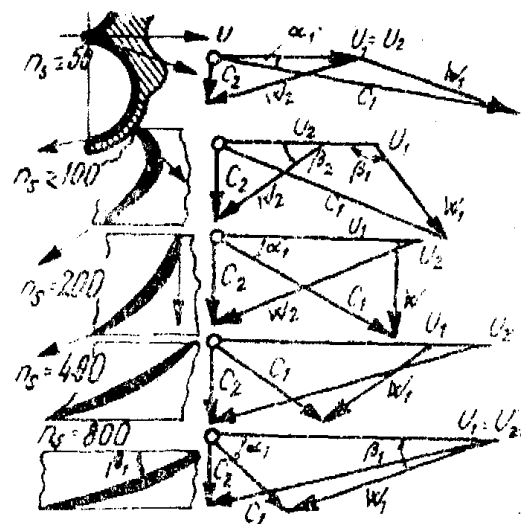


Fig. 78. Pale și viteze funcție de rapiditate (n_s)

centripetă cu suprapresiune, *E* aceea elicoidală axială cu palele rotorice fixe dar cu palele statorice reglabile, *K* aceea cu ambele sistem de pale rotorice și statorice reglabile, iar *SK*, aceea cu palele statorice fixe, iar palele rotorice reglabile

Turbine <i>P</i>	Turbine <i>F</i>	Turbine <i>E, K, SK</i>
$n_s = 0-10$ lente	$n_s = 40-150$ lente	$n_s = 400-600$ lente
$n_s = 10-20$ normale	$n_s = 150-300$ normale	$n_s = 600-800$ normale
$n_s = 20-50$ rapide	$n_s = 300-450$ rapide	$n_s = 800-1400$ rapide

Rapiditatea are o influență fundamentală asupra rotorului, după cum reiese din fig. 79, căci odată cu creșterea lui n_s , dia-

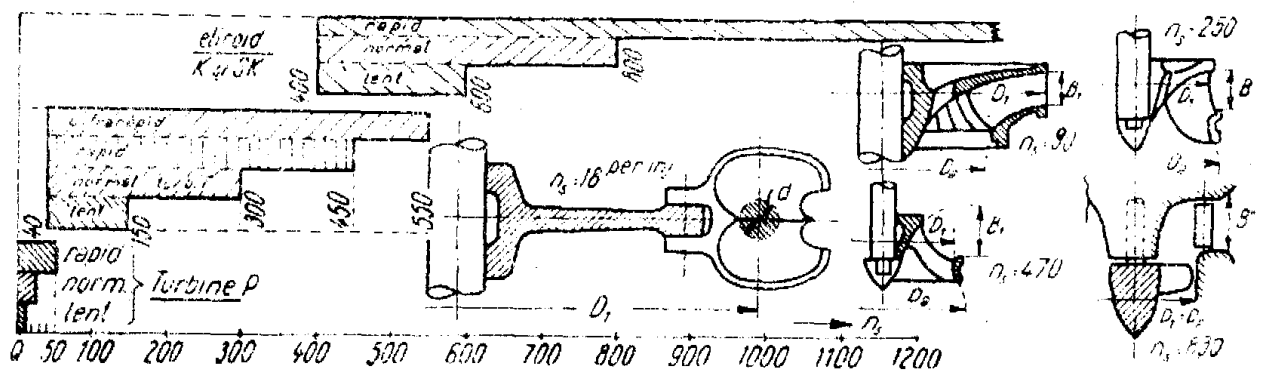


Fig. 79. Clasificarea turbinelor după rapiditatea n_s (diametrul scade cînd n_s crește)

metrul de intrare în rotor D_1 scade rapid. De asemenea n_s influențează în mare măsură și alte organe ale turbinei.

Diametrul de ieșire D_a (intrare în aspirator) la turbinele cu suprapresiune este la n_s mic $D_a < D_1$, la n_s normal $D_a \approx D_1$, iar la n_s mare $D_a > D_1$. În fig. 78 sînt reprezentate la scară comparabilă cinci tipuri de turbine cu diferite n_s .

De asemenea n_s influențează forma palelor rotorului, ca și diagramele de viteză (fig. 78) și anume:

— La $n_s < 50$, vedem că pala este adînc scobită (turbina *P*, cu cupe), iar în diagrama vitezelor $u_1 < c_1$, unghiul relativ $\beta_1 > 90^\circ$, unghiul absolut α_1 este foarte mic.

— La $n_s = 100$, pala turbinei *F* — lente este bine încovoiată $u_1 < c_1$; $\beta_1 \approx 90^\circ$, iar α_1 crește puțin.

— La $n_s = 200$ nu mai există deosebire mare între u_1 și c_1 , iar $\beta_1 \approx 90^\circ$.

— La $n_s = 400-800$ pala se înclină mult și devine plată $u_1 > c_1$; $\beta_1 < 90^\circ$ și α_1 crește sensibil.

Se observă că între clasele de turbine: *P, F, E, K, SK* există o deosebire marcată în ce privește rapiditatea, cu excepția a două zone limită de suprapunere și anume:

Între $n_s = 40-50$ constatăm că trebuie studiate comparativ două soluții: P — ultrarapid și F — ultralent. Hidraulic ambele tipuri funcționează suficient de bine în zona limită, așa că trebuie să se caute alte criterii de separare.

Ca investiție, P — ultrarapid este o turbină mai scumpă decît F — ultralent, deoarece P are în zona limită 2—3 rotoare cu mai multe orificii fiecare, pe cînd F — ultralent este mono-rotor și monostatoric.

Comparînd însă randamentul se vede că, în schimb, este mai favorabilă turbina P , deoarece este cunoscută proprietatea acesteia de a da randamentul η mult mai constant în funcție de putere decît turbina F . Dar și punctul de randament optim

η_{max} (la circa $\frac{3}{4}$ din putere) scade la F — ultralent, din motive

hidraulice. În adevăr, desfășurînd gura de intrare, se obține o secțiune dreptunghică cu baza $\pi D_1 \gg B_1$, B_1 fiind înălțimea conform schiței din mijloc sus a fig. 79. Aceasta înseamnă că

raza hidraulică $r' = \frac{S}{P} = \frac{\pi D_1 B_1}{2\pi D_1 + 2 B_1}$ este foarte mică și cum

pierderile de sarcină $h_r = \frac{v^2 L}{C^2 r'}$ vor crește astfel exagerat, randa-

mentul hidraulic $\eta_h = 1 - \frac{h_r}{H}$ va scădea. Dacă ținem seamă

de diferența dintre randamente, de exemplu, între curbele de randament ale turbinelor P și F (fig. 62), se poate calcula din planul de exploatare anual, energia ΔE care se pierde la F față de P . Socotind energia cu p lei/kWh, iar investițiile în cele două turbine cu I_P și I_F , acestea se amortizează anual cu coeficientul k_a . În acest fel se vede că la :

$$k_a I_F + p \Delta E \begin{cases} > \\ = \\ < \end{cases} k_a I_P \left. \begin{array}{l} \text{ / se alege soluția P-ultrarapid } \\ \text{ - soluția este indiferentă } \\ \text{ \ se alege soluția F-ultralent. } \end{array} \right\} \quad (90)$$

O a doua zonă limită se găsește la $n_s = 300-450$ unde se poate utiliza fie turbina F — ultrarapidă, fie o turbină K — lentă. Alegerea practică se face ca și în cazul precedent, ținînd seama pe de o parte de investiții, iar pe de altă parte de mărirea randamentului. În adevăr, după cum se vede din diagrama 62, turbina K este cu circa 30—40% mai costisitoare decît F , din cauza complicațiilor constructive și a dublului reglaj, în schimb are randamente mai bune decît turbina F — ultrarapidă. Aceasta înseamnă că și în acest caz, problema se rezolvă prin calcule tehnico-economice. La alegerea corectă a tipului de

turbina în zonele critice ale lui n_s pe lângă condițiile tehnico-economice mai contribuie și condițiile de exploatare a centralelor. În general, se constată că turbina F — lentă înlocuiește treptat turbina P — ultrarapidă, iar pe de altă parte, că turbinele E , K și SK — lente înlocuiesc turbinele F — ultrarapide.

d) *Clasificare după poziția axului.* Felul așezării turbinei, mai ales poziția axului ei, permite să se facă o clasificare din punct de vedere constructiv, și anume :

— Turbina cu ax orizontal, folosită obișnuit la dimensiuni moderate, deci la rapoarte Q/\sqrt{H} mici și puteri moderate ;

— Turbina cu ax vertical, la unități foarte grele, de dimensiuni și puteri mari ;

— Turbina cu ax diagonal, folosită mai rar, la centrale speciale, amenajate în corpul barajului submersibil, la uzine fluviale.

Se enumeră mai jos în mod sistematizat diferitele avantaje și dezavantaje mai importante pentru pozițiile principale ale axului, orizontală și verticală.

TURBINE CU AX ORIZONTAL

Avantaje

Ușurința supravegherii în exploatare.
Cuplarea directă la mașini speciale.
La unități mici, este mai economic.
Permite așezarea mai multor rotoare pe un singur ax.
Montare și demontare foarte comode.
Generatoare electrice mai ieftine.
Fundații scunde și mai ușoare.

Dezavantaje

Necesită spații mari în plan.
Dispozitiv hidraulic și static defavorabil.
Arborele traversează aspiratorul, este solicitat la încovoiere plus torsiune.
Periferia rotorului la H mic lucrează asimetric.
La accidente se inundă sala mașinilor.

TURBINE CU AX VERTICAL

Avantaje

Puterea mai concentrată.
Randament hidraulic bun.
Aspiratoare mai simple.
Arborele solicitat numai la torsiune.
Lagărele verticale mai simple.
Sala mașinilor se poate proteja contra inundațiilor.
Suprafața clădirii mai mică.
Melcul din beton armat.
Turbine de dimensiuni și greutate mari pot fi static bine rezemate.
Podul rulant al centralei cu deschidere mai mică.

Dezavantaje

Montare și demontare mai anevoioasă.
Reviziile și supravegherea exploatării anevoioase.
Fundații grele și costisitoare.
Construcția centralei pe mai multe etaje.
Generatoarele electrice mai costisitoare.
Cuplaj la mașini speciale numai cu angrenaj.
Mai multe rotoare în paralel sau în serie, greu de montat la dispozitiv vertical.

e) *Clasificare după numărul rotoarelor.* Turbinele *E*, *K*, *SK* sînt, cel puțin pînă în prezent, monorotoare, deoarece ele au, prin felul lor de funcționare, o rapiditate suficientă.

La turbinele *F* și *P* este uneori necesar să se monteze mai multe rotoare în paralel pe același arbore. Dacă n_{so} este rapiditatea unui rotor, prin punerea în paralel a m rotoare de aceeași putere, pe același ax, se obține o rapiditate sporită

$$n_s = \sqrt{m} n_{so}.$$

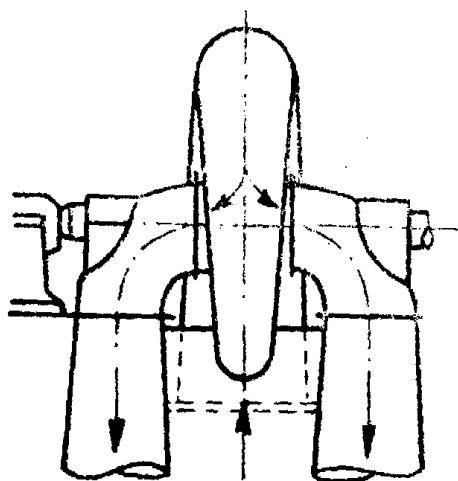


Fig. 80. Turbină dublă

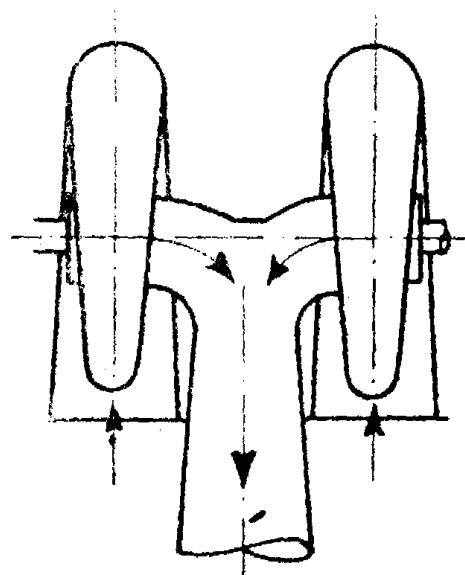


Fig. 81. Turbină gemene

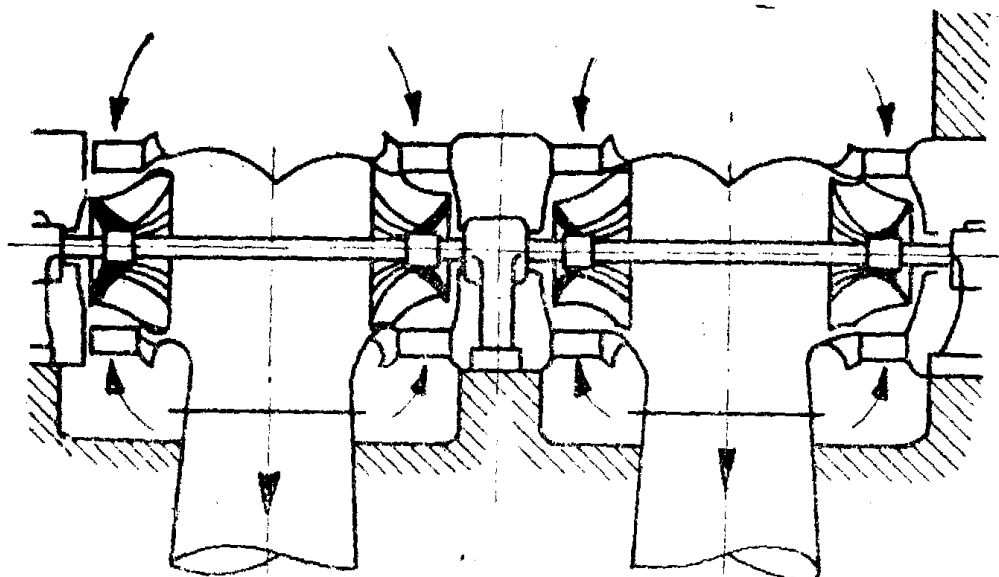


Fig. 82. Turbină multirotoare în cameră deschisă

Invers, dacă se urmărește împărțirea căderii și micșorarea rapidității, se vor monta în serie pe același arbore, m rotoare, de aceeași putere cu rotorul unic, și pentru care $n_s = n_{so}/\sqrt{m}$. Acest ultim caz de montare în serie, deși util, mai ales la uzinele

baraj cu căderi variabile în limite largi, nu s-a adoptat încă în practică.

Se deosebesc deci, după numărul rotoarelor, turbine cu :

$m = 1$ — monorotoare

$m = 2$ — birotore, care pot fi { turbine duble (fig. 80)
turbine gemene (fig. 81)

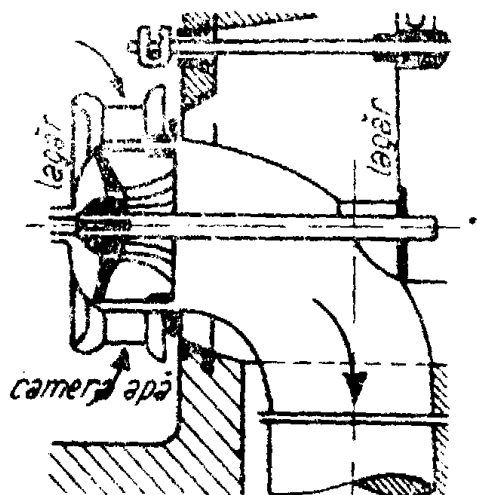


Fig. 83. Turbină deschisă

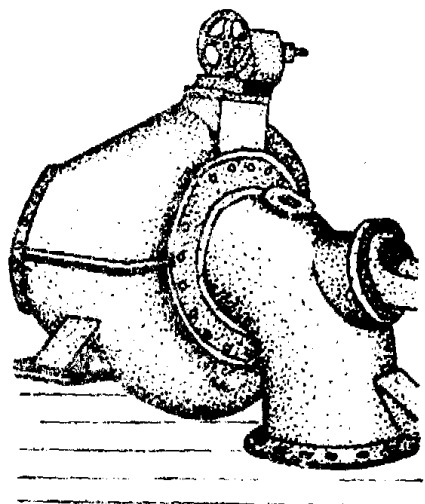


Fig. 84. Turbină cazan

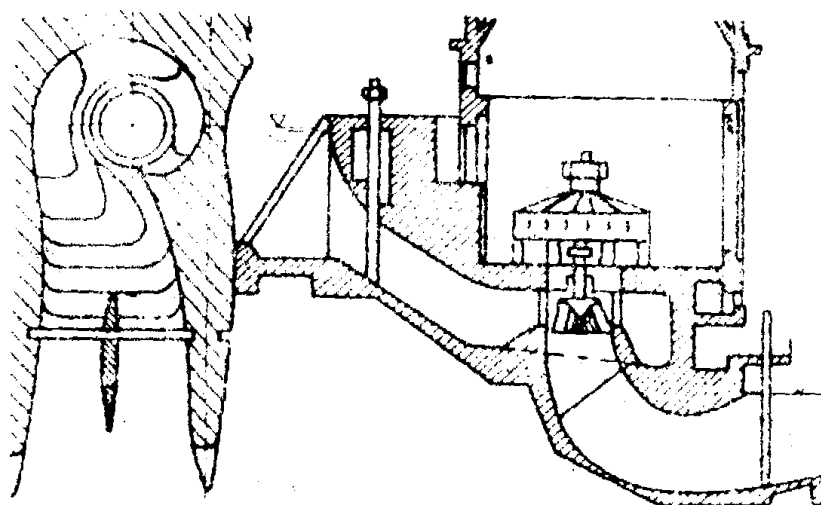


Fig. 85. Turbină cu carcasă spirală (melc) de beton la cădere mică

$m = 3$ — multirotoare (fig. 82). În trecut au fost construite turbine cu m pînă la 6, azi însă se limitează la cel mult $m = 3$.

f) *Clasificarea după construcția exterioară.* Construcțiile exterioare de aducție, distribuie și ieșire a apei din turbine sînt foarte variate și clasificarea din acest punct de vedere este grea. Cu privire la carcasa exterioară se pot deosebi :

— Turbine deschise (fig. 83), numite turbine puț sau în cameră deschisă ;

— Turbine cazan (fig. 84), folosite frecvent la microcentralele din U.R.S.S. ;

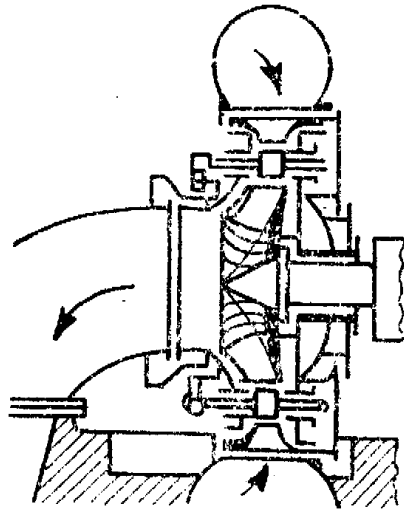


Fig. 86. Turbină spirală orizontală cu carcasă spirală (melc)

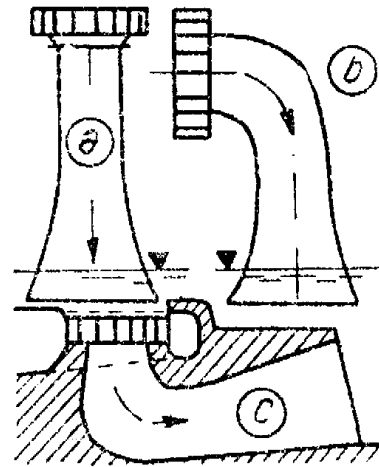


Fig. 87. Clasificarea după aspiratoare

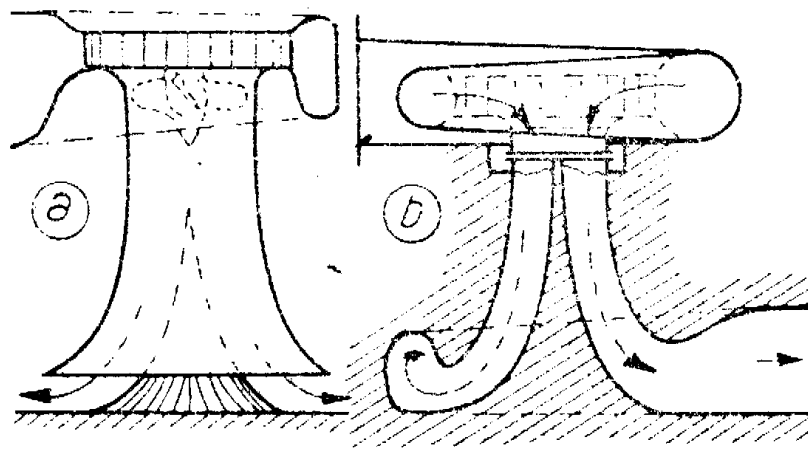


Fig. 88. Turbină cu aspirator hidrocon

— Turbine cu melc din beton (fig. 85) ;

— Turbine cu melc metalic, turnate sau sudate (fig. 86).

Cu privire la forma și direcția aspiratoarelor, pot fi deosebite câteva grupe :

— Turbine cu aspiratoare drepte (fig. 87, a) ;

— Turbine cu aspiratoare cotite în sus (fig. 87, b) ;

— Turbine cu aspiratoare cotite în jos (fig. 87, c) ;

— Turbine cu hidrocon simplu (fig. 88, a) ;

— Turbine cu mele la ieșirea din aspirator (fig. 88, b).
 Turbinele *P* cu cupe pot fi clasificate astfel:
 — Turbine cu un singur injector (fig. 89, a);
 — Turbine cu două injectoare (fig. 89, b);
 — Turbine cu mai multe injectoare, la ax vertical, derivind toate dintr-un melc asemănător celui de la turbinele *F*, așa cum arată fig. 89, c. Deoarece la rapidități n , crescînde, la un moment dat, nu ajung nici patru injectoare de fiecare rotor, se va trece la două și trei rotoare montate în paralel pe același arbore, fiecare cu mai multe injectoare.

g) *Alte clasificări.* Turbinele mai pot fi clasificate în cîteva categorii de puteri unitare, de exemplu: turbine mici sub 500 CP, normale 500—5 000 CP, mari 5 000—50 000 CP și supraunități de 50 000—200 000 CP de fiecare turbină.

O altă clasificare se poate face și după capacitatea de admisie a debitului $Q_1 = Q/\sqrt{H}$, adică debitul consumat la 1 m cădere, care servește totodată și la calculul diametrelor caracteristice ale turbinelor $D = aQ_1$ cum se va arăta în teorie. După mărimea debitului unitar Q_1 se obțin și gabaritele turbinelor, de exemplu: turbine mici la $Q_1 < 10$, mari la $Q_1 = 10-100$ și turbine uriașe $Q_1 > 100$, la care avem diametre exterioare la carcasă de ordinul 10 la 20 m (turbinele pentru marile centrale fluviale din U.R.S.S.).

Cu privire la cădere, în prezent se folosesc prin turbine eliocoidale căderi de la 1 pînă la 50 m, la orice fel de debite și puteri unitare pînă la 80 000 CP de fiecare turbină. Turbinele *F* funcționează cu căderi între 20 și 400 m pînă la puteri unitare de 200 000 CP de fiecare turbină. Turbinele *P* pot utiliza căderi pînă la 2 000 m și puteri maxime de 80 000 CP de fiecare turbină.

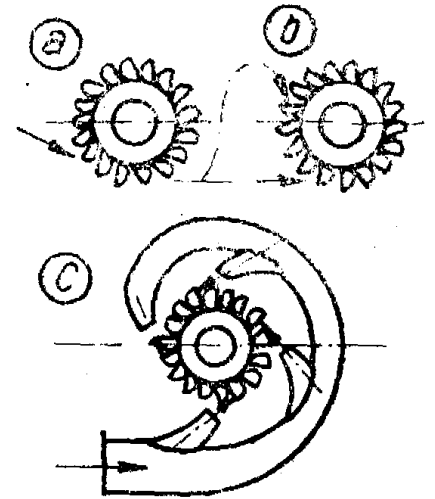


Fig. 89. Clasificarea după injectoare

DESCRIEREA MOTOARELOR HIDRAULICE

Înainte de a trece la teoria turbinelor hidraulice, apoi la calculul și proiectarea lor, considerăm util să descriem fiecare grupă în parte, pentru a le cunoaște, în principiu, modul de funcționare și a deosebi de la început organele lor componente.

În această parte se vor descrie motoarele hidraulice, insistând mai mult asupra turbinelor hidraulice și descriind mai sumar roțile hidraulice și motoarele hidrostactice, având în vedere importanța mai redusă a ultimelor două categorii.

În general, se pot recunoaște la toate tipurile de motoare aproximativ aceleași organe funcționale: carcase, statoare, rotoare, aspiratoare, lagăre, instalații anexe, care se deosebesc de la o clasă de motoare la alta numai din punct de vedere constructiv, nu însă și ca principiu de funcționare.

1. DESCRIEREA ROȚILOR HIDRAULICE CU ADMISIE SUPERIOARĂ

a) *Prototipul vechi.* În fig. 11 a fost reprezentată roata cu admisie superioară folosită în evul mediu. Instalația se compunea din următoarele :

— Aducerea exterioară a apei care se realiza printr-un jgheab deschis, așezat aerian, pe capre de lemn, cu 0,2—0,5 m peste coroana superioară a roții.

— Statorul ca orificiu cu secțiune dreptunghiulară, racordat la jgheab astfel ca apa să curgă cu viteza c_0 . Apa se mai accelerează prin cădere liberă la c_1 la intrarea în roată. Intrarea se făcea dincolo de punctul superior, ceea ce reprezintă o pierdere de randament.

— Rotorul de diametru mare, care utiliza căderea de la 3 la 12 m, avea axul orizontal și era construit din două coroane laterale și cu o cămașă interioară cilindrică închisă. Între acestea

erau fixate pale sub formă de scinduri, care formau celule pentru apă. Coroana era consolidată față de butuc prin șase pînă la opt spițe din lemn cioplit sau din scinduri. Apa deborda din celule imediat sub jumătatea de jos a cercului rotorului, astfel că randamentul era foarte scăzut (0,5–0,6).

Arborele și lagărele erau rudimentare. Drept arbore servea un buștean, care avea la capete fuse din lemn tare sau din fier introdus ca cep. Cuzineții lagărelor erau scobiți din lemn, de obicei din rădăcini tari.

Mai târziu, prin secolul al XVIII-lea, construcția roților a mai evoluat, cum arată, de exemplu fig. 90. Celulele rotorului aveau forme care mențineau mai bine apa în ele; totuși, înălțimea h_x , de unde începe revărsarea, era prea mare pentru a avea un randament bun. Din această construcție se poate constata că roata folosește preponderent (80–90%) energia sub

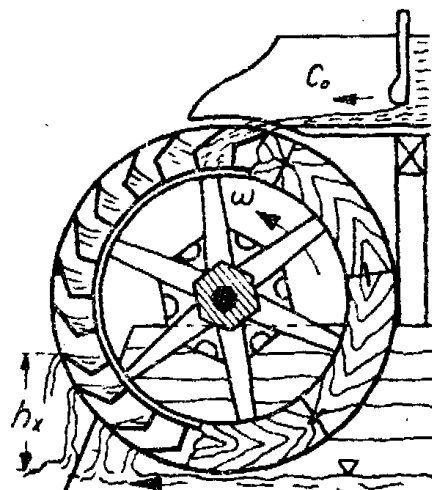


Fig. 90. Roată din sec. XVIII

formă potențială, creînd cuplul greutatei apei din partea stîngă a rotorului.

b) Roata folosită în secolul al XIX-lea se exemplifică în fig. 91. Statorul este tot cel vechi, dar rotorul mecanic are celule calculate după forme curbe, ținînd seamă de vitezele relative și absolute. Randamentul acestor roți era de 0,65–0,75, deci egal cu al turbinelor din epoca 1820–1880.

Roata cu admisie superioară contemporană nu se deosebește prea mult din punct de vedere constructiv de tipul reprezentat în fig. 91.

c) *Possibilitățile de perfecționare a roții cu admisie*

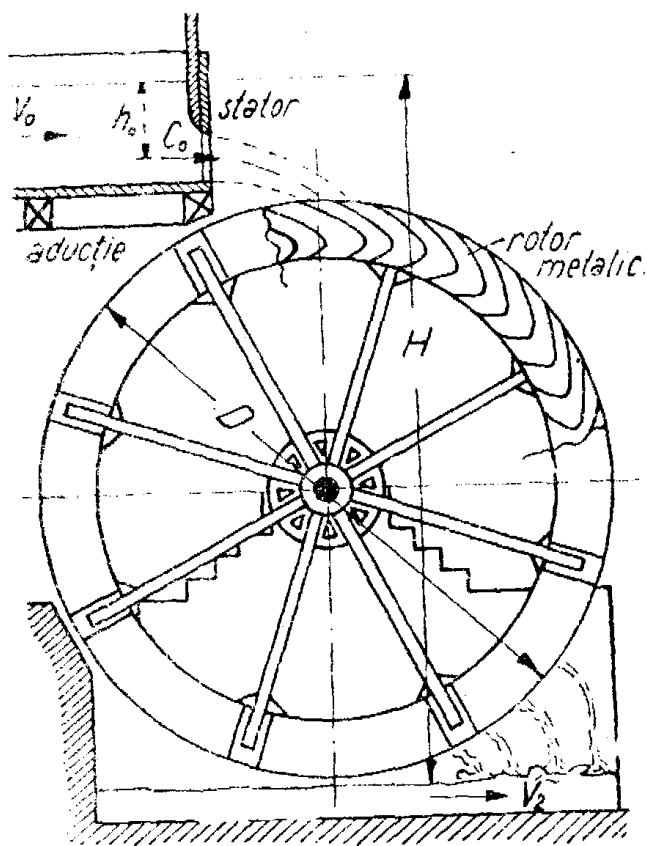


Fig. 91. Roata cu admisie superioară din sec. XIX

superioară. La noi în țară, [problema roților] hidraulice [este încă actuală, deoarece pînă la electrificarea totală a țării trebuie utilizat un mare număr de roți pentru: mori, ferăstraie, gater, darace, piue și microcentrale rurale.

Este deci util să se studieze hidraulic, cinematic și constructiv roțile cu admisie superioară, pentru a se obține motoare hidraulice mai perfecționate decît cele utilizate pînă acum, tinzînd spre randamente aproximativ 80%. Rotorul și statorul trebuie normalizate pentru cîteva mărimi și confecționate în serie în ateliere mici, astfel ca instalarea lor pe baza proiectelor tipizate să fie simplă și rapidă.

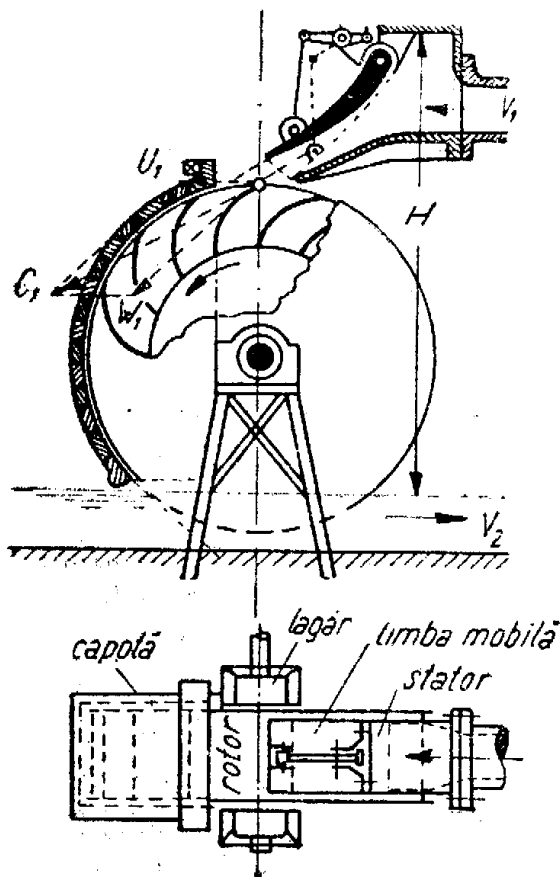


Fig. 92. Roată cu admisie superioară perfecționată

Perfecționări tehnice întrevădem în următoarele direcții:

— Admisia spre stator construită, în anumite cazuri, din tuburi, de exemplu din conductă cu doage de lemn, din conducte metalice vechi sau bur-lane de beton;

— Statorul transformat în injector cu debit reglabil;

— Rotorul cu turație inversă față de actualele roți reprezentate în fig. 90 și 91, pentru a-l putea scufunda în nivelul

aval, la care vizeza apei v_2 să coincidă ca sens cu viteza periferică u a rotorului;

— Obținerea unor turații mai mari, știind că vechile roți abia dau 10 la 20 rot/min. Sporind turația va scădea diametrul și construcția se va iefteni aproape în proporție cu $D^{1.5}$;

— Mărirea randamentului prin celule bine studiate hidrodinamic, apoi aplicarea pe perimetrul amonte a unei capote din lemn, zidărie, beton sau tolă, coborînd H_x de evacuare a apei aproape de nivelul aval;

— Simplificarea uzinării rotorului, construindu-l din două discuri masive cu fuse de oțel sudate și strunjite centrat, iar discurile cu nervuri de rigidizare. Celulele formate din pale de tole, îndoite pe matrițe, se sudează lăsînd la fundul cilindric fante de aerisire. În fig. 92 se arată o roată cu admisie superioară, perfecționată de autor, pentru a utiliza căderi pînă

la 20 m și debite pînă la 1 m³/s de fiecare roată. Astfel se poate depăși puterea de 200 CP pe o roată, satisfăcînd condițiile enumerate mai sus.

2. DESCRIEREA ROȚILOR HIDRAULICE CU ADMISIE LATERALĂ

a) *Roata hidraulică veche* din fig. 12, are admisiea apei formată dintr-un jgheab așezat peste axul orizontal al roții. Reglajul debitului admis se face printr-o stavilă-șubăr deversor al statorului, acționată printr-o mică cremalieră cu angrenaj și manivelă. Celulele rotorului sînt formate de coroanele laterale, de fundul cilindric închis și pale de scînduri despărțitoare, de forme frînte. Spre deosebire de roata din fig. 11, cea reprezentată în fig. 12 are viteza periferică u dirijată în același sens cu viteza de evacuare a apei v_2 din canalul aval. Astfel, roata este foarte puțin frînată de diferența de viteze $u - v_2$ și poate fi scufundată fără inconveniente în nivelul aval. Față de cădere, diametrul D al roții este relativ mare, iar turația $n = \frac{60 u}{\pi \cdot D}$ va fi, în consecință, mică.

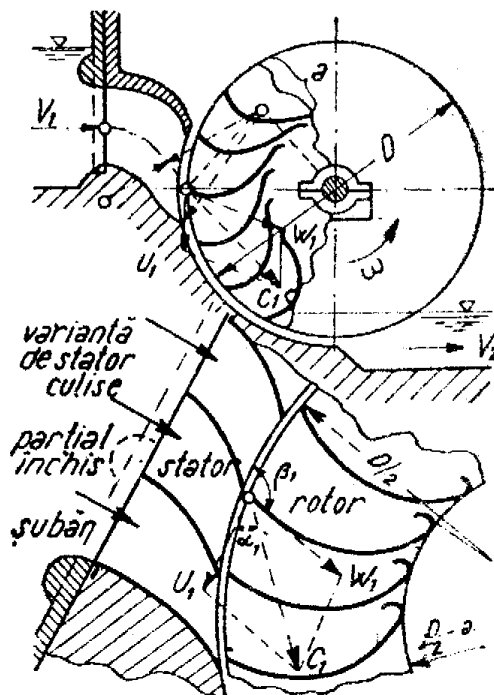


Fig. 93. Roată cu admisie laterală

b) *Roțile cu admisie laterală, perfecționate.* În schița de sus din fig. 93 se arată un tip de roată, al cărei stator este format dintr-o trompă de injecție special construită, ca să creeze viteza absolută c_1 . Reglarea admisiei se face prin stavila din față, prin care se poate închide complet debitul spre rotor.

Diametrul rotorului este mic față de cel din construcțiile vechi, după cum reiese din fig. 12, iar palele sînt calculate pentru a primi apa sub viteza relativă $w_1 = c_1 - u_1$. Îndoirea palelor de tablă se face în așa fel, încît să ajungă tangentă la cercul $D - 2a$, unde se realizează fante de aerisire a celulelor.

În schița din fig. 93—jos se arată fragmentul din statorul în formă de culise și felul construcției palelor rotorului cu diagrama vitezelor c_1 , w_1 , u_1 și unghiurile statorului α_1 și rotorului β_1 .

Apa din stator se mai poate admite în rotor printr-o serie de pale-jaluzele, rotite fiecare în jurul unui fus și toate simultan de la poziția deschisă la cea complet închisă.

3. DESCRIEREA ROTILOR HIDRAULICE CU ADMISIE INFERIOARĂ

Aceste roți (fig. 90) folosesc căderi foarte mici de 0,2 – 3 m și pentru a realiza o putere oarecare, sînt necesare debite mai

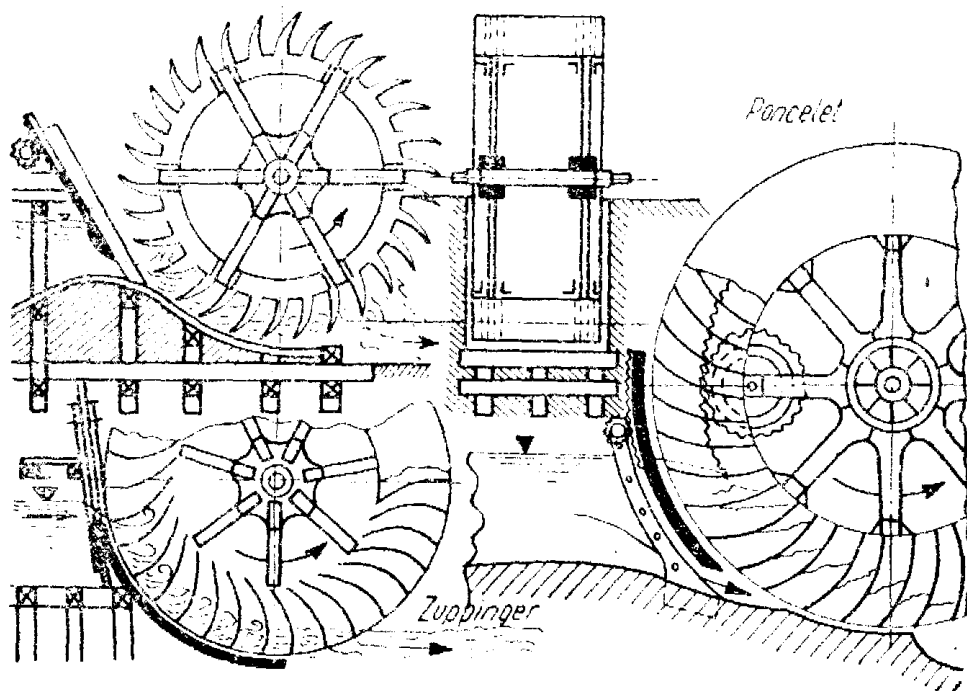


Fig. 94. Roți cu admisie inferioară în diferite variante

mari. Ele sînt deci de diametru mare, cu turație extrem de mică, din care cauză se aplică demultiplicări prin angrenaje sau curele. Lungimea axială a acestor roți atinge uneori zeci de metri ceea ce implică coroane despărțitoare și spițe complicate spre butuc.

— Schița de sus, fig. 94 — stînga, reprezintă o roată utilizată în anii 1800—1850. Admisia se făcea printr-o stavilă oblică, așezată peste un deversor, sistem care formează totodată și statorul. Rotorul are pale foarte dese și de forme date de diagramele de viteze, care rezultă din $\bar{c} = \bar{u} + \bar{w}$. Roțile mari și mai sistematice erau construite din fier, iar admisia, din lemn și fier.

— În schița din fig. 94 — stînga — jos, se arată un tip mai perfecționat datînd din 1850, la care statorul era un deversor mobil, iar rotorul, spre deosebire de roțile vechi din evul mediu, avea pale lungi, mai bine studiate, cu formă curbă și, ceea ce

este mai important, deschise și aerisite spre interior. Astfel se obțineau randamente pînă la 75%.

— În schița din fig. 94 — dreapta se arată roata cu admisie inferioară, perfecționată hidraulic. Admisia și statorul îl formează stavila-sector cilindric, acționată cu cremalieră, angrenaj și manivelă, iar admisia se face prin orificiul de fund. Rotorul metalic are lateral roți dințate cu demultiplicare mare, așa cum arată schița.

— În literatura de specialitate se mai găsesc nenumărate alte variante, care nu mai sînt descrise aici. Prof. Bánki (Buda-
pesta, 1917—1922) a reușit să transforme roata de apă într-o turbină, executînd admisia de forma celei reprezentate în fig. 93, respectiv 109, cu rotorul străbătut de flux prin interior astfel că apa trece a doua oară prin rotor, ieșind centrifugal.

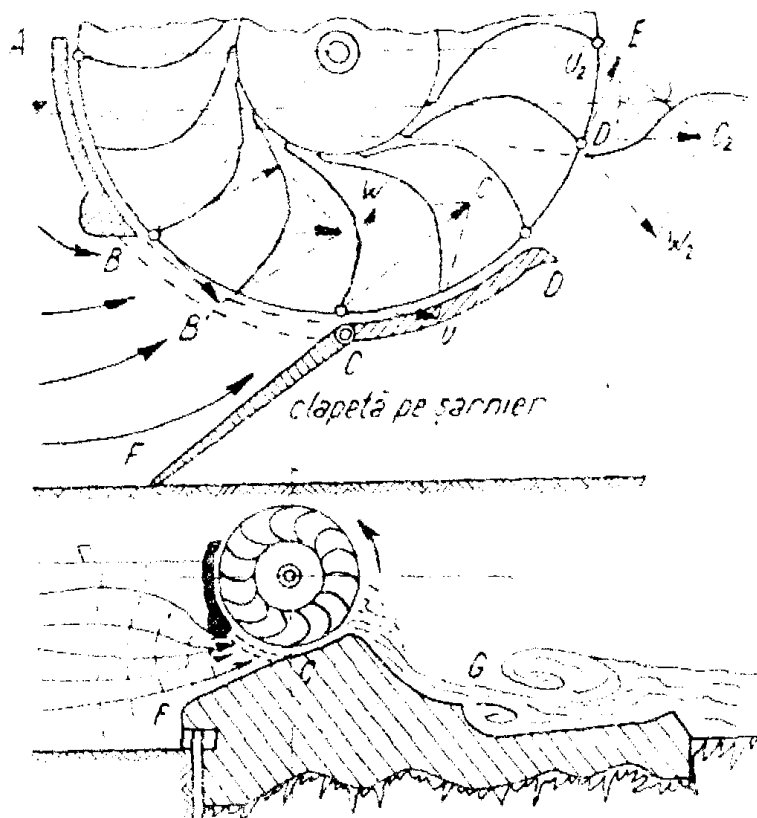


Fig. 95. Roți de curent perfecționate

4. ROȚILE DE CURENT

Roțile hidraulice care folosesc energia cinetică a curentului de apă s-au construit și ele în multe variante.

Roțile de curent de tip vechi (fig. 1, 2, 6), folosite pînă în evul mediu, se întîlnesc și astăzi la mori și ferăstraie rustice. Aceste roți se compun numai din rotor cu arborele și lagărele necesare. Palele sînt formate din scînduri radiale, așa că nu corespund diagramei vitezelor $c = \bar{u} + \bar{w}$. Din acest motiv, transformarea energetică se făcea prin șoc și vârtejuri dezordonate, iar randamentul era de numai $\eta = 0,3 - 0,35$. La noi găsim încă asemenea roți cu palele radiale sau înclinate, dar tot plane, ceea ce nu rezolvă problema.

Perfecționarea roții de curent de acest fel nu se găsește menționată în literatura tehnică. Credem că folosind un stator conform fig. 95, ar crește randamentul și reducînd diametrul,

turația ar crește corespunzător. Dispozitivul statorului s-ar compune dintr-o capotă, care înfășoară roata de la A la $B - C - D$, care între B și C are fanta (deschizătura) pe unde pătrunde apa, iar evacuarea se face de la D spre dreapta. Rotorul are pale de forma celor din fig. 95, unde, la mijlocul fantei B' , coincide unghiul de intrare al palei cu β_1 al diagramei de viteză $\bar{c}_1 = \bar{u}_1 + \bar{w}_1$. La ieșirea în D' avem paralelogramul vitezelor

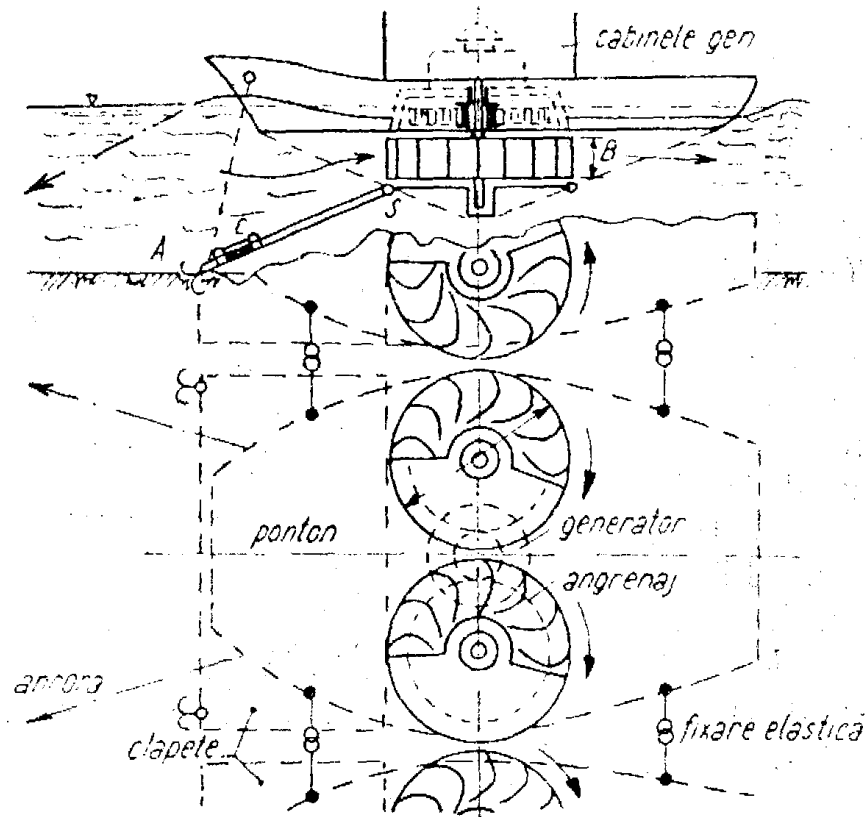


Fig. 96. Roți de curent a uzinei plutitoare

la ieșire $\bar{c}_2 = \bar{u}_2 + \bar{w}_2$, care permite determinarea unghiului β_2 . În interiorul celulei, fundul palelor formează fantele de aerisire (f), astfel ca să nu se formeze punji de aer sub presiune la umplere. La ieșire, fantele elimină vidul care altfel ar împiedica evacuarea apei din rotor pe sectorul $D - D' - E$.

În punctul C se recomandă să se plaseze o clapetă CF , care se sprijină pe fundul râului sau al canalului. La amenajări mai sistematice se poate construi un dig submersibil $F - C - D - G$. Pe porțiunea AB culisează cilindric stavila sector, care poate regla admisia apei.

Roțile de șoc cu ax vertical, de tip vechi (fig. 7—dreapta), au palele rotorului radiale, deci randamentul este slab $\eta < 0,5$. Această roată poate fi și ea perfecționată, dând palelor rotorului forme de curbe calculate cu diagrama vitezelor, cum se arată ulterior.

Roata veche de curent cu ax vertical, reprezentată în fig. 4, este de asemenea interesantă și merită să fie studiată din nou și perfecționată. Astfel, pe un șir de pontoane, asamblate elastic ca în fig. 96, fiecare ponton poartă sub el câte două unități, care, datorită așezării capotei statorului, vor roti în același sens. În interiorul pontonului, fiecare roată poartă pe arborele vertical câte o roată dințată de diametru mare și două dintre acestea antrenează roata dințată mică a generatorului electric cu ax vertical. Puterea fiecărei unități depinde de viteza curentului de apă v_0 , de diametrul rotorului D și de lățimea B , iar turările, fiind mici, se impune demultiplicarea, pentru a reduce dimensiunile generatorului. Astfel, se pot construi microcentrale plutitoare pe toate râurile mai mari, care au adâncimea și viteza apei suficientă. Pontoanele se întind de la un mal la altul și pentru mărirea puterii unităților se recomandă să se monteze pe șarniere (S) palplanșe oblice $A - S$ pînă la fund, care, pe lângă dirijarea debitului spre rotor, pot servi și ca ancore secundare. Pentru spălarea depozitelor solide de pe fund, la ape mai mari, pot fi deschise de pe pontoane, clapete auxiliare (c) prin cabluri, formînd astfel orificii de fund în palplanșe. O atenție deosebită trebuie acordată evacuării lemnului și sloiurilor de gheață. Evacuarea se poate face prin anumite intervale, care pot fi deschise între unele pontoane.

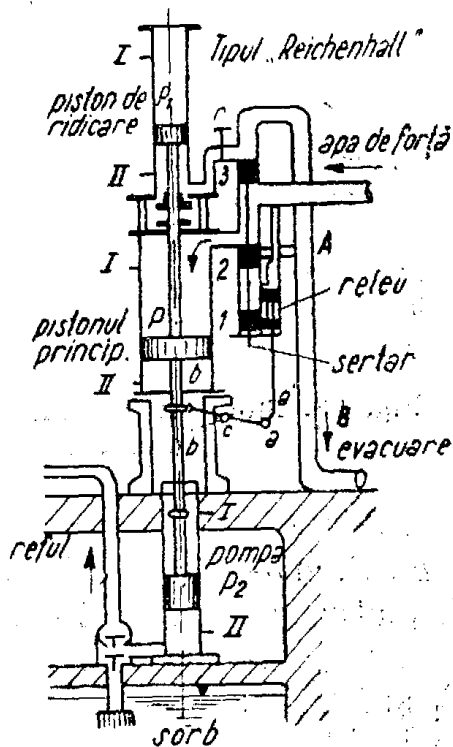


Fig. 97. Motor hidrostatic

5. MOTOARE HIDROSTATICE

Această categorie de motoare transformă energia potențială, dată de presiunea coloanei de apă dintr-o conductă în energie mecanică. Această conductă se alimentează de la un rezervor, un lac sau captare de râu. Motorul hidrostatic funcționează după un principiu asemănător celui de la mașinile cu abur cu pistoane. Între 1800 și 1900 s-au construit asemenea mașini în numeroase variante, inspirate, în majoritatea cazurilor, de construcția mașinilor cu aburi. În prezent aceste construcții nu se mai întâlnesc, deoarece au fost înlocuite de turbine, care

dau puteri, turații și randamente mai mari. Atât pentru înțelegerea dezvoltării motoarelor, cât și pentru a permite — în unele cazuri speciale — construirea de motoare hidrostactice perfecționate, se vor descrie, în cele ce urmează, câteva tipuri.

a) *Motorul hidrostactic cu piston cu simplu efect* (fig. 97). Motorul reprezentat în fig. 97 a fost construit în combinație cu o pompă, tot cu piston și a funcționat neîntrerupt timp de

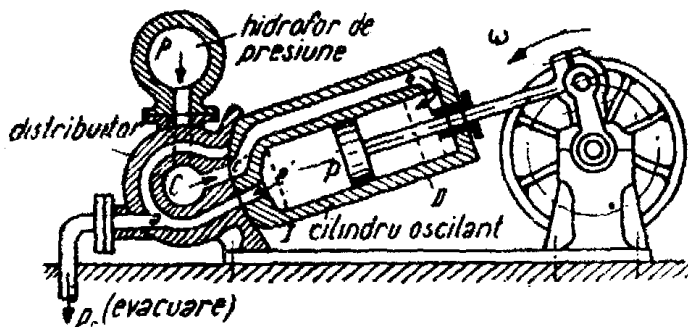


Fig. 98. Motor hidrostactic cu cilindru oscilant

și pînă la punctul mort de jos II, tija pistonului coboară în b' . Prin $b-c-a$ se ridică a în a' și ridică pistoanele 1-2-3 urcă. Astfel, 3 fiind apă sub presiune să pătrundă sub pistonul superior P_1 și-l ridică cu tot sistemul. Simultan, 2 deschide de legătură spre evacuare și apa de deasupra pistonului P se goleşte spre A și B . Când P urcă spre poziția I , un al doilea inel pe tija P_1-P-P_2 va acționa din nou asupra lui $b-c-a$, coborînd sertarul în 1-2-3, astfel ca P_1-P-P_2 să coborî. În acest ciclu, pompa P_2 aspiră apa din puț și o refulează într-un rezervor înalt.

b) *Motorul hidrostactic cu cilindru oscilant*. Motorul schițat în fig. 98, a fost construit prin anul 1850.

Apă sub presiunea p se găsește în hidroforul de sus și comunică cu spațiul c , care, în poziția desenată, conduce apa prin canalul $c-b$. Astfel, pistonul P este împins spre stînga și apa din stînga pistonului se evacuează simultan prin canalul c spre țeava de evacuare p_0 . Prin rotația dată de bielă-manivelă, cilindrul oscilant ajunge în poziția cînd canalul a' comunică cu c , iar c' cu a și atunci apa pătrunde invers, în stînga pistonului, îl împinge spre dreapta și evacuează apa prin $b-c-a-p_0$. În figura schematică desenată nu se vede fixarea cilindrului față de corpul fix distribuitor din stînga.

c) *Motorul cu piston cu dublu efect* (fig. 99). În motorul reprezentat în fig. 99, apa sub presiune intră în cutia sertar,

trece pe la b în dreapta pistonului, împingându-l spre stînga, iar apa din cilindru se evacuează prin $a - a - c$.

În timpul rotației cu sistemul de manivelă și bielă, excentricul schimbă la timp poziția sertarului prin tija respectivă, astfel la inversarea mișcării intră apa sub presiune prin a în stînga cilindrului și cea din dreapta se evacuează pe la $b - b - c$.

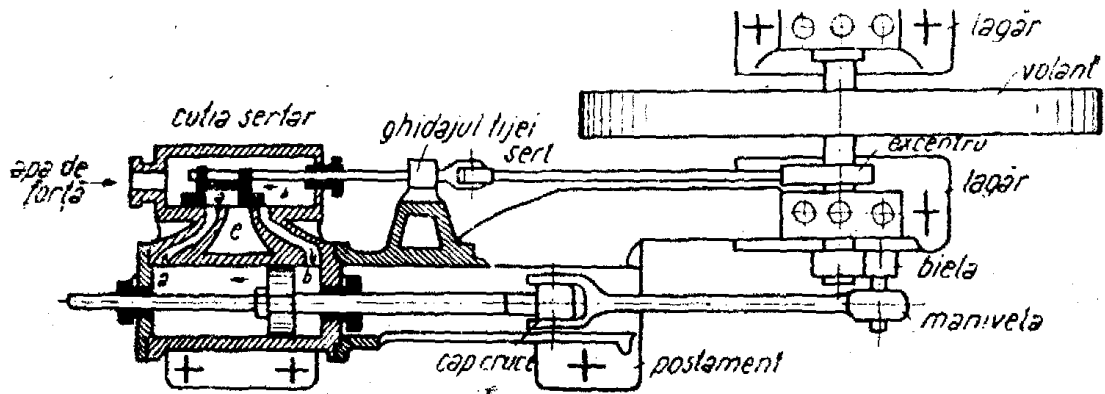


Fig. 99. Motorul hidrostatic cu piston cu dublu efect

d) *Motorul cu pistoane-lame rotative.* Motorul schițat în fig. 100 seamănă cu pompele și compresoarele cu lame rotative. Într-un rotor cilindric cu raza r sînt tăiate fante oblice, în care sînt montate lame sau pale care culisează în fantele respective. Carcasa exterioră are un spațiu cilindric cu raza R , excentric față de rotorul r . Prin rotație, palele-lamă sînt centrifugate pînă la periferia spațiului exterior excentric. Apa, intrînd cu presiunea p , va roti celulele formate între cilindrul rotor r și cana excentrică R , ocolind în partea superioară în sensul invers acelor ceasornicului și ieșind apoi prin p_0 spre evacuare. Acest motor poate atinge turații foarte mari, după cum reducem pe r sau mărim presiunea.

O variantă a acestui motor constă în așezarea în aceeași carcasă a unor roți-angrenaj, dinții lucrînd analog cu palele lamă. Mai sînt și alte construcții, care nu prezintă deosebiri esențiale.

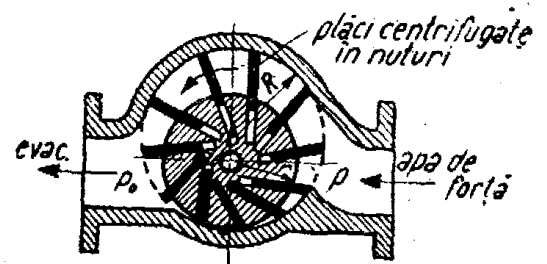


Fig. 100. Motor hidrostatic rotativ

6. DESCRIEREA TURBINELOR DE EGALĂ PRESIUNE

Turbinele de egală presiune transformă în stator toată căderea hidraulică disponibilă $H = \eta_h \cdot H_b = c_0^2 / 2g$, în înălțime cinetică, iar rotorul transformă energia cinetică în energie

mecanică. Debitul străbate canalele, intrînd la 1 cu viteza absolută c_1 și ieșind din rotor la 2 cu c_2 . Deci, mașina avînd un flux hidrodinamic, avem a face cu o turbină, spre deosebire de roțile cu apă. Presiunea este constantă și anume la ieșirea din stator presiunea p_0 este egală cu aceea din rotor $p_1 = p_2 = p_0$ (presiunea atmosferică).

Vom descrie aici și cîteva tipuri mai vechi, pentru că sînt instructive și uneori mai pot fi folosite la microhidrocentrale

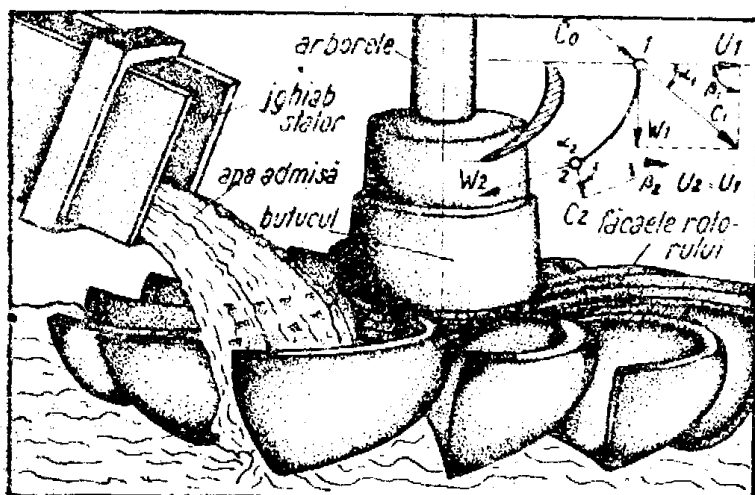


Fig. 101. Vechea turbină cu făcae

ieftine, la mici instalații hidromecanice: mori, ferăstraie, darace, piue, mici ateliere etc.

a) *Prototipul turbinei de egală presiune.* Cea mai veche turbină de acest fel este reprodusă în fig. 7 și anume în partea stîngă; ea a fost folosită în epoca Renașterii. Turbina cu făcaie, ca cea din fig. 101 asemănătoare celei precedente (fig. 7) mai func-

ționează în multe mori din țară, mai ales în Oltenia și Muntenia.

Statorul este format dintr-un jgheab deschis sau burlan dreptunghiular, care pornește de la un rezervor sau de la canalul amonte. Apa împrășcă din stator cu nivel liber sub p_0 atmosferic și destul de neregulat în rotor cu viteza absolută c_0 , sub unghiul α_0 față de viteza periferică de rotație u_0 . Admisia este parțială cu un singur injector.

Rotorul se compune din butucul străbătut de arbore și din mai multe făcaie sau linguri scobite în semiscoică. La prima vedere, rotorul seamănă constructiv cu un rotor elicoidal rudimentar, dar ca principiu de funcționare, este fundamental diferit. La intrarea în rotor, făcaia formează cu viteza periferică u_1 unghiul β_1 . În general, la rotoarele cu făcaie utilizate la noi în diferite regiuni s-a constatat că unghiul $\beta_1 \approx 90^\circ$, iar viteza absolută $c_1 \approx c_0 = \psi_0 \sqrt{2gH}$ la intrare face un unghi α_1 așa că din triunghiul vitezelor $c_1 = \bar{u}_1 + \bar{w}_1$ rezultă că trebuie să fie $\text{tg } \alpha_1 = w_1/u_1$.

Arborele vertical este sprijinit pe un pivot sub apa din aval, cu fusul de lemn de salcîm, frasin sau stejar, iar crapodina este

din lemn de rădăcini speciale. Lagărul de sus se fixează de ramele construcției morii. La aceeași cădere, turbina cu făcaie are turații mai mari decât roțile de apă care au fost descrise într-un capitol anterior.

b) *Prototipul turbinei cu linguri* (fig. 102). O altă turbină veche o găsim tot la noi în țară, în regiunile muntoase, asemănătoare celei schițate în fig. 102. Instalația de aducere se compune dintr-un jgheab de lemn adus pe capre înalte, un burlan vertical dreptunghiular din seinduri prinse în juguri de strângere, formând astfel conducta forțată cu 14–20 m cădere. La conducta forțată se leagă un stator-orificiu, în partea de jos deschis, după cum se vede în fig. 102.

Rotorul, un butuc gros (0,5–0,8 m), strâns în centuri, poartă lingurile scobite din lemn tare, fiecare lingură cu coadă fiind introdusă

în o scobitură în butuc și împănată. Admisia apei în rotor se face parțial, printr-un singur injector și pe direcție tangențială, spre deosebire de turbina cu făcaie cu admisie diagonal axială.

c) *Turbina cu linguri*, pusă în funcțiune în 1841, avea forma arătată în fig. 16, cu ax vertical și admisie tangențială. Ea a fost executată ulterior în multe variante, atât cu ax vertical, cât și cu ax orizontal.

Admisia se făcea printr-un tub terminat în statorul format dintr-un injector cu secțiune dreptunghiulară. Manevra admisiei se făcea cu stavila de admisie prin cremalieră. La alte variante mai perfecționate, în stator existau jaluzele oblice, care pot fi manevrate prin răsucire, variind admisia de la $Q = 0$ la Q_{max} . Rotorul metalic avea la periferie linguri formate din table îndoite.

Turbina cu linguri datînd din anul 1875, reprezintă o perfecționare a turbinei reprezentate în fig. 16 și anume, după cum arată fig. 23, este vorba de o turbină prototip pentru turbina *P* de azi. Statorul, racordîndu-se prin vanele de admisie la conducta forțată, are încă o secțiune dreptunghiulară, iar

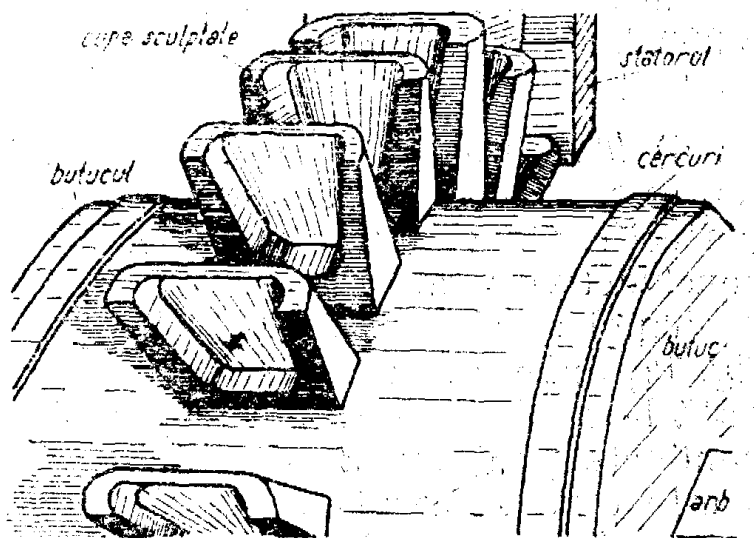


Fig. 102. Turbină rustică cu linguri

reglarea debitului se face prin pale-jaluzele. Rotorul are pale dese, formînd linguri sculptate sub formă de scoică. Aceasta este deci o turbină de egală presiune, cu admisie parțială într-un singur punct și tangențial la rotor. Fig. 23 în special reprezintă o asemenea turbină gemene, adică cu două rotoare în paralel pe ax orizontal, cu două injectoare, două vane de admisie derivînd din aceeași conductă. Cu ajutorul acestui fel de turbine s-au putut folosi căderile mari de 200—300 m. La noi am avut asemenea turbine cu linguri montate într-o uzină veche cu 5 000 kW la 215 m cădere, care, mai tîrziu, au fost înlocuite cu turbine *P*.

d) *Turbinele de tipul G* reprezentat în fig. 17, folosite în foarte multe exemplare în anii 1850—1910, erau mașini mai perfecționate și foarte robuste. Dintre nenumăratele variante constructive vom descrie aici numai două mai importante :

Tipul axial cu ax vertical reprezentat în partea de sus a fig. 17, unde carcasa de admisie se proiectează ca o curbă racordată la conducta forțată, despărțită jos în două sau mai multe conducte pantalon *d* care împrășcă apa spre stator. Statorul *s* este o roată axială fixă, avînd multe pale, îndoite conform secțiunii din fig. 17—sus și la ieșirea din pale, viteza absolută $c_0 = \psi \sqrt{2gH}$ iese sub unghiul α_0 față de periferie. Rotorul, tot axial, cu palele curbate invers (*r*) formează celulele care nu se umplu complet cu apă, fiind aerisite și cu presiunea $p_1 = p_2 = p_0$.

În variantă s-au construit asemenea turbine, introducînd aspiratorul hidropneumatic, pentru a evita învîrtirea rotorului în apa din canalul de fugă. Dificultățile de etanșare nu au permis să se extindă prea mult aceste tipuri.

Tipul cu ax orizontal, cu admisia interioară, parțială și centrifugă, este reprezentată în fig. 17—jos, fiind o turbină de puteri mai mari. În figură se văd în perspectivă : în față, curba de admisie, apoi statorul-injector, cu pîrghiile variației admisiei prin pale statoare jaluzele ; în exterior, rotorul centrifug cu capota demontată.

e) *Turbina P*. În 1880 a apărut prima turbină cu cupe (fig. 24), care prezenta la acea dată următoarele inovații : statorul *s* era dezvoltat ca orificiu de injecție cilindric circular, reglajul fiind asigurat rudimentar și cu randament slab de o vană. Rotorul *r* avea periferic cupe duble cu un cuțit despărțitor în mijloc și aruncarea apei se făcea simetric în ambele părți axiale. Acesta este deci prototipul turbinei moderne cu cupe.

Turbina *P* modernă cu un injector și un rotor (fig. 103), se compune din următoarele organe :

Distribuitorul reprezintă o conductă curbă, care derivă din conducta forțată și poartă o vană cu închidere prin servomotor

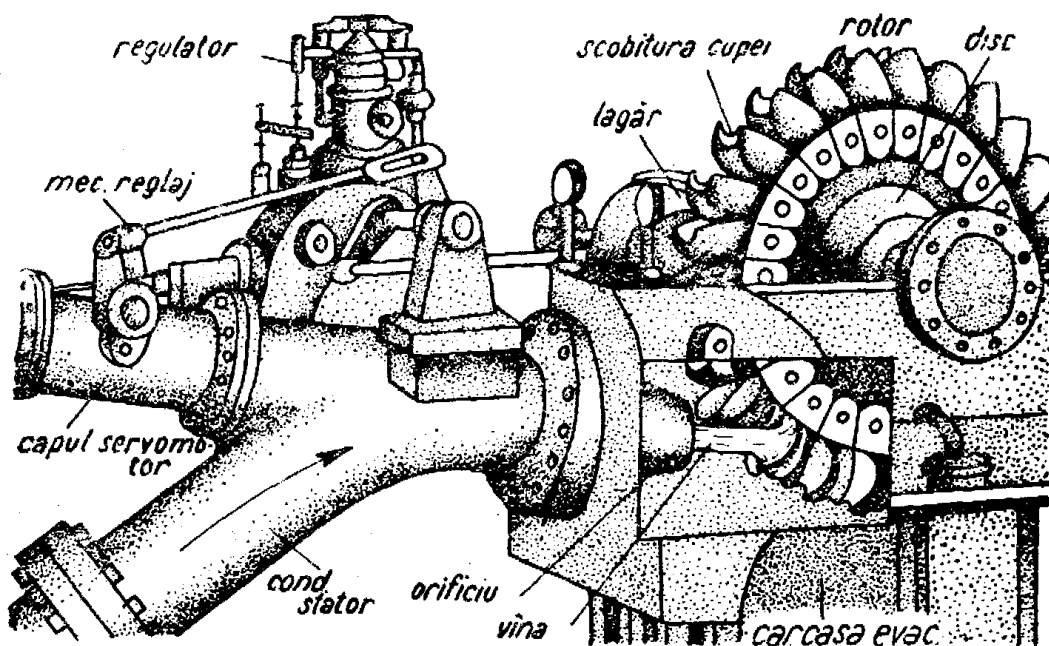


Fig. 103. Turbină *P* — simplă

hidraulic. Statorul constă din orificiul de injecție, acul de injecție, deflectorul vînei de apă în cazul manevrelor rapide, capul servomotorului cu toate dispozitivele interioare și exterioare care sincronizează închiderea acului cu aceea a deflectorului.

Rotorul poartă pe un disc fixat pe arbore un număr de cupe, cum se arată detaliat în fig. 104. Un cuțit *c* separă două scoici elipsoidale *6*, în care se strunjește cîte o tăietură *t*, care permite vînei de apă să atace simultan mai multe cupe, trecînd cît mai uniform impulsul său asupra rotorului. Astfel se evită vibrații armonice dăunătoare în mersul turbinei. Fiecare cupă se fixează separat sau cîte două uzinate împreună, prin intermediul furcii *f* pe discul rotorului *d*. Pe lîngă fixarea prin buloane se mai împănează cupele între ele cu pene plane, tronconice sau altele.

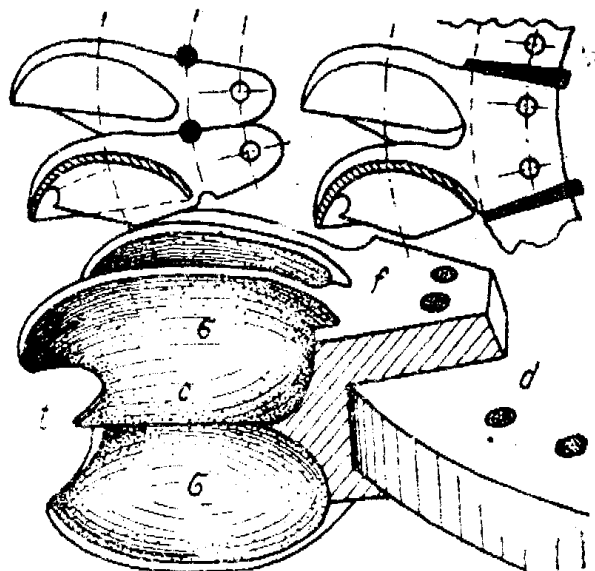


Fig. 104. Detalii la cupa *P*

Carcasa exterioră se compune din batiul de jos, care poartă lagărele și blindajul apei evacuate și din capota superioară (demonțată în fig. 103). Regulatorul automat de putere și turație cu mecanismele de reglaj dublu al acului de injecție și al deflectorului, este reprezentat alături de turbină.

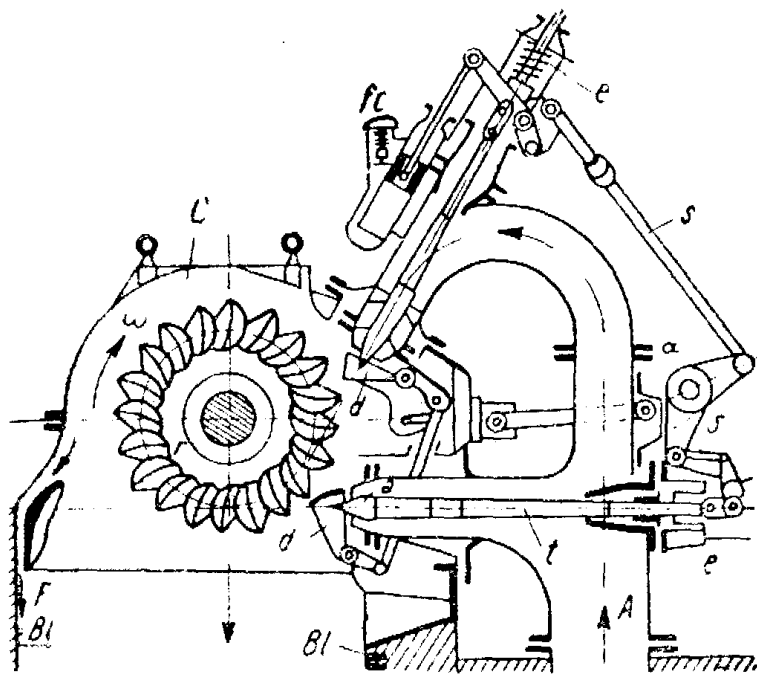


Fig. 105. Turbina *P* cu dublă injecție

rrior *e*, de unde se execută mișcarea prin pîrghii, resoarte și pistonul cataract. Ambele sisteme se cuplează prin mișcarea de reglaj, dacă axul este acționat de la regulator și de sistemele de pîrghii cuplate *s* și *s'*. Tot de aici se acționează și asupra defletoarelor *d*.

Dublă injecție este necesară din cauza rapidității specifice n_s , prea mari, deoarece prin împărțirea debitului turbinei în două jumătăți, grosimea vînei apei scade și cu ea scad și dimensiunile cupelor. În caz contrar, cupele prea mari nu ar avea loc în acest caz pe discul rotorului *r* cu diametrul limitat de D_0 . Carcasa *c* are capota de sus demontabilă, iar jos se văd blindajul *Bl* și fanta *F* de evacuare a apei centrifugate.

În fig. 106 se arată pentru o turbină *P* monorotoare, cu un injector, dispozitivele complicate de reglaj, asupra cărora se revine într-un capitol special.

Cupele *1* primesc vîna de apă *2* pe care o împart mai multe cupe, datorită scobiturilor periferice *s*. Orificiul de injecție *3* are centrat în el capul injector *7*. La ieșire, deflectorul *5*, răsucit în jurul balamalei *4*, poate devia vîna de apă oblic în jos, după liniile punctate. Admisia la orificiu se face prin tubul curb *b*, de care se fixează capul stîng al statorului în care se vede pistonul servomotor *8*, resortul *9*, tija acului cu volanul acțiunii manuale de reglaj *10*, sertarul dirijor al acului *11*,

acționat prin cama 12 de la sistemul de mecanisme de reglaj 13 și 14 pentru ac și 15 și 16 pentru deflector.

Întreaga mișcare o dă servomotorul regulatorului cu pistonul 17, resortul 18, mecanismele 19, supapa 20, pîrghiile 21 și 22,

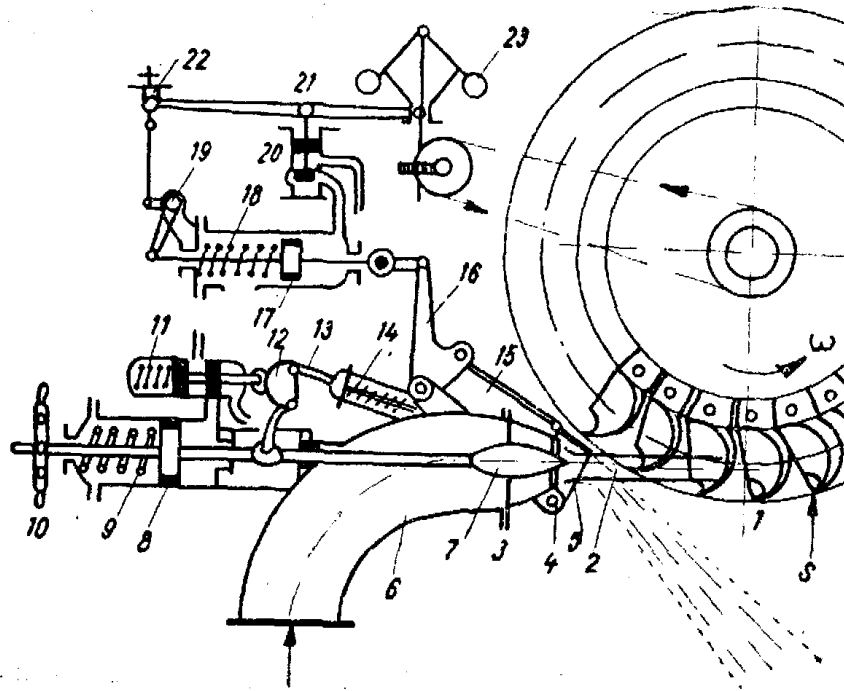


Fig. 106. Schema reglajului turbinei P

comandate toate de la tachometrul centrifug 23 rotit de turbină. Orice fel de variație de sarcină la turbină provoacă o creștere sau o scădere a turației, deci o mișcare în tachometrul pendul centrifug, care ordonă tuturor mecanismelor închiderea sau deschiderea. În tot acest complex mecanic, deflectorul trebuie

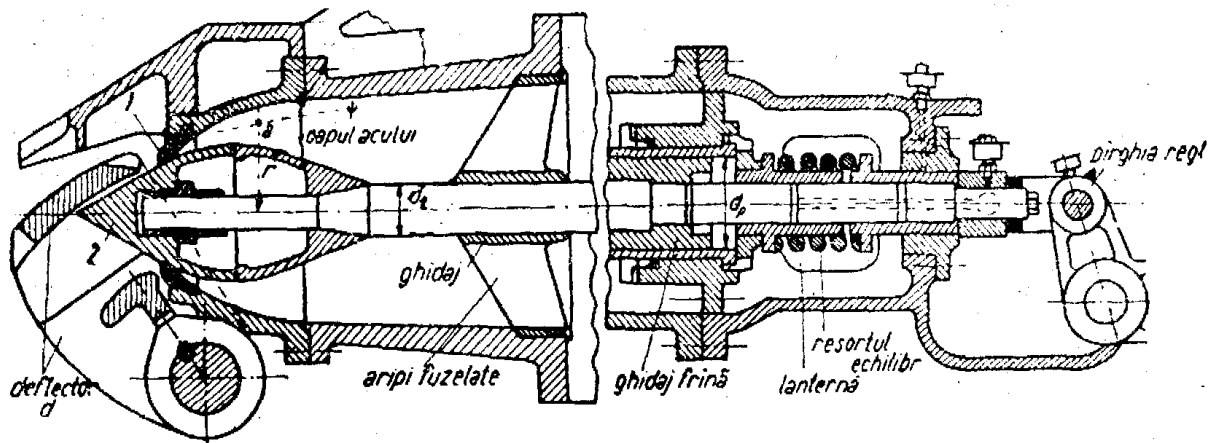


Fig. 107. Detalii constructive la statorul-injector P

să intervină la șocuri bruște înaintea acului injectorului, pentru a limita astfel loviturile de berbec, cum se va vedea ulterior.

Detalii constructive privind statorul se pot vedea în fig. 107 și anume: în partea stîngă, orificiul de injecție cu acul este desenat închis și deflectorul, de asemenea închis, apoi tija

acului, cu ghidajul compus din bucașa de ghidaj, trei sau patru aripi fuzelate și inelul exterior, înșurubat sau presat în corpul injectorului. Fiind că uzura hidromecanică și hidrocorosivă se manifestă la locul de viteză maximă, inelul orificiului 1 și vârful acului 2 sînt confecționate ca piese separate, din oțeluri Cr-Ni

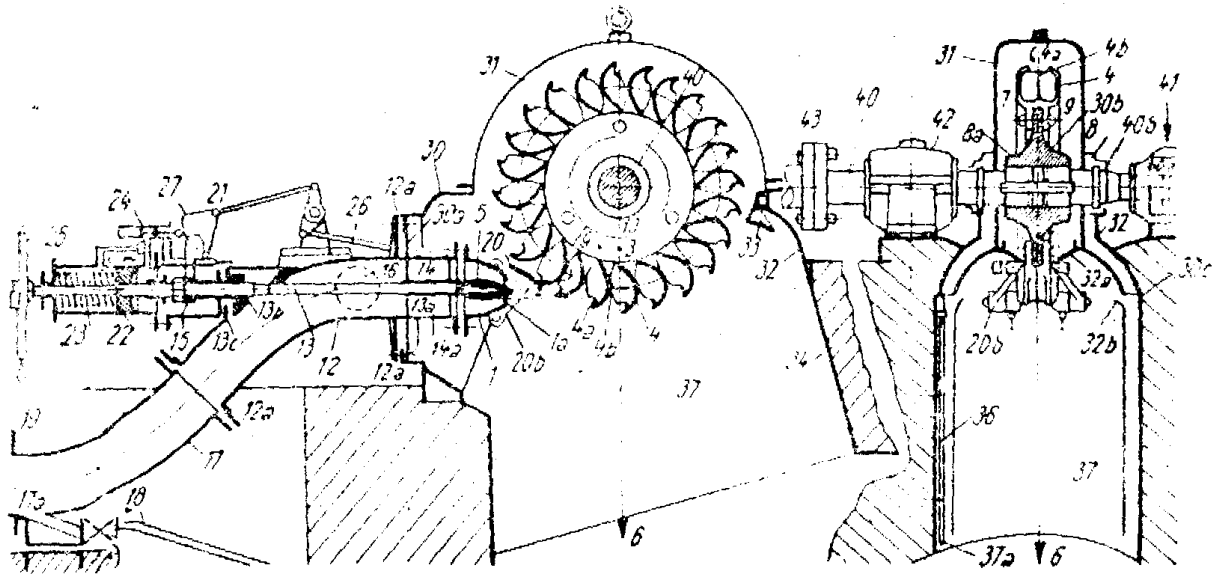


Fig. 108. Desen de ansamblu al unei turbine *P* — simple

1 — orificiul; 1-a — inelul de schimb din oțel anticorrosiv; 2 — vîna de apă datorită formelor injectorului perfect cilindrică; 3 — rotorul; 3-bis — cu cupe, corp de erală rezistentă împănăat pe arbore; 4 — cupele; 4-a — scobitura periferică; 4-b — cutitul (tăișul milloclu); 5 — capul acului injector cu vârful înșurubat din oțel anticorrosiv; 6 — canalul de sub turbine, în care cade apa evacuată din rotor; 7 — purca de fixare a cupelor prin buloane și pene pe disc; 8 — discul rotorului propriu-zis, 8-a — butucul discului împănăat pe arbore; 9 — șuruburile de fixare a cupelor de disc; 10 — pene de întepănire a furcii cupelor; 11 — idem radiale; 12 — admisla prin conducta în curbă; 12-a — flanșele ei; 13 — tija acului de injecție; 13-a — bucașa de ghidaj din bronz; 13-b — pistonușul de descărcare a tije; 13-c — garnituri de piele; 14 — crucea de susținere a bucașei de bronz, cu aripi fuzelate; 14-a — cămașa exterioră a crucii, fixată în peretele orificiului; 15 — suportul tije acului; 16 — gaura de revizie și de curățire a orificiului și crucii de ghidaj; 17 — curba de admisie exterioră și inferioară; 17-a — piciorul ancorat; 18 — conducta de golire cu robineta curbei 17, spre canalul de fugă; 19 — vana principală a turbinei (în stînga figurii se vede numai flanșa); 20 — deflectorul; 20-a — cutitul deflectorului; 20-b — pîrghia de răsucire, fixată prin fus și lagăr de orificiu; 21 — pîrghia de revenire a deflectorului în poziția normală; 22 — pistonul servomotor, care mișcă acul cu presiune de ulei sau apă; 23 — resortul, care se comprimă la deschidere și ajută închiderea; 24 — tertărașul cu piston dublu, care distribuie presinua pe pistonul 22; 25 — volanul de mină pentru reglajul și închiderea manuală a turbinei; 26 — tija de manevră a deflectorului; 27 — discul-camă de comandă a reglajului care sincronizează mișcările acului și deflectorului; (28-29 — piese exterioare ce lipsesc pe desen); 30 — carcasa țstală; 30-a — deschiderea pentru introducerea orificiului; 30-b — camere laterale; 30-c — plăcile de fundație a carcasei și lagărelor; 31 — capota carcasei demontabilă pentru revizie; 32 — piesa de jos a carcasei, betonată jos în planșul centralei; 32-a — pereții de ghidaj a apei improșcate lateral; 32-b — canale de evacuare a apei din spațiul arborelui; 33 — mască pentru captarea și devierea apei improșcate; 34 — blindajul puțului de evacuare din beton cu tolăși nervuri, împotriva eroziunii hidraulice; (35 — piese de fixare, care nu se văd în figură); 36 — serpentinele răcirii uleiului lagărelor și regulatorului; 37 — tobele de protecție a țevilor serpentinel, sus cu aripi încovoiate pentru captarea apei de răcire, dinloaia apei evacuate din turbină; (38, 39 — piese care nu se văd în figură); 40 — arborele turbinei; 40-a — inel în lagăr; 40-b — inel labirint de etansare; 41 — lagărul exterior al turbinei; 42 — lagărul intermediar între turbină și generator; 43 — cuplajul turbinei la generatorul electric.

rezistente și anticorrosive, astfel că pot fi ușor înlocuite cu piese de schimb.

În partea dreaptă a fig. 107 se arată capul opus al statorului, începînd cu pîrghia de reglaj, tija, ghidajul ei, lanterna cu resort,

presetupele, cilindrul cu piston de ghidaj și frâna hidrolică (cataract).

Desenul de ansamblu din fig. 108 reprezintă organele și piesele componente ale unei turbine monorotoare P cu un singur injector.

În fig. 89 s-au mai arătat schematic turbine P compuse, de exemplu 89, c tipul cu ax vertical și patru injectoare, pornind toate din admisia având forma de melc. În aceste cazuri, se complică extraordinar mecanismele de reglaj și sincronizarea celor patru injectoare și patru defletoare.

f) Turbine Bánki (fig. 109).

Această turbină era destinată pentru a completa domeniul limită între P ultra-rapid și F ultralent, adică $n_s = 30 - 80$. Pornind de la roata cu apă, cu pale cilindrice calculate special (nu se găsesc în literatură suficiente detalii de calcul și construcție), prof. Bánki de la Politehnica din Budapesta a lăsat liberă ieșirea spre interiorul rotorului, transformând roata de apă în turbină de flux.

Apa străbate interiorul și atacă de două ori palele rotorului. Construcția rotorului metalic este foarte simplă; între două

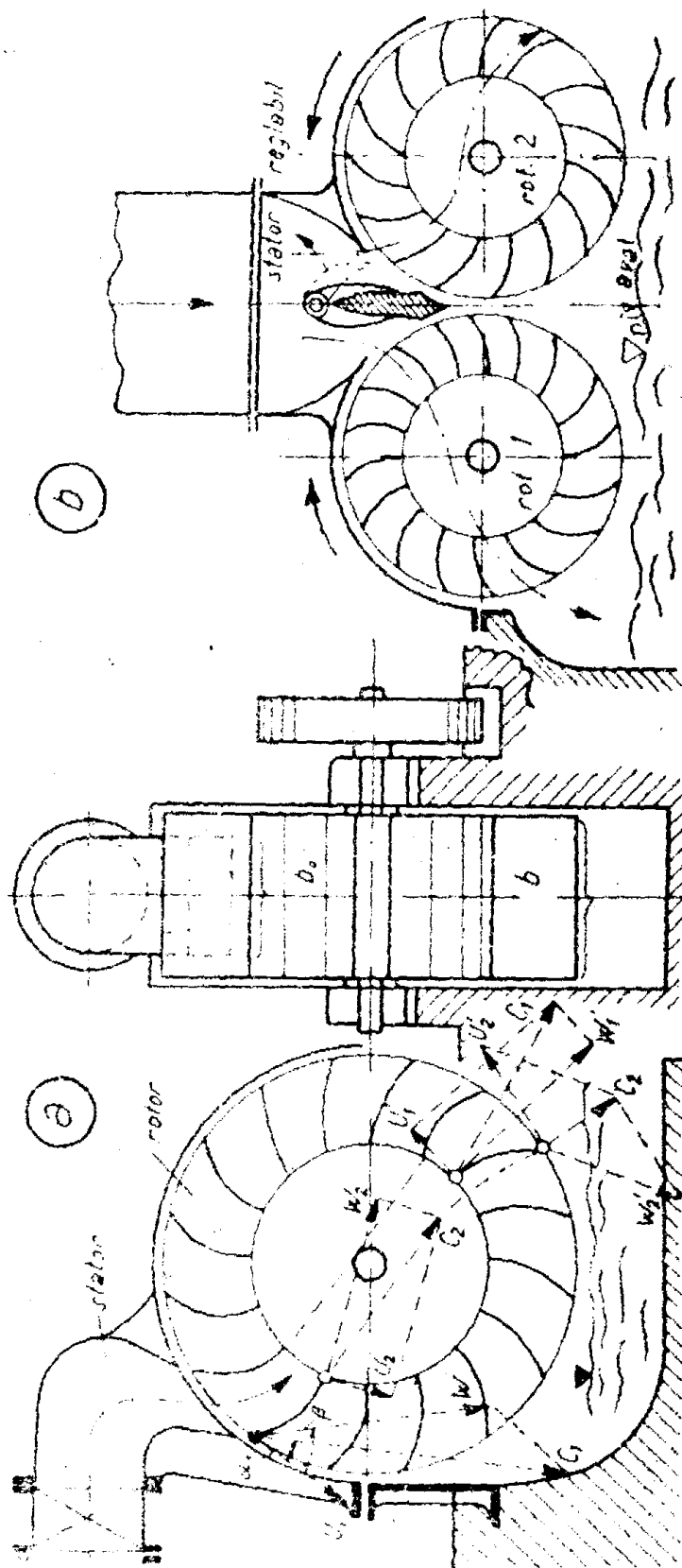


Fig. 109. Turbina cu egală presiune Bánki simplă și în dreapta dublă

discuri din tolă se sudează palele, care pot fi segmenti cilindrici de lungimea axială b , tăiați din tuburi de diametru calculat. Arborele străbate rotorul, sau la discuri laterale special ranforsate, este format din două fuse sudate pe discuri.

Statorul se compune dintr-o trompă curbată, în exteriorul căreia se montează vana de admisie. Viteza de ieșire din statorul injector va fi $c_0 = \psi \sqrt{2gH}$, cu $\psi = 0,90 - 0,95$, atacînd roata sub α_1 calculat (în fig. 109, a s-a schițat principial diagramele de viteză asupra cărora vom reveni la calcule).

Carcasa exterioară înconjoară rotorul; de ea se fixează statorul, iar partea de jos se fixează în fundația canalului de evacuare. Lagărele, volanul etc., sînt obișnuite. În loc de statorul simplu, se pot prevedea pale statorice ca jaluzelele rotite în jurul unor fuse, prin pîrghii din exterior, realizînd un reglaj al debitului. În literatura de specialitate nu se găsesc construcții amănunțite, așa că fig. 109 este reprezentată schematic.

În fig. 109, b este reprezentată o turbină Bánki cu un stator și două rotoare, la care reglajul admisiei se face prin două limbi care se pot deschide ca un compas, realizînd închiderea treptată a orificiului.

Turbina Bánki a fost executată numai în cîteva sute de exemplare și a dat randamente optime de aproximativ 80%. Ea a fost folosită și la noi, de exemplu ca turbină de șantier de 300 CP și cîteva turbine mai mici la microcentrale cu puteri sub 100 CP.

7. DESCRIEREA TURBINELOR CU SUPRAPRESIUNE CENTRIFUGE, CENTRIPETE SI MIXTE-DIAGONAL

Aceste turbine folosesc preponderent energia potențială sub forma unei coloane de apă sub presiune și în mică proporție cea cinetică. După raportul crescător al energiei de presiune față de căderea netă a turbinei, va crește și gradul de suprapresiune (de reacțiune).

Vom analiza și turbinele cu suprapresiune mai vechi, pentru a înțelege bine evoluția constructivă a diferitelor organe: rotorul, statorul, carcasa de admisie, aspiratorul, organele mecanice auxiliare.

a) *Prototipurile Euler și Segner*. Prin anul 1750, savantul Euler L., membru al Academiei ruse de științe, creatorul teoriei turbinelor, urmat de Segner, a construit prototipurile de turbină cu suprapresiune (denumite în trecut cu reacțiune).

În fig. 13, a s-a schițat unul dintre desenele istorice ale lui Euler, care i-au servit pentru verificarea teoriei turbinelor

și a ecuațiilor fundamentale ale mișcării, cuplului și puterii hidraulice. Admisia se făcea prin carcasa cilindrică inelară c , din care porneau o serie de tuburi îndoite înapoi, formînd statorul s . Rotorul se compunea dintr-un jgheab circular din care o serie de alte tuburi îndoite invers r produceau cuplul hidraulic predat arborelui sub formă de cuplu mecanic. Sus se arată și angrenajul demultiplicator al rotației.

Segner a simplificat turbina (fig. 13, b) și anume tubul rotitor cu clopot deschis sus, drept carcasa c , primea apa de la jgheab. Statorul s forma partea inferioară a lui c și din el porneau mai multe tuburi îndoite invers rotației, care compun astfel rotorul r .

b) *Turbina centrifugă* (fig. 14). Prima turbină cu suprapresiune a fost montată de ing. Fourneyron în anul 1827, urmată de alte exemplare de turbine industriale ca aceea din fig. 14, care a fost descrisă în capitoul privind la dezvoltarea mașinilor hidraulice.

Aceasta este prima turbină sistematică folosind principiul reacțiunii, deci cu suprapresiune, depășind randamentul de 75%. Construcția robustă, dar cu gabarite mici, a permis utilizarea căderilor mari (în acea vreme), de peste 100 m.

Rotorul r care se rotea în exteriorul statorului s realizînd scurgerea centrifugă, nu trebuia să atingă apa, deci trebuia așezat peste nivelul maxim al râului. Se pierdeau astfel cîteva metri de cădere, fiindcă nu se putea folosi aspiratorul. Ingenios pentru acea vreme era sistemul de reglaj al admisiei între rotor și stator prin șubărul cilindric R acționat prin tije și roți dințate deasupra turbinei. Statorul însuși avea pale radial-centrifuge, iar admisia se făcea prin carcasa tip cazan, direct de la conducta forțată.

Interesant este și dispozitivul de ridicare al rotorului în timpul mersului sau la turbina oprită, prin pîrghiile p și articulația L coborînd sub pivotul inferior.

c) *Turbina axială cu suprapresiune* (fig. 15). Mecanicul Henschel a construit în 1837 o turbină tot cu suprapresiune însă de tip axial care s-a încetățenit (spre deosebire de turbina Fourneyron) extraordinar de repede și a fost timp de vreo 60 de ani mașina hidraulică cea mai frecvent utilizată. Cîteva ani mai tîrziu, mecanicul Jonval a inventat aspiratorul și l-a aplicat la turbina lui Henschel, conform fig. 15. Această turbină axială cu suprapresiune care folosea aspiratorul, a fost folosită pe scară largă între anii 1840 și 1890. Turbina, de obicei cu ax vertical, se compunea din : carcasa c

cilindrică din tolă, în care apa se admitea de la canalul amonte printr-o stavilă S . În orificiul de fund era fixat statorul cilindric coaxial s , care purta o serie de pale fixe. Imediat sub stator se învîrtea rotorul r tot cilindric, circular, cu contrapale (fig. 15—jos). Celulele erau umplute complet de apa sub presiune, deoarece $p_1 > p_2$, de unde rezultă că turbina funcționează cu suprapresiune. Aspiratorul a aplicat pentru prima dată era încă cilindric, fără recuperare de energie cinetică $c_2 = c_3$ și permitea să ridice rotorul la 3...5 m peste nivelul din aval, cu condiția ca aspiratorul să intre suficient de adînc (z_3) sub apă. La mori, arborele vertical acționa direct pietrele; pentru alte folosințe mecanice se demultiplică turația și direcția prin angrenaje conice. Reglajul debitului s-a perfecționat în nenumărate variante ca : acoperirea parțială a intrării statorului cu o capotă de piele inelară derulată prin roți și pîrghii, capace mobile etc.

d) *Turbina centripetă cu suprapresiune* (fig. 18). În capitolul dezvoltării mașinilor s-a descris prima turbină de acest fel a lui Redtenbacher.

În fig. 18 se vede cum trece apa din camera de admisie deschisă d , centripet prin palele statorului s , spre rotorul r pur radial. Trecerea spre aspiratorul a se face prin corpul difuzor fix t . Reglajul admisiei este dublu : cu stavila amonte și cu vana cilindrică v la ieșirea din aspirator.

Turbina din fig. 19, construită prin 1848 de ing. Francis, deci cu zece ani după aceea din fig. 18, are statorul s și rotorul r centripet, fără carcasă de admisie și fără aspirator, din această cauză, turbina din fig. 19 era inferioară celei din fig. 18. Reglajul se făcea prin vana cilindrică introdusă în fanta dintre stator și rotor.

e) *Turbina F centripetă cu suprapresiune, tipul contemporan.* În decurs de peste un veac, s-a dezvoltat din prototipurile din fig. 18 și 19 grupa de turbine F folosite în prezent. În ce privește mărimea, puterea unitară și organele componente ale turbinei F , specialiștii sovietici au adus cele mai importante perfecționări tehnice, au standardizat tipurile principale, obținînd la turbine randamente de peste 93% la sarcina optimă.

În U.R.S.S. se construiesc acum turbine F , cu puteri unitare de peste 200 000 CP de fiecare turbină și cu diametrul rotorului pînă la 9 m. Organele principale ale turbinei sînt : carcasa de admisie, statorul, rotorul, aspiratorul, arborele, lagărele și diferite instalații anexe.

În fig. 100 este reprezentată o turbină F orizontală, iar în 110, sînt date detalii constructive pentru aceeași turbină.

În fig. 112 sînt reprezentate diferite feluri de așezare a melcului turbinelor *F*, după modul cum sosește apa din distribuitorul conductei forțate.

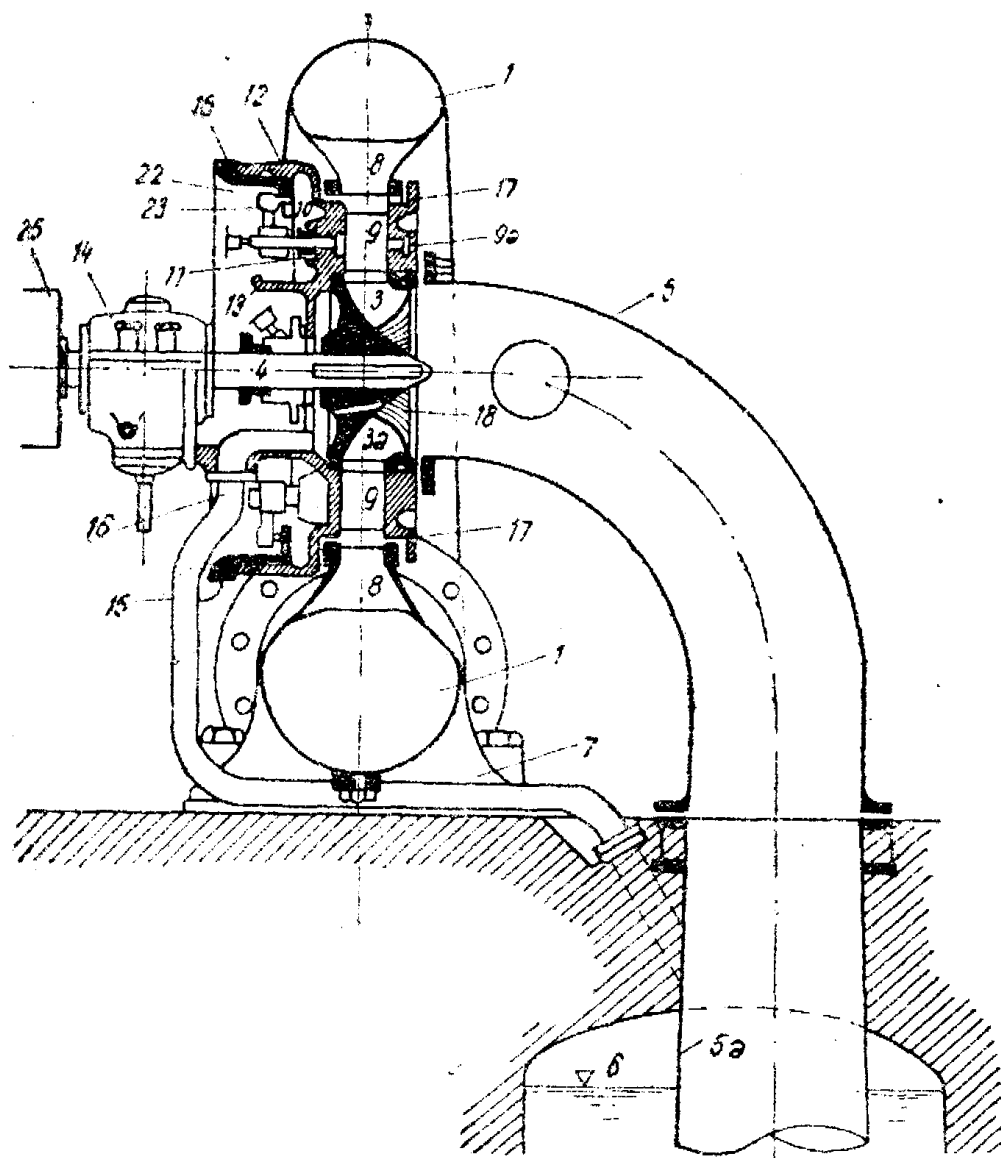


Fig. 110. Turbina *F* orizontală

1 - melcul din oțel turnat, care creează vârtejul pe spirale logaritmice; 2 - capacul aval al statorului, al cărui pale creează viteza absolută c_{01} , sub unghiul α_1 ; 3 - palele rotative; 3-a - coroana superioară a rotorului; 3-b - inferioară; 4 - arborele orizontal al turbinei, pe care se împănază rotorul și se fixează cu capota 3-c.; înșurubată pe capul aval al arborelui; 5 - curba aspiratorului; 5-a - difuzorul aspiratorului; 5-b - nivelul apei aval de turbină, în canalul de turgă; 7 - batiul carcasei spirale; 8 - palele antesta'orice fixe, la gura melcului; 9 - palele statorice cu fuzele 9-a și 9-b; 10 și 11 - bușe; 12 - capacul amonte al statorului, la piese mari asamblat din două pînă la patru bucăți; 12-a - nervuri ale capacului 12; 13 - corpul garniturilor de etanșare; 14 - carcasa lagărului, 4 a - inelul al împingerii axiale; 15 - inelul de reglaj, rotit prin două pîrghii de la axul de reglaj al regulatorului; 16 - conducte de egalizare a presiunilor; 17 - flanșe; 18 - găuri de egalizare; 19 - inele de uzură la stator; 20 - idem la rotor. cu sau fără labirint 21; 22 - trăgătoarele de reglaj fixate între pîrghiile de reglaj 23 și inelul 15; 24 - cuzineții; 25 - cupla spre arborele generatorului.

După cum s-a arătat la clasificare, pentru sporirea rapidității n_s , se dublează și se triplează rotorul. Fig. 113 reprezintă

turbina *F* dublă, orizontală, care are un melc, un rotor dublu, dar două aspiratoare. Turbinele gemene au, spre deosebire de

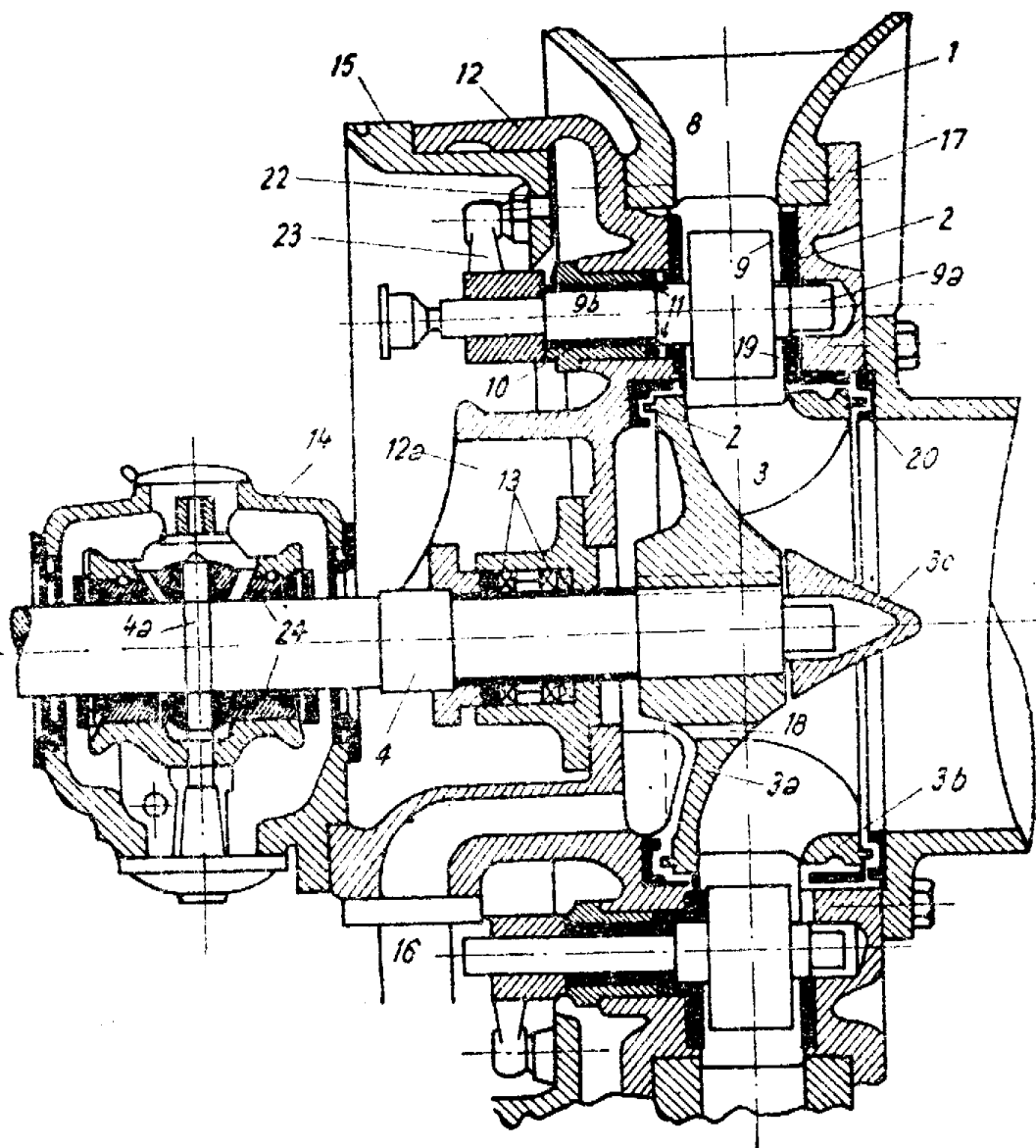


Fig. 111. Detalii la fig. 110

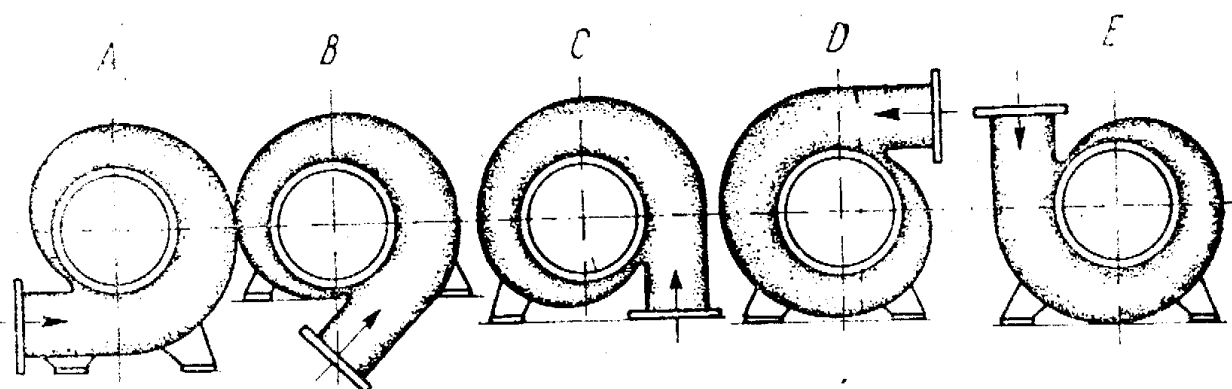


Fig. 112. Diferite feluri de așezare a melcului turbinei *F*

cele duble, două spirale, două rotoare și un aspirator dublu; în fig. 113 sînt reprezentate organele mai importante.

În fig. 114, este reprezentat rotorul.
 În fig. 115 se arată, schițele a trei rotoare F de tipurile :
 lent, normal și rapid.

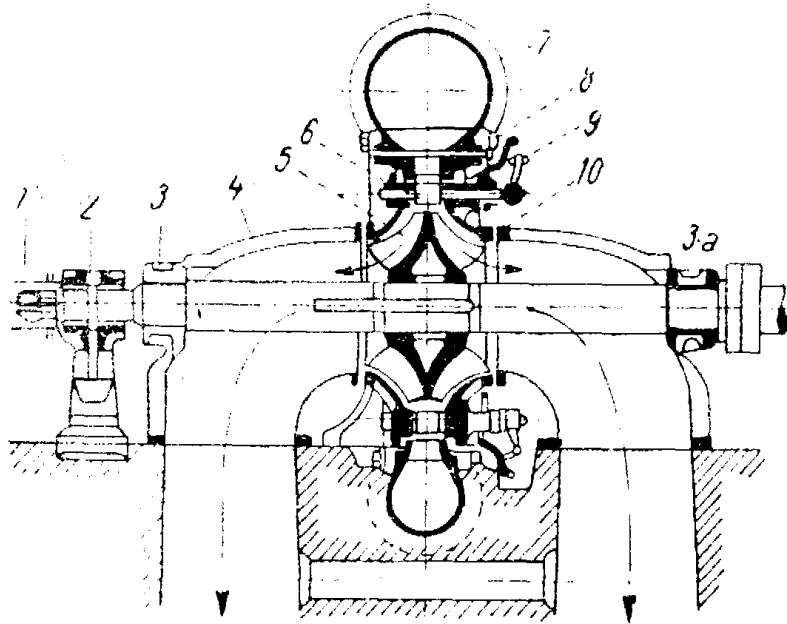


Fig. 113. Turbină F dublă orizontală

1 - dispozitivul închiderii rapide, în cazul ambalării turbinei la defec-
 tarea regulatorului automat; 2 - lagărul principal al turbinei; 3 și
 3-a - susțineri suplimentare; 4 - curba aspiratorului; 5 - rotorul
 dublu; 6 - palele statorice; 7 - carcasa spirală; 8 - inelul de reglaj;
 9 - trăgătoarele și pârghiile de reglaj; 10 - flanșele de fixare a
 aspiratorului.

O turbină demontată, văzută dinspre aspirator, este repre-
 zentată în fig. 116, cu statorul s , rotorul r cu palele rotorice 3,
 palele statorice 9, fusele aval 9,a, capota de fixare a rotorului 4.

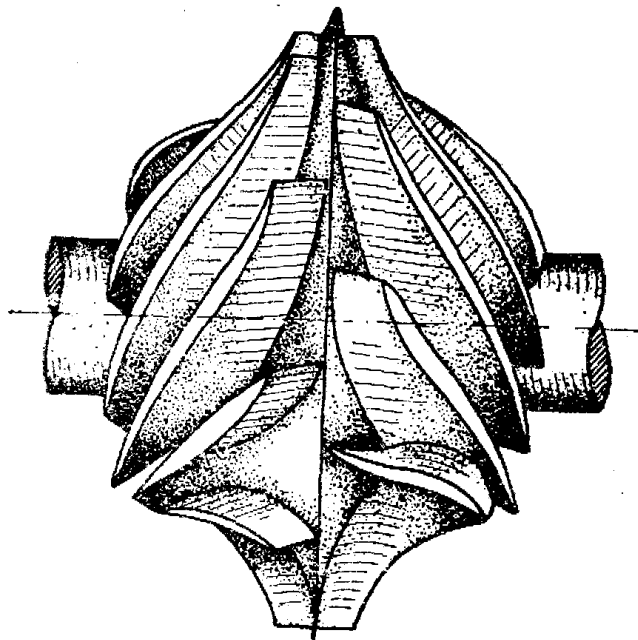
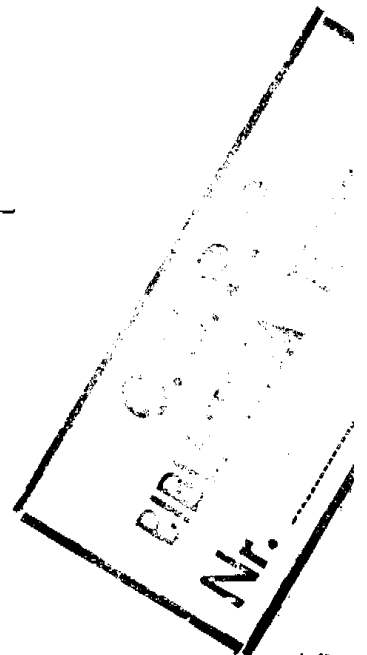


Fig. 114. Rotorul dublu al fig. 113



În fig. 114, este reprezentat rotorul.

În fig. 115 se arată, schițele a trei rotoare F de tipurile : lent, normal și rapid.

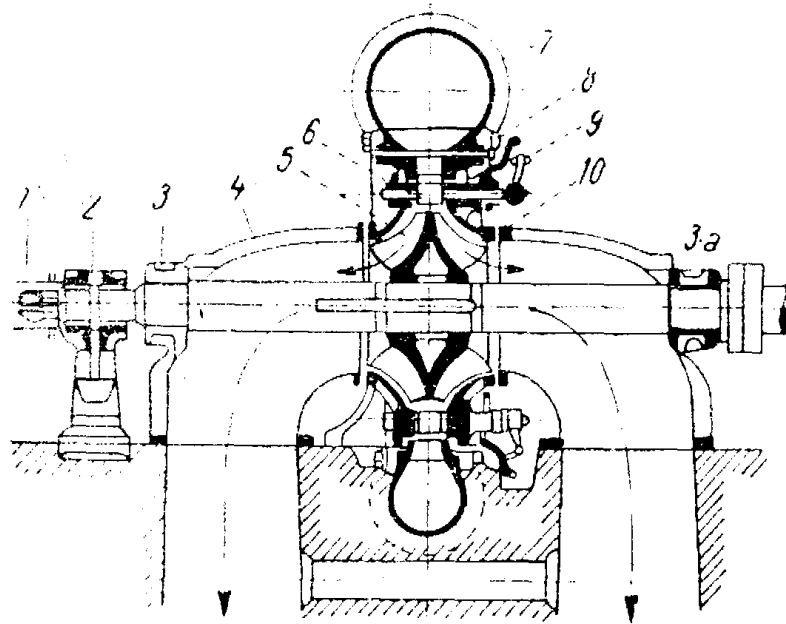


Fig. 113. Turbină F dublă orizontală

1 - dispozitivul închiderii rapide, în cazul ambalării turbinei la defec-tarea regulatorului automat; 2 - lagărul principal al turbinei; 3 și 3-a - susțineri suplimentare; 4 - curba aspiratorului; 5 - rotorul dublu; 6 - palele statorice; 7 - carcasa spirală; 8 - inelul de reglaj; 9 - trăgătoarele și pîrghiile de reglaj; 10 - flanșele de fixare a aspiratorului.

O turbină demontată, văzută dinspre aspirator, este repre-zentată în fig. 116, cu statorul s , rotorul r cu palele rotorice 3, palele statorice 9, fusele aval $9,a$, capota de fixare a rotorului 4.

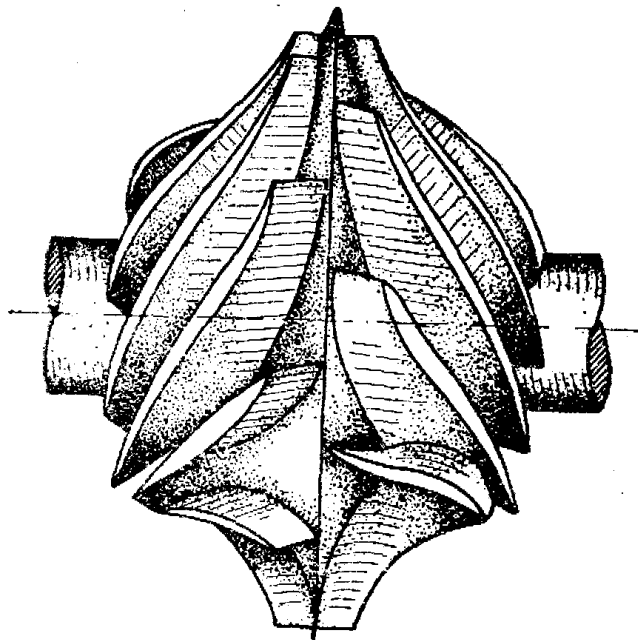


Fig. 114. Rotorul dublu al fig. 113

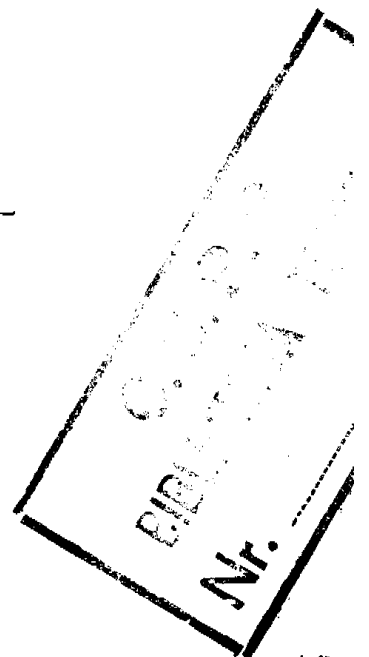


Fig. 117 reprezintă palele statorice dinspre capacul superior, demontat, unde se văd: palele statorice—9, fusele amonte θ, b , apoi pîrghiile 23, legate prin trăgătoarele 22 la inelul de reglaj

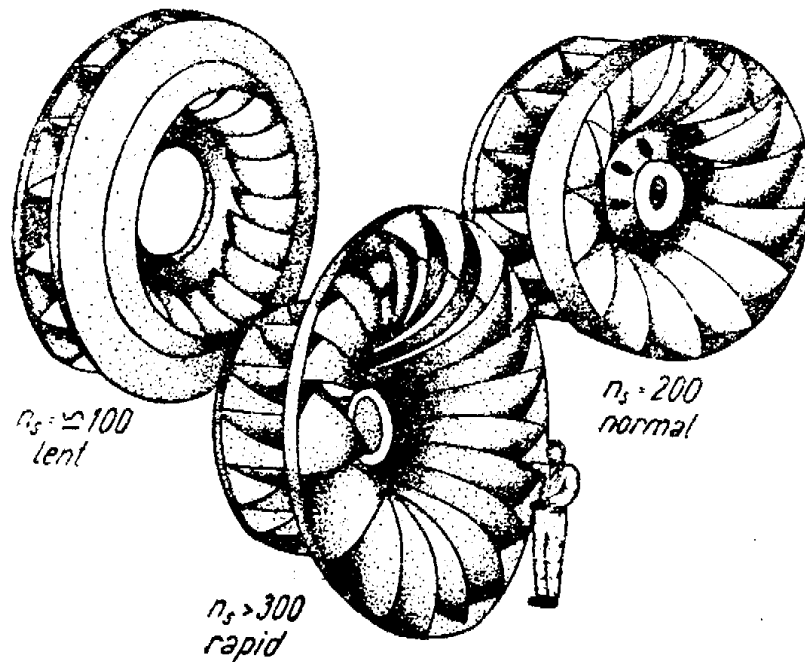


Fig. 115. Rotor F — lent, normal, rapid

15, care este răsucit de pîrghia de reglaj, prin mecanismele de legătură cu regulatorul automat. În fig. 118 sînt reprezentate

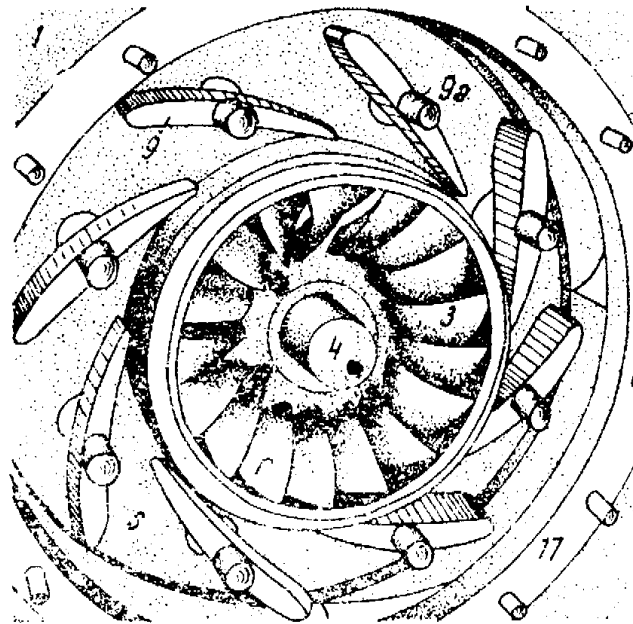


Fig. 116. Stator (s) și rotor (r) demontate

aceleași pale statorice 9, însă privite dinspre aspirator și anume în poziție închisă.

Fig. 119 reprezintă o turbină F unde se disting organele mai importante.

În fig. 120 este reprezentată una dintre turbinele F , proiectată și construită în R.P.R.

Pentru microcentrale, mori, ferăstraie și alte instalații

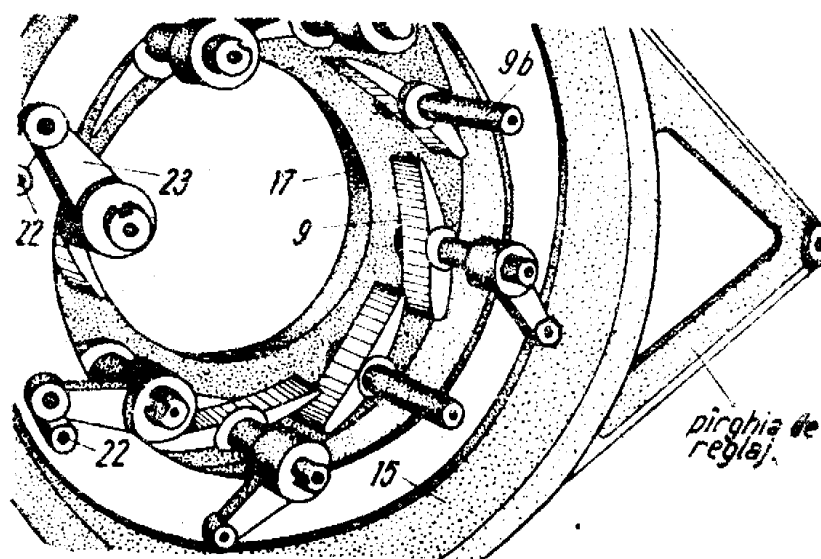


Fig. 117. Mecanisme de reglaj a palelor statorului

hidromecanice se folosesc căderi joase $H < 8$ m și puteri de la 20 la 500 CP. În acest caz, soluția cea mai economică reco-

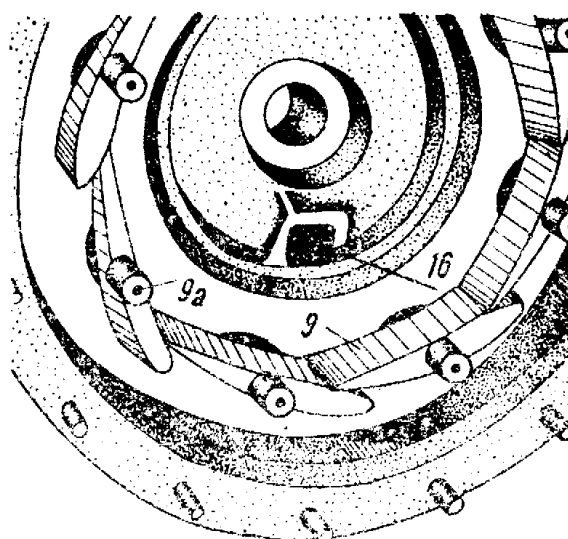


Fig. 118. Palele statorului închise

mandă microturbina în cameră deschisă, fie cu rotor F , fie eliocoidal. Fig. 121 reprezintă o microturbină F cu ax vertical în camera deschisă. Instalația cuprinde: stavila de admisie de tip plan 1, din lemn, metal, sau construcție mixtă, camera deschisă cu nivel liber 3, statorul 4, cu capace și lagăr 6, rotorul, care în desen nu se vede, aspiratorul drept vertical 5, lagărul de ghidaj

7, angrenajele conice 8] de demultiplicare a turației și schimbarea direcției spre generatorul 9 și maneta cu mecanismele de reglaj manual al palelor statorice 10.

În aceleași condiții funcționează microturbina *F* în cameră deschisă, cu ax orizontal, reprezentată în fig. 122. Camera des-

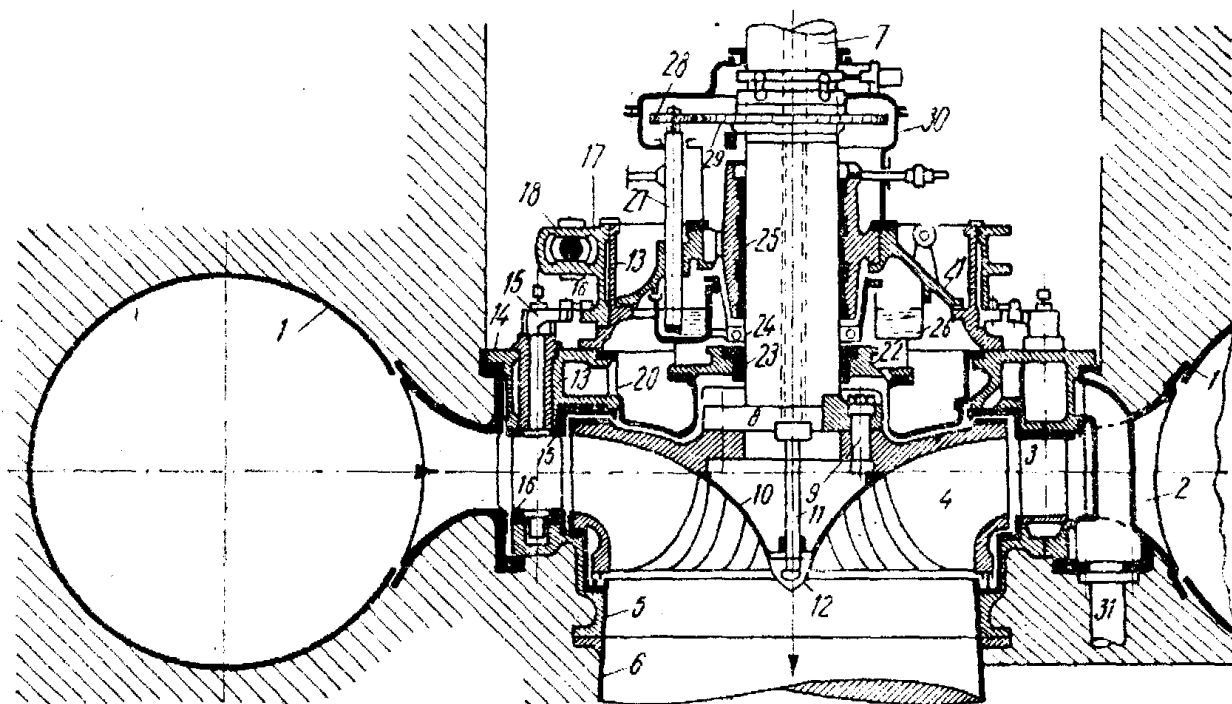


Fig. 119. Turbină *F* cu ax vertical și organele principale

1 — melcul din tolă, betonat complet în masivul de fundație; 2 — antestatorul cu pale fixe, fuzelate hidrodinamic, necesare rigidizării melcului; 3 — palele statorice, basculante în jurul fusului superior și inferior; 4 — rotorul, cu 2 pale între cele două coroane, fixat pe flanșa 8 a arborelui; 5 — capacul-inel inferior, fixat de aspiratorul de tolă 6; 7 — arborele rotorului, cu flanșa 8 de fixare a rotorului; 9 — buloanele de fixare a rotorului; 10 — capota fuzelată la ieșirea din rotor; 11 — șurub de fixare a capotei 10 la arborele 7 și capota de protecție; 12 — bucșelele axelor palelor statorice; 13 — capacul superior; 14 — pârghiile de reglaj, mișcate prin trăgătoarele 16, de către inelul de reglaj 17; 15 — ochiurile celor două brațe de pârghie, care transmit mișcarea de la regulator la inelul de reglaj; 16 — clopotul de susținere a inelului de reglaj; 17 — vasul de colectare a uleiului stropit; 18 — ureaua lagărului; 19 — inelul de susținere a ghidajului de etanșare 23; 20 — vasul de colectare a uleiului pierdut, 21, lagărul 26; 22 — rezervorul de ulei inferior 27 — țeava cu pompa de ulei, antrenată de angrenajele 28 și 29; 30 — capacul și rezervorul superior de ulei; 31 — egalizarea axială,

chisă 1 primește apa de la canalul de aducție, cu stavile și grătare, întreaga construcție fiind executată din beton, din zidărie de piatră cu mortar, din lemn, sau alte materiale, avînd un perete despărțitor spre sala mașinilor. Statorul orizontal 2 primește din cameră apa radial și o dirijează prin palele statorice sub unghiul α_0 , cu viteza absolută $c_0 \sim c_1$ spre rotor (nu se vede în figură). Capacul exterior 3 susține ghidajul 8 al arborelui 7. Aspiratorul este format din curba 4 și tronsonul difuzor 5, care evacuează apa spre canalul de fugă 6, cu viteza de ieșire c_3 mult mai mică decît c_2 , cu care apa părăsește rotorul. Nișa 7

prin perete este închisă cu capace etanșe și cu un lagăr în consolă 9, pînă la cupla 10. Generatorul 12 are lagărul 11 și unul

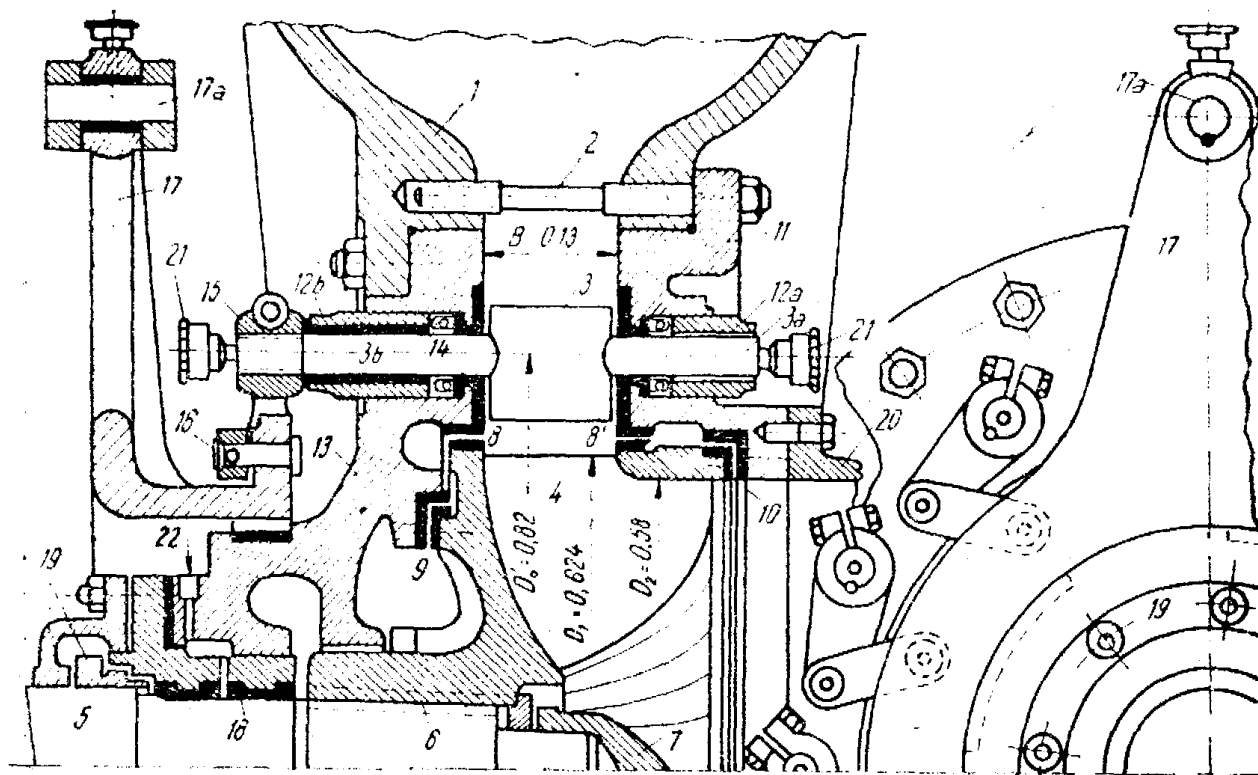


Fig. 120. Turbină *F* construită în R.P.R. $Q = 2 \text{ m}^3/\text{s}$; $H = 70 \text{ m}$; $n = 750 \text{ rot/min}$; $P = 1\,600 \text{ CP}$.

1 - melcul (spirală) cu ax orizontal; 2 - buloane de distanță; 3 - pale satorice cu fusele 3-a - aval și 3-b - amonte; gresoarele 21; 4 - rotorul, împănât pe arborele 5, prin pana 6 și fixarea 7; 8 și 8' - piesele de schimb ale labirintelor, idem 9 și 10 pentru rotor-stator; 11 - capacul aval, în care palele satorice joacă în bușele 12 a-b; 13 - capacul amonte, care susține reglajul și lagărul; 14 - etanșări; 15 - pîrghii de reglaj; 16 - trăgătoare spre inelul de reglaj 16; 17 - pîrghia de răsucire a inelului de reglaj comandată de regulatorul automat; 18 - lagărul de ghidaj; 19 - dispozitive de etanșare; 20 - partea superioară a aspiratorului; 21 - presetupe; 22 - ungerea lagărului.

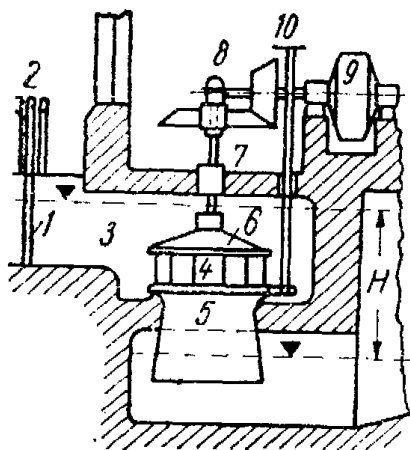


Fig. 121. Turbină *F*-vertical deschisă

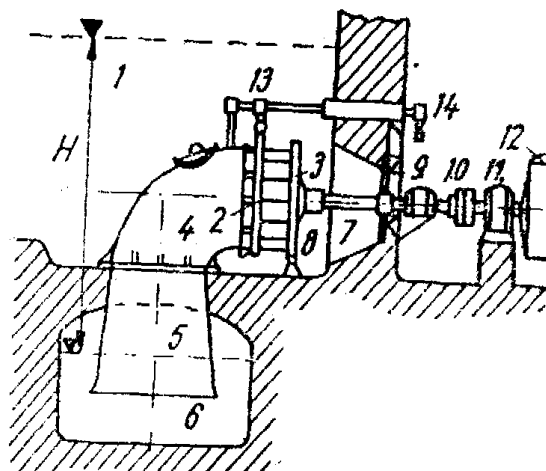


Fig. 122. Turbină *F*-orizantal deschisă

simetric în dreapta. Mecanismul de reglaj al palelor satorice 13 este acționat de pîrghia 14, fie manual la turbine mici, fie de la un regulator automat la turbine mai mari.

La căderi mici, turația turbinei, fiind foarte mică $n - n_0 H^{1.25} P^{-0.5}$, se poate mări, dacă se împarte puterea pe mai multe rotoare, de exemplu la două rotoare puse în paralel pe același arbore turația crește la $\sqrt{2} n$; la trei rotoare puse în paralel pe același arbore, turația crește la $\sqrt{3} n$.

În trecut, cînd nu existau turbine elicoidale, se construiau turbine *F*, avînd pînă la șase rotoare puse în paralel pe același

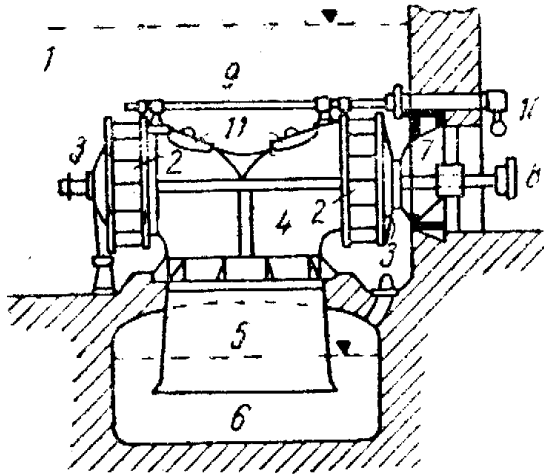


Fig. 123. Turbină *F*-gemenă orizontală, deschisă

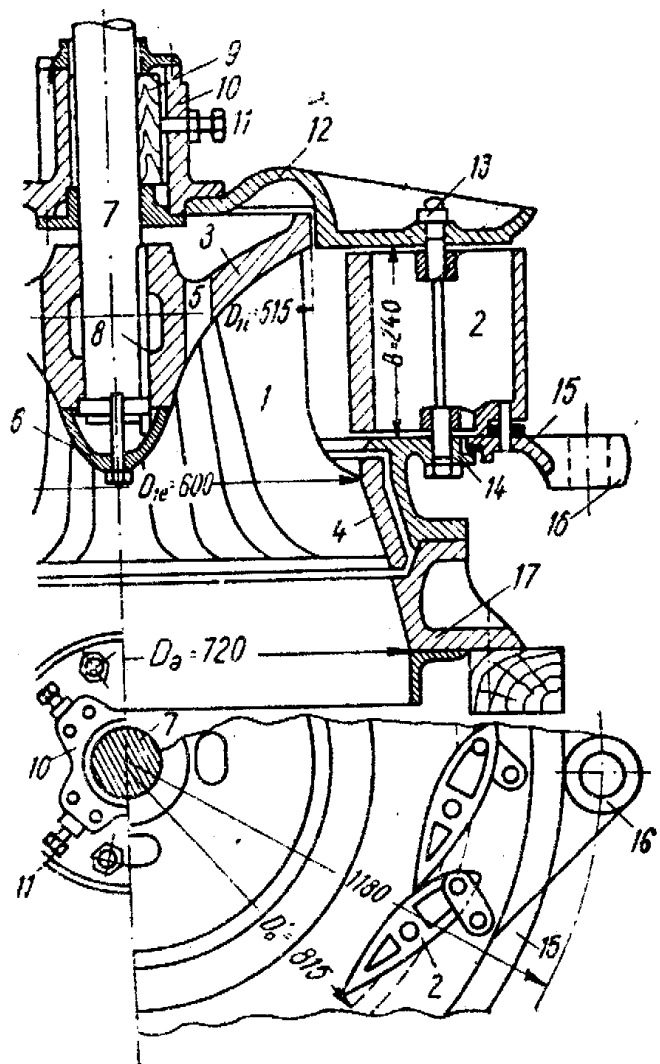
rotoare. În fig. 123 se arată o turbină *F*-gemene, cu ax orizontal, în cameră deschisă 1, cu cele două statoare 2, în interiorul cărora sînt cele două rotoare (nu se văd în figură), capacele exterioare 3, dublul cot 4 al aspiratorului difuzor 5, care evacuează apa în canalul de fugă 6.

În nișa etanșată se găsesc lagărul de ghidaj 7 și arborele turbinei terminat în cupla 8. Mecanismele de reglaj al palelor statorice acționează prin fusul 9, de la maneta 10, fie ambele statoare simultane, fie, prin decuplarea unuia, numai un stator. Ultima manevră se face cînd debitul Q și căderea H variază în limite mai mari, cum se va arăta ulterior. Revizia rotoarelor se face prin capacele de vizitare 11 sau prin demontarea întregii turbine în caz de reparație capitală.

În U.R.S.S., electrificarea bazată mai ales pe marile uzine hidroelectrice fluviale, este completată cu sute de mii de microcentrale de la 10 la 500 kW fiecare. În planul cincinal actual este prevăzută construirea a circa 5 000 asemenea microcentrale, avînd un total de 1 milion kW, în regiuni mai izolate și îndepărtate. Pentru asemenea centrale de capacitate mică, s-au construit și perfecționat o mulțime de tipuri constructive și o gamă întregă de microturbine *F*, *E* sau *K*, standardizate.

Asupra acestora se va reveni în capitolele speciale. În fig. 124 este reprezentată cu titlul de exemplu microturbina sovietică Φ -300/B0-60, în cameră deschisă. S-a notat cu Φ — turbină F centripetă, 300 — tipul rotorului; B0 — ax vertical în cameră deschisă, iar ultima cifră 60 înseamnă diametrul de intrare în rotor $D_1 = 60$ cm.

Palele rotorului 1 sînt fixate în coroana superioară 3 și în cea inferioară 4. Găurile 5 servesc egalizării axiale a presiunii apei, 6 este o capotă de ghidaj hidrodinamic, fixată printr-un șurub de arborele turbinei 7. Butucul rotorului este împănăt pe arborele 8. Palele statorice 2, care sînt reprezentate și în vederea în plan, basculează împrejurul unor buloane fixe 13 și 14. Palele sînt mișcate de la inelul de reglaj 15 prin pîrghii și trăgătoare. Întregul inel este mișcat, la rîndul lui, de două brațe 16, fie de la regulatorul automat, fie manual. Capacul superior 12 al statorului susține carcasa lagărului de ghidaj 10, cu sabotii de lemn 9, servind drept cuzineți reglabili cu șuruburile 11. Capacul inferior 14 se fixează de rama batiu 17, de care se fixează trompa aspiratorului.



[Fig. 124. Turbină F -vertical deschisă, de tip sovietic Φ 300-B0-60

Tot în cadrul exploatării, microcentralelor, specialiștii sovieticii au perfecționat vechea turbină cazan; de exemplu în fig. 125 se arată un asemenea tip Φ -300 — $\Gamma\Phi$ — 36, denumit turbină frontală, care funcționează la căderi mijlocii, 20—80 m, dar la puteri reduse, în general, sub 500 kW.

Conducta forțată, respectiv vana ei, se termină în tronsonul 1, de care se leagă conul 2 și carcasa 3 a palelor statorice 3'. Capacul statoric 4 susține un lagăr 7, în interiorul capotei hidrodinamice 8. Rotorul 5 este împănăt pe arborele 6, trecut

prin cotul aspiratorului 9, cu etanșările 19, spre lagărul principal 20, rigidizat prin nervurile 21 de cot. Prin capacul de vizitare 12 și cel de sus se poate interveni la rotor. Palele statorice se pot răsuci prin trăgătoare și pîrghii 16, comandate prin inelul de reglaj rotit de mecanismul 14 de la volanul 13. În aval de cotul 9, urmează rama 10, de care se fixează difuzorul propriu-zis

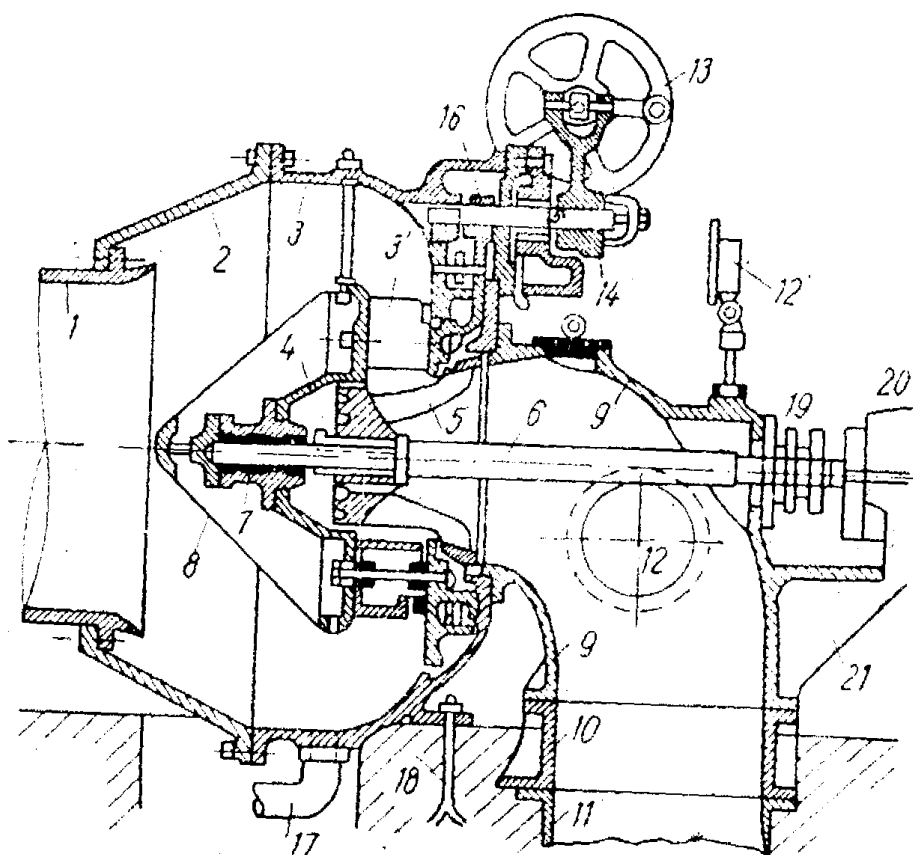


Fig. 125. Turbină *F*-cazan, tip sovietic $\Phi 300\text{-}\Gamma\Phi\text{-}36$

11. Cazanul se fixează prin buloanele 18 de fundații. Golirea cazanului pentru revizii se face prin țeava 17, echipată cu un robinet. Presiunea apei în cazan se măsoară cu manometrul 12'.

Turbinele *F* — ultrarapide cu n_s mai mare decât 350 se folosesc la centrale de căderi mijlocii sau mici, însă la puteri unitare mari. Un exemplu de centrală de acest fel este dat în secțiune în fig. 126. Apa din amonte 1 trece prin grătarele 2, curățite mecanic prin curățitorul 3, acționat de la mașina de cu aștit 4. În nișele batardoului 5 se introduc panourile batardoului, numai în cazul reviziilor instalației, fiind închisă apa dinspre amonte de batardoul 5 și de stavilele 6 și în aval de stavilele 18. Apa dintre aceste batardouri se scoate prin pompe; după această operație se poate demonta întregul grup (turbină, generator, instalații anexe). Stavila amonte 6 este la construcții mari de tipul stavilei plane metalice pe role, acționată de la troliul 7. Montajul stavilei se face cu ajutorul

podului rulant exterior 8. Apa trece prin canalul sub presiune 9, care încălzește conducta forțată, spre melcul din beton 10. Antestatorul 11 are pale fixe, fuzelate după forme de spirale logaritmice, care susțin construcția și formează rama exterioară pe care se fixează capacele statorului.

Palele statorului 12 sînt acționate prin trăgătoare și pîrghii,

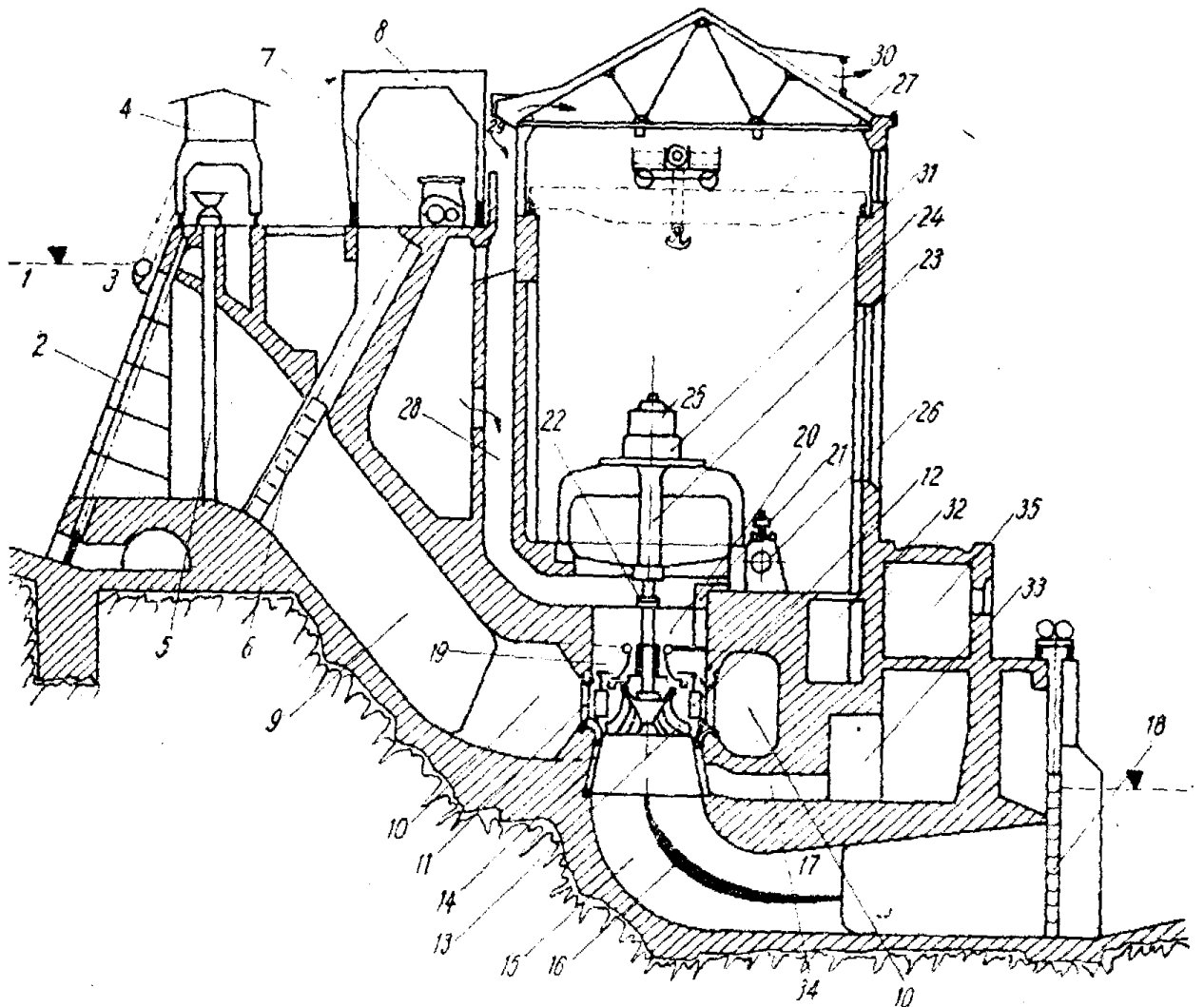


Fig. 126. Centrală de cădere mică, cu turbină *F* — foarte rapidă, carcasa spirală și aspiratorul din beton

de la inelul de reglaj 20, prin intermediul transmisiilor 21, comandate de regulatorul automat 26.

Rotorul cu palele 13 este fixat de flanșa arborelui vertical, care se cuplează la 22 cu arborele rotorului electric. Primul difuzor 14 este metalic (beton blindat), după care urmează cotul inferior 15, în care pala fixă 16 și nervurile 17 dirijează apa evacuată spre difuzorul de ieșire al aspiratorului 18 și spre nivelul aval. Carcasa statorului electric 23, în interiorul căreia se găsește rotorul electric (nu se vede în figură), susține crapodina cu pivotul central 24 și excitatoarea 25. Sala mașinilor 31 este

parcursă de podul rulant 27, gabaritul înălțimii sub cîrlig fiind suficient pentru ca cele mai mari piese să poată fi scoase și transportate longitudinal spre atelierul mecanic sau spre spațiul de montaj din centrală. Canalizațiile 28, 29 și 30 introduc aer rece, respectiv evacuează aerul cald prin ventilația forțată a

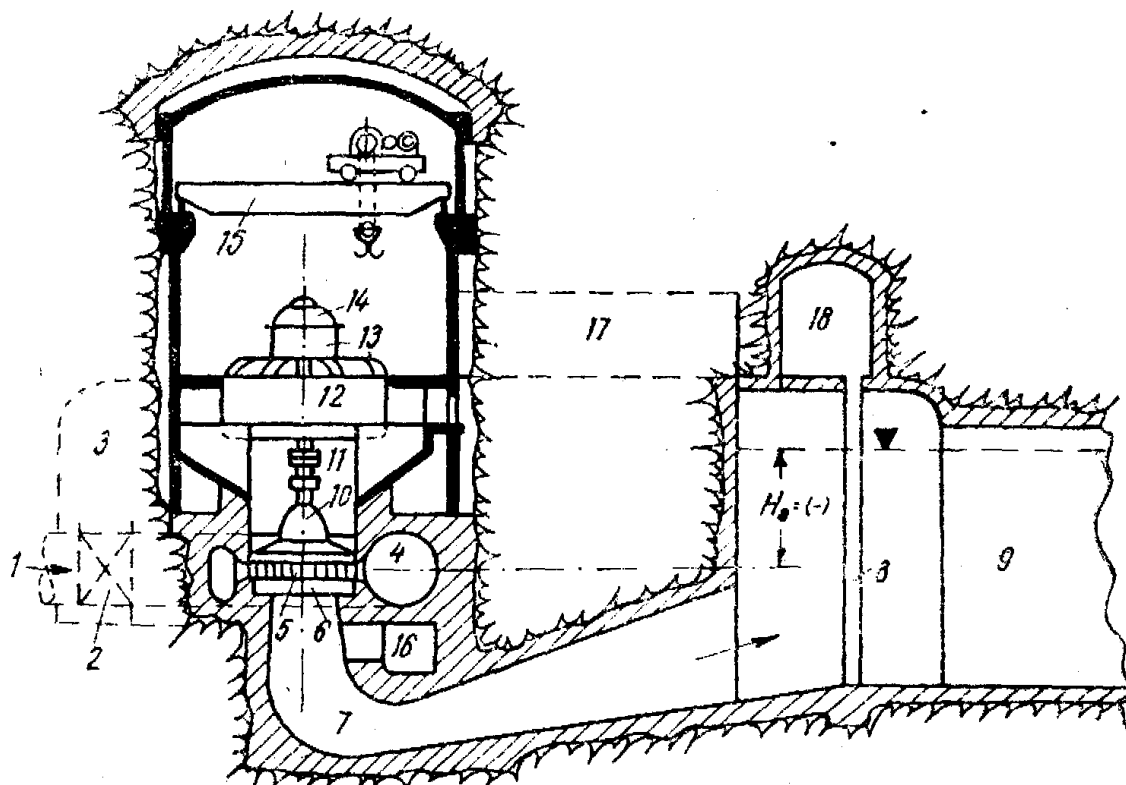


Fig. 127. Turbină *F*-lentă, cu contrapresiune, în centrală subterană

generatorului. Spațiile 32, 33, 35 servesc drept canale pentru diferite instalații electrice și mecanice.

Intrarea în turbină se face prin tunelul 34 și capacele respective din difuzorul 14.

La căderi mari, turbinele *F* rezultă cu n_s foarte mic, deci sînt ultralente. Pentru a mări, în oarecare limite, rapiditatea n_s se aplică turbinei contrapresiune (H_s negativ, cum arată fig. 127). În acest caz, turbina este adînc scufundată sub nivelul din canalul aval sau galeria de fugă, așa că centrala este subterană. În anumite condiții topografice, nici nu se poate concepe centrala aeriană, ci numai într-o grotă subterană, cum s-a arătat în schemele de amenajare. În ultimele două decenii, aproape o treime din centralele cu căderi și puteri mari executate în Europa, au fost de tipul subteran,

În centrala secționată, reprezentată în fig. 127, galeria forțată se ramifică în distribuitorul 1 spre turbină, care se termină, la vanele 2, așezate în grotă 3.

La vana 2 se leagă melcul metalic 4, complet betonat în fundația centralei. Statorul 5 și rotorul 6 trec debitul consumat

de rotorul turbinei spre cotul aspiratorului 7. După difuzorul lung urmează camera de echilibru din aval (castel aval), la care se racordează galeria de fugă 9, pînă cînd debușează în canalul de fugă deschis. Batardourile 8 permit să se izoleze o turbină în scopul reviziilor. Arborele turbinei 10 se cuplează în punctul

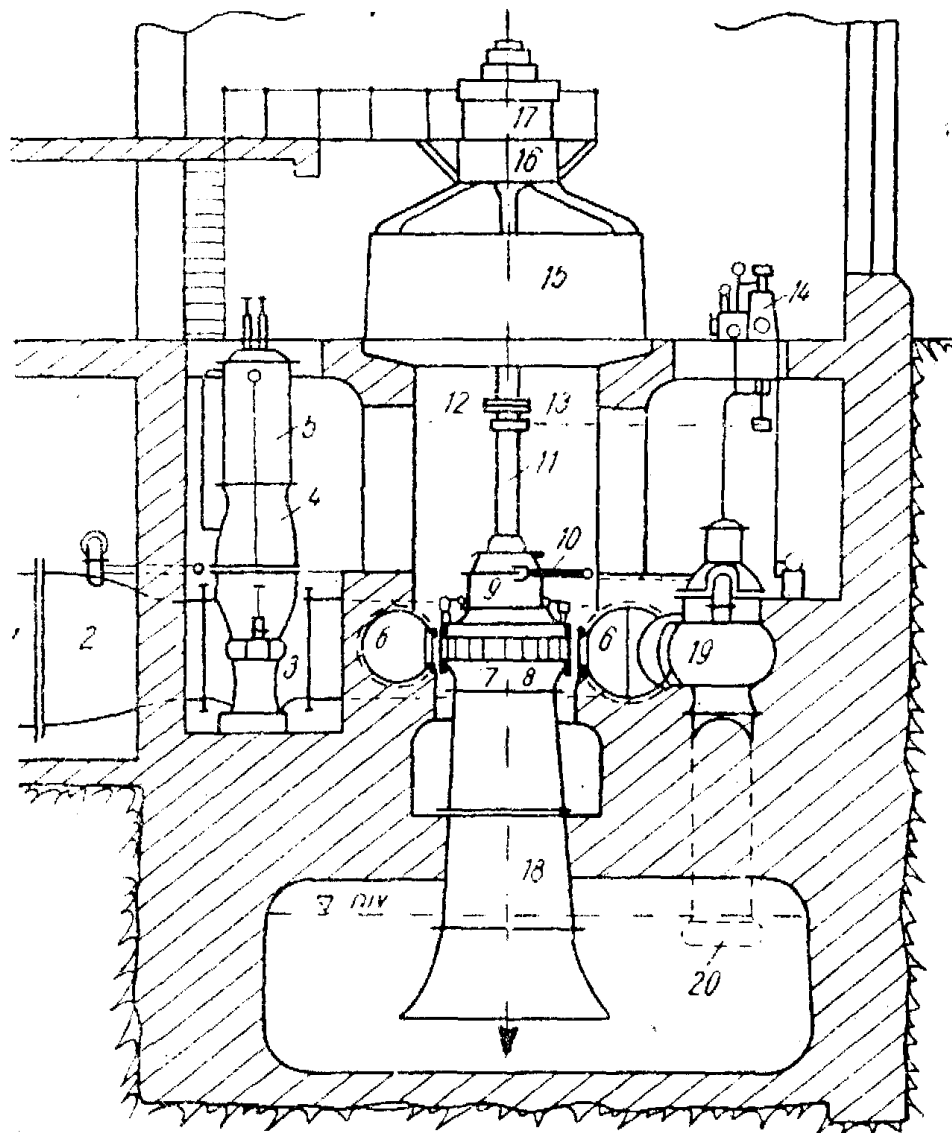


Fig. 128. Turbină *F* — în centrala aeriană de mare cădere

11 cu arborele vertical al generatorului 12, care suportă pivotul principal 13 și excitatoarea 14. Podul rulant 15 străbate sala mașinilor, care are forma unei grote subterane, cu accesul prin tunelul 17 și 18. Există asemenea uzine, la care accesul cu vagoane electrice se face prin tunele lungi de câțiva kilometri.

În cadrul planului de electrificare sînt prevăzute și la noi asemenea centrale subterane conținînd turbine *F* — cu contra-presiune, de puteri importante, de exemplu, una cu 327 m cădere și 50 000 kW, alta cu 355 m și 30 000 kW.

Soluția obișnuită pentru centrale cu turbine *F* de căderi și puteri mari este aceea din fig. 128. Conducta forțată (în unele cazuri distribuitorul) se termină la flanșa 1 la care se racordează

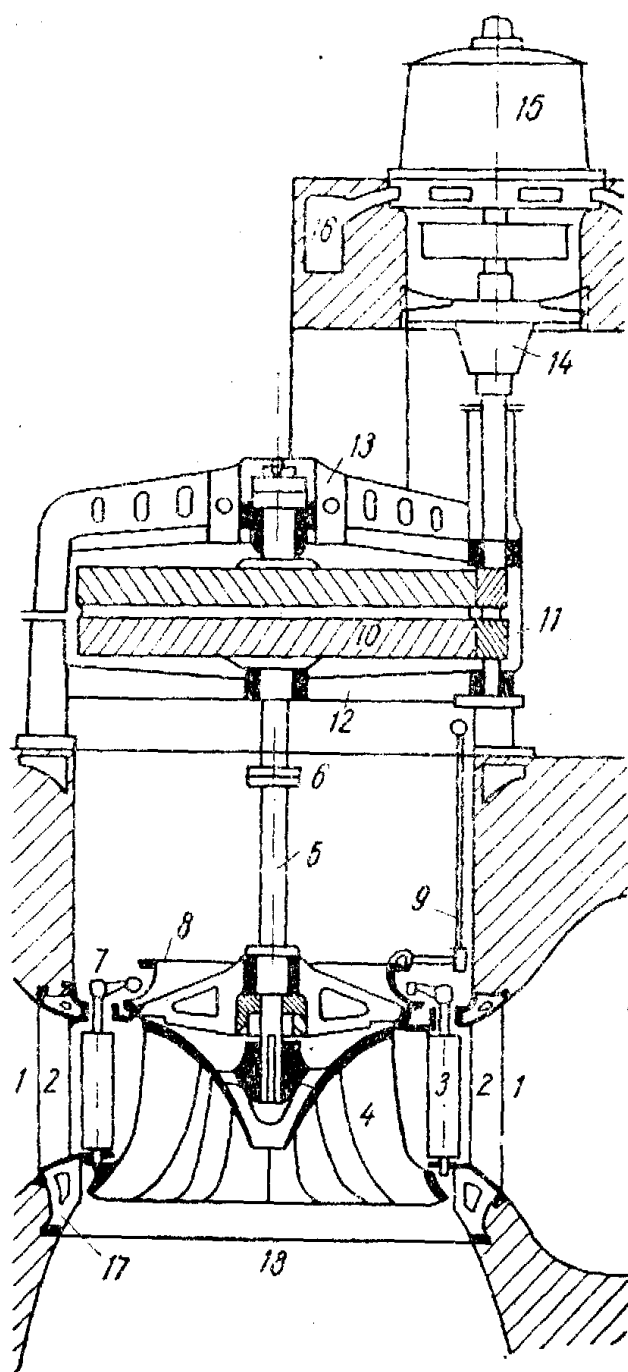


Fig. 129. Turbină *F*, de cădere mică, cu demultiplicare *n*

vana turbinei 3 printr-o reducere 2. Tipul vanei poate fi vana plană sau vana pană 3, acționată de servomotorul hidraulic 5, sub care se amenajează spațiul 4, unde se ridică vana spre poziția deschisă. La alte centrale sînt folosite vane fluturo, vane sferice sau vane cilindrice. La flanșa vanei 3 se racordează melcul metalic 6, în interiorul căruia se găsesc statorul 7 și rotorul 8, sub care se dezvoltă vertical-drept aspiratorul de tip difuzor 18, bine scufundat în canalul de fugă. Capacul superior al statorului poartă lagărul de ghidaj 9, pîrghiile, trăgătoarele și inelul de reglaj al paletelor statorice. Inelul de reglaj se răsucește spre stînga și spre dreapta de mecanismele 10, acționate de regulatorul automat 14. Pe arborele turbinei 11 se găsește roata de antrenare a regulatorului prin coroana 13, ca și cupla 12 la arborele generatorului 15 cu lagărul pivot 16 și excitatoarea 17. Împotriva creșterii excesive a loviturii de berbec în conducta forțată, servește regulatorul

de presiune 19, care se racordează la melc și evacuează, în cazul închiderilor bruște ale turbinei, debitul prin tubația 20 în timpul de închidere *T*, calculat.

Turbinele *F*, de căderi mai mici, dar de puteri mai mari, dau turații prea mici; de aceea se introduce o demultiplicare spre generator, așa cum arată fig. 129, în care se disting : melcul

metalice 1 betonat în fundația centralei, antestatorul 2 cu rama inferioară 17 și superioară betonată, palele statorice 3, rotorul 4 fixat și împănăt pe arborele turbinei 5, cu cupla 6 spre arborele angrenajelor 10/11 și cu lagărele 12 și 13. Angrenajele se execută în prezent în mod curent pînă la puteri de 30 000 kW și cu demultiplicări uzuale de 1 : 5 la 1 : 8. Arborele generatorului, cu lagărul de ghidaj 14, suportă generatorul 15, cu un diametru mult mai mic decît în cazul antrenării directe. Generatorul se răcește cu ajutorul canalizațiilor de aer rece și aer cald 16.

8. DESCRIEREA TURBINELOR CU SUPRAPRESIUNE, ELICOIDALE

a) *Diferite tipuri elicoidale.* Odată cu nevoia de a se trece la amenajarea căderilor de apă foarte mici, însă cu puteri din ce în ce mai mari, s-a pus la punct cu trei decenii în urmă o nouă gamă de turbine foarte rapide (v. bibliografiile 8, 10, 26 și 30). Acestea trebuiau să înlocuiască turbinele F multirotoare, care erau nu numai costisitoare, dar dădeau și randamente scăzute. S-a arătat anterior cum s-a trecut la turbinele cu pale elicoidale, axiale sau diagonale, realizîndu-se astfel turbine mono-rotoare care au atins astăzi rapiditatea maximă $n \leq 1\ 400$.

Aceasta constituia un progres tehnic deosebit de important, deoarece pentru a construi o turbină cu asemenea rapidități, la căderi mici, trebuia să se folosească turbine F cu m motoare. În adevăr, fiind $n_{so} = 400$, rapiditatea unui rotor F special de rapid, se obține $n_s = \sqrt{m} \cdot n_{so} = 1\ 500$, numai dacă se pun $m = \left(\frac{n}{n_{so}}\right)^2 = 14$ rotoare în paralel pe același arbore, ceea ce, din punct de vedere tehnic este evident imposibil de realizat. Cum însă cazurile cu n_s peste 1 000 se întîlnesc și în prezent foarte rar, din cauza pericolului cavitației, rapiditatea limitîndu-se în mod obișnuit sub 1 000, se constată că o turbină elicoidală poate înlocui, cu randament mai bun și la un preț mult mai mic, turbinele F pînă la șase rotoare puse în paralel pe același arbore.

Turbinele din această grupă se pot subîmpărți în cinci tipuri :

— Turbinele K , cu dublu reglaj, simultan al palelor statorice și al palelor rotorice. Aceste au randamentul η practic constant de la 0,3 la 0,95 din P_{max} .

— Turbinele elicoidale (denumite în literatura sovietică propelere Πp) cu reglaj simplu al statorului, dar cu palele rotorice fixe pe butucul rotorului. Randamentul variază în

funcție de putere parabolică, avînd maximul la $0,8-0,95$ din P_{max} .

— Turbinele SK , perfecționate și folosite pe scară întinsă în U.R.S.S., au palele statorice fixe și palele rotorice reglabile. Turbinele SK au curbe de randament $\eta = f(P)$ aproximativ interpolate între turbinele E și K .

— Turbinele elicoidale fără reglaj (EP), care se pot instala în centrale fluviale, preluînd puterea de bază constantă. Acestea funcționează, fie cu puterea maximă la care trebuie să dea randamentul optim, sau sînt oprite prin închiderea stavilei, așa că nu au nevoie de nici un reglaj. Pe lângă m_1 turbine EP , centrala cuprinde $m_2 = m_1/2$ turbine K cu dublu reglaj pentru preluarea vîrfurilor variabile și pentru reglarea frecvenței electrice. Turbinele EP au un preț foarte redus dispunînd de pale statorice și rotorice fixe confecționate din tolă prin ștanțarea pe matrițe. Randamentul este tot atît de bun ca și acela al turbinelor E și K , însă numai pentru sarcina plină.

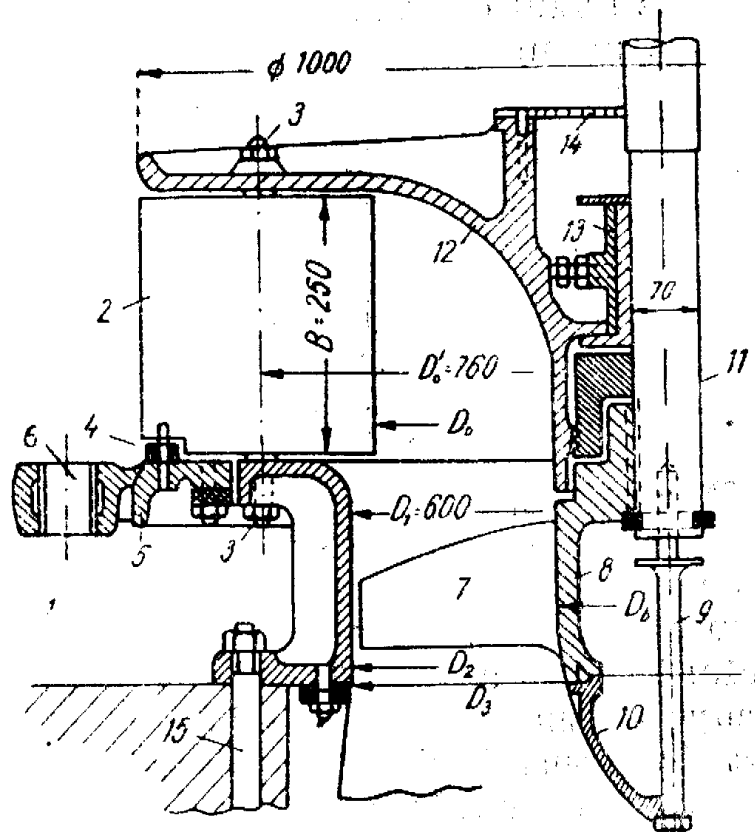
— Turbine elicoidale speciale, cum se arată la sfîrșitul capitolului.

b) *Turbine elicoidale.* Organele turbinelor elicoidale E sînt aceleași ca și la turbinele F , fiind tot turbine cu suprapresiune. Din punct de vedere constructiv, turbinele E și F — rapid se deosebesc numai în ce privește rotorul, celelalte organe importante: melcul, statorul, aspiratorul, arborele, lagărele sînt identice.

Turbinele K se deosebesc mai mult de cele F , deoarece din cauza dublului reglaj se modifică nu numai rotorul, dar și arborele întregului grup, dispozitivele de reglaj și regulatorul propriu-zis.

În fig. 130 și 131 sînt reprezentate o microcentrală și turbina respectivă, cum s-a construit multe și în prezent se instalează în mii de exemplare în U.R.S.S. Turbina, în acest caz, $\Pi p 70-BO-60$ este una dintre turbinele sovietice standardizate, montată în cameră deschisă 1, cu palele statorice 2 confecționate din tolă, profilate hidrodinamic și basculînd în jurul buloanelor fixe 3. Fiecare pală are cîte un trăgător 4, cu unul din capete prins cu șuruburi într-o scobitură a palei și cu celălalt în inelul de reglaj 5, care, la rîndul lui, este acționat, prin cele două brațe 6, de la tija și maneta de reglaj manual sau de la regulatorul automat.

Rotorul $\Pi p-70$ este rapid, cu n , mai mare decît 800, avînd palele rotorice 7 fixate în butucul 8, împănate pe arborele 11. Capota fuzelată 10 a butucului este fixată cu bulonul 9 de arbore.



Tip. 130. Turbină eli-
coidală, tip sovietic
Пр-70-В0-60

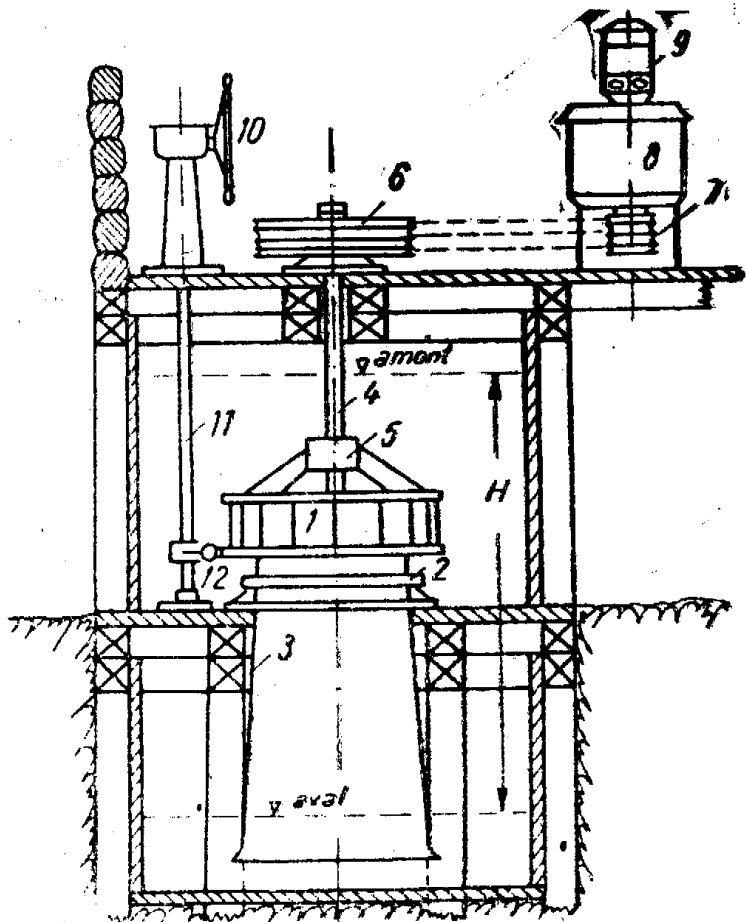


Fig. 131. Microcentrala
sovietică cu turbină din
fig. 130

Rotorul cu butuc se introduce la montaj de jos în sus ; apoi se introduce inelul compus din două jumătăți în șanțul arborelui, inel care nu mai permite rotorului să cadă în jos ; în sfârșit, butucul se fixează cu pană pe arbore.

Capacul superior 12 susține nu numai buloanele statorice 3, dar și lagărul de ghidaj 13 cu cuzineții din lemn sau bachelită, lignifol, sau materii rășinoase și capacul 14 perforat pentru pătrunderea apei de răcire la lagăr. Capacul inferior susține și el buloanele 15, fie prin fundația centralei, fie prin postamentul de lemn al centralei la construcții din lemn.

În fig. 131 este reprezentat ansamblul unei microcentrale care, în afară de turbina metalică, de același tip ca și cea din fig. 130, este construită integral din lemn. În camera deschisă, construită ca o cutie de lemn cu scânduri în lambă și uluc, între rame de lemn fasonat, se montează turbina deasupra orificiului de fund. Ea cuprinde : statorul 1, rotorul în interiorul inelului 2, aspiratorul 3, arborele 4 și, lagărul de ghidaj 5. Deasupra planșeului de lemn al sălii mașinilor se află pe arbore roata de transmisie prin curea la roata 7 a generatorului 8, deasupra căruia se găsesc excitatoarea și lagărul pivot 9. Sistemul de reglaj este manual, în acest caz fiind vorba despre microcentrale rurale de 20—100 kW. În mod obișnuit, reglajul manual se face de la maneta-volan 10, care răsuțește tija 11 și, o dată cu ea, dispozitivul de pîrghii spre inelul de reglaj 12 ale cărui trăgătoare basculează palele statorice, după cum s-a arătat în fig. 130.

Alte tipuri de turbine în cameră deschisă, de construcție sovietică, standardizate, se vor descrie în capitolele următoare mai detaliat. Se mai arată că în U.R.S.S. sînt mult răspîndite turbinele construite integral din lemn, de exemplu de tipul Sokolov, turbine care se construiesc în prezent și în R.P.R. în mici ateliere locale și se montează în microcentrale rurale.

În fig. 132 este reprezentată o turbină elicoidală *E*, cu palele rotorice cu pasul fix, cu ax vertical și mele din beton, pentru căderi mici și mijlocii $H < 30$ m și puteri mai mari decît 1 000 kW de fiecare turbină.

În fig. 133 este reprezentată secțiunea printr-o centrală cu turbine elicoidale *E*, așa cum se arată în literatura sovietică de specialitate.

c) *Turbinele K și SK*. Aceste turbine fac parte tot din grupa turbinelor elicoidale axiale (*E*).

Spre deosebire de turbinele (*E*) cu pasul palelor rotorice fix, turbinele *K* au pasul variabil, adică palele asemănătoare

elicelor de avion se răsucesc în jurul fusurilor proprii, ghidate în butuc. În capitolele ulterioare, se vor da detalii în legătură cu această problemă a necesității dublului reglaj. Aici este suficient să se arate că din diagramele de viteză rezultă o corelație $\beta = f(\alpha)$ între unghiul de atac β al palelor rotorice și cel al palelor statorice α la fiecare debit admis prin turbină, corespunzător puterii P variabile. În acest fel se obține randamentul turbinei η foarte aplatisat în funcție de putere, cum arată curga $\eta = F(P)$.

La turbine E cu β fix, ca și la turbine F , nefiind concordantă între β și α , randamentul η variază foarte mult cu puterea, respectiv cu debitul turbinei Q . Numai la o putere P și debit Q numite de calcul, se obține randamentul optim, deoarece pentru acestea s-a calculat β în corespondență cu α . După regimul de funcționare, respectiv după tipul turbinei determinat de rapiditatea n_s , randamentul optim se obține la debitul Q cuprins între 0,75 și 0,95 din debitul sau puterea instalată în turbina E .

La turbina K , acest fenomen nu intervine în zona cuprinsă între 0,3 și 0,95 a puterii instalate, deoarece randamentul rămâne constant datorită adaptării automate a unghiului palelor rotorice β la unghiul palelor statorice α . În afara acestor limite, adică la sarcini mai mici decât $0,3 P_{max}$ și mai mari decât $0,95 P_{max}$, randamentul turbinei K scade. Datorită acestei calități,

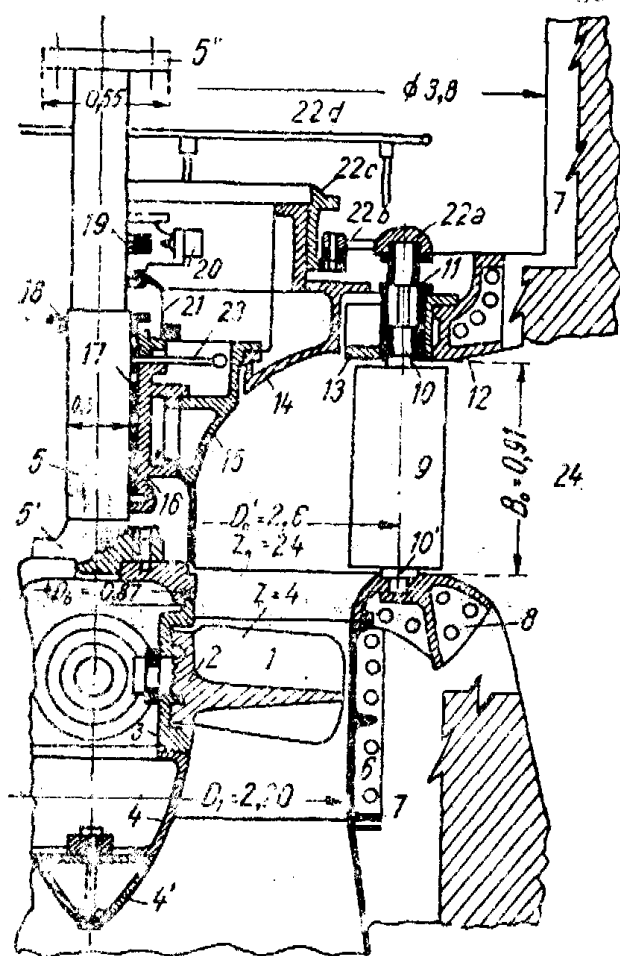


Fig. 132. Detalii turbinei E (tip sovietic)

1 - palele rotorice ($z=4$ bucăți), fiecare cu butuc; 2 - fus; 3 - corpul butucului rotorului; 4 și 4' - capota fuzelată; 5 - arborele vertical; 5' - flanșa de fixare la butucul rotorului; 5'' - flanșa superioară de cuplare la flanșa arborelui generatorului; 6 - carcasa inelară, a rotorului; 7 - gol de montaj pentru carcasa inelară a rotorului lăsat la început nebetonat, și care se betonează ulterior, după montarea subansamblului rotorului și statorului; 8 - capacul inferior al statorului; 9 - palele statorice, din oțel turnat, având cele două nișe de susținere 10 și 10' și fusurile superioare și inferioare; 11 - bușele și presetupele fusului superior al palelor rotorice; 12 - rama exterioară a statorului; 13 și 14 capacele superioare; 15 - capota interioară a statorului care conține corpul 16 al lagărului de ghidaj cu cuzineții 17; 18 - presetupele de etansare; 19 - angrenajul de la arborele turbinei împreună cu pompa de ulei 20 a lagărului, pompă care aspiră uleiul de jos scăpat printre cuzineți și arbore; 21 - capotă; 22, a - plăgă; 22, b - trăgătoare; 22, c - inelul de reglaj; 22, d și 23 țevi de ungere.

turbina *K* poate funcționa ca turbină de vîrf la centralele fluviale, la care printr-o slabă coborîre a nivelului amonte pot fi date vîrfuri de putere în orele de sarcină maximă (dimineata și seara), chiar în epoci de secetă cînd pe fluviu nu există un debit suficient. Nivelul se ridică apoi la normal în orele cînd nu se asigură consum de energie suficient. Datorită complicațiilor constructive hidromecanice, necesare sincronizării pasului

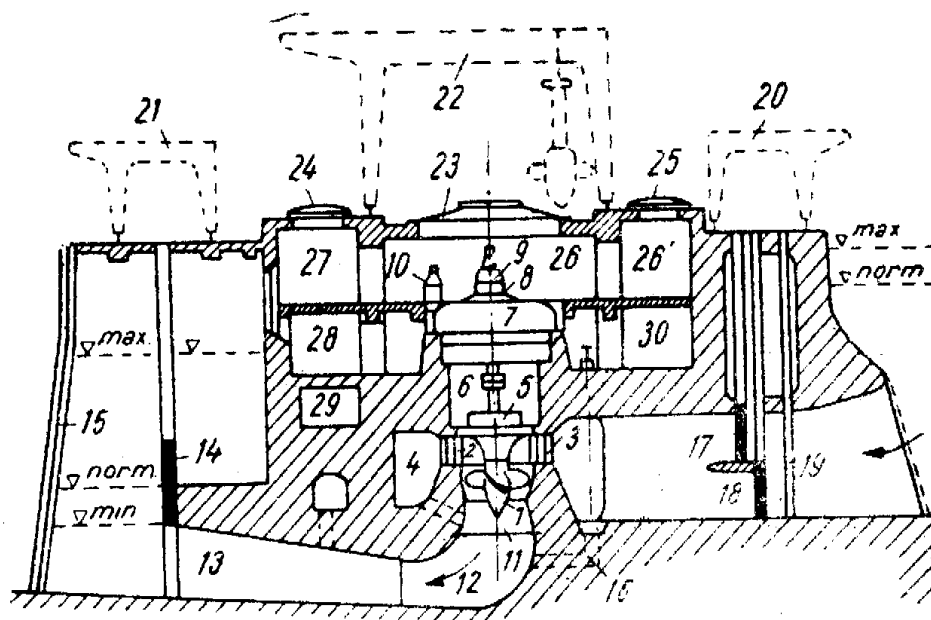


Fig. 133. Centrala cu turbine *E* sau *K* (sovietică)

1 — rotorul; 2 — palele fixe ale antestatorului; 2 — melcul din beton și beton armat; 5 — capacul superior statoric cu lagăr de ghidaj, cu arborele turbinei și cupla 6; 7 — generatorul cu pivotul 8, excitatoarea 9, regulatorul automat 10; 11 — difuzorul metalic sub rotor; 12 — cotul 13 — aspiratorul; 14 — stavila-batardeu din aval, pentru izolarea turbinei în caz de revizii, simultan cu închiderea batardeului amonte 19; 15 — pilele din aval care susțin planșeul av al și calea podului rulant 21; 16 — conducta cu supapă, pentru evacuarea și spălarea melcului; 17 și 18 — stavile de admisie; 19 — batardeul amonte, toate acționate de pe podul rulant 20; 22 — podul rulant principal, parcurend toată lungimea centralei pînă la atelierul și spațiul de montaj al subansamblurilor pe mai; 23 — capacul demontabil al sălii mașinilor 26, peste fiecare grup, astfel că prin capacul deschis poate monta și demonta întreaga unitate de subansamblu; Acest tip de centrală se numește centrală semiaeriană. Dacă s-ar construi sala mașinilor obișnuită, ea ar trebui să aibă înălțimea corespunzătoare podului rulant, ceea ce ar ridica mult prețul ansamblului; 24 și 25 — capace secundare pentru vizitarea și aerisirea sălilor; 26, 27, 28, 29 și 30 — instalații pentru canalizații de cabluri, aparaturi, aerisirea generatorului etc.

variabil prin dublul reglaj al lui β și al lui α , este evident că turbina *K* este mult mai costisitoare decît turbinele *E*, *SK*, sau *EP*.

De aceea, în centralele fluviale cu multe unități, deși în prezent se instalează încă cu precădere turbine *K*, este rațional ca numai o parte din grupuri să fie echipate cu turbine *K* și restul, de exemplu 2/3, cu turbine *E* sau, mai bine, cu turbine *EP* fără reglaj, care sînt mult mai ieftine.

Rezolvarea cinematică a problemei pasului variabil este dificilă prin faptul că în timpul rotației trebuie să se intervină la palele statorice, pentru a le bascula cu β variabil, în funcție de sarcina variabilă P .

Timp de trei decenii au fost concepute, realizate, apoi abandonate mai multe soluții mecanice-cinematice și hidromecanice, pentru a se ajunge la un număr restrâns de soluții practice și bune, așa cum reiese de exemplu din fig. 134, care reprezintă mecanismele cinematice din interiorul butucului rotorului pentru turbine K simple și mici și anume: pala 1 are fusul 2—3—2 care se răsucește în bușele găurilor date în butucul rotoric 10.

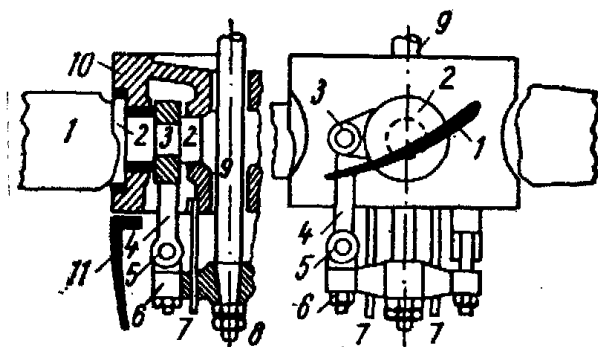


Fig. 134. Pale rotorice cu pas reglabil

La 3, pîrghia 2—3 poate răsuci pala, datorită mișcării în sus și în jos a trăgătorului 4, fixat prin ochiul 5 de traversa 6. Traversa cu z brațe (z este numărul de pale, două pînă la cinci, după rapiditatea n , a turbinei) este fixată prin piesa 8 de tija 9, concentrică cu arborele găurit al turbinei. Organele 8—9—6—5 urcă și coboară cu mici amplitudini, necesare răsucirii palei între β_{min} și β_{max} , corespunzînd diferitelor sarcini limită, de exemplu, „mers în gol”, „mers în plin”. Ghidarea acestei mișcări de translație axială (verticală, în fig. 134), se face prin știfturile 7, știind că în acest timp, rotorul se învîrtește cu turația n .

În partea de jos, capota fuzelată hidrodinamic 11 permite să se revizuiască în orice moment mecanismele complicate din interiorul butucului.

În fig. 135 este reprezentat capătul de sus al arborelui întregului grup, turbină plus generator, ca o completare a fig. 134; în fig. 135, *a*, se arată servomotorul rotoric, iar în 135, *b*, capul superior de reglaj.

S-a arătat mai înainte că tija 9 trebuie să efectueze o translație axială (verticală) cu o anumită cursă s , de altfel mică, pentru a răsuci palele. Această tijă se termină în pistonul 7 instalat în cilindrul servomotorului 5, care se rotește o dată cu arborele găurit al turbinei. Drept capac superior pentru acest servomotor servește piesa 4, care, împreună cu flanșa arborelui generatorului 3, tot găurit, formează cupla dintre turbină și generator. În interiorul sistemului se găsește o tijă 1, sub formă de țevă mai subțire care, prin clopotul 8, se mișcă solidar cu pistonul servomotorului 7 în sus și jos. Cînd prin țeava

1 (plină de ulei) crește presiunea de ulei, această face ca în spațiul β , sub pistonul servomotor, presiunea să fie mai mare decât în spațiul α , de deasupra pistonului. Astfel, pistonul 7 urcă, odată cu el urcă tija 9 și pala se răsucește, de exemplu în sensul închiderii turbinei.

Pe de altă parte, concentric cu 1 există, în arborele găurit 3, o a doua țevă concentrică 2, cu un diametru mai mare decât țeava 1. Prin spațiul cilindric circular gol, dintre 1 și 2 trece o altă coloană de ulei, care, crescând presiunea, va face ca în α să fie mai mare presiunea decât în β , deci pistonul servo-

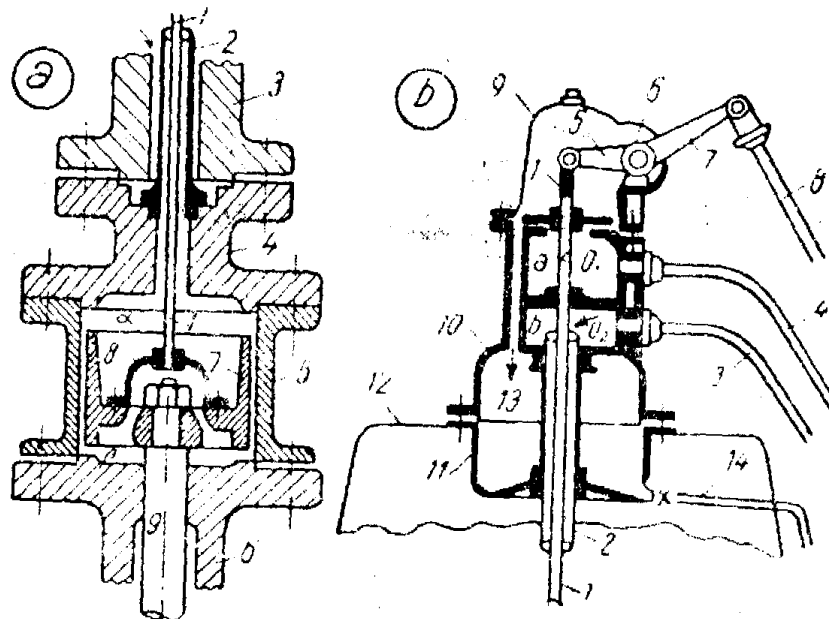


Fig. 135. a) servomotorul rotoric cu arborele turbinei *K*; b) capul superior de distribuție a uleiului

motor 7 coboară și efectuează exact mișcarea opusă, adică deschide turbina. Toate aceste fenomene hidromecanice se petrec în timpul rotației întregului sistem compus din arbore, din rotor și din toate piesele anexe în rotație.

A treia parte a sistemului de reglaj al palelor rotorice și anume capul superior, reprezentat în fig. 135, b, se găsește deasupra generatorului, în sala mașinilor. Se vede și aici tija-țevișoară 1 care, prin orificiul O , primește presiunea mare sau mică, introdusă în camera *a* prin țeava de ulei 4, care sosește de la regulatorul automat. Pe aci intră uleiul sub presiune în 1 și deci spre spațiul din servomotorul rotoric (fig. 135, a).

Pe de altă parte, în camera *b*, situată sub *a*, sosește uleiul cu presiune mare sau mică, prin țeava de ulei 3, tot de la sertărașul regulatorului automat. Prin orificiul O_2 al țevii concenrice 2, deschisă sus, intră uleiul care comunică cu spațiul din servomotorul reprezentat în fig. 138, a, cum s-a arătat mai sus.

Ansamblul spațiilor cu ulei *a* și *b* este cuprins de un cilindru clopot *10*, avînd jos capacul inferior *12*, dezvoltat ca rezervor pentru uleiurile scăpate, care sînt apoi evacuate prin robinetul și țeava de evacuare *14*, spre rezervorul inferior al gospodăriei de ulei a regulatorului automat. Clopotul *10* se sprijină, pe capota *12* deasupra excitoatarii generatorului. Capul superior *9*, fixat prin flanșe de piesa *10*, suportă o dublă pîrghie *5—7* cu articulația balama *6*. Tija *8* care duce la regulator formează împreună cu *1—5—6—7—8*, sistemul de readucere în poziție neutră a sertărașului regulatorului (nu se vede în fig. 135) după ce s-a terminat faza a doua a reglajului.

Întregul ansamblu cinematic al reglajului palelor, rotorice se compune din cele trei subansambluri suprapuse vertical: sus după fig. 135, *b*, la mijloc după 135, *a* și în butucul rotor după fig. 134 (numai din motive didactice au fost desenate separat). Din aceste subansambluri, se rotesc integral, cu turația turbinei, toate piesele reprezentate în fig. 134 și 135, *a*, iar la cele din fig. 135, *b* se rotesc numai țevile concentrice *1* și *2*. Articulația dintre *5* și *1* este făcută rotitoare, fiindcă pîrghia *5—6—7* nu se rotește, ci basculează pe articulația *6* fixată pe capota *9*.

Cu aceste explicații se poate înțelege mai ușor fig. 136, care reprezintă o turbină *K*, de putere și dimensiuni mari, desenată integral cu toate instalațiile aferente, care se explică prin numerele de poziție ale diferitelor organe și piese,

Mai sînt și alte mecanisme și instalații de ordin secundar la un asemenea grup de turbină *K* cu generator, care nu pot fi descrise aici prea amănunțit.

În fig. 137 se reprezintă cu mai multe detalii interiorul unei turbine mari, de tipul *K* a fabricii de turbine (LMZ) din Leningrad, în care se identifică organele mai importante din legendă.

Există, evident, multe alte variante constructive ale turbinelor *K* obișnuite, a căror descriere nu mai este necesară aci, deoarece nu se deosebesc între ele principal, ci numai în ce privește detaliile constructive.

Trebuie să arătăm însă mai jos cîteva cazuri deosebite de formele obișnuite ale turbinelor *E* și *K*.

Fig. 138 reprezintă trei subvariante ale unor turbine elicoidale speciale și anume:

— în fig. 138, *a*, apa trece din camera de admisie *1* deschisă, în tubația *3* spre turbină, avînd stavila de admisie *2* manevrată de pe platforma aeriană amonte, prin cremalieră și mecanisme. Turbina elicoidală *SK* sau eventual *K* cu ax orizontal, este de

Fig. 136. Turbina K, cu generator, regulator și toate accesoriile

1 — palele rotorice (z bucăți); 2 — butucul rotorului; 3 — palele statorice (z_0 bucăți) cu inelele de distanță 3-a, continuate în fuse; 4 — melcul din beton și beton armat; 5 — capacele de vizitare; 6 — antestatorul cu $z_0/2$ pînă la $z_0/3$ pale fixe de rigidizare 6-a, a inelului superior 6-b și inferior 6-c, betonate o dată cu spirala; 7 — flansa arborelui turbinei 8, găurit, în interiorul căruia mișcă tija 9 reprezentată și în fig. 134; 10 — arborele generatorului, de asemenea găurit, cu lagărul de ghidaj 10-a, sub generator, carcasa cu pompa de ulei 10-b antrenată de un pinion; 12 — capul de sus al dispozitivului de reglaj al uleiului, cu camerele de ulei 12-a și 12-b cu țevile corespunzătoare (punctate) care sosesc de la sertărașul rotoric 27-a din regulatorul automat și 12-c rezervorul de evacuare a uleiului scăpat; 13 — aspiratorul văzut în secțiune transversală (în cea longitudinală s-ar vedea cotul și difuzorul); 13-a blindajul de la începutul aspiratorului; 13-b secțiunea de ieșire în aval (punctată); 14 — pîrghiile, 15 — trăgătoarele, 16 — traversa care formează în interiorul butucului rotoric mecanismele de răsucire a palelor rotorice; 17 — fusele-butuc ale fiecărei pale, 18 — bușele periferice ale butucului 17; 19 — capota fuzelată prin care se intervine din exterior cu ocazia reviziilor mecanismelor din butuc; 20 — trăgătorul palei frontale (pala nu se vede în figură); 21 și 22, a — rezervoare și camere pentru uleiul de ungere a lagărului turbinei; 22 — rotorul electric; 23 — statorul generatorului; 23 — a — carcasa exterioară a generatorului; 23 b — lagărul pivot cu segmenti și ulei, sprijinit printr-o ramă circulară pe scheletul statorului electric; 24 — pendulul tahimetric al regulatorului automat; 25 — servomotorul, cu mecanismele de reglaj spre inelul de reglaj statoric 35, cilindrul servomotorului fiind alimentat cu ulei prin două țevi (în stînga și în dreapta pistonului servomotor) aduse de la sertărașul statoric 27 din regulator; 26 — cama de reducere și compensație a mișcărilor sincronizate între reglajul statoric și reglajul rotoric, construită după corelația $\beta = f(\alpha)$; 27 — a — sertărașul care distribuie uleiul sistemului de reglaj rotoric; 27 — sertărașul de ulei pentru servomotorul 25 statoric; 28 — pompa de ulei, cu hidroforul 29 al regulatorului automat; 30 — cablu pe role servind drept readucerea de la sistemul reglajului rotoric, legat de mișcarea tije 31 — sub formă de țevă din interiorul arborelui, iar 32-a a doua țevă concentrică necesară servomotorului rotoric 11; 33 — capacul superior al statorului, compus din diferite părți: 33, a — capacul inel pentru susținerea și etanșarea prin bușe a fuselor superioare ale palelor statorice, 33, b — capota hidrodinamică de încovolere a curenților ieșiți radial din stator spre direcția axială și spre rotor, 33, c — capota inel care formează rezervorul inferior al uleiurilor pierdute prin lagăr; 34 — capota inferioară statorică, fixată jos în cămașa fixă 39 a spațiului rotoric și în exterior fixată de rama 6-c; în 34 fusele palelor statorice sînt ghidate cu bușe în timpul fuselor pentru nevoile reglajului; 35 — inelul de reglaj statoric; 36 — etanșare în jurul arborelui; 37 — corpul lagărului; 37, a — ouzineții lui; 38 — pompa de ulei cu electromotor, pentru uleiul necesar circuitului lagărelor turbinei și generatorului, care servește ca pompă de rezervă față de pompa 10-b antrenată direct de arborele turbinei; 39 — cămașa spațiului de revoluție a rotorului, consolidată cu dispozitivele de distanță, 39 a, reglabile la montaj față de golul din căminul de beton vizitabil 40; 41 — pîrghiile, avînd la capătul lor, trăgătoarele antrenate cu inelul de reglaj a sistemului statoric; 42 — cămașa de protecție împrejurul arborelui turbinei, cămașă care susține și camerele de ulei 21 și 22, a; 43 — hidroforul; 44 — pompa de ulei; 45 — două țevi de ulei, care împreună cu supapa și ventilele, formează gospodăria de ulei a pivotului central așezat pe carcasa statorului generatorului; 46 — dispozitivul de readucere legat de mișcarea inelului de reglaj, care readuce în poziție neutră sertărașul statoric 27 și cama de legătură 26 cu reglajul rotoric.

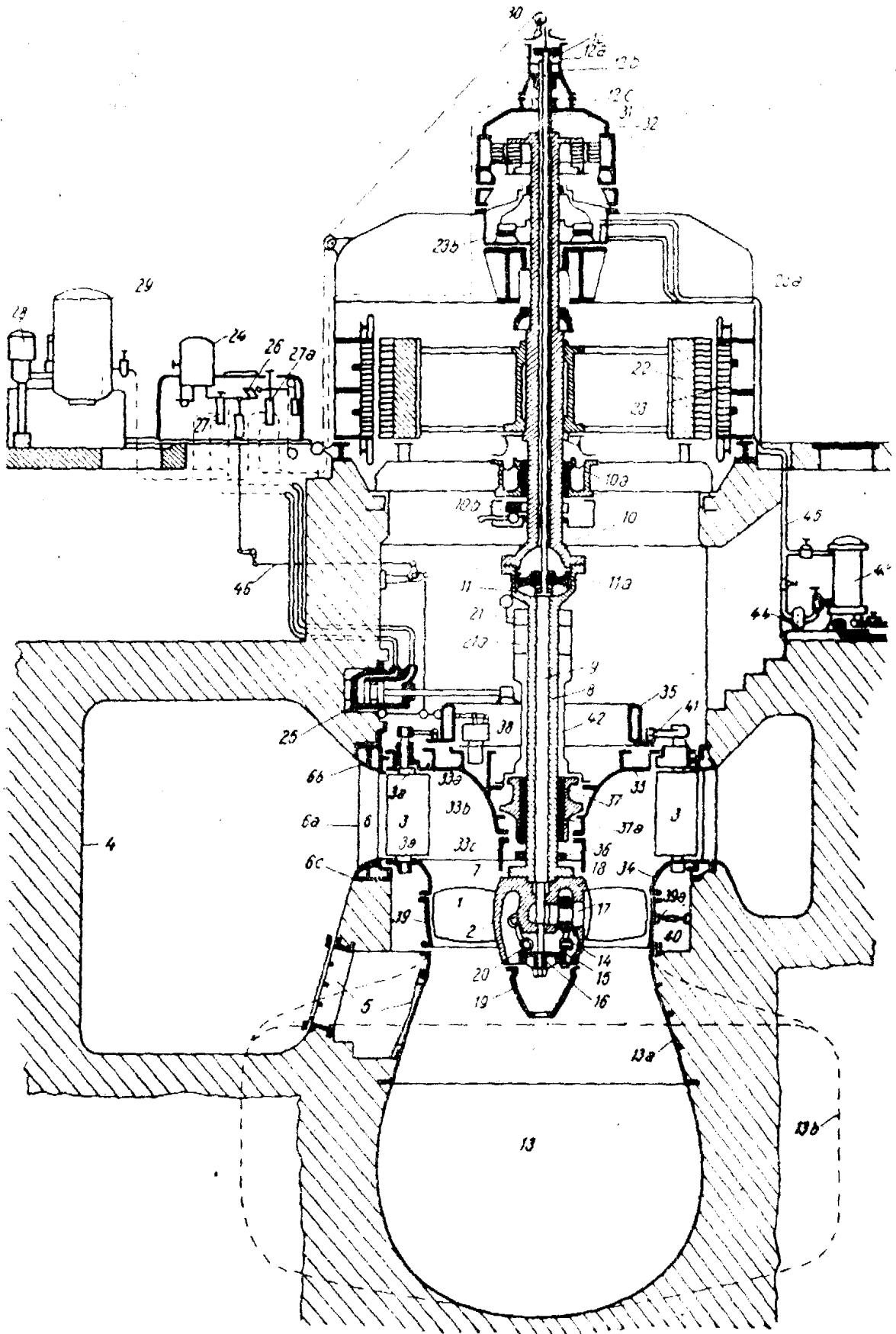


Fig. 136.

tipul de flux cu stator și rotor, cu arborele orizontal lung, trecut etanșat prin curba aspiratorului 5 la generatorul orizontal 6, cu cele două lagăre 7. La ieșirea din aspirator, batardoul 8 permite să se izoleze unitatea în caz de revizii.

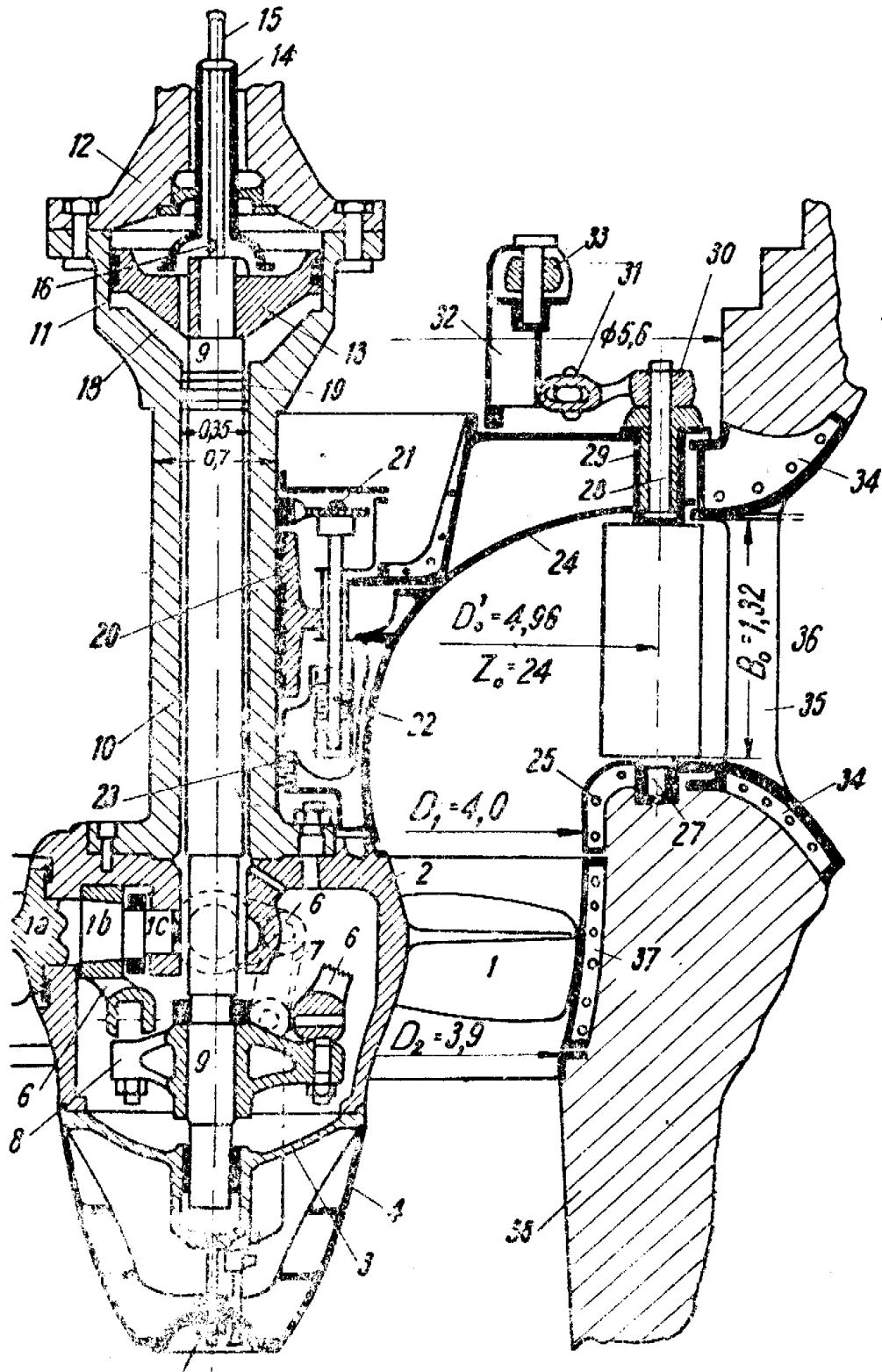


Fig. 137

— în fig. 138, *b*, se arată o subvariantă analogă, însă cu arborele diagonal, soluție mai puțin rațională, în care se numerează aceleași elemente constructive, mecanice și electrice ca și mai înainte;

— în fig. 138, *c* este reprezentată o centrală specială, mai interesantă, în care, după trecerea prin grătarul 1 și vana fluture 2, apa curge prin trompa 3 la turbina *E*, *SK* sau *K* orizontală, în a cărei capotă statorică îngroșată fuzelată hidrodinamic, se găsesc angrenaje conice pentru demultiplicarea turației și schimbarea direcției orizontale în direcția verticală a arborelui generatorului 6, care aci are dimensiuni foarte mici, la turația superioară. Aspiratorul slab curbat 5 sau — eventual

Fig. 137. Detaliile turbinei *K* construită de L.M.Z. din U.R.S.S.

1 — palele rotorice, corespunzând diametrului de intrare destul de mare de $D_1 = 4$ m; 1, a — butucul palei; 1, b — locul de prindere a pîrghiei de reglaj rotorice; 1, c — inel de fixare și ghidajul butucului palei; 2 — butucul rotorului, fixat prin buloane de flansa arborelui 10; 3 — farfuria, care închide etans spre jos interiorul butucului și formează ghidajul cu bucege al tijei de reglaj 9, fixată prin înșurubare de butucul 3; 4 — capota exterioară din aval, fuzelată, fixată de 3 prin buloanele 5; 6 — pîrghiile de răsucire a fuselor palelor rotorice (se vede punctat și pîrghia pentru pala din fața imaginii); 7 — levierul care leagă pîrghiile 6 de traversa în cruce 8, fixată împănăt pe tija 9 interioară din arborele găurit 10 al turbinei; 11 — cilindrul servomotor, solidar cu arborele turbinei; 12 — capacul servomotorului, totodată și flansa de cuplare a arborelui generatorului cu arborele turbinei (nu este cazul general, fiind posibil să se azeze o cuplă separată deasupra servomotorului); 13 — pistonul servomotorului, avînd periferic segmenti (în piston se termină tija 9); 14 — țeava concentrică cu țeava interioară 15, ambele avînd rolul arătat la pozițiile 1 și 2 din fig. 134; 16 — orificiul prin țeava 15, care aduce uleiul, fie cu presiune mică, fie cu presiune mare, prin orificiul 17 la spațiul 18 de sub pistonul servomotorului (îl ridică sau îl coboară, în funcție de presiunea de ulei); 19 — garnituri de etansare ale lui 9 față de pistonul servomotor și spațiul de jos, dintre tija 9 și arborele găurit 10; 20 — lagărul de ghidaj al turbinei, 21 — pompa de ulei cu angrenaje antrenată direct de arbore, și cu țeava 20 de aspirație a uleiului din baia de ulei inferioară în care se strînge uleiul trecut printre arbore și cuzineții lagărului; 22 — etanșări labrint, împotriva pătrunderii apei din turbină înspre baia de ulei; 24 — capota superioară; 25 — capota inferioară a statorului; 26 — palele statrice; 27 — fusul superior; 28 — fusul inferior; 29 — rama care susține bucegele tuturor fuselor; 30 — pîrghiile; 31 — trăgătoarele statrice; 32 — inelul de reglaj răsucit din două puncte articulate 33 prin brațe comandate de mecanismele de legătură cu servomotorul regulatorului automat; 34 — rama inelară exterioară formînd cu nervurile fuzelate 35 antestatorul betonat în coroana de revoluție a melcului carcaserii spirale 36.

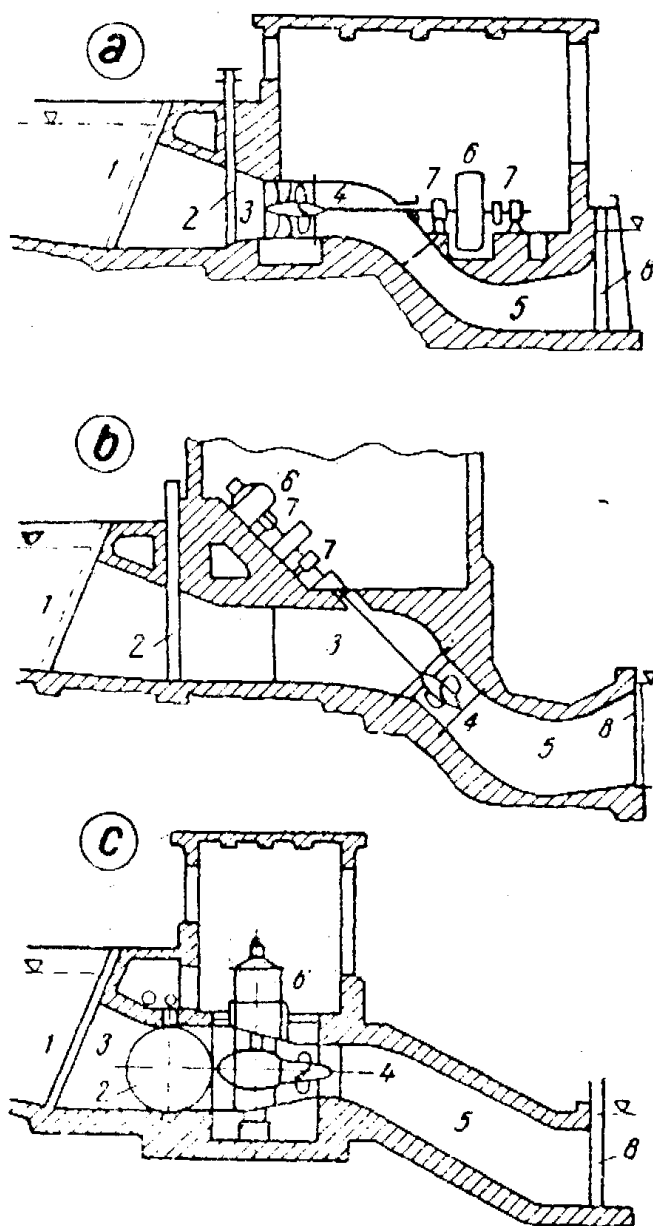


Fig. 138. Centrale mici cu turbine eliptice axiale speciale

— trompa dreaptă difuzoare, se închide prin batardoul 8 față de nivelul apelor mari (pentru revizii).

În fig. 139 se reprezintă după manualul sovietic dat în bilibografia 1, secțiunea printr-o centrală fluvială submersibilă, peste care apele mari trec ca peste un deversor. Corpul centralei este un masiv de beton, străbătut de numeroase goluri. La intrare apa trece prin grătarele 1, curățite mecanic de pe podul rulant 15, apoi, prin trompa 2, cu stavila amonte 3 manevrată

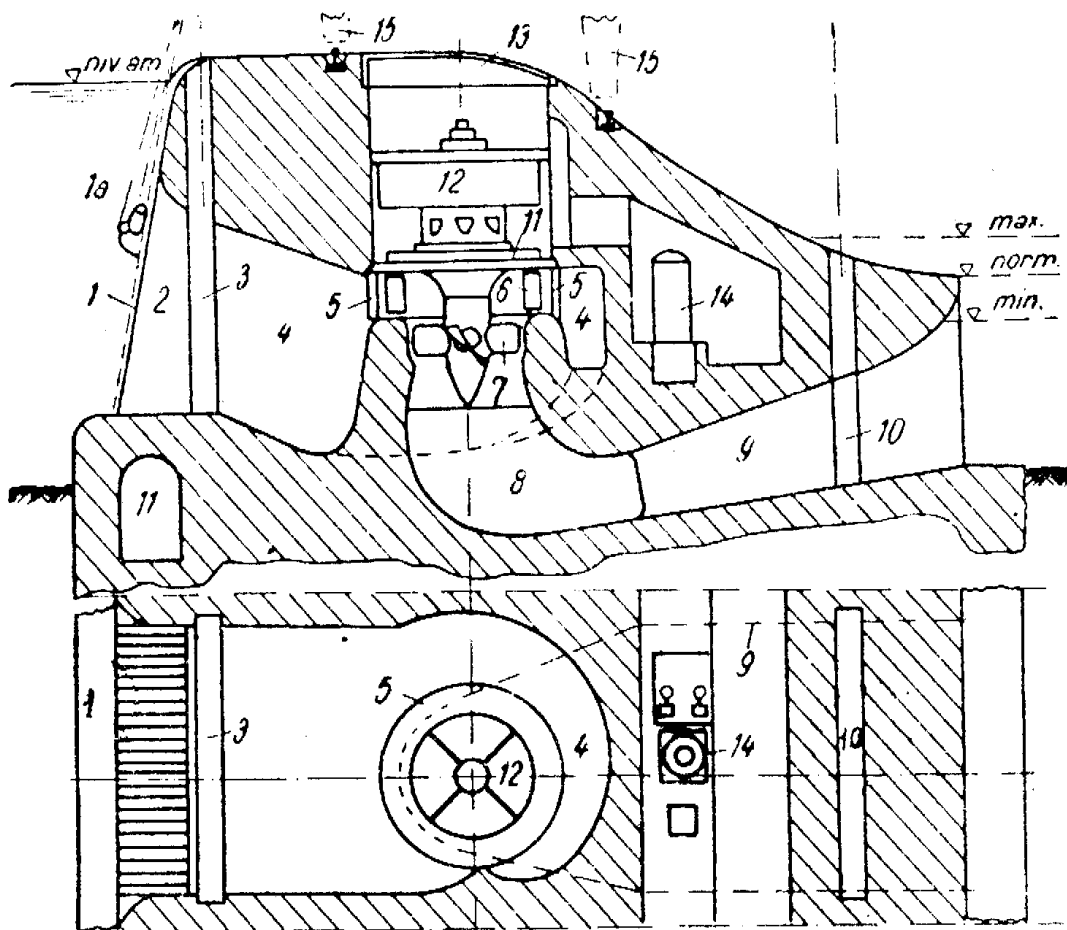


Fig. 139. Centrală fluvială submersibilă echipată cu turbine *K*

tot de pe podul rulant, spre carcasa spirală 4. Antestatorul 5 cu nervuri fuzelate după spirale logaritmice rigidizează gura de ieșire a melcului. Statorul 6 și rotorul 7 sînt obișnuiți, fie de tipul *E*, fie de tipul *K*, fie de tipul *SK*. Cotul aspiratorului 8 cu nervuri de susținere și trompa difuzoare 9 evacuează apa spre nivelul aval, care poate fi izolat de turbină prin batardoul 10. Capacul statorului 11 cu lagăr este solidar cu generatorul 12, introdus într-o sală de mașini, sub formă de tunel scund. Deasupra fiecărui grup sînt capace 13 demontabile tot de pe podul rulant, pentru a permite accesul în timpul reviziilor sau aerisirea în cazul apelor mici (cînd nu deversează apa peste

centrală). În tunelul 14 se instalează gospodăriile de ulei, reguletoarele și canalele de cabluri.

Podul rulant 15, pe șine longitudinale, are, pe lângă montați, un pod prelungit cu două console pentru deservirea stăvilor 3 și 10; în exploatare obișnuită podul este tras la mal. Acest tip de centrală, care a fost introdus recent în hidrotehnica

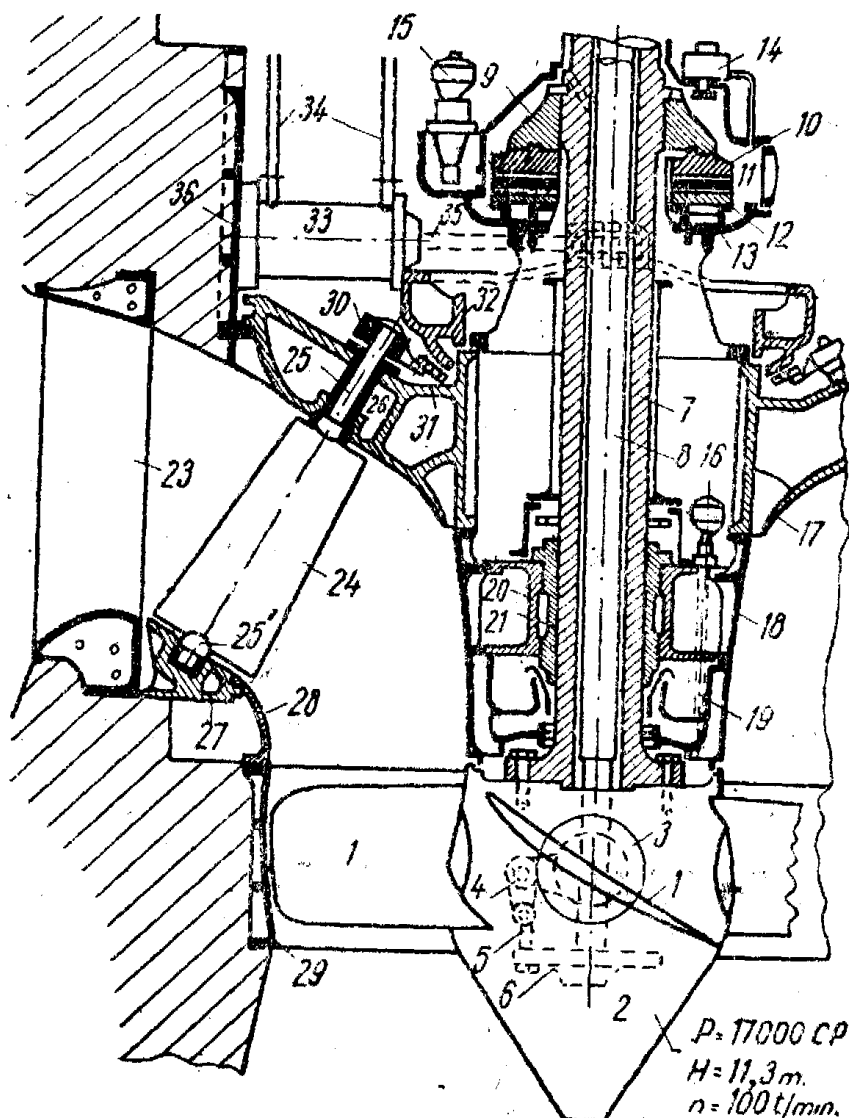


Fig. 140. Turbina K — diagonală

fluvială sovietică, este deosebit de rațional și de util. El rezolvă admirabil problema descărcării apelor mari, dar, mai ales, a zăporilor, care altfel produc ravagii pe marile fluvii.

În fig. 140 se reproduce, după bibliografia 4, o turbină K cu statorul diagonal pentru o turbină mai mare, cu $P = 17\ 500$ CP, $H = 11,3$ m, $n = 100$ rot/min.

Palele rotorice 1 basculează în jurul unor fuse introduse în butucul 2, datorită pîrghiilor 3 și 4 ale trăgătoarelor 5, mișcate de traversa 6 și de tija interioară 8 din arborele găurit 7.

Lagărul pivot sau crapodina. 9 este de tipul modern, cu segmenti și film de ulei, care pot suporta presiuni pînă la 40 kg/cm². La turbinele uriașe, greutatea pieselor în rotație și toate împingerile axiale pot depăși 1000 t, la care nici un alt sistem de lagăre nu ar rezista, cel pivot cu segmenti asigură o bună funcționare. Consola 9 antrenează prin fălci îmbucate inelul 10, care poartă segmentii 11 circular, cu un anumit unghi de atac peste suprafața plană fixă a discului 12. Ultimul disc este fixat pe carcasa-suport 13.

Pompa 14, antrenată direct prin angrenaje de arborele turbinei, asigură circuitul de ulei prin segmenti, iar la 15 se arată pompa de rezervă antrenată de electromotor la pornirea turbinei și în caz de defectare a pompei 14. Pentru lagărul de ghidaj 22 și 21 servește electropompa de ulei 16, care ridică uleiul din baia inferioară 19 la partea de sus a lagărului. Capota statorului 17 se continuă cu capota 18, care constituie și suportul lagărului. În partea de jos 22 etanșează prin labirinte sistemul de capotă interioară.

Antestatorul 23 trece apa din melc spre palele statorice 24 cu fuse diagonale 25 și 25', cu bușele 26, 27 fiind rama inferioară suport a palelor statorice, 28 carcasa intermediară și 29 carcasa rotorului. Pîrghiile de reglaj 30 cu trăgătoarele 31 se leagă de inelul de reglaj 32, acționat prin servomotorul 33 al reglajului statoric prin mecanismele 35, țevile 34 de ulei, adus de la sertărașul regulatorului (care nu se vede în figură), 36 fiind suportul de fixare al lui 33 de blindajul puțului deasupra turbinei.

În fig. 141 este reprezentată schema turbinei SK, reprodusă după manualul sovietic, v. bibliografia 1, care reprezintă tipul turbinei de curent, introdusă într-o tubație așa cum arată schematic fig. 142. Rotorul este de tip K cu palele 1 răsucite la diferite admisii, de mecanismele uzuale 4 și 5, din interiorul butucului 2, închis cu capota 3. Pe același arbore se montează, în interiorul capotei amonte, generatorul electric 9, cu lagărele 6, 7 și 14. Statorul are palele fixe fuzelate 11, a, care susțin în interiorul turbinei 11 carcasa capotei amonte, închisă cu 12.

Alte pale fixe 13 găurite servesc: unele pentru scoaterea cablurilor, altele pentru aspirația aerului rece și refularea aerului cald de către ventilatorul 8 prin interiorul palelor 11, a.

În fig. 142 se reprezintă construcția uzinei-baraj, care cuprinde aceste turbine speciale SK, cu: grătarele 1, deversorul cu clapete 2; vana fluture de admisie, statorul și generatorul 4, rotorul 5, aspiratorul 9, cu batardoul aval 10. În sala de mașini

din subsol sînt instalate regulatorul automat 6, apoi gospodăria de ulei 7 și servomotorul vanei fluturoare.

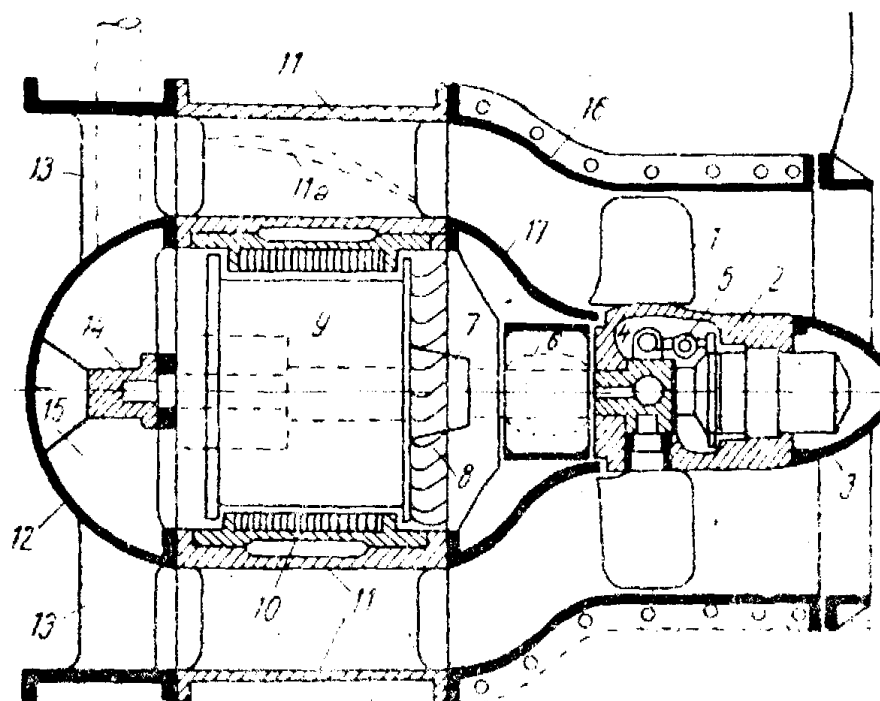


Fig. 141. Turbină SK

În fig. 143 se reprezintă schema unei machete de turbine de curent de dimensiuni mici, experimentată de autor în 1930. În interiorul tubației 8, îngustată la 7 ca o trompă, se găsește

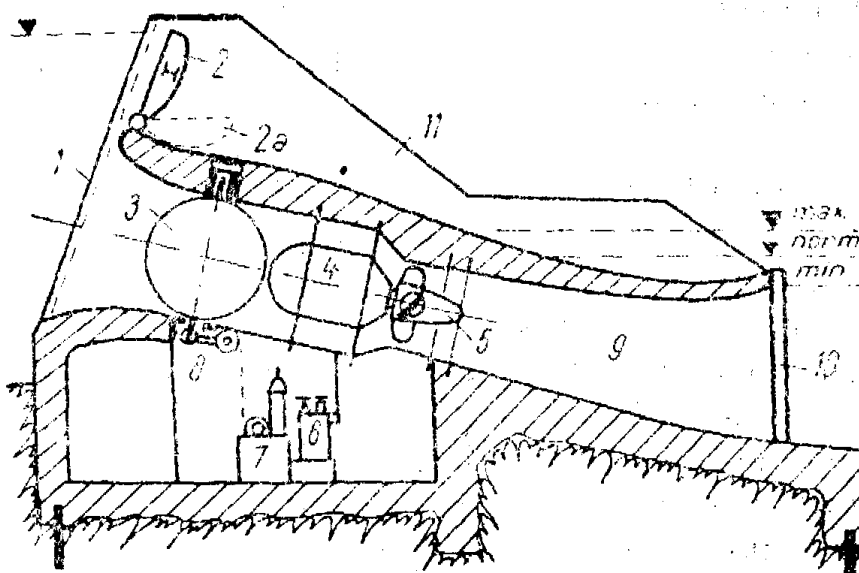


Fig. 142. Centrală — baraj, cu turbine din fig. 141.

un corp fuzelat hidrodinamic, compus din părți fixe și rotative. Rotorul elicoidal cu pale fixe 1, fixate prin butucul 2 cu pas reglabil numai la montaj de butucul rotorului 3. În spre aval,

arborele se termină în fusul 4 cu lagăr în conul aval 5, fixat prin aripi fuzelate 6 de piesa 7. Spre amonte, capătul arborelui

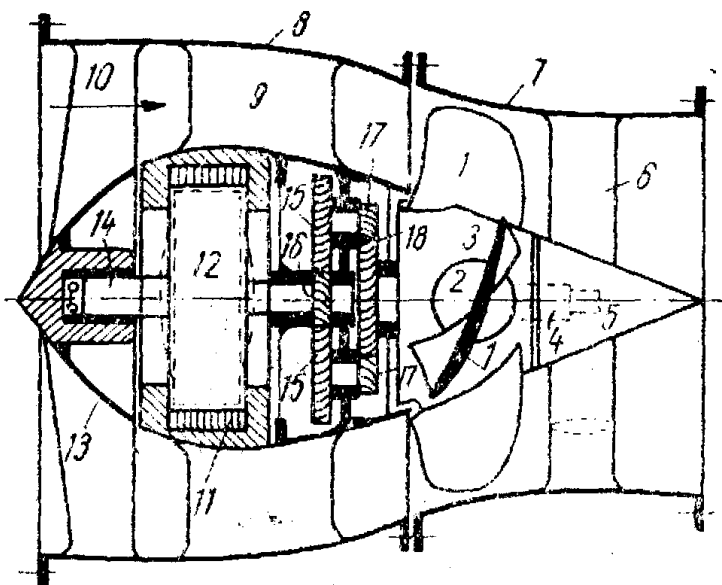


Fig. 143. Turbină de flux (autor 1930)

rotoric se termină într-un pinion 18 de diametru mare (fiind susținut de un lagăr intermediar), care antrenează două pinioane mici 17, solidare cu 15, care, la rîndul lor, învîrtesc pinionul 16 al rotorului generatorului 12. Datorită dublei demultiplăcări, turația generatorului este de cinci pînă la opt ori mai mare decît cea a turbinei. Satorul electric 11 este fixat în

carcasa fuzelată, fixată de tubația exterioară 8 prin palele statorice fixe 9. Generatorul este susținut în lagărul 14 și în acela lîngă pinionul 16. Capota amonte, care susține lagărul 14, este rigidizată prin palele antestatorice, prin ale căror goluri se trag cablurile electrice și se face ventilația. Această machetă a dat randamente foarte mici, sub 0,80, deoarece randamentul hidraulic era mic la macheta cu dimensiuni atît de reduse ($D_1 = 0,3$), iar randamentele mecanice erau reduse din cauza pinioanelor rudimentare folosite.

La turbinele cu diametre mari și cu angrenaje de precizie, se pot obține randamente cu numai 2—3% sub acelea *K*. Din punct de vedere hidraulic, turbina de flux pur axială, reprezentată în fig. 143, este superioară celei elicoidale obișnuite, deoarece pierderile hidraulice prin

rotoric se termină într-un pinion 18 de diametru mare (fiind susținut de un lagăr intermediar), care antrenează două pinioane mici 17, solidare cu 15, care, la rîndul lor, învîrtesc pinionul 16 al rotorului generatorului 12. Datorită dublei demultiplăcări, turația generatorului este de cinci pînă la opt ori mai mare decît cea a turbinei. Satorul electric 11 este fixat în

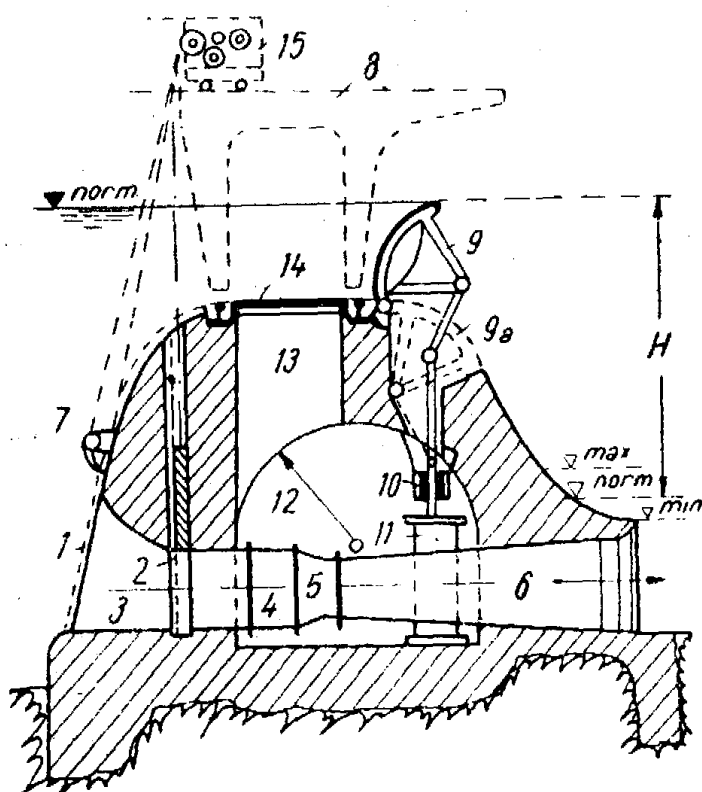


Fig. 144. Centrală fluvială utilată cu turbinele din fig. 143

ansamblul tubației sînt mai mici decît la mișcarea complicată, răsucită de mai multe ori în sistemul elicoidal sau Kaplan. Ceea ce diminuează randamentul este aici sistemul de demultiplificare mecanic. În fig. 144 se reprezintă schema unei centrale fluviale submersibile (propunere) în care se montează turbina de curent din fig. 143. Corpul centralei este un deversor prevăzut cu mai multe goluri. Apa intră prin grătarele 1, în trompa de admisie 3 cu stavila de admisie 2, acționată de macaraua 15 a podului rulant iar apoi în curățitorul grătarului 7. În interiorul sălii mașinilor, care reprezintă un tunel longitudinal, se montează pe fiecare tubație cîte o turbină de curent cu generator interior (fig. 143). Aspiratorul este drept și difuzat hidrodinamic 6. În aval trebuie prevăzută stavila aval (nu se vede pe desen). Deasupra fiecărei turbine se amenajează un cămin 13, închis cu capace etanșe care se pot deschide numai atunci cînd nivelul apei este scăzut, special în scop de revizii, care se fac foarte rare (la 5—10 ani odată). Podul rulant 8 se găsește în mod obișnuit tras la mal și este adus la fiecare unitate numai atunci cînd trebuie curățite grătarele și revizuite mașinile. La ape mari și în timpul mișcării zăpoarelor de gheață, podul rulant este tras totdeauna la mal. Clapeta automată 9 (în poziție rabătată 9,a) este menținută în echilibru de servomotorul cu piston și cilindrul 11 și de mecanismele și capul de cruce 10.

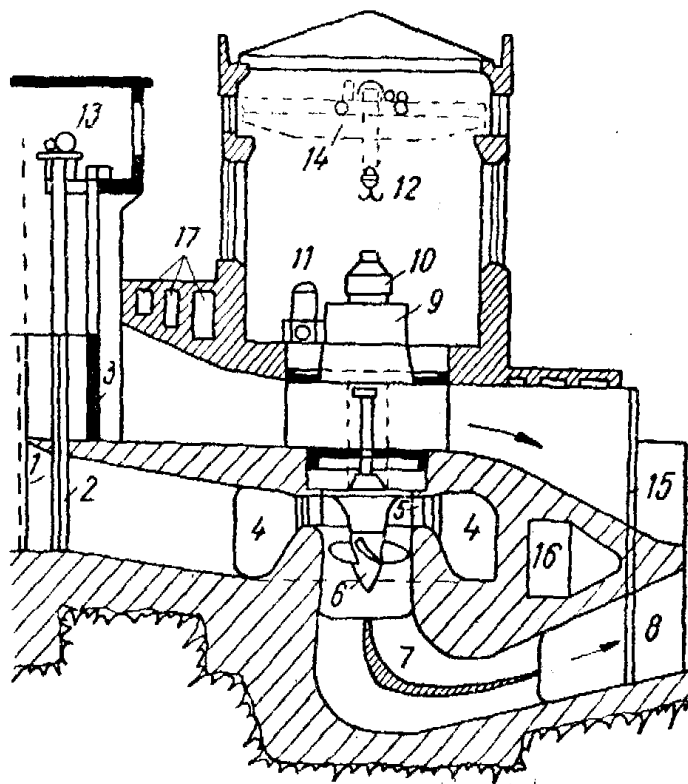


Fig. 145. Centrala deversoare cu turbine elicoidale, *K*, *E* sau *SK*

Tot la uzinele fluviale, condițiile de evacuare a apelor mari și a ghețurilor necesită, pe lângă stăvilele mobile, și o deversare peste centrală așa cum se arată de exemplu în fig. 145. În această figură putem urmări organele și instalațiile: grătarele de admisie 1, stavila de admisie 2, stavila deversorului peste turbine, melcul tip spirală 4, statorul 5, rotorul 6 de tipul *E*, *K* sau *SK*, cotul aspiratorului cu nervurile 7, difuzorul din aval

8, cu stavila aval 15. Arborele turbinei trece în spațiul deversorului printr-o capotă fuzelată de protecție. Generatorul 9 cu pivotul și excitatoarea 10 se așază în sala mașinilor 12 ridicată peste nivelul maxim din amonte. Lângă generator se găsesc regulatoarele automate 11. Podul rulant interior 14 are gabaritul suficient pentru a permite montarea și demontarea subansamblurilor grupului. Spațiile 16 și 17 sînt dezvoltate ca tunele pentru diferite instalații și canalizări electrice de aer rece și cald.

O construcție de centrală fluvială submersibilă originală este aceea din fig. 146, proiectul prof. B. K. Alexandrov, pentru una din marile uzine hidroelectrice fluviale în U.R.S.S.

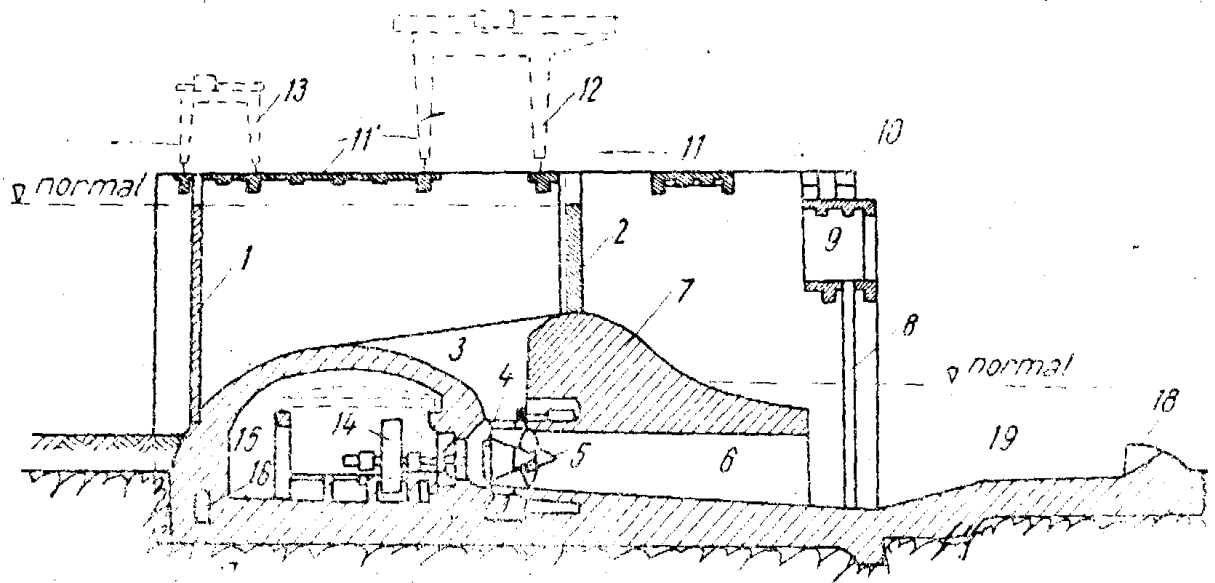


Fig. 146. Tipul de turbină elicoidală în centrala submersibilă după proiectul prof. B. K. Alexandrov

Întreaga centrală este escamotată într-un deversor înecat, în ale cărui goluri sînt așezate grupurile electrogene. În figură 1, 2 și 3 reprezintă stavilele amonte, pe deversor și în aval. La 3 pătrunde apa spre melcul-spirală cu ax orizontal 3, între diferitele turbine construite existînd nervuri verticale despărțitoare. Statorul 4 și rotorul 5 sînt, fie de tipul elicoidal *E*, fie *K*, fie *SK*. Aspiratorul este un difuzor drept 6, trecut pe sub corpul deversor 7. Diferite paserile și poduri 9, 10, 11, 11' permit accesul peste întreaga centrală. Podurile rulante 12 și 13 deservesc stavilele și grupul electrogen. Generatoarele 14 sînt montate cu ax orizontal în grota subterană 15, care formează sala mașinilor. În interiorul sălii mașinilor se mai găsește un pod rulant interior, iar la unul dintre maluri (nu se vede în figură), sala mașinilor subterană comunică printr-un puț vertical cu nivelul platformei 11'. Prin acest puț se coboară

prin podurile rulante piesele și mașinile în timpul montajului. Sistemul 18—19 reprezintă disipatorul în aval de centrală.

d) *Turbina axială concentrică AC*. Cea mai recentă inovație de turbină de curent tip elicoidal special este aceea reprezentată în fig. 143, instalată în zece centrale, care funcționează de 8—12 ani în bune condiții. Noutatea în această turbină o constituie construirea rotorului hidraulic cu rotorul electric ca un corp solidar concentric și introducerea sistemului într-o tubație. Întregul grup-turbină plus generator — se înfățișează astfel ca un tronson de tub cu diferite adaosuri exterioare și interioare. Această turbină poate fi elicoidală cu pale rotorice 1 cu pasul fix, montate solidar prin 2, pe butucul 3, care se rotește împreună cu scoicile celor două lagăre 5. Arborele 4 este, în acest caz, fix. Etanșările cu labirint 6 spre butucul interior și labirintele 7 și 8 spre statorul electric sînt foarte complicate și nu pot etanșa sigur decît introducîndu-se în spațiile respective (a) și (b) aer sub presiune ceva mai mare decît presiunea apei, aer dat de un grup de compresoare. Statorul 10 și carcasa 11 înconjoară concentric tubația de care este fixată. Tubația exterioară constă din mai multe tronsoane 37, 40, 41, 12 și 13 de formă ondulată, după scopul urmărit. Corpul fuzelat interior se compune, de asemenea, din diferite tronsoane : 35, 23, 22, 17, 19 și 21, plus piesele interioare.

Palele statorice 24 ($z_0 = 12$ bucăți) au formă specială și pot bascula în jurul fuselor 26 și 29, cu bușele 27 și capacul 28. Fiecare fus interior 29 este antrenat de pîrghia 30 și trăgătorul 31 de la inelul de reglaj 32, mișcat de servomotorul 34. Diferite țevi 15, 16, 38, 39, 42, 43 etc. asigură pe de o parte ungerea, iar pe de altă parte, introducerea aerului comprimat. În această turbină se poate introduce și rotorul *K* cu pale basculante. Turbina reprezentată în fig. 147 constituie o perfecționare a prototipurilor anterioare de către specialiștii sovietici și corespunde puterii $P = 12\,700$ kW la $H = 11,87$ m cădere.

Aceasta este turbina viitorului pentru uzinele fluviale submersibile, ea fiind superioară în ce privește randamentul global și mai ieftină decît turbinele *E* și *K* obișnuite. Acest tip de turbină va trece prin multe perfecționări tehnice mai ales în privința sistemului de etanșare.

Acest tip de turbină l-am aplicat la una din variantele studiului unei uzine fluviale (v. bibliografia 34, fig. 9), în care fiecare din cele 10 unități este calculată la 200 000 CP sau 1 410 000 kW la bornele generatoarelor întregii centrale, la căderea instalată $H = 28,1$ m, debitul instalat $Q_i = 6\,000$ m³/s

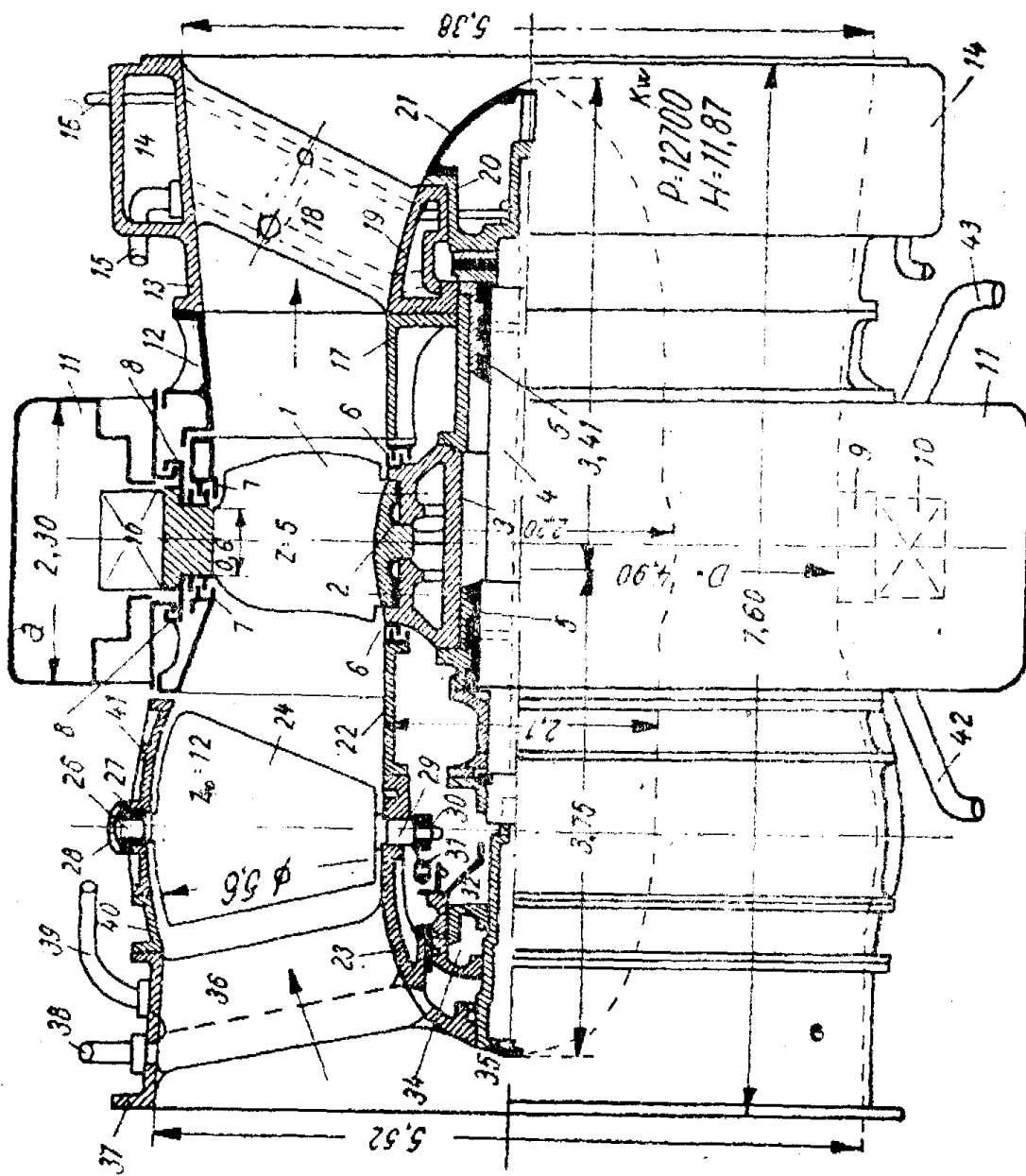


Fig. 147. Turbină AC, tip sovietic perfecționat

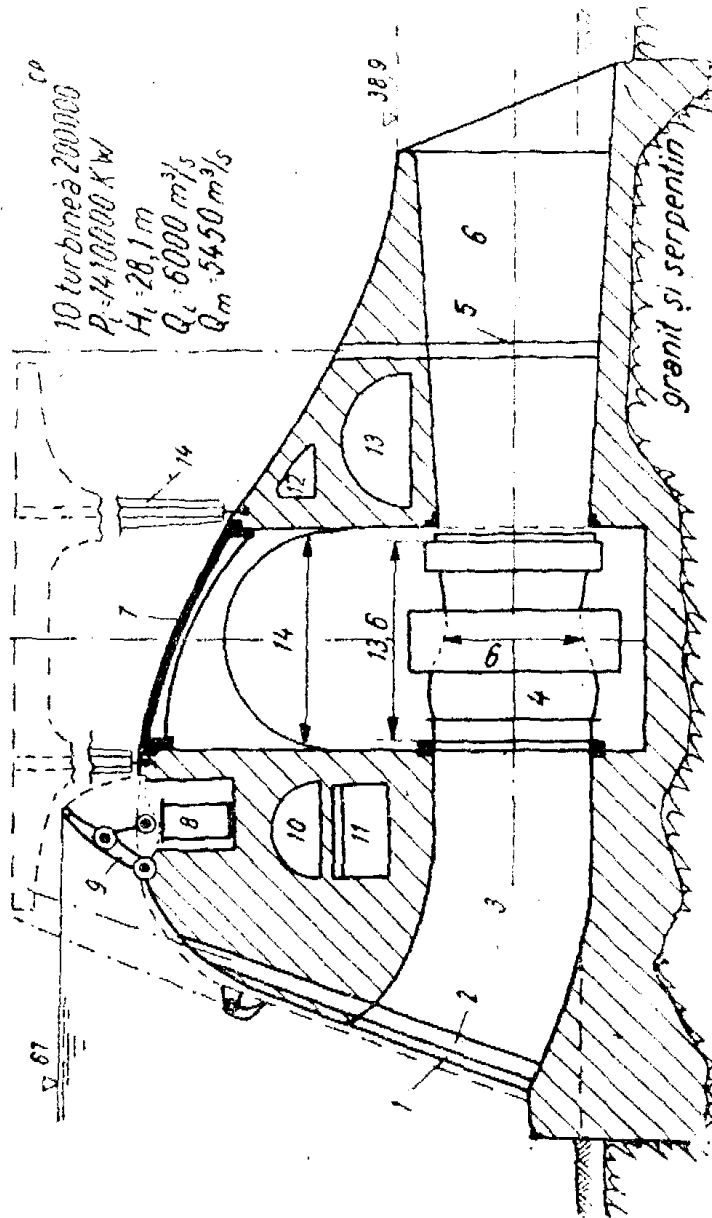


Fig. 148. Centrală submersibilă cu turbine AC (studiu autor)

față de debitul modul al fluviului $Q_m = 5\,450 \text{ m}^3/\text{s}$. Clădirea centralei este formată de un imens deversor. În față se găsește grătarele 1 cu curățitorul mecanic, apoi urmează stavila de admisie 2 manevrată de la podul rulant 14. Tubajia 3 conduce apa la turbina 4 și apoi la difuzorul 6, închis prin stavila aval 5, în caz de revizii. Fiecare turbină poate fi demontată și ridicată de podul rulant prin puțul vertical, închis cu capacele 7. Sala mașinilor este un tunel pe toată lungimea centralei. Pe coronament, o clapetă pisciformă 9, ținută în echilibru de servomotorul cu piston 8, coboară automat, escamotându-se la ape mari în poziția punctată care se înscrie perfect pe curbura deversorului. Astfel, peste toată centrala poate curge o lamă de apă deversată de 5 m grosime la ape mari, respectiv pot fi evacuate ghețurile în timpul iernii. În aceste perioade, podul rulant se găsește tras la mal.—galeriile 10, 11, 12 și 13 servesc în diferite scopuri și serviciilor interioare ale centralei.

CAPITOLUL VI

PROIECTAREA ROȚILOR CU APĂ

În capitolele I și II precedente au fost clasificate și descrise roțile cu apă de diferite tipuri. Aceste motoare hidraulice rudimentare au fost caracterizate după felul funcționării, deosebite de aceea a turbinelor și anume la :

- roți gravitaționale, energia folosită în mod preponderent este aceea potențială, energia cinetică fiind neînsemnată ;
- roți cu apă, mixte, care folosesc atât energia potențială, cât și energia cinetică, ultima mai mult prin șoc hidraulic ;
- roți de curent, la care energia cinetică preponderentă este transformată prin șoc hidraulic în energie mecanică ;

Caracteristica principală a roților este că apa nu străbate spațiile printr-un flux hidrodinamic, ci intră și iese din rotor prin aceleași secțiuni sau spații, spre deosebire de turbinele străbătute integral de fluxul hidrodinamic.

Domeniul de utilizare al roților cu apă rămîne acela al căderilor mici, sub circa 12 m și al puterilor sub 100 CP. Roțile rudimentare prezintă o serie de dezavantaje și anume :

- turații foarte reduse, de obicei sub 10 rot/min ;
- dimensiuni foarte mari față de putere ;
- greutate unitare kg/CP foarte mari ;
- randamente reduse ;
- reglajul este dificil, aceste motoare nefiind indicate pentru microcentralele hidroelectrice.

Avantajele roților cu apă sînt reduse, ele constînd în posibilitatea de a fi construite din lemn, la fața locului, fără a necesita forță de muncă de o calificare specială, de a fi folosite în scopuri hidromecanice rustice unde se cer turații mici ca la : mori, ferăstraie, gateri, darace, șteampuri.

Există posibilități de a se aduce o serie de perfecționări tehnice care să facă roțile hidraulice indicate și pentru microcentrale hidroelectrice.

1. ROATA RUDIMENTARĂ CU ADMISIE SUPERIOARĂ

Acest tip de roată cu apă, reprezentat în fig. 149, se construiește de obicei pentru căderi H de la 3 la 12 m, în cazuri excepționale și mai mari, fiind caracterizate prin rotoare cu dia-

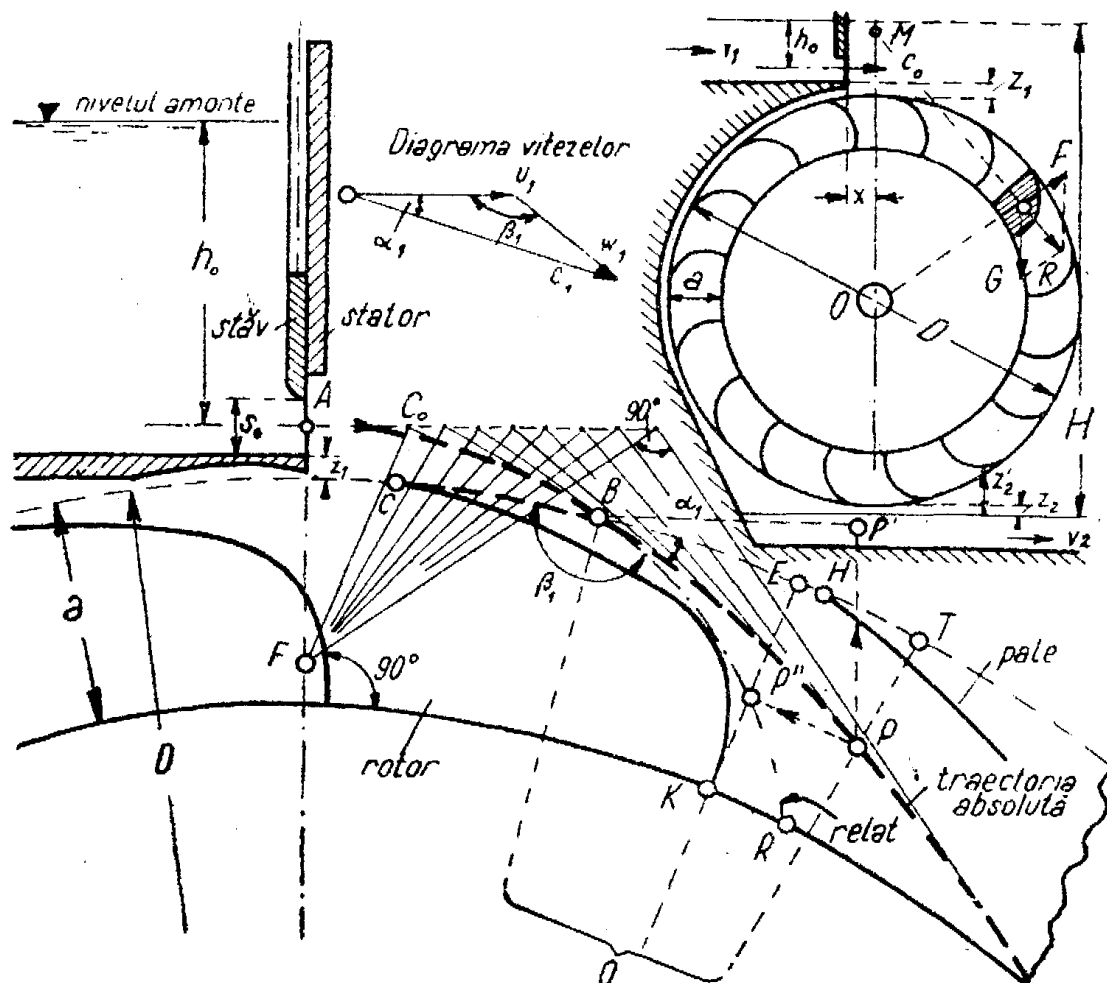


Fig. 149. Roată hidraulică cu admisie superioară

metrul D foarte mare și prin randamente optime $\eta = 0,65 - 0,75$, mult mai reduse decât la turbine.

Rotorul se compune din două discuri marginale, între care se dezvoltă un număr relativ mare de celule încovoiate, de adâncimea radială a , deschise numai spre periferie și închise spre interior, printr-un cilindru cu diametrul $D - 2a$. La debite mai mari, lățimea roții B rezultă mare, așa că se montează discuri intermediare din motive de rezistență. Arborele rotorice poate străbate întregul rotor, sau se compune numai din două fuse rigidizate în discurile exterioare.

Acest tip de roată necesită o așezare cu z_2 peste nivelul aval, pentru a nu fi frânat rotorul de scurgerea din aval cu viteza apei v_2 , inversă față de viteza de rotație $u = \pi D \frac{n}{60}$.

În partea de sus, statorul este construit rudimentar ca orificiu dreptunghic b , mai mic decât lățimea roții B și avînd reglajul admisiei apei printr-o stavilă plană acționată manual. Astfel se crează pînă în axul orificiului o adîncime de apă h_0 , care produce viteza de ieșire din stator c_0 , grosimea vînei de apă în orificiu s_0 fiind reglabilă. Distanța orizontală x de la ieșirea din orificiu A pînă la punctul de atac pe periferia roto- rului B rezultă grafic din construcția traiectoriei absolute și dintr-o formulă dată în cele ce urmează.

Calculul sumar se face în modul arătat mai jos, ținînd seamă de notațiile din fig. 149.

Viteza periferică a roților rudimentare de lemn, în valoare de $u \approx 2$ m/s, este redusă din motive de rezistență, iar la roțile metalice, ea este sub 4 m/s. Pe de altă parte, $u = \pi D \frac{n}{60}$ fixează și mărimea turației n , deoarece diametrul D este dat de căderea H și de valorile h_0 , z_1 și z_2 .

Viteza apei la ieșirea din stator $c_0 = 2u$ (cum se arată mai jos), se obține cu adîncimea apei

$$h_0 = (1 + \zeta) \frac{c_0^2 - v_1^2}{2g}; \quad \zeta = 0,1 \dots 0,15$$

fiind coeficientul pierderilor de sarcină, la forme rotunjite bine hidrodinamic cu cifra mică și viceversa.

Grosimea vînei de apă necesare este $s_0 = \frac{Q}{bc_0}$, corespunzător debitului roții $Q = \frac{P}{13,33 H \eta}$ (m³/s), care se obține din puterea $P = 13,33QH\eta$ (CP) cerută de la instalație, fiind cunoscută căderea H și admis randamentul η . Ulterior se cizelează calcu- lele după ce s-a verificat randamentul, care depășește rareori 0,75, chiar la construcții mai îngrijite.

Pentru a se realiza o aerisire laterală a celulelor, lățimea vînei de apă trebuie să fie

$$b = B - k,$$

în care B este lățimea roții cu $k = 0,2 \dots 0,4$ la roțile fără disc intermediar; $k = 0,4 \dots 0,8$ la cele cu discuri intermediare.

Vîna de apă care curge prin orificiu este o traiectorie dată teoretic de o parabolă ABP , cu maximul orizontal în A , cu verticala prin A ca axă, cu parametrul $2p$ și cu focarul

$$F \text{ la distanța } AF = \frac{c_0^2}{2g} = \frac{h_0}{1 + \zeta} \approx 0,9 h_0.$$

O construcție simplă a parabolei este aceea grafică, reprezentată în fig. 149 și anume: un echer dreptunghiular se mișcă cu muchia de 90° pe orizontala din A , astfel ca o catetă să treacă prin F , iar cealaltă catetă să reprezinte tangentele la parabolă. Înfășurătoarea la aceste tangente este parabola căutată, care reprezintă teoretic axa traiectoriei absolute a vînei de apă nealterată de celulele rotorului. Punctul B unde traiectoria absolută ABP străbate cercul exterior al rotorului cu diametrul D este important, deoarece din el se desparte traiectoria relativă (linie-punct) $BP''R$, de aceea absolută BP . Construcția traiectoriei relative este următoarea:

Se duce prin P , care este un punct oarecare (călător) de pe traiectoria absolută, o radială prin axul rotorului O , obținându-se punctul T de intersecție a radialei OP cu cercul exterior al rotorului. Totodată, prin verticala în P și orizontala în B se obține punctul auxiliar P' . Relația cinematicii mișcării relative $\frac{BP'}{c_0} = \frac{TE}{u}$ permite să se calculeze distanța periferică

$$TE = \frac{u}{c_0} BP' = 0,5 BP, \text{ știind că anterior am avut } c_0 = 2u.$$

Astfel se obține din T cunoscut, punctul E , care prin radiala sa intersectează pe cercul dus prin P , punctul căutat P'' al traiectoriei relative. Procedul se repetă de mai multe ori pînă cînd se obține întreaga curbă relativă.

Curba celulei ar trebui construită teoretic identică cu traiectoria relativă, pe o adîncime de celulă a măsurată radial. În realitate, ținînd seamă de faptul că în exterior nu există o capotă de ghidaj, cum și de fenomenele legate de vîna de apă reală rezultată experimental, trebuie dat peretelui un avans. Peretele celulei, în loc să pornească din punctul B , pornește din C , astfel încît să fie satisfăcută condiția $\widehat{BC} = \frac{\widehat{CH}}{2} = 0,7 \cdot \widehat{AB}$,

știind că, în mijlociu, avem $\widehat{CH} = 1,4 \cdot \widehat{AB}$.

Din construcție se cunoaște \widehat{AB} , deci se determină valoarea $\widehat{BC} = 0,7 \widehat{AB}$, astfel că poziția lui C este determinată. Împărțirea periferică \widehat{CH} care trebuie să dea un număr de celule $z = \frac{\pi D}{\widehat{CH}}$ întreg trebuie ajustată corespunzător. La partea interioară se retrage peretele celulei de la R spre K cu aproximativ $\widehat{KR} \sim 0,25 a$, în K fiind peretele radial.

Diametrul rotorului $D = H - h_0 - 0,5 s_0 - z_1 - z_2$ este cunoscut din căderea de apă H dată de instalație, din h_0 și s_0 calculate anterior și înălțimile z_1 și z_2 fiind admise din motive constructive și pentru evitarea înecării rotorului, cum se va vedea în Aplicația 1.

Adâncimea radială a celulelor se calculează din $a = k' \sqrt[3]{H}$, cu $k' = 0,17 - 0,25$, cifra mare luându-se pentru căderi mai mici și viceversa.

Lățimea rotorului rezultă din $B = \frac{Q}{k'' a u}$, cu $k'' = 0,30 - 0,50$ alegându-se cifre mai mari la debite Q pe rotor mai mari și invers, la debite mici se ia cifra mai mică. La $B > 1,7$ m, se pune un disc intermediar sau spițe, respectiv la multiplul lui 1,5—1,7 m se iau mai multe discuri intermediare. Dacă rotorul se face cu spițe în loc de discuri, atunci numărul spițelor (brațelor radiale) va fi $N = D + (2-3)$.

La construcțiile metalice, înălțimea z_1 poate fi redusă la valoarea $z_1 = 20 - 30$ mm.

Dacă se notează parametrul parabolei cu $p = \frac{c_0^2}{g}$, apoi $m = 0,5 s_0 + z_1$, iar $r = \frac{D}{2}$, se obține distanța orizontală dintre A și verticala prin centrul O al rotorului din ecuația :

$$x = \sqrt{2p} [m - r - p + \sqrt{2rm - m^2 + (r - m + p)^2}]^{1/2}.$$

Cu privire la randamentul roții cu apă de acest tip se pot face numai calcule aproximative, care se verifică apoi experimental.

Randamentul total $\eta = \eta_h \eta_m$ se compune din randamentul hidraulic η_h și randamentul mecanic η_m . În timpul rotației, nivelul apei în celulă este destul de exact suprafața unui cilindru cu centrul în M (intersecția direcției rezultantei R cu axa verticală prin centrul rotorului). Apa din celulă, avînd — conform fig. 149 — greutatea G și forța centrifugă $F = \frac{G}{g} r \omega^2$, dă o forță rezultantă R , din care componenta tangențială T produce cuplul, iar cea normală N (radial) soliciță rotorul la eforturi de tensiune și încovoiere.

Randamentul hidraulic poate fi estimat, cunoscînd pierderile de sarcini parțiale :

$$- \text{prin stator } h_{r0} = \zeta \frac{c_0^2 - v_1^2}{2g}$$

$$- \text{ la intrarea în rotor } h_{r1} = \zeta_1 \frac{(c_{u1} - u)^2}{2g}$$

$$- \text{ la ieșirea din rotor } h_{r2} = \zeta_2 \frac{u^2}{2g} + z'_2.$$

Înălțimea $z'_2 > z_r$ este înălțimea celulei care s-a evacuat complet de apă, înainte de a ajunge în poziția de jos. Randamentul hidraulic se scrie :

$$\eta_h = 1 - \frac{\Sigma h_r}{H} = 1 - \frac{1}{2gH} [\zeta(c_0^2 - v_1^2) + \zeta_1(c_{u1} - u)^2 + \zeta_2 u^2 + 2gz'_2].$$

Randamentul η_h devine maxim cînd se anulează derivata parțială :

$$\frac{\partial \eta_h}{\partial u} = 0 \text{ sau } \frac{\partial}{\partial u} [\zeta_1(c_{u1} - u)^2 + \zeta_2 u^2] = \frac{\partial}{\partial u} [\zeta_1 c_{u1}^2 - 2\zeta_1 c_{u1} u + (\zeta_1 + \zeta_2)u^2] = 0$$

ceea ce duce la $-2\zeta_1 c_{u1} + 2(\zeta_1 + \zeta_2)u = 0$ sau turația optimă $u_0 = \frac{\zeta_1 c_{u1}}{\zeta_1 + \zeta_2}$. Cum coeficienții pierderilor pot fi estimați la $\zeta \simeq 0,1$, $\zeta_1 \simeq 1,1$ și $\zeta_2 \simeq 1$, iar $c_{u1} = c_1 \cos \alpha_1 \sim 0,95 c_0$, respectiv $u_0 = \frac{1,1 \cdot 0,95}{2,1} c_0 = 0,5 c_0$, randamentul hidraulic maximal va fi

$$\eta_h^{max} = 1 - \frac{0,57 c_0^2 - v_1^2}{2gH} - \frac{z'_2}{H}.$$

Ținînd seamă că am avut anterior $h_0 = (1 + \zeta) \frac{c_0^2 - v_1^2}{2g}$, deci $c_0^2 = v_1^2 + \frac{2gh_0}{1 + \zeta}$, mai putem scrie :

$$\eta_h^{max} = 1 - \frac{0,57}{1 + \zeta} \frac{h_0}{H} - \frac{z'_2}{H} + 0,43 \frac{v_1^2}{2gH} = 1 - \frac{1}{H} (0,52 h_0 + z'_2 - 0,022 v_1^2).$$

Pe o altă cale mai simplă, prof. Băgăzan (v. bibliografia 33, p. 6) a obținut $\eta_h^{max} = 1 - \frac{0,5 h_0 + z'_2}{H}$, valoare care diferă la

exemple numerice puțin de η_h obținut de noi însă neglijînd η_m .

În ce privește randamentul mecanic, el poate fi estimat de $\eta_m = 0,9$ la roți peste 150 CP, de $\eta_m = 0,82 - 0,84$ la roți de la

50 la 100 CP și de $\eta_m = 0,8$ la roți mai mic decît 50CP, și cum termenul $0,022 v_1^2$ este foarte mic față de ceilalți termeni, se obține randamentul total $\eta = \eta_h \eta_m$ optim la roți peste 150 CP :

$$\eta_{optim} = \left(1 - \frac{0,52 h_0 + z_2'}{H} \right) \eta_m \quad (91)$$

Aplicația 1 : Să se determine roata cu apă la o instalație hidromecanică rustică, pentru $H = 10$ m și $Q = 1$ m³/s

Soluția : Admițînd inițial $\eta = 0,75$, puterea instalației cu o singură roată va fi $P = 13,33 QH\eta = 100$ CP și cum căderea este favorabilă tipului cu admisie superioară (fig. 149) elementele principale se vor calcula după metoda precedentă : $u = 2$ m/s, $c_0 = 2u = 4,0$ m/s. Pe iazul de aducere, apa are $v_1 = 1$ m/s; deci la $\zeta = 0,1$, va fi nevoie de adîncimea apei pînă în axul satorului

$$h_0 = (1 + \zeta) \frac{c_0^2 - v_1^2}{2g} = \frac{1,1}{2g} (4^2 - 1^2) = 0,84 \text{ m.}$$

Adîncimea celulelor se calculează, cu coeficientul $k' = 0,2$ interpolat între valorile date anterior, de $a = k' \sqrt[3]{H} = 0,43$ m și admițînd $k'' = 0,40$, se obține lărgimea roții $\frac{Q}{k'' au} = \frac{1}{0,4 \cdot 0,43 \cdot 2} = 2,9$ m care cere $\frac{4,6}{2,5} \approx 3$ panouri, deci două discuri exterioare și două intermediare.

Lărgimea vinei apei este $b = B - 0,7 = 2,2$ m, iar grosimea la sator $s_0 = \frac{Q}{bc_0} = \frac{1}{2,2 \cdot 4} = 0,114$ m. La construcția de lemn, garda de sus va fi $z_1 = 0,123$, iar cea de jos, $z_2 = 0,40$ pentru ca roata să nu atingă nivelul din iazul aval, nici la valuri.

Diametrul roții rezultă, cu datele de mai sus, $D = H - h_0 - 0,5 s_0 - z_1 - z_2 = 8,6$ m. Turația rezultă de $n = \frac{60 u}{\pi D} = 4,45$ rot/min.

$$\text{Cu } p = \frac{c_0^2}{g} = \frac{4^2}{9,81} = 1,63; \quad m = 0,5s_0 + z_1 = 0,18 \quad \text{și} \quad r = \frac{D}{2} = 4,3 \text{ se}$$

calculează distanța orizontală dintre punctul A și verticala prin centrul roții după formula dată anterior :

$$x = \sqrt{2 \cdot 1,63 [0,18 - 4,3 - 1,63 + \sqrt{2 \cdot 4,3 \cdot 0,18 - (0,18)^2 + (4,3 - 0,18 + 1,63)^2}]^{1/2}} = 0,65$$

Traectoria absolută se construiește cum s-a arătat mai înainte cu

$AF = 0,9 h_0 = 0,76$, iar $TE = 0,5$ $BP' = 0,25$ și $\widehat{BC} = 0,7$ $\widehat{AB} = 0,42$, fiind $BP' = 0,5$ și $\widehat{AB} = 0,6$ măsurate grafic.

Au rezultat astfel $z = \frac{\pi D}{CH} = \frac{\pi \cdot 8,8}{0,86} = 32,1$ și s-au ales $z = 32$ celule.

Din $\widehat{KR} \sim 0,25$ $a = 0,11$ rezultă partea la care peretele celulei este radial. Celula care s-a golit complet are fața de nivelul aval înălțimea $z_2' = 0,7$, mai mare decît $z_2 = 0,4$ m.

Randamentul total rezultă, cu $\eta_m = 0,84$ și
 $\eta_h = 1 - \frac{1}{H} (0,52 h_0 + z_2^1 - 0,022 v_1^2) = 0,89$, de $\eta = \eta_m \eta_h = 0,75$, așa cum s-a admis inițial.

Rapiditatea roții rustice $n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{P}{VH}} = \frac{4,45}{10} \sqrt{\frac{100}{V10}} = 2,5$ denotă că este o mașină hidraulică ultralentă.

Aplicatia 2. Ne propunem să studiem o roată cu admisie superioară perfecționată pentru aceleași date ca în aplicația 1, cu $H = 10$ m și $Q = 1$ m³/s.

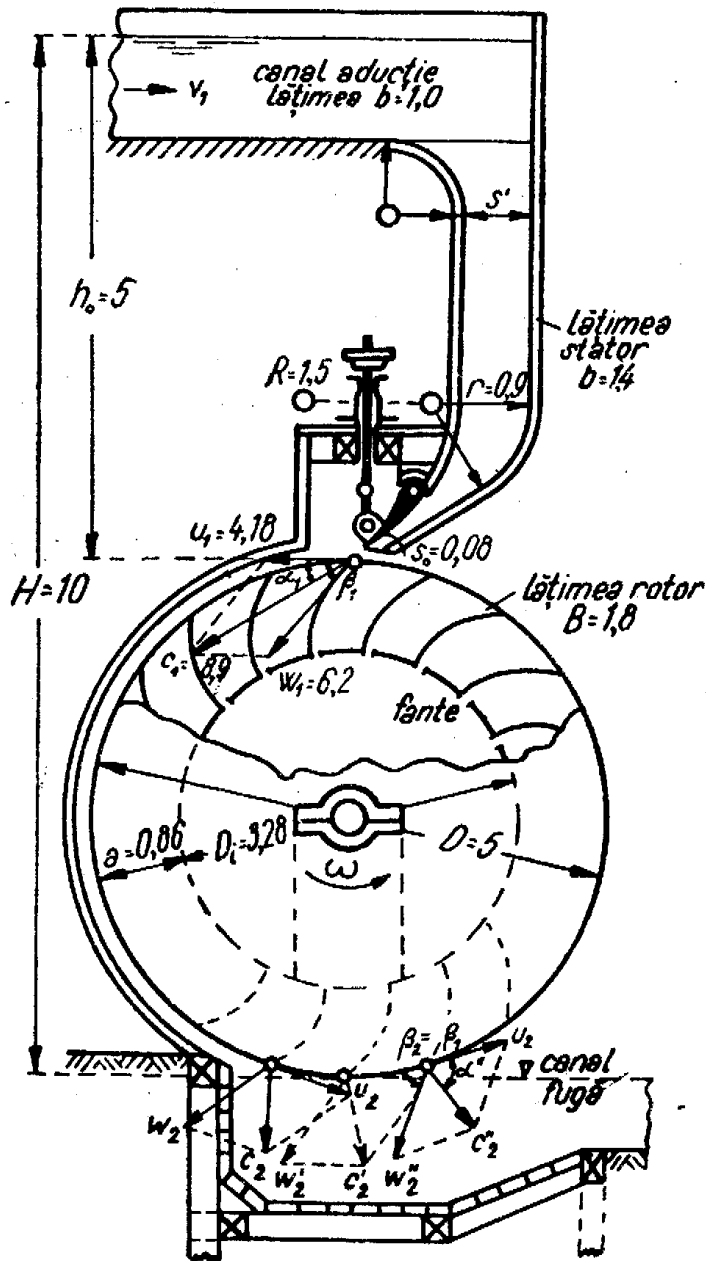


Fig. 150. Roată perfecționată (aplic. 2)

În fig. 150 se arată sub formă de propunere o astfel de roată perfecționată la care $h_0 = 5$ m, iar diametrul $D = H - h_0 = 5$ m rezultă constructiv din condiția $z_2 = 0$. Viteza absolută la ieșirea din stator este $c_0 = \psi \sqrt{2gh_0} = 0,9 \sqrt{2g \cdot 5} = 8,9$ m/s, viteza periferică optimă, analog turbinei cu egală presiune, este

Soluția: Ameliorările pe care le putem realiza la acest tip de roată sînt următoarele:

— Micșorarea diametrului rotorului fără a pierde căderea, în scopul micșorării investiției, ceea ce se obține prin folosirea unui stator cu ajutor lung (fig. 150);

— Sporirea turației pentru a putea folosi roata la microcentrale, ceea ce se obține din micșorarea diametrului și sporirea vitezei c_0 ;

— Evitarea pierderii apei din celule prin centrifugare și golirea celulelor la o înălțime prea mare peste nivelul aval, care se obține prin capota de ghidaj concentrică cu rotorul, în amonte;

— Inversarea sensului rotației, pentru ca la partea de jos, viteza periferică u a rotorului să fie de același sens cu viteza apei v_2 în canalul de fugă, cum reiese din fig. 150 (la roata rustică din fig. 149, u are sens invers față de v_2);

— Pentru a facilita evacuarea apei în poziția cea mai joasă a celulelor și la urcarea lor, spre a nu se crea viduri, se prevăd orificii de aerisire sub formă de fante (f);

— Reglajul admisiei să fie făcut printr-o mică limbă reglabilă manual sau de la un regulator.

$u = 0,47 c_0 = 4,18 \text{ m/s}$, turația $n = \frac{60 u}{\pi D} = 16 \text{ rot/min}$ este de 3,6 ori mai mare decât la roata rustică din aplicația 1.

Rapiditatea $n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{P}{VH}} = 9,44$ (la puterea $P = 13,33 \cdot 10 \cdot 1 \cdot 0,82 = 110 \text{ CP}$ cu randamentul 0,82 mai mare decât la roata rustică) este de 3,77 ori mai mare decât în aplicația 1.

La stator, admitînd lărgimea $b = 1,4 \text{ m}$, rezultă grosimea ortogonală a vîrfei de apă $s_0 = \frac{Q}{b \cdot c_0} = \frac{1}{1,4 \cdot 8,9} = 0,08$, iar la intrare în dreptul șubărului

$s' = \frac{1}{1,4 \cdot 1} = 0,70 \text{ m}$, viteza fiind acolo însă foarte mică $c' = 1 \text{ m/s}$.

Rotorul are lărgimea $B = b + 0,4 = 1,8 \text{ m}$, pentru a se obține o aerisire bună.

Din diagrama vitezelor la intrarea în rotor: absolută $c_1 \sim c_0 = 8,9 \text{ m/s}$ periferică $u_1 = 4,18 \text{ m/s}$ și relativă $w_1 = 6,2 \text{ m/s}$ rezultată grafic, avem unghiul absolut $\alpha_1 = 32^\circ 40'$, cel relativ de intrare $\beta_1 = 47^\circ 10'$. Celula se proiectează astfel încît spre cilindrul interior să avem 90° , iar adîncimea radială a celulei se face, la această roată, mai rapidă cu $k' = 0,4$, de $a = k' \sqrt[3]{H} = 0,86 \text{ m}$.

Împărțirea periferică a celulelor fiind $t = (0,8 - 1,0)$ a s-a ales $t = 0,785$ la $z = \frac{\pi D}{t} = 20$ celule.

Diametrul fusului arborelui din oțel 37 va fi, spre partea de antrenare $d_1 = 0,14 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 0,27 \text{ m}$, celălalt fus, care este solicitat numai la încovoiere nu și

la torsiune, are $d_2 = 0,15 \text{ m}$. Rotorul se compune din două discuri metalice, ranforsate cu corniere radiale spre locul de fixare a fuselor, apoi din cilindrul orizontal din tolă cu raza $R_1 = 0,5 D - a = 1,64 \text{ m}$, sudat între discuri. Palele, din tolă îndoită după profilul reprezentat în fig. 150, se sudează la capete la cilindrii marginali și în interior de cilindrul interior, pe toată lungimea $B = 1,8 \text{ m}$. Spre interior sînt prevăzute fante de aerisire pentru o evacuare ușoară a apei. Cu o demultiplificare prin curea de 1 : 9,4 se obțin la generatorul electric

$$n = 16 \cdot 9,4 = 150 \text{ rot/min } (p = 20 \text{ perechi poli}).$$

Deși din punct de vedere constructiv este mult mai simplă decât o turbină, roata cu admisie superioară perfecționată nu poate fi mai economică decât turbinele, deci rămîne rezervată scopurilor hidromecanice, la mori, ferăstraie, ștampuri, darace, și numai excepțional la microcentrale hidroelectrice. În ultimele cazuri roata din aplicația 2 este mult mai economică decât cea din aplicația 1, pe care o mai întîlnim încă în mii de exemplare răspîndită în toată țara.

O altă variantă, principial asemănătoare din punct de vedere hidraulic, dar constructiv diferită, a fost reprezentată în fig. 92.

2. ROATA HIDRAULICĂ CU ADMISIE LATERALĂ

Roțile cu apă care utilizează căderi între 2 și 5 m și cu debite mai mari se execută cu admisie laterală conform fig. 151. Statorul, datorită căruia apa intră în rotor fără ciocnire, trebuie să corespundă diagramei vitezelor.

Lărgimea statorului b este egală cu aceea a ultimei porțiuni a canalului de aducțiune, pentru a evita fenomenele de contracție laterală. Grosimea orificiului s_1 nu trebuie să fie mai mică decât 60 mm, pentru a nu se astupa cu corpuri plutitoare. Unghiul de intrare absolut depinde de rapiditatea roții

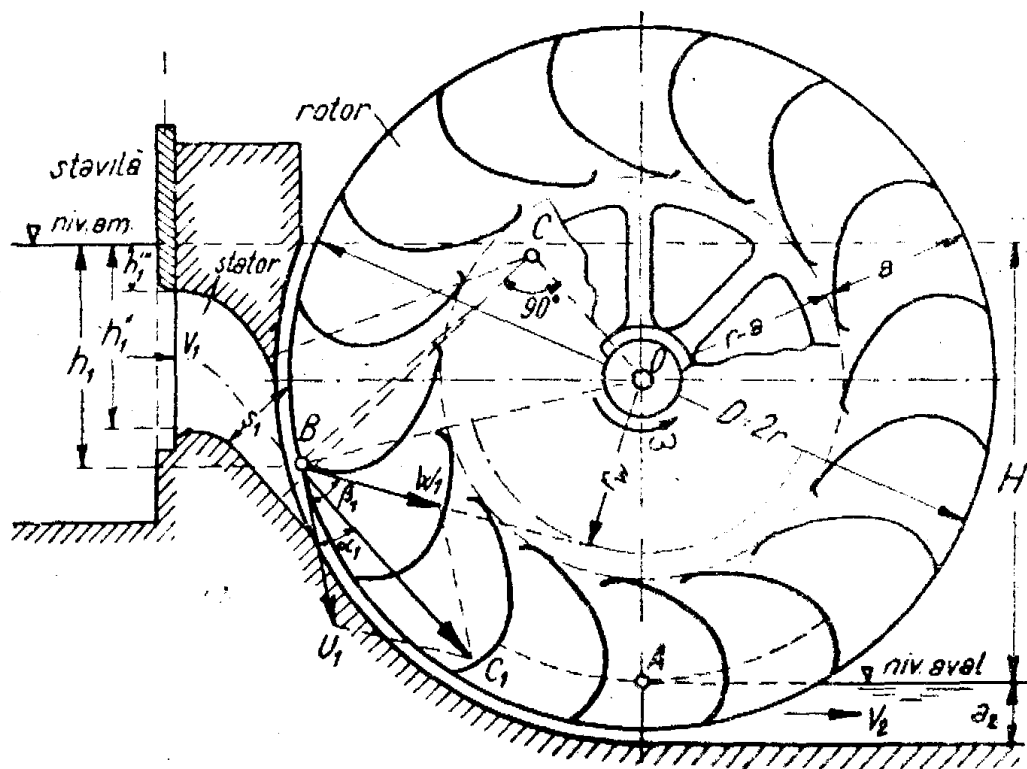


Fig. 151. Roată hidraulică cu admisie laterală

și este în mijlociu de 27° (20° la căderi mai mari și 30° la căderi mici).

Viteza absolută la intrarea în rotor se calculează din $c_1 = \sqrt{2gh_1(1 + \zeta)}$, în care $\zeta = 0,10$ și legătura cu viteza periferică optimă $u_1 = 0,5 c_1 \cos \alpha_1$ este $c_1 = u_1 \frac{\sin \beta_1}{\sin(\beta_1 - \alpha_1)}$.

Debitul prin stator (fig. 151) de $Q = \mu b s_1 \sqrt{2gh_1}$, calculat ca orificiu, trebuie să satisfacă și relația

$$Q = \frac{2}{3} \mu_0 b \sqrt{2g} (h_1''^{3/2} - h_1'^{3/2}),$$

cînd lucrează ca deversor.

Relația dintre adîncimile la intrare a muchiiilor statorului rezultă din formulele de mai sus de $h_1'' \geq [h_1'^{3/2} + 3Q/(2\mu_0 b \sqrt{2g})]^{2/3}$, în care la construcțiile metalice cu forme foarte bine rotunjite $\mu \leq 0,90$; $\mu_0 \leq 0,80$, iar la lemn cu 5 la 10% mai mici, sînt coeficienții de scurgere.

La debite mai mari se pot prevedea două sau mai multe culise în stator, în care caz $Q = q_1 + q_2 + q_3 + \dots$ și $q_1 = q_2 = q_3$. Fiindcă înălțimile de apă h_1, h_2 și h_3 cresc înspre culisele de jos, secțiunile lor s_1, s_2 și s_3 vor scădea corespunzător.

Diametrul roții este $D = H + k$, în care $k = 1 - 3$ se admite cu valoarea mică la rotații mai mari și viceversa. Viteza periferică trebuie să fie de $u = \pi \cdot D \cdot n / 60 = 2 - 3$ m/s. adâncimea $a = (0,4 \text{ la } 0,5) (D/H)^{1/3}$, lățimea roții $B = Q / (a \cdot u_1 \cdot \varepsilon)$ cu $\varepsilon = 0,6 - 0,9$ și împărțirea periferică $t = (0,6 - 0,9) a$. Pentru o bună aerisire, lățimea vinei de apă la stator trebuie să fie $b = B - (0,2 \dots 0,4)$.

Scufundarea în apa din aval este, la viteza apei v_2 în canalul de fugă, de $a_2 = Q / (b \cdot v_2)$. Golul dintre roată și înveliș (capota amonte) trebuie să fie cât mai mic posibil, nu însă mai mic decât grătarul des de la intrarea în canalul de aducțiune (nu sub 20 mm). Modul de construire a palelor celulei se poate urmări în fig. 151. Tangenta la intrare este viteza relativă, a cărei direcție se găsește la roțile normale trasind din B o tangentă la cercul cu raza :

$r_w = \sqrt{r^2 - (r - a_2)^2}$, fiind $\sin \beta_1 = (r - a_2) / r$, dacă cu $r = D/2$ se notează raza exterioară a rotorului.

Pînă în dreptul cercului prin A , dat de nivelul din aval, peretele celulei (pala) are curbura normală și se construiește ca evolventă a cercului de bază cu raza OA , sau ca cerc apropiat acestei evolvente. De la acest cerc cu raza OA înspre interior, pala are o schimbare de direcție mai pronunțată spre tangentă, pentru a atinge tangențial cercul interior al roții $(r - a)$ în scopul de a evita intrarea apei peste pale, înspre interiorul roții.

Statorul se construiește din cele două arcuri de cerc cu raza în punctul C , care se găsește ca intersecție a normalei la viteza c_1 și a normalei din O spre BC . Aceste două arcuri sînt scurte și se racordează potrivit la intrarea orizontală în culisă cu h'_1 și h''_1 calculate mai înainte. Randamentul maxim al acestor roți variază între 50 și 70%, în funcție mai ales de mărimea lui h_1 în raport cu H . Cu cît crește $\frac{h_1}{H}$ cu atît scade randamentul.

Arborele roții se calculează la momente combinate : încovoiere plus torsiune, după $d \geq 14 (P/n)^{1/3}$, cu d în cm, P în CP și n rot/min. Arborele trebuie însă controlat mai îndeaproape la încovoierea dată de greutatea roții, a arborelui și a împingerii verticale a apei pe deschiderea dintre cele două lagăre orizontale.

Forța de impuls ce se exercită pe intrarea palei rotorice va fi $F = \frac{\gamma Q}{g} (c_1 \cos \alpha_1 - u_1)$, cu $c_1 = \psi \sqrt{2gh_1}$.

Puterea produsă teoretic prin impuls

$$P_t = \frac{Fu_1}{75} = \frac{\gamma Q}{75g} (c_1 \cos \alpha_1 - u_1) u_1$$

trece printr-un maxim cînd se anulează derivata parțială față de viteza periferică u_1 și anume: $\frac{\partial P_t}{\partial u_1} = 0$, sau $\frac{\partial}{\partial u_1} (c_1 \cos \alpha_1 \cdot u_1 - u_1^2) = c_1 \cos \alpha_1 - 2u_1 = 0$, deci la viteza periferică optimă $u_1 = \frac{c_1}{2} \cos \alpha_1 = 0,45 c_1$, fiind $\cos \alpha_1 = \cos 27^\circ = 0,891$.

Puterea de impuls optimă rezultă :

$$P_t = \frac{\gamma Q}{75g} \left(c_1 \cos \alpha_1 - \frac{c_1}{2} \cos \alpha_1 \right) \frac{c_1}{2} \cos \alpha_1 = 0,34 Q c_1^2 \cos^2 \alpha_1 = \\ = 6,67 Q \psi^2 h_1,$$

$$\text{fiind } u_1 = \frac{c_1}{2} \cos \alpha_1 \text{ și } c_1 = \psi \sqrt{2gh_1}, \text{ cu } \psi = \frac{1}{\sqrt{1+\epsilon}}.$$

Puterea potențială produsă gravitațional prin folosirea restului de cădere brută $H - h_1$, care din cauza pierderilor de sarcină scade la căderea netă $(1 - \zeta)(H - h_1)$, va fi :

$$P_p = 13,33 Q (H - h_1) (1 - \zeta).$$

Puterea efectivă la arborele roții va fi $P_e = (P_t + P_p) \eta_m$ cu randamentul mecanic η_m ceva mai mare decît la roțile cu admisie superioară.

Cum puterea disponibilă hidraulic este cea teoretică $P_t = 13,33 QH$, avem randamentul total al roții :

$$\eta = \frac{P_e}{P_t} = [6,67 Q \psi^2 h_1 + 13,33 Q (H - h_1) (1 - \zeta)] \frac{\eta_m}{13,33 QH} = \\ = \left[0,5 \psi^2 \frac{h_1}{H} + \left(1 - \frac{h_1}{H} \right) (1 - \zeta) \right] \eta_m \\ \eta = \left[1 - \zeta - \left(1 - 0,5 \psi^2 - \zeta \right) \frac{h_1}{H} \right] \eta_m. \quad (92)$$

Aplicatia 3. Ce dimensiuni principale trebuie să aibă o roată cu admisie laterală la căderea $H = 5 \text{ m}$ și debitul $Q = 2 \text{ m}^3/\text{s}$?

Soluția : La aceste date este indicată roata cu admisie laterală, care dezvoltă puterea $P = 13,33 \cdot 5 \cdot 2 \cdot 0,53 = 70 \text{ CP}$, cu randamentul estimat pentru moment la 0,53.

Deoarece însă dorim să realizăm o turație mai mare, alegem $k = 1$ în formula diametrului: $D = H + k = 6$ m, adâncimea celulei fiind

$$a = 0,45 \left(\frac{D}{H} \right)^{1/3} = 0,45 \left(\frac{6}{5} \right)^{1/3} = 0,48,$$

(aleasă $a = 0,5$ m), deci diametrul cilindrului interior este $D - 2a = 5$ m.

Ținând seamă că la forma capotei amonte reprezentată în fig. 151 gradul de umplere este foarte mare $\varepsilon = 0,9$, se obține lățimea roții

$$B = \frac{Q}{a u \varepsilon} = \frac{2}{0,5 \cdot 3,4 \cdot 0,9} = 1,30 \text{ m.}$$

Viteza absolută la intrarea în rotor se calculează din

$$c_1 = \sqrt{\frac{2 g h_1}{1 + \zeta}} = 7,66 \text{ m/s, în acest exemplu fiind ales } h_1 = \frac{2}{3} H \approx 3,3 \text{ m și } \zeta = 0,1.$$

Cum unghiul de intrare absolut se recomandă în teorie în jurul lui $\alpha_1 = 27^\circ$, viteza periferică optimă, va trebui să fie:

$$u_1 = 0,5 c_1 \cos \alpha_1 = 0,5 \cdot 7,66 \cdot 0,891 = 3,41 \text{ m/s și turația } n = \frac{60 u_1}{\pi D} =$$

$= 10,9$ rot/min. Vîna de apă, deci și lățimea netă a statorului este dată de $b = B - 0,3 = 1,0$ m, iar grosimea, în dreptul punctului B din fig. 151, rezultă de

$$s_0 = \frac{Q}{b c_1} = \frac{2}{1 \cdot 7,66} = 0,26 \text{ m. Împărțirea periferică } t = 0,9 a = 0,45 \text{ dă nu-}$$

$$\text{mărul de celule } z = \frac{\pi D}{t} = \frac{\pi \cdot 6}{0,45} = 42.$$

$$\text{Din relația } c_1 = u_1 \frac{\sin \beta_1}{\sin (\beta_1 - \alpha_1)}, \text{ cu } \alpha_1 = 27^\circ \text{ și cu raportul } \frac{c_1}{u_1} = \frac{7,66}{3,41} = 2,25, \frac{\sin \beta_1}{\sin (\beta_1 - 27^\circ)} = 2,25, \text{ rezultă unghiul relativ } \beta_1 = 45^\circ 30'.$$

$$\text{Adâncimea de scufundare în aval } a_2 = \frac{Q}{B v_2} = \frac{2}{1,3 \cdot 1} = 1,54 \text{ m, corespunde}$$

vitezei în canalul de fugă $v_2 = 1$ m/s.

Ținând seamă și de celelalte recomandări în legătură cu fig. 151 se poate proiecta în detaliu roata cu admisie laterală.

$$\text{Randamentul se estimează, cu } \eta_m = 0,88 \text{ mecanic, cu } \psi = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}} = \frac{1}{\sqrt{1 + 0,12}} = 0,946, \text{ cu } \zeta = 0,12 \text{ și } h_1 = 3,3 \text{ după formula indicativă (92)}$$

$$\eta = \left[1 - 0,10 - (1 - 0,5 \cdot 0,946^2 - 0,10) \frac{3,3}{5} \right] 0,88 = 0,53$$

corespunde cu acela admis inițial.

3. ROATĂ HIDRAULICĂ CU ADMISIE INFERIOARĂ

Acest tip de roți cu apă, reprezentat schematic în fig. 152 se utilizează pentru căderi mici între 0,4 și 3,5 m, dar la debite mari și mai ales atunci cînd nivelul apei în aval suferă fluctuații

relativ mari, cu diametrul roții $D = (2,5 - 3,5) H$ și viteza periferică $u_1 = 0,45 c_1$ m/s.

Poziția statorului deversor în punctul variabil A este determinată de debitul roții $Q = \frac{2}{3} \mu b h \sqrt{2gh} = 2,95 \mu b h^{3/2}$, în care $\mu = 0,7$ pentru distribuitor metalic și $0,65$ de lemn bine rotunjite. Punctul A urcă o dată cu ridicarea prin cremalieră

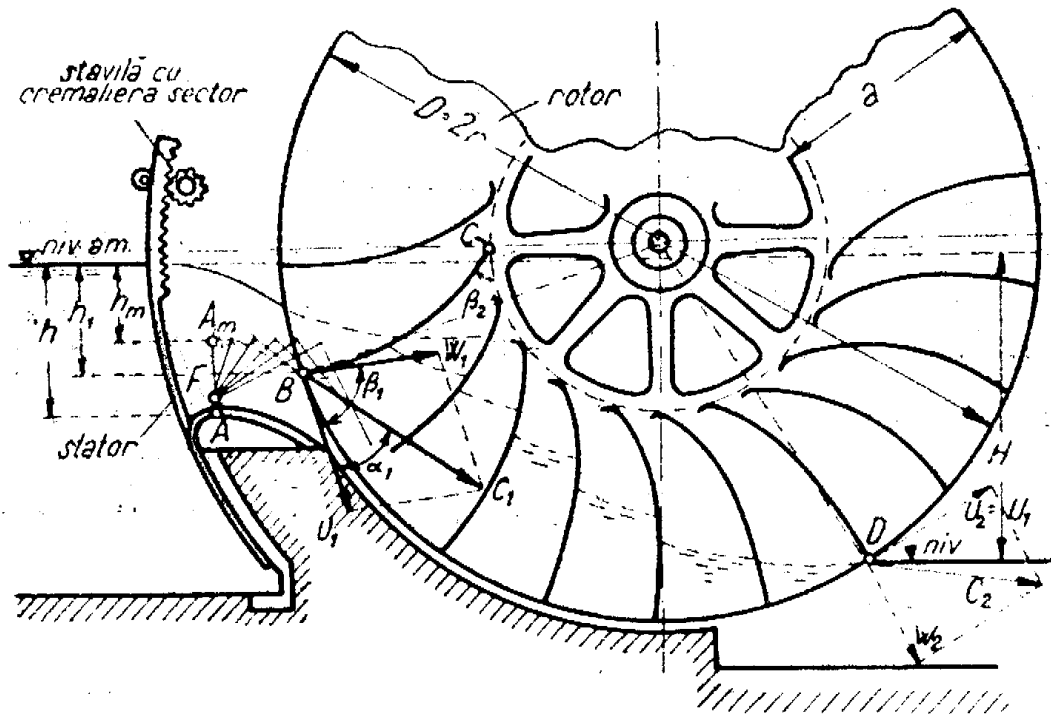


Fig. 152. Roată hidraulică cu admisie inferioară

a statorului, care se face pentru a varia admisia și puterea roții.

Axa vînei de apă $A_m - B - C_1$ este o parabolă cu maximumul în A_m unde tangenta este orizontală, iar focarul F se găsește sub A_m la distanța $\overline{AF} = 0,9 h_m$. Parabola se poate determina prin tangente, analog ca la roata cu admisie superioară (fig. 149).

Viteza absolută $c_1 = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h_1}$ are direcția tangentei parabolei $A_m B$ în punctul B , de unde rezultă unghiul absolut α_1 din construcția grafică. Cum u_1 este cunoscut mai sus, rezultă și viteza relativă w_1 din triunghiul de viteze $\overline{c_1} = \overline{u_1} + \overline{w_1}$. Pala are la intrare direcția după unghiul β_1 obținut grafic, față de u_1 . Unghiul β_2 trebuie să formeze la ieșirea paletelor în C un unghi de 20° la 30° cu u_2 tangent la cilindrul interior. Pala poate fi trasată ca arc de cerc sau, mai exact, ca evolventă, astfel încît la periferia interioară cu raza $r - a$ pala să se apropie de tangentă la unghiul de circa $20^\circ - 30^\circ$. Adîncimea paletelor

$a = (0,2-0,3) D$ trebuie să fie astfel dimensionată, încât apa să nu intre în interiorul roții.

Satorul poate fi reglat fie cum se vede în fig. 122, cu cremalieră și angrenajul circular, fie prin alte mijloace cinematice. Asupra numărului de pale sînt valabile considerațiile enunțate la roțile anterioare.

Aplicatia 4. Ce tip de roată cu apă se poate utiliza la o cădere de apă $H = 3m$ și $Q = 10 m^3/s$?

Soluția: La căderi mici și debite mari este indicată roata cu admisie inferioară, mai ales cînd ea se utilizează numai pentru scopuri hidromecanice la mori etc., unde turația mică este cerută de condițiile de măcinat a cerealelor și porumbului, sau la ferăstraie și gate.

Presupunînd randamentul indicativ $\eta = 0,6$ avem puterea la arborele roții de $P = 13,33 \cdot 3 \cdot 10 \cdot 0,6 = 240$ CP.

Admițînd adîncimea apei în fața satorului $h = 0,5 H = 1,5$ m avem din formula deversorului $Q = \frac{2}{3} \mu b h \sqrt{2gh} = 2,95 \mu b h^{3/2} = 10$, cu $\mu = 0,7$ și lățimea netă a satorului, adică a vînei de apă deversate

$$b = \frac{10}{2,95 \cdot 0,7 \cdot 1,5^{3/2}} = 2,64 \text{ m.}$$

Lățimea constructivă a rotorului va fi mai mare, pentru a realiza o aerisire bună $B = b + 0,2 \sim 2,8$ m. La această deschidere, pe lîngă cilindrul interior cu spițe și discuri exterioare, în planul din mijloc trebuie prevăzute încă un rînd de spițe, sau disc, din motive de rezistență și de rigiditate a construcției, care are deschiderea de 2,8 m prea mare fără reazemul intermediar.

În acest caz, fiind $h_m = 0,5 h$, va fi $\overline{AF} = 0,9 h_m = 0,675$ m; astfel din focarul F se construiește parabola absolută $A_m B$ mișcînd un echer dreptunghiular cu o catetă pe focar, cu muchia echerului pe orizontală prin A_m și se obțin cu cealaltă catetă, tangentele care înfășoară parabola căutată.

Ultima tangentă, care trece prin punctul B (fig. 152) va da totodată și unghiul absolut α_1 față de viteza periferică u_1 , unghi obținut prin construcția grafică arătată (cu echerul).

Viteza absolută $c_1 = 0,95 \sqrt{2gh_1} = 4,48$ m/s, obținută cu $h_1 = 0,75 h = 1,13$ m, citit grafic de la nivelul apei amonte pînă în punctul B , va da și mărimea vitezei periferice hidraulic optime $u_1 = 0,45 c_1 = 2,02$ m/s.

Calculăm diametrul rotorului din formula anterioară, cu coeficientul mic, $D = 2,5 H = 7,5$ m pentru a nu obține turații prea mici; astfel rezultă

$$n = \frac{60 u_1}{\pi D} = 5,15 \text{ rot/min,}$$

încă foarte redusă. De altfel, rapiditatea

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{P}{VH}} = \frac{5,15}{3} \sqrt{\frac{240}{V \cdot 3}} = 20,2$$



este mult mai mare decât aceea a roților cu admisie superioară, deși turația propriu-zisă este mică. La asemenea căderi mici, chiar turbinele de exemplu, cele F rapide cu $n_s = 300$, nu pot realiza turații mai mari decât

$$n = n_s \frac{H^{5/4}}{P^{1/3}} = 300 \cdot \frac{5^{5/4}}{240^{1/3}} = 76 \text{ rot/min.}$$

Adâncimea celulelor rezultă de

$$a = 0,25 D = 1,88 \text{ m ;}$$

deci cilindrul interior are diametrul $D - 2a = 3,74 \text{ m}$ și grosimea arborelui

$$d = 0,14 \sqrt[3]{\frac{240}{5,15}} = 0,5 \text{ m}$$

este remarcabilă din cauza turației prea mici 5,15 rot/min față de puterea de 240 CP.

În fig. 94 sînt reprezentate trei variante de roți cu apă cu admisie inferioară ; trebuie remarcat faptul că există multe alte construcții, unele mai perfecționate decât tipul reprezentat în fig. 152.

4. ROATA DE CURENT RUDIMENTARĂ

Fig. 6 reprezintă o roată de curent folosită încă din timpuri străvechi. Aceasta era, fie cu suprastructura fixă, fie plutitoare și ancorată. Mai întîlnim și astăzi roți hidraulice instalate între două șlepuri ancorate, mai ales pe Dunăre, cu roți avînd uneori diametrele mai mari decât 10 m.

Palele acestei roți sînt pur radiale, simple scînduri, fixate între două discuri marginale, care poartă fusele pe două lagăre. Aceste roți lucrează numai prin șoc hidraulic, deoarece nu există nici o corespondență între vitezele absolute c , cele relative w și cele periferice u .

În aceste condiții, nu trebuie să ne mire faptul că randamentul roții era foarte scăzut, de ordinul 0,3—0,4.

Forța de impuls este

$$F = \frac{\gamma Q}{g} (c - u),$$

puterea

$$P = \frac{Fu}{75} = \frac{\gamma Q}{75 g} (cu - u^2),$$

deci

$$\frac{\partial P}{\partial u} = 0$$

conduce la viteza periferică teoretic optimă $u = 0,5 c$, sau practic $u = 0,45 c$. Astfel, puterea hidraulic maximă va fi :

$$P_h = \frac{\gamma Q}{75 g} (0,45 c^2 - 0,45^2 c^2) = 0,336 Q c^2 \text{ (CP)}.$$

Cum puterea teoretică a râului este

$$P_t = \frac{\gamma Q c^2}{75 \cdot 2g} = 0,68 Q c^2,$$

vedem că randamentul hidraulic al acestei roți rezultă

$$\eta_h = \frac{P_h}{P_t} = 0,495.$$

Ținând seamă și de randamentul mecanic η_m , puterea efectivă la arborele turbinei va fi

$$P = 0,336 Q \cdot c^2 \cdot \eta_m$$

deci

$$\eta = \eta_h \eta_m \sim 0,4.$$

Dacă diametrul exterior al rotorului este D_e și cel interior $D_i = D_e - 2a$, rezultă adîncimea paletelor (a), lățimea (B) și debitul $Q = B \cdot a \cdot c$, viteza absolută c fiind egală cu viteza râului (1–2 m/s în locurile potrivite instalării unor asemenea roți, știind că sectoarele de rîu cu viteze mai mici nu prezintă interes).

Ținînd seamă de faptul că randamentul mecanic este $\eta_m = 0,8$, obține puterea

$$P = 0,27 B a c^3 \text{ (CP)}. \quad (93)$$

Aplicația 5. Pe un rîu cu viteza $c = 2$ m/s, și adîncimea apei 0,5 m să se instaleze o roată de curent primitivă (fig. 6).

Soluția : Din motive de ordin constructiv limităm lățimea roții la $B = 4$ m iar adîncimea paletelor o alegem $a = 0,4$, pentru a avea o margine de 0,1 m împotriva atingerii paletelor cu albia râului.

Puterea efectivă optimă care poate fi obținută de roată este $P = 0,27 \cdot 4 \cdot 0,4 \cdot 2^3 \sim 3,5$ CP. Deoarece viteza periferică este $u = 0,45 c = 0,9$ m/s, iar diametrul rotorului $D = D_i + 2a = 1,8$ m cu diametrul interior $D_i = 1$ m diametrul minim necesar din punct de vedere constructiv, putem realiza o turație foarte redusă de $n = \frac{60 u}{\pi D} = 9,55$ rot/min. Față de puterea teoretică disponibilă pe rîu

$P_t = 0,68 B a c^3 = 8,7$ CP, cea reală arată că randamentul global al roții este $\eta = \frac{3,5}{8,7} = 0,4$, deci mult mai mic decît la celelalte tipuri de roți.

5. ROATA DE CURENT PERFECȚIONATĂ

Roata de curent primitivă, așa cum se mai folosește și în prezent, dă randamente în jurul lui 40%, ceea ce reprezintă o risipă de energie. Pe de altă parte, dimensiunile mari și turațiile mici scumpesc roata; de aceea se recomandă ca, pe lângă turbinele de curent (mașini pretențioase și costisitoare) să se adopte și tipuri de roți perfecționate.

Tipul de roată schițat în partea de sus a fig. 95 a fost realizat de autor, avînd ca machetă diametrul rotorului $D = 0,5$ m, și a fost încercat în 1927 pe Dîmbovița. Randamentul obținut la un regim de admisie plină $\eta = 0,55$, datorită faptului că macheta era mică cum și din cauza frecărilor mecanice în lagărele primitive, ni s-a părut prea mic pentru a continua perfecționarea.

Ideea merită însă să fie reluată și dezvoltată constructiv pentru roți mari pe râuri și fluvii cu debite mari.

Roata poate fi instalată plutitoare între pontoane sau pe un eșafodaj fix, pilotat în albia râului. Perfecționarea se îndreaptă în trei direcții:

— Palele rotorice să fie încovoiate după diagrama vitezelor, eliminînd aproape integral șocul hidraulic, deci realizînd randamente hidraulice bune;

— Capota spre amonte $A - B - C - D$ (fig. 95 sus), să fie prevăzută cu stavile cilindrice AP , care, prin dispozitiv cu cremalieră cilindrică, permit să se varieze admisia în roată, măriind sau micșorînd intrarea BC ;

— Pentru captarea integrală a apei în secțiunea verticală sîrvesc clapete FC cu balamale (șarniere) în C . Clapetele pot fi basculate din cînd în cînd prin cabluri și trolii de pe pontoane, în scopul spălării depozitelor solide.

Aceste roți pot servi la antrenarea pompelor de irigație, sau pentru microcentralele hidroelectrice plutitoare.

Dezavantajul instalațiilor plutitoare constă în faptul că în epoca mișcării ghețurilor, circa 20—50 zile pe an, instalația trebuie trasă la mal.

Pe metrul liniar de roată, debitul va fi egal cu acela al râului pe metrul liniar la clapeta lăsată jos $q = hv_m$ (m^3/s ml), v_m fiind viteza medie a râului pe acea verticală. Acest debit, trecînd prin sectorul deschis $s = \widehat{BC}$ al roții, va produce viteza absolută medie $c = q/s$ (la roata de lungime B avem $c = \frac{Q}{Bs}$).

În fiecare punct de la B la C avem, datorită spectrului liniilor

ψ și φ , de fapt un vector e diferit; aici, pentru simplificarea calculelor, considerăm viteza numai în punctul mijlociu B' .

După mărimea unghiului relativ β , între viteza relativă w și cea periferică u se obțin viteze periferice u mai mari sau mai mici, în raport cu e , după cum dorim să realizăm turații diferite.

Puterea disponibilă pe sectorul aferent unei roți va fi

$$P_t = \frac{\gamma Q}{75} \frac{v_m^2}{2g} = 0,68 Q v_m^2$$

puterea efectivă la arborele roții rezultă $P = 0,68 Q v_m^2 \eta$. Randamentul global al roții este $\eta = \eta_h \eta_m = 0,6$, ținând seamă de randamentul mecanic de aproximativ 0,85.

În fig. 96 se propune o variantă a instalației de plutire cu câte două rotoare cu ax vertical, sub pontoane, cu angrenaje la un singur generator, care poate servi drept microcentrală hidroelectrică plutitoare.

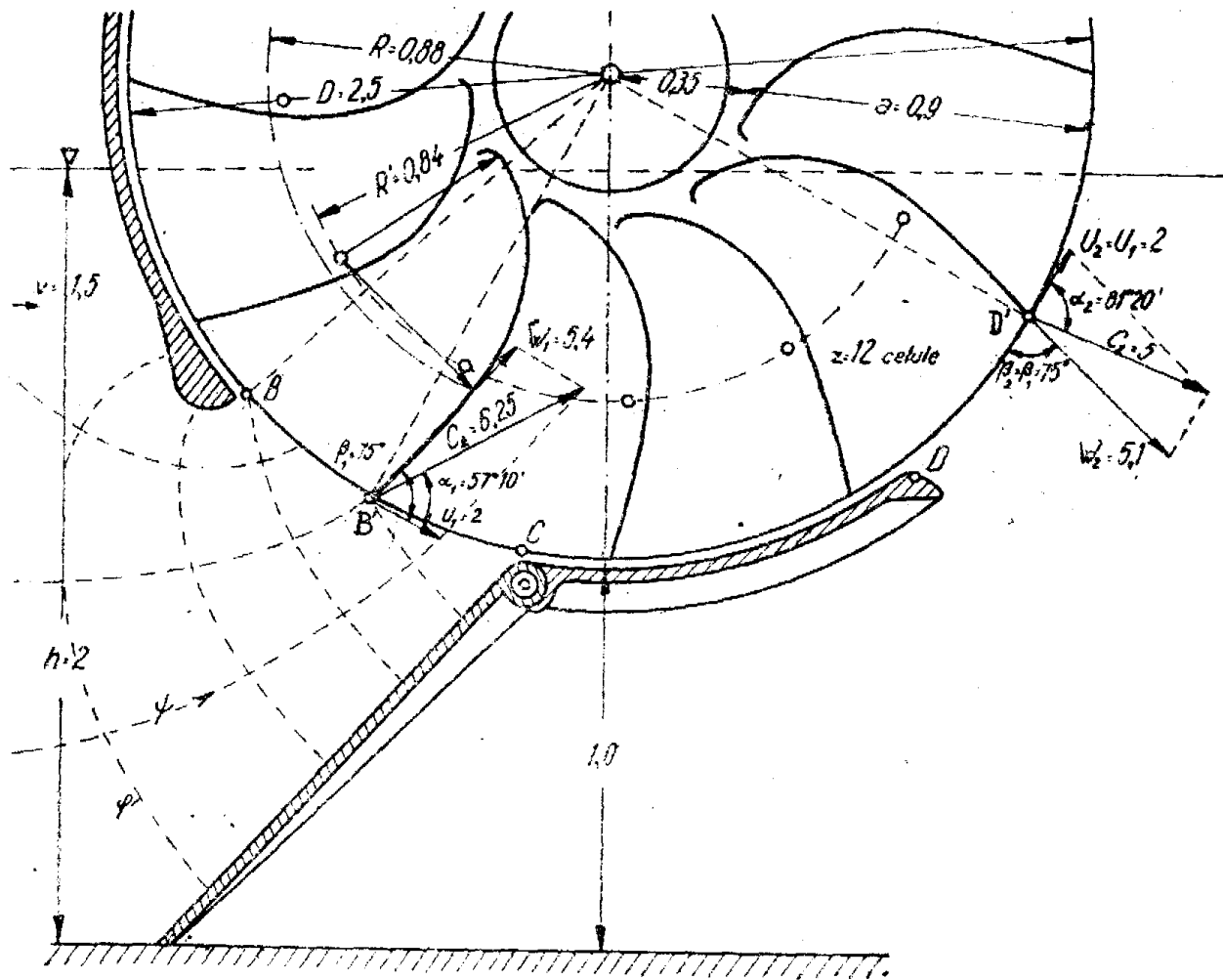


Fig. 153. Roată de curent perfecționată (aplic. 5)

Aplicația 6. Să se calculeze sumar una dintre roțile de curent pentru un rlu cu adâncimea medie $h = 2$ m și viteza $v_m = 1,5$ m/s.

Soluția : Pentru aceasta este necesar un rotor care să aibă lățimea $B = 3$ m și intervalele $L = 2$ m dintre două roți să fie ocupate de pontoane care au clapete de fund, la fel ca roțile.

În acest fel, la o roată se strânge apa de pe adâncimea $h = 2$ m și de pe lățimea $B + L = 5$. Astfel, debitul unei roți va fi $Q = (B + L) h v_m = 15$ m³/s. Rotorul fiind scufundat la $h/2 = 1$ m sub nivel, diametrul va trebui să fie

$$D = 2 \left(\frac{h}{2} + 0,25 \right) = 2,5 \text{ m,}$$

pentru a avea sub axul arborelui o gardă de 0,25 m pînă la nivelul apei. Deschiderea admisiei s , considerată ortogonal la liniile de flux (fig. 153), nu poate depăși circa 1/10 din perimetrul rotorului, deci fiind $s = \pi D/10 = 0,785$, se alege rotunjit $s = 0,8$.

Deoarece randamentul hidraulic scade la viteze periferice prea mari, este util să se limiteze $u \leq \frac{c}{3} \leq 2,08$, în exemplu fiind admis $u = 2$ m/s. Turația rezultă

$$\text{astfel } n = \frac{60 u}{\pi D} = 15,3 \text{ rot/min.}$$

Din construcțiile triunghiurilor de viteze rezultă valorile: $c_1 = 6,25$ m/s; $w_1 = 5,4$ m/s; $u_1 = 2,0$ m/s; $c_2 = 5,0$ m/s; $w_2 = 0,95$ m/s; $w_1 = 5,1$ m/s; $u_2 = u_1 = 2$ m/s; $\beta_1 = 75^\circ$; $\alpha_1 = 57^\circ 10'$; $\beta_2 = \beta_1 = 75^\circ$; $\alpha_2 = 81^\circ 20'$.

Din împărțirea periferică $t = \frac{D}{4} = 0,625$, rezultă numărul de celule $z = \frac{\pi D}{t}$, rotunjit la 12.

Puterea totală disponibilă în fața unei roți este :

$$P_t = \frac{\gamma Q}{75} \frac{v_m^2}{2g} = 0,68 Q v_m^2 = 23 \text{ CP,}$$

iar puterea efectivă la arborele roții se reduce la $P = 68 Q v_m^2 \eta = 14$ CP, fiind randamentul global $\eta = \eta_h \eta_m = 0,71 \cdot 0,85 = 0,6$. Întrucît determinarea exactă a randamentului hidraulic este dificilă la acest tip de roată, se înlocuiește cu rezultatul experimental.

CAPITOLUL VII

BAZA TEORETICĂ A TURBINELOR CU SUPRAPRESIUNE

În capitolele precedente s-au studiat : clasificarea, dezvoltarea și descrierea turbinelor hidraulice, reprezentînd una din marile grupe ale mașinilor hidraulice.

Bazele teoretice sînt principial comune pentru toate mașinile hidraulice, dar aplicarea lor diferă nu numai de la turbine la pompe sau la transformatoare hidraulice, dar diferă și înăuntrul aceleiași grupe, de exemplu la turbine, după cum ele sînt cu suprapresiune (F, E, K, SK, AC) sau cu egală presiune, de exemplu turbina P .

În acest capitol se arată ecuațiile fundamentale necesare calculelor în legătură cu turbinele hidraulice în general și în special ale turbinelor cu suprapresiune și diferitele aplicații care rezultă.

1. ECUAȚII DE BAZĂ PROVENITE DIN HIDRAULICĂ

În Cap. III s-au selecționat din hidraulică ecuațiile care se folosesc frecvent în teoria și calculul turbinelor hidraulice.

Deoarece turbinele se compun din diferite organe care reprezintă obiecte hidraulice, așa cum s-au enumerat în capitolele precedente, trebuie sistematizat de la început nomenclatorul.

a) *Notatii.* Diferitele mărimi : secțiuni, viteze, presiuni, forțe, cupluri și puteri etc. se referă la diferite puncte caracteristice dintr-o turbină ; deci, ele trebuie notate cu indici deosebiți. Așa avem, în concordanță și cu notațiile din literatura sovietică pentru viteze :

— în obiecte fixe (distribuitor, vană, camere de admisie, melc, stator, aspirator) notăm vitezele absolute c , cu diferiți indici după punctul de referință și în cazuri speciale cu v , la canale, tuburi etc. fixe ;

— în rotoare avem vitezele absolute c , vitezele relative w și vitezele periferice $u = r\omega = \pi D \frac{n}{60}$, toate în m/s. Compo-

nentele caracteristice ale vitezelor se referă la proiecțiile în planul meridian, care trece prin arborele turbinei anume: c_m pentru componenta meridiană a vitezei absolute, ortogonală la u și c_u pentru componenta în sensul rotației și analog w_m, w_u pentru componentele meridiene, respectiv cele pe direcția rotației, a vitezelor relative. Componentele c_u și w_u referindu-se la apă nu trebuie confundate cu viteza periferică a rotorului u .

Presiunile se notează cu p (kg/m²) cu diferiți indici, forțele cu F (kg), cuplurile sau momentele cu M (kgm), puterile cu P (CP) sau (kW) și energiile cu E (kWh), mai rar (kgm).

Cu privire la punctele importante din turbină, notate cu indici, avem :

o' — intrarea în stator, o'' — intrarea în antestator sau în camera de admisie, iar cu s — intrarea în carcasa spirală (mele); o — ieșirea din palele statorice.

1 — intrarea în rotor, referitor la muchia de intrare a palelor rotorului turbinei, 1 e — exterior, 1 i — interior, unde se încastrează pala în coroana interioară a rotorului;

2 — ieșirea din rotor, iar referitor la muchia de ieșire a palelor rotorice, avem 2, e în exterior și 2, i în interior;

3 — intrarea în aspirator, imediat în aval de rotor;

4. — ieșirea din aspirator.

b) *Ecuatia continuității aplicată la turbine.* Majoritatea calculelor la turbine se referă la un anumit regim de funcționare, care se consideră permanent cu timpul. Turbina trece prin diferite regimuri de funcționare și se calculează ca atare. Fiecare regim de funcționare în parte îl considerăm ca permanent; trecerea de la un regim la altul, fiind nepermanentă, se consideră tranzitorie, lipsită de interes la dimensionarea turbinelor.

În cap. III s-au arătat ecuațiile continuității pentru apă, considerată practic incompresibilă.

Prin obiectele fixe, avem exprimată continuitatea debitului permanent, care trece prin diferite puncte fixe ale turbinei, de la admisie pînă la ieșirea din aspirator, cu excluderea rotorului prin :

$$Q = Sv = S_o''v_o'' = S_o'v_o' = S_o v_o = S_3 v_3 = S_4 v_4 = \text{constant} \quad (22)$$

Ținînd seamă la turbinele cu suprapresiune de diferite diametre D , cu indici referitori la punctele caracteristice și de înăl-

țimile B , în cazul secțiunilor cilindrice (conform fig. 154), putem aplica ecuația continuității :

— la intrarea în carcasa spirală $Q = \frac{\pi}{4} d_s^2 \cdot c_s$ (22,a)

— la o secțiune intermediară φ , cu $m = 1 - \frac{\varphi}{2\pi}$ și $c R = c_s R_s$,

avem $Q = \frac{\pi}{4m} d^2 c$ (22,b)

— la intrarea în antestator : $Q = \pi D'_o B e''_{m0}$ (22,c)

— la intrarea în stator, cu $c'_{m0} = c'_o \sin \alpha_0$ și coeficientul contracției ε'_o datorit existenței palelor statorice, avem :

$Q = \pi D'_o B \varepsilon'_o c'_{m0}$; (22,d)

— la ieșirea din stator, va fi în mod analog :

$Q = \pi D_o B \varepsilon_o c_{m0}$; (22,e)

— la intrarea și ieșirea din aspirator

$Q = \frac{\pi}{4} D_3^2 c_3 = \frac{\pi}{4} D_4^2 c_4$. (22,f)

În rotor aplicăm ecuația continuității pentru cîmpul de scurgere absolut, așa cum s-a arătat în partea întii și în fig. 33 :

$Q = \pi \cdot D_1 \cdot B \cdot c_{m1} \cdot \varepsilon_1 = \frac{\pi}{4} D_2^2 c_{m2} \varepsilon_2$. (23)

Pentru mișcarea relativă trebuie considerată numai una dintre cele z celule ale rotorului, cu aria S_1 măsurată ortogonal la w_1 pentru intrare și S_2 ortogonal la w_2 pentru ieșire, deci

$\frac{Q}{z} = S_1 w_1 = S_2 w_2$. (23 a)

În interiorul rotorului, suprafețele de flux ψ despart rotorul într-un număr de N canale, numite și turbine parțiale. În repre-

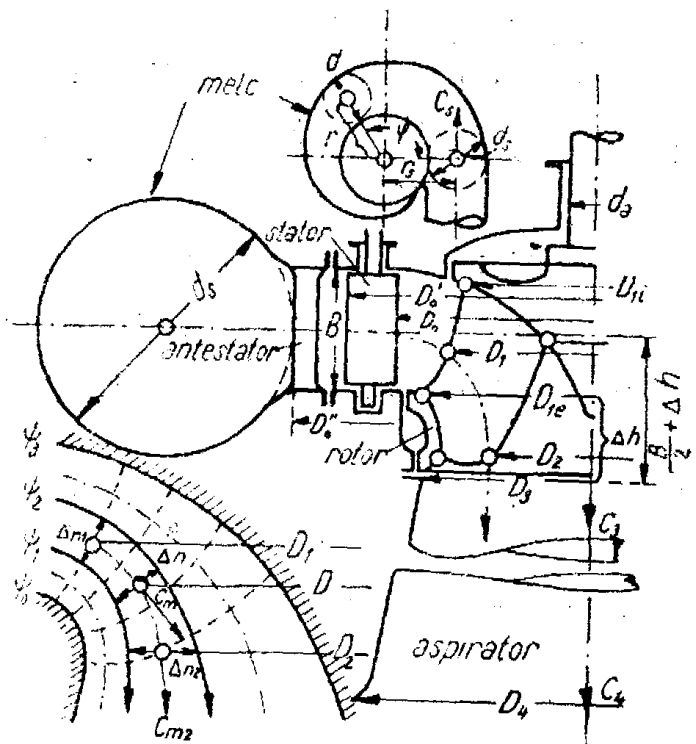


Fig. 154. Aplicații hidrodinamice la organele turbinei cu reacțiune

zentarea prin planul meridian (plan radial prin arborele turbinei) din fig. 154, avem de exemplu $N = 3$ canale parțiale despărțite prin curbele de flux $\psi_0, \psi_1, \psi_2, \psi_3$, care, împreună cu liniile echipotențiale φ ortogonale la ψ , formează spectrul hidrodinamic axial simetric. Fiecare canal are o axă, care este tot o linie de flux, și în orice punct se pot stabili grafic: lățimea canalului Δn de-a lungul unei linii φ , cum și raza r sau diametrul D al punctului. Astfel poate fi calculată viteza absolută meridiană $c_m = c \sin \alpha$ din continuitate, într-un punct oarecare (fără indici), la intrare cu indici 1 și la ieșire cu indici 2, la N canale ale rotorului

$$c_m = \frac{Q}{\pi D \Delta n N} = \frac{k}{D \Delta n}; \quad c_{m1} = \frac{k}{D_1 \Delta n_1}; \quad c_{m2} = \frac{k}{D_2 \Delta n_2} \quad (23,b)$$

în care $k = \frac{Q}{\pi N}$ este o constantă cunoscută pentru întregul rotor.

Aplicînd ecuația continuității la spectrul hidrodinamic al celor z_0 celule statorice (fig. 155), obținem:

— viteza absolută la intrare $c'_0 = \frac{Q}{z_0 B s'_0} = \frac{K}{s'_0}$, respectiv componenta

$$c'_{m0} = c'_0 \sin \alpha'_0; \quad (23,c)$$

— viteza absolută la ieșirea $c_0 = \frac{Q}{z_0 B s_0} = \frac{K}{s_0}$, respectiv componenta

$$c_{m0} = c_0 \sin \alpha_0; \quad (23,c)$$

— viteza locală într-un punct oarecare

$$c = \frac{Q}{4zB\Delta n} \quad (23,d)$$

în fig. 155 fiind alese patru canale parțiale între două pale statorice consecutive)

Pentru turbine elicoidale, sau la turbinele K, SK, AC , s-a dat în partea întâi și fig. 34 ecuația continuității:

$$Q = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_b^2) c_{m1} \varepsilon_1 = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_b^2) c_{m2} \varepsilon_2, \quad (23,e)$$

în care D_b și D_b' sînt diametrele butucului rotorului la intrare și ieșire,

ε_1 și ε_2 — coeficienții de contracție subunitari, datorți existenței palelor rotorice.

Pentru celelalte organe ale turbinelor elicoidale (melc, stator, aspirator) sînt valabile ecuațiile 22, a, . . . f, scrise anterior pentru turbina F .

O aplicație a ecuațiilor continuității, de utilitate deosebită, este determinarea diametrelor caracteristice ale turbinelor cu suprapresiune, care constituie una din metodele folosite pentru dimensionarea turbinelor, cum se va arăta ulterior.

În acest scop, se scrie pentru fiecare organ în parte din ecuațiile continuității 22, a, . . . f expresia care rezultă pentru diametrul respectiv, înlocuindu-se viteza locală cu căderea netă a turbinei H . Debitul turbinei la plină sarcină Q , care servește formulei de dimensionare trebuie să fie :

$$Q = \frac{Q_i}{m},$$

în care Q_i este debitul instalat în întreaga uzină și m — numărul de turbine.

Debitul instalat în fiecare turbină este cel care corespunde admisiei în plin 100% și poate fi notat, după necesități, atît Q cît și Q_{max} .

Întrucît unei căderi H îi corespunde viteza teoretică $c_t = \sqrt{2gH}$, orice altă viteză din turbină $c = kc_t$ va fi o cîtime k din c_t . Acest k reprezintă în realitate viteza unitară, adică cea care corespunde turbinei model, care lucrează la viteza teoretică

$c_t = 1$, sau la căderea $H = \frac{1}{2g}$. Pentru a distinge viteza după

locul în turbină îi dăm indicele respectiv :

$$c_0 = k_0 \sqrt{2gH}, c_1 = k_1 \sqrt{2gH}, c_{m1} = k_{m1} \sqrt{2gH}, c_{m2} = k_{m2} \sqrt{2gH}.$$

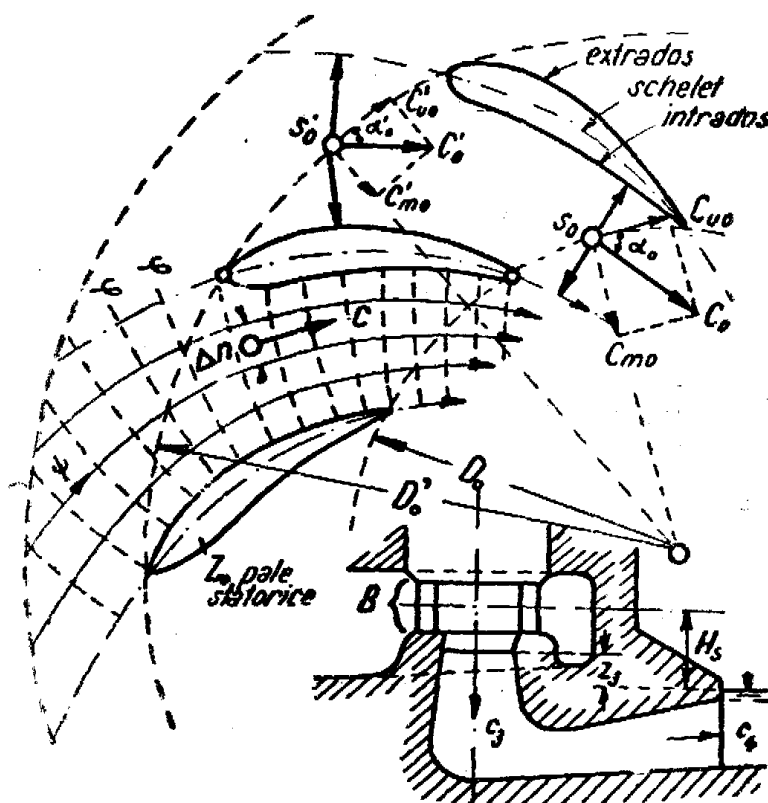


Fig. 155. Aplicațiile legilor fundamentale la turbine

Dacă alegem, de exemplu, ecuația (22,e) pentru ieșirea din stator, obținem $D_0 = \frac{Q}{\pi B \varepsilon_0 C_{m0}}$ în care, înlocuind

$$c_{m0} = k_{m0} \sqrt{2gH} \quad \text{și} \quad B = b_0 D_0,$$

obținem

$$D_0 = \frac{Q}{\pi b_0 D_0 \varepsilon_0 k_{m0} \sqrt{2gH}}$$

sau

$$D_0 = \frac{1}{\sqrt{\pi \sqrt{2g} b_0 \varepsilon_0 k_{m0}}} \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} = a_0 \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}}$$

în care s-a prescurtat constanta mașinii la ieșirea din stator prin primul radical $a_0 = \frac{0,268}{\sqrt{b_0 \cdot \varepsilon_0 \cdot k_{m0}}}$. Dintre termenii care compun pe

a_0 , avem coeficientul contracției datorită palelor statorice, ε_0 su bunitar, care poate fi luat la început $\varepsilon_0 = 0,95$, fiind calculat exact după ce avem forma palei statorice. Coeficienții b_0 și k_{m0} depinde de tipul turbinei, adică de rapiditatea

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{P}{\sqrt{H}}},$$

care se va demonstra în capitolul următor. În consecință, coeficientul de dimensionare a_0 depinde de n_s al turbinei, iar diametrul depinde de a_0 și de așa numita capacitate de înghițire $\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} = \sqrt{Q_1}$, în care Q_1 este denumit și debitul unitar consumat la $H = 1$ m cădere.

În mod analog găsim din formula 23 diametrul intrării în rotor $D_1 = a_1 \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}}$ cu constanta la intrarea în rotor $a_1 = \frac{0,268}{\sqrt{b_1 \varepsilon_1 k_{m1}}}$ avînd aici $b_1 = \frac{B}{D_1}$, iar ε_1 și k_{m1} diferiți de $\varepsilon_0 k_{m0}$, deci a_1 este o altă funcție de n_s .

La intrarea în aspirator, folosind ecuația 22, f, obținem

$$D_3 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi c_3}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi k_3 \sqrt{2gH}}} = a_3 \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}},$$

notînd

$$a_3 = \sqrt{\frac{4}{\sqrt{2g\pi k_3}}} = \frac{0,536}{\sqrt{k_3}}.$$

Continuând astfel, obținem orice fel de diametru din formula generalizată :

$$D = a \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}}, \quad (23,f)$$

în care lui D_0, D_1, D_2, D_3, D_4 etc. îi corespund succesiv constantele mașinii a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 etc., toate funcții diferite de n_s . În capitolul dimensionării turbinelor F și separat la dimensionarea turbinelor elicoidale și K se vor da detalii referitoare la ecuația 23,f.

Ecuația continuității la turbinele P de egală presiune se va da în capitolul respectiv.

c) *Ecuația Bernoulli aplicată la turbine.* În partea întâi a cursului s-au arătat ecuațiile Bernoulli (18,19), așa cum se demonstrează în cursurile de hidraulică.

În organele fixe : mele, stator, aspirator, se aplică ecuația Bernoulli din hidraulica turbinelor și canalelor, așa cum s-a descris în partea întâi :

$$\frac{c^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z + h_r = \text{constant}. \quad (18)$$

Aplicînd ecuația 18 la statorul turbinelor F, K și E , avem :

$$\frac{c_0'^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma} + z_0' + h_{r0}' = \frac{c_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma} + z_0 + h_{r0} = H + \frac{p_a}{\gamma}, \quad (18,a)$$

în care H se consideră căderea netă a turbinei ;

h_{r0}' — pierderea de sarcină de la vană pînă la intrarea în stator ;

h_{r0} — de la vană pînă la ieșirea din stator și

$\frac{p_a}{\gamma} = 10,33 \frac{A}{900}$ — înălțimea barometrică corespun-

zînd presiunii atmosferice p_a și altitudinii A în m peste nivelul mării.

Din fig. 155 și din ecuația 23, c se vede că $s_0 < s_0'$, viteza $c_0 > c_0'$ și cum la turbine cu ax vertical (fig. 154) $z_0' = z_0$, deci presiunea la ieșire $p_0 < p_0'$ este mai mică decît cea de la intrarea în stator.

Aplicînd ecuația 23, d pentru toate pătrățelele curbilunii formate de liniile de flux ψ și echipotențiale φ care înconjoară profilul palei statorice, se obțin toate vitezele c pe conturul palei, pe intra și extradados (fig. 155). Introducînd înălțimile

cinetice $\frac{c^2}{2g}$ în ecuația 18, constanta $H + \frac{p_a}{\gamma}$ fiind cunoscută, obținem presiunile p (kg/m²) în toate punctele conturului.

$$\bar{p} = p_a + \gamma \left(H - \frac{c^2}{2g} - z - h_r \right). \quad (18,b)$$

Aci se măsoară z de la nivelul apei în canalul de fugă de sub turbină în sus, pînă la punctul considerat pe pala statorică, iar h_r este pierderea de sarcină de la vana turbinei pînă la punctul de pe pala statorică, care reprezintă :

$$h_r = (0,01 - 0,03) H.$$

La un aspirator (fig. 155 jos) se aplică ecuația Bernoulli notînd cu indicele 3 intrarea în aspirator și cu 4 ieșirea :

$$\frac{c_3^2}{2g} + \frac{p_3}{\gamma} + z_3 + h_{r3} = \frac{c_4^2}{2g} + \frac{p_4}{\gamma} + z_4 + h_{r4}. \quad (18,c)$$

În acest caz avem $\frac{p_4}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma}$ atmosferic, $z_4 = 0$, considerînd

drept nivel de referință chiar nivelul din canalul de fugă, punctul 4, iar $z_3 = H_s - 0,5 B - \Delta h$ (fig. 155 jos). Denumim pierderile de sarcină, de la 3 la 4; $\Delta h_r = h_{r4} - h_{r3}$.

Aceste valori obținute din ecuația 18 c, ne vor da presiunea p_3 (kg/m²) la intrarea în aspirator, practic aproape egală cu aceea de ieșire din rotor p_2 , și anume :

$$p_3 = p_a - \gamma \left(\frac{c_3^2 - c_4^2}{2g} + H_s - 0,5 B - \Delta h - \Delta h_r \right) \quad (18,d)$$

Rezultă de aci că pentru $H_s > 0,5 B + \Delta h + \Delta h_r$ și $c_3 > c_4$, va fi $p_3 < p_a$, adică în aval de rotor avem un vid relativ (sub 1 at), fenomen care justifică denumirea de aspirator și care va fi analizat ulterior mai de aproape, deoarece el poate produce cavitații și coroziuni, uneori periculoase. Înălțimea H_s se numește *înălțimea de aspirație statică*.

Pentru rotorul turbinelor cu suprapresiune (F , E , K), ecuația Bernoulli se scrie sub forma arătată în partea întîi (demonstrația se găsește în manualele de hidraulică, de exemplu bibliografia 30, 31) $\frac{w^2 - u^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z + h_r = \text{constant}$ (19)

Aplicînd ecuația (19) la un rotor (fig. 154), cu intrarea în rotor 1 și ieșirea din rotor 2, considerînd pierderile de sarcină

în rotor $\Delta h_r = h_{r2} - h_{r1}$, $\Delta z = z_1 - z_2$ fiind neglijabil față de căderea H , obținem :

$$\frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{w_2^2 - u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} - \Delta z + \Delta h_r. \quad (19,a)$$

Suprapresiunea rezultă sub formă de înălțime manometrică

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} - \Delta z + \Delta h_r \quad (19,b)$$

și va da, raportat la căderea netă H a turbinei, gradul de supra-presiune (de reacțiune) :

$$\rho = \frac{p_1 - p_2}{\gamma H}.$$

Aplicații numerice se vor da la studiul amănunțit al organelor turbinei.

d) *Cuplul și puterea hidraulică Euler, la turbine cu supra-presiune.* În partea întâi a cursului s-au dat ecuațiile 25, 26 ale cuplului hidraulic M_h și puterea P_h , după Euler, cum și o demonstrație simplă prin teorema impulsului aplicată la intrarea și la ieșirea din rotor.

Considerăm util să arătăm aici cum rezultă pe altă cale cuplul și puterea hidraulică din ecuațiile continuității, respectiv Bernoulli, apelînd și la teorema cosinusului pentru triunghiurile de viteză.

Scriind ecuația Bernoulli 19 pentru intrarea și ieșirea din rotor, folosind notațiile din fig. 33, avem :

$$\frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 + h_{r1} = \frac{w_2^2 - u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_{r2}.$$

Pentru demonstrația care urmează ne interesează scrierea prin diferențe :

$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + z_2 - z_1 + h_{r2} - h_{r1} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g}. \quad (19,c)$$

Pe de altă parte, considerînd triunghiurile de viteze pentru intrarea și ieșirea din rotor (fig. 33), vedem că vitezele absolute c , relative w și periferice u formează câte un triunghi de intrare și de ieșire. Vitezele absolute c_1 și c_2 au, față de vectorul vitezei periferice u_1 și u_2 , unghiurile absolute, numite și de atac, α_1

și α_2 , iar vitezele relative w_1 și w_2 sînt dirijate sub unghiurile relative β_1 și β_2 față de u_1 și u_2 .

Aceste unghiuri relative sînt totodată, acelea sub care se înclină palele rotorice la intrare și la ieșire față de tangenta periferică a rotorului. Tot din triunghiurile de viteză reprezentate în fig. 33 rezultă că fiecare viteză absolută c_1 și c_2 are cîte două componente :

- meridiane $c_{m1} = c_1 \sin \alpha_1$ și $c_{m2} = c_2 \sin \alpha_2$;
- tangențiale $c_{u1} = c_1 \cos \alpha_1$ și $c_{u2} = c_2 \cos \alpha_2$.

După teorema cosinusului avem :

$$\begin{aligned} w_1^2 &= c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_{u1} u_1 \\ w_2^2 &= c_2^2 + u_2^2 - 2u_2c_2 \cos \alpha_2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_{u2} u_2. \end{aligned}$$

Diferența dintre aceste ecuații împărțită prin $2g$, ne dă o nouă relație utilă :

$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} - \frac{1}{g} (c_{u1} u_1 - c_{u2} u_2). \quad (19, d)$$

Deoarece părțile din stînga a ecuațiilor (19, c) și (19, d) sînt egale, atunci și părțile din dreapta pot fi egalate :

$$\begin{aligned} \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} - \frac{1}{g} (c_{u1} u_1 - c_{u2} u_2) &= \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + z_2 - z_1 + \\ &+ h_{r2} - h_{r1} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} \end{aligned}$$

Reducem termenii $\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g}$ din ambele părți ale ecuației de mai sus și regroupăm ecuația după mărimile care se referă la intrarea în rotor în prima paranteză și pe cele ce se referă la ieșirea din rotor în paranteza a doua, obținem :

$$\begin{aligned} \left[\frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 + h_{r1} \right] - \left[\frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_{r2} \right] &= \\ = \frac{1}{g} (c_{u1} u_1 - c_{u2} u_2). \end{aligned} \quad (19, e)$$

Prima paranteză din stînga reprezintă înălțimea energetică la intrarea în rotor, H_{e1} (energia 1 kg apă), compusă din înălțimea cinetică $\frac{c_1^2}{2g}$, înălțimea manometrică $\frac{p_1}{\gamma}$, înălțimea poten-

țială deasupra nivelului apei din canalul de fugă aval de turbină z_1 și înălțimea pierderilor prin rezistența hidraulică h_{r1} (pierderi de sarcină).

Tot astfel, paranteza a doua reprezintă înălțimea energetică la ieșirea din rotor H_{e2} .

Dacă ambii termeni din stînga sînt înălțimi energetice, atunci și partea dreaptă trebuie să fie o înălțime energetică și anume căderea hidraulică $H_h = \frac{1}{g} (c_{u1}u_1 - c_{u2}u_2)$ prelucrată de rotor.

În consecință, ecuația (19, e), $H_{e1} - H_{e2} = H_h$ arată că apa are la intrare în rotor o înălțime energetică H_{e1} din care o parte H_{e2} părăsește rotorul, deci diferența neputînd să dispară, după teorema conservării energiei din mecanică, ea reprezintă tocmai căderea hidraulică H_h prelucrată de rotor.

Acestei căderi prelucrate hidraulic $H_h = \frac{1}{g} (c_{u1}u_1 - c_{u2}u_2)$ îi corespunde puterea hidraulică în kgm/s :

$$P_h = \gamma \cdot Q \cdot H_h = \frac{\gamma Q}{g} (c_{u1}u_1 - c_{u2}u_2) \quad (26)$$

sau în cai putere :

$$P_h = \frac{\gamma Q}{75g} (c_{u1}u_1 - c_{u2}u_2). \quad (26, a)$$

Cum puterea disponibilă sau teoretică este $P_t = \frac{\gamma \cdot Q}{75} H$, în care H este căderea netă la turbină, vedem că randamentul hidraulic al rotorului este :

$$\eta_h = \frac{P_h}{P_t} = \frac{c_{u1}u_1 - c_{u2}u_2}{g H}. \quad (26, b)$$

Pe de altă parte, între P_h exprimat în kgm/s și între cuplul hidraulic M_h exprimat în kgm, avem relația $M_h \omega = P_h$ și cum $u_1 = r_1 \omega$, iar $u_2 = r_2 \omega$, obținem cuplul hidraulic în kgm :

$$M_h = \frac{P_h}{\omega} = \frac{\gamma Q}{g} (c_{u1}r_1 - c_{u2}r_2), \quad (25)$$

la fel cum am obținut ecuația 25 în partea întii, pe altă cale prin teorema impulsului.

Pentru studii hidrodinamice, la turbinele cu suprapresiune, fiind vorba despre mișcări axialsimetrice, de revoluție în jurul

arborelui turbinei, uneori este necesară scrierea ecuațiilor în coordonate cilindrice.

Dacă luăm coordonatele cilindrice: raza r de la arborele turbinei, înălțimea z și unghiul polar φ în planul normal la arbore (la turbinele cu ax vertical planul orizontal și viceversa), forțele specifice pe unitatea de masă se scriu, așa cum se știe din hidrodinamică, fără frecări pe cele trei direcții:

$$\begin{aligned} \text{--- tangențial} \quad f_u &= \frac{dc_u}{dt} + \frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \frac{1}{r} c_u c_r \\ \text{--- radial} \quad f_r &= \frac{dc_r}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{c_u^2}{r} \\ \text{--- vertical} \quad f_z &= \frac{dc_z}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} \end{aligned} \quad (25, a)$$

Cum densitatea este $\rho = \frac{\gamma}{g}$, cuplul hidraulic elementar datorit forțelor specifice exprimate de ecuațiile (25, a), rezultă:

$$dM_h = \frac{\gamma}{g} dQ d(rc_u) + dQ \frac{\partial p}{\partial \varphi} dt.$$

Dacă admitem mișcarea axial-simetrică, deci simetria presiunii de-a lungul cercurilor descrise pe punctele palelor rotative în rotație, va dispărea termenul $\frac{\partial p}{\partial \varphi} = 0$ și vom avea:

$$M_h = \frac{\gamma}{g} \int_2^1 dQ \cdot d(rc_u) = \frac{\gamma Q}{g} (c_{u1} r_1 - c_{u2} r_2), \quad (25)$$

identic cu 25 demonstrat anterior pe altă cale.

Dacă într-un alt organ al turbinei, în afară de rotor, există un cuplu hidraulic creat sub o formă oarecare și cum un organ care nu se rotește nu poate prelucra sau modifica mărimea cuplului, vedem că trebuie să fie $M_h = \text{constant}$, sau $c_u r = k$ (constant).

Aplicînd constanța cuplului hidraulic de-a lungul axului de scurgere a unui melc (fig. 154 sus), vedem că în orice secțiune sub unghiul variabil φ trebuie să fie valabilă ecuația simplificată a cuplului hidraulic $c_u r = c_s r_s = k$ (25, b).

Cu cît crește φ , cu atît scade raza spiralei r , deci va crește $c_u > c_s$. Pe de altă parte, considerînd și ecuația continuității

(22, b) : $Q = \frac{\pi}{4m} d^2 c$, se va obține ecuația combinată a spiralei

care formează melcul, cum se va arăta în capitolul respectiv.

O altă aplicație a cuplului hidraulic constant cunoscută din hidraulică (bibliografia 31, p. 20) este aceea a pîlniei de cavitatie, care se formează la scurgerea unui rezervor prin orificiul de fund (de exemplu golirea unei băi), care nu se mai reproduce aici, fiind calculată numeric în manualul citat.

Statorul turbinelor cu suprapresiune este supus și el legii $c_u r = \text{constant}$, așa cum reiese din fig. 155, $c_{u0} \frac{D_0}{2} = c'_{u0} \frac{D'_0}{2}$

sau $c'_{u0} = c_{u0} \frac{D_0}{D'_0}$. Pe de altă parte, componentele meridiane

calculate din ecuația continuității 22, d și 22, e și anume :

$c'_{m0} = \frac{Q}{\pi B \varepsilon'_0 D'_0}$ și $c_{m0} = \frac{Q}{\pi B \varepsilon_0 D_0}$, dau $c'_{m0} = c_{m0} \frac{D_0}{D'_0}$, dacă facem abstracție de diferența minimă dintre contracțiile ε'_0 și ε_0 .

În consecință va fi $\text{tg } \alpha_0 = \frac{c_{m0}}{c_{u0}} = \frac{c'_{m0}}{c'_{u0}} = \text{tg } \alpha'_0$, sau $\alpha_0 = \alpha'_0$,

deci curba care reprezintă scurgerea cu cuplu hidraulic constant este aceea care formează la orice rază variabilă același unghi α față de tangentele la cercurile concentrice cu diferite raze, curbă cunoscută ca spirală logaritmică. Problema se va examina ulterior la studiul acestor organe ale turbinelor.

e) *Ecuația fundamentală a turbinelor cu suprapresiune.* Din ecuația puterii hidraulice exprimată în kgm/s în subcapitolul precedent :

$$P_h = \gamma Q H_h = \gamma Q H \eta_h = \frac{\gamma Q}{g} (c_{u1} u_1 - c_{u2} u_2),$$

rezultă, prin scurtarea ambelor părți cu γQ , ecuația fundamentală a turbinelor cu suprapresiune :

$$c_{u1} u_1 - c_{u2} u_2 = g \eta_h H, \quad (28)$$

așa cum s-a arătat și în partea întâi.

Întîlnim aceeași ecuație și la pompele centrifuge și la pompele elicoidale cu indici schimbați știind că pompa ca generator hidraulic funcționează invers ca turbinele, care sînt motoare hidraulice.

Ecuația 28 este utilă la proiectarea rotorului turbinelor cu suprapresiune, deoarece fiind cunoscute : căderea netă H

vitezele periferice la intrare în rotor u_1 și la ieșirea din rotor u_2 ; pe de altă parte fiind ușor de apreciat de la început randamentul hidraulic η_h , se pot stabili componentele de rotație ale vitezelor absolute la intrare și ieșire c_{u1} și c_{u2} . Astfel se poate ajunge la construcția diagramelor de viteză și deci la forma paletelor rotorice, cum se va vedea ulterior.

Randamentul total al turbinei $\eta = \eta_h \eta_m$ este produsul dintre randamentul hidraulic η_h și randamentul mecanic η_m , ambele fiind studiate mai amplu în capitolele ulterioare. La turbine foarte mari și moderne, cum sînt acelea construite în 1950 de Uzina metalurgică „Stalin” din Leningrad (LMZ) pentru înlocuirea turbinelor de la Dnieproghes (v. bibliografia 3), s-a obținut la sarcina optimă $\eta = 0,93$, din care $\eta_m = 0,99$ și $\eta_h = \frac{0,93}{0,99} = 0,94$. Acest rezultat demonstrează cît de avan-

sată este știința hidromecanică sovietică, căci reducerea tuturor pierderilor hidraulice numai la 6% din cădere (de la vana turbinei pînă la ieșirea din aspirator) denotă că teoria turbinelor, aplicată just, permite să se realizeze mașini de forță cu randamente cum nu întîlnim în alte domenii.

2. RAPIDITATEA TURBINELOR

În capitolele precedente s-a vorbit deseori despre rapiditatea $n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{P}{H}}$ fără a se demonstra.

În principiu trebuie să se găsească acea mărime, care să lege turația turbinei n de cădere și debit, sau de puterea aferentă, adică tocmai corelația dintre cele trei mărimi fundamentale pe care se bazează calculul și proiectarea mașinii.

În acest scop, pornim de la viteza periferică $u = r\omega = \pi D \frac{n}{60} = k_u \sqrt{2gH}$, care este o cîtîme k_u din viteza teoretică $\sqrt{2gH}$. Înlocuim în formula precedentă diametrul după

$$D = a \sqrt{\frac{H}{\sqrt{Q}}} \quad (\text{v. formula 23, f})$$

în care introducem debitul $Q = \frac{0,075P}{H\eta}$ iar pe H din formula puterii $P = 13,33 QH\eta$ în CP la arborele turbinei, rezultînd :

$$u = k_u \sqrt{2gH} = \frac{\pi}{60} Dn = \frac{\pi}{60} na \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} = \frac{\pi}{60} na \sqrt{\frac{0,075P}{H\sqrt{H}}}$$

Regrupăm această expresie astfel încât pe o parte să fie numai mărimile de bază P , H și n , care corespund centralei, iar în cealaltă parte concentrăm constantele numerice și constantele mașinii, adică acelea care depind de tipul turbinei k_u , a și η obținînd :

$$\frac{n}{H} \sqrt{\frac{P}{\sqrt{H}}} = \frac{60}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{2g}{0,075}} \cdot \frac{k_u}{a} \sqrt{\eta} = 309 \frac{k_u}{a} \sqrt{\eta} .$$

Ecuatia $\frac{n}{H} \sqrt{\frac{P}{\sqrt{H}}} = 309 \frac{k_u}{a} \sqrt{\eta}$ face legătura între mări-

mile de bază ale centralei n , P și H , cu mărimile k_u , a și η , care depind de turbină. Pentru că orice ecuație nou dobîndită, trebuie să primească o notație, vom studia structura formulei. Vedem că dintre mărimile care intră în ecuație numai n și k_u sînt direct și linear proporționale cu noua notație, deci aceasta nu poate fi decît o turație n — specifică, sau cu coeficient de viteză periferică k_u — specific.

Este mai just să alegem dintre aceste două posibilități, pe aceea de n — specific, numărul de rotații fiind o mărime fizică mai concretă, mai ușor de măsurat direct cu ajutorul unui tahometru. Fiindcă este vorba despre o turație specifică, noua mărime se notează cu n_s ; deci avem :

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{P}{\sqrt{H}}} = 309 \frac{k_u}{a} \sqrt{\eta} \quad (94)$$

sau

$$n_s = n P^{0,5} H^{-1,25}, \text{ în care } n(\text{rot/min}), P \text{ (CP) și } H \text{ (m)}. \quad (94')$$

Ne întrebăm ce reprezintă acest n_s ? Din construcția formulei vedem că la $H = 1$ m și $P = 1$ CP rezultă $n_s = n$, egalitate însă numai numerică, nu și dimensională. Aceasta înseamnă că n_s este o turație specifică redusă la 1 m cădere și 1 CP. Putem măsura pe n_s cu un tahometru, la acel model de turbină care, deși de același tip cu turbina mare, va lucra cu căderea redusă de 1 m, dînd la arbore o putere de 1 CP. De aici se naște și confuzia dimensională, pe care o întîlnim în mai toate manualele și anume se prezintă n_s ca fiind dimensional rotații pe minut. Aceasta este greșit din punct de vedere dimensional și putem demonstra această afirmație ținînd seamă că dimensional avem :

$$|n| = \frac{\text{rotații}}{\text{minut}} = |s^{-1}| ; |P| = |\text{kgms}^{-1}| ; |H| = |m|$$

$$|n_s| = |s^{-1} m^{-1} \left(\frac{\text{kg} \cdot m \cdot s^{-1}}{m^{1/2}} \right)^{1/2}| = |\text{kg}^{1/2} m^{-3/4} s^{-3/2}| .$$

Vedem că n_s nu are dimensiunea unei turații n , dar coincide numeric cu n , numai în cazul $H = 1$ m și $P = 1$ CP.

Denumirea dată lui n_s este aceea de *turație specifică*, sau, mai simplu, „*rapiditate*”.

După cum va rezulta la capitolul similitudinii turbinelor, este util să se introducă următoarele valori unitare :

$$\left. \begin{array}{l} \text{— turația unitară la 1 m cădere} \quad n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}} \\ \text{— debitul unitar la 1 m cădere} \quad Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}} \\ \text{— puterea unitară la 1 m cădere} \quad P_1 = \frac{P}{H^{3/2}} \end{array} \right\} \quad (95)$$

sau acelea reduse la căderea de $H = 1$ m și diametrul $D = 1$ m, denumite dublu unitare :

$$\left. \begin{array}{l} \text{— turația dublă unitară} \quad n'_1 = n_1 D = \frac{nD}{\sqrt{H}} \\ \text{— debitul dublu unitar} \quad Q'_1 = \frac{Q_1}{D^2} = \frac{Q}{\sqrt{H} D^2} \\ \text{— puterea dublu unitară} \quad P'_1 = \frac{P_1}{D^2} = \frac{P}{H^{3/2} D^2} \end{array} \right\} \quad (96)$$

Mai observăm că putem exprima n_s prin aceste valori unitare, astfel :

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{P}{\sqrt{H}}} = \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{P}{H^{3/2}}} = n_1 \sqrt{P_1} = n'_1 \sqrt{P'_1}. \quad (97)$$

Înlocuind, în ecuația 97, $P = 13,33 QH\eta = 13,33 Q_1 H^{3/2} \eta = P_1 H^{3/2}$, deci $P_1 = 13,33 Q_1 \eta$, obținem o altă expresie importantă :

$$n_s = n_1 \sqrt{P_1} = 3,65 n_1 \sqrt{Q_1 \eta} = 3,65 n'_1 \sqrt{Q'_1 \eta}. \quad (98)$$

Exactitatea ultimei ecuații se constată înlocuind pe $n'_1 = n_1 D$ și $Q'_1 = \frac{Q_1}{D^2}$:

$$n_s = 3,65 n'_1 \sqrt{Q'_1 \eta} = 3,65 n_1 D \sqrt{\frac{Q_1}{D^2} \eta} = 3,65 n_1 \sqrt{Q_1 \eta}.$$

În unele manuale sovietice găsim exprimat pe n_s cu puterea în kW, notată cu N (kW), ceea ce duce la expresia lui n_s înmulțită cu $\sqrt{1,36} = 1,167$:

$$n_s = 1,167 n N^{1/2} H^{-3/4} \quad (\text{turația la } H = 1 \text{ și } N = 1 \text{ kW}). \quad (99)$$

Mai putem exprima pe n_s prin debit în loc de puterea $P = 13,33 QH\eta$ (CP) obținînd :

$$n_s = 3,65 \frac{n}{H^{3/2}} \sqrt{QH\eta} = 3,65 n H^{-3/2} Q^{1/2} \eta^{1/2}. \quad (100)$$

Sub orice formă s-ar exprima, n_s este o mărime fundamentală pentru turbine, care :

- determină tipul turbinei : F , E , K , P , deci permite să se stabilească o clasificare justă a mașinilor hidraulice ;
- formează criteriul de similitudine la turbine ;
- influențează profund gabaritele turbinei, mai ales diametrele ;
- se folosește la dimensionarea turbinelor ;
- permite realizarea de turbine normalizate, de exemplu, turbine sovietice normalizate, cum se arată ulterior ;
- mijlocește studiul turbinei la diferite regimuri de funcționare ;
- este util fiind unul din factorii necesari construirii topogramelor de exploatare a turbinelor.

3. SIMILITUDINEA TURBINELOR CU SUPRAPRESIUNE

a) *Generalități.* În partea întâi s-au arătat în rezumat legile de similitudine din hidraulică ale lui Newton, Froude și Reynolds. Dintre acestea, la unele organe fixe ale turbinelor : carcasa de admisie, statorul și aspiratorul, se poate aplica similitudinea după cifra Reynolds $R = \frac{vD}{\nu}$, deoarece avem cazul scurgerilor turbulente cu viteze mult mai mari decît cele obișnuite în hidraulică, la care primează forțele de rezistențe hidraulice, față de forțele masice și gravitaționale.

Turbina, considerată ca mașină de ansamblu, formează însă un astfel de complex de probleme hidrodinamice, încît pe această cale nu se ajunge la rezultate corespunzătoare.

S-a constatat însă că mărimea $n_s = n \cdot P^{1/2} \cdot H^{-5/4}$, care determină tipul turbinei și domină toate caracteristicile de calcul, proiectare și exploatare a turbinelor, cum s-a văzut în subcapitolul precedent, poate fi utilizată pentru studiul similitudinii aplicate la turbine.

Dacă există suficiente modele de turbine proiectate și experimentate integral, de exemplu turbinele normalizate sovietice, deci se cunosc perfect toate caracteristicile modelului și dacă turbina care trebuie construită are același n_s ca și modelul n_{sm} , avem o perfectă similitudine nu numai geometrică, dar și din

punct de vedere al funcționării hidrodinamice. Dimpotrivă, când n_s nu se potrivește cu n_{sm} , similitudinea este greu de aplicat; totuși la variații ale lui n_s în limite mai mici decît $\pm 5\%$, adică la $n_s = (0,95 - 1,05) n_{sm}$, facem erori mici și acceptabile, folosind similitudinea cu termenii de corecție referitori la raportul $\frac{n_s}{n_{sm}}$ și la randamente $\frac{\eta}{\eta_m}$.

Dezvoltăm mai jos aceste cazuri, știind că pe lângă posibilitatea de a folosi similitudinea ca metodă de dimensionare a turbinelor, ea ne permite să cunoaștem cum va funcționa noua turbină la orice regim variabil al valorilor de bază: căderea H , debitul Q , puterea P , turația n , randamentul η , cuplul turbinei M , rapiditatea n_s etc.

b) *Cazul identității rapidității între turbină și model, neglijându-se variația de randament.* Presupunem de la început că turbina reală are asemenea date de bază P , H și n , încît rapiditatea sa să fie identică cu aceea a modelului $n_s = n_{sm}$, care avea P_m , H_m și n_m ; de asemenea presupunem că admitem același randament $\eta = \eta_m$, făcînd evident o eroare în acest sens.

Pornim de la ecuația 97 scrisă în mod obișnuit pentru turbină, iar pentru model aceeași ecuație cu indicii m :

$$(97) \quad \left\{ \begin{array}{l} n_s = n_1 \sqrt{P_1} \\ n_{sm} = n_{1m} \sqrt{P_{1m}} \end{array} \right\} \text{ și cum } \frac{n_s}{n_{sm}} = 1, \text{ rezultă } \frac{n_1}{n_{1m}} = \left(\frac{P_{1m}}{P_1} \right)^{1/2}$$

Înlocuind turația unitară $n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}$, $n_{1m} = \frac{n_m}{\sqrt{H_m}}$, aceea cu care se rotește turbina supusă la $H = 1$ m cădere și puterea unitară pe care o dezvoltă turbina $P_1 = \frac{P}{H^{3/2}}$, respectiv puterea pe care o dezvoltă modelul $P_{1m} = \frac{P_m}{H_m^{3/2}}$, respectiv modelul, la 1 m. cădere, obținem

$$\frac{n}{n_m} \left(\frac{H_m}{H} \right)^{1/2} = \left(\frac{P_m}{P} \frac{H^{3/2}}{H_m^{3/2}} \right)^{1/2},$$

sau

$$\frac{n}{n_m} = \left(\frac{P_m}{P} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{H}{H_m} \right)^{5/4} \quad (101)$$

Luînd ca bază formula (23, f), referitoare la diametrul turbinei, putem scrie, cu $a = a_m$ (turbina și modelul fiind exact de același tip), deci avînd aceeași constantă a mașinii :

$$\left. \begin{aligned} D &= a \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} \\ D_m &= a \sqrt{\frac{Q_m}{\sqrt{H_m}}} \end{aligned} \right\} \text{ de unde } \frac{D}{D_m} = \left(\frac{Q}{Q_m} \right)^{1/2} \left(\frac{H_m}{H} \right)^{1/4} \quad (102)$$

Ținînd seamă că randamentul se consideră în acest caz identic $\eta = \eta_m$, din raportul puterilor rezultă :

$$\left. \begin{aligned} P &= 13,33 Q H \eta \\ P_m &= 13,33 Q_m H_m \eta_m \end{aligned} \right\} \frac{Q}{Q_m} = \frac{P \cdot H_m}{P_m H} \text{ introdus în ecuația (102),}$$

raportul diametrelor în funcție de putere și cădere poate fi exprimat

$$\frac{D}{D_m} = \left(\frac{P}{P_m} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{H_m}{H} \right)^{3/4} \quad (103)$$

respectiv puterea în funcție de debit și de cădere :

$$\frac{P}{P_m} = \left(\frac{D}{D_m} \right)^2 \cdot \left(\frac{H}{H_m} \right)^{3/2} \quad (104)$$

Introducînd ecuația (104) în ecuația (101), se obține relația dintre turații, diametre și căderi și anume :

$$\left(\frac{P_m}{P} \right)^{1/2} = \frac{D_m}{D} \cdot \left(\frac{H_m}{H} \right)^{3/4}$$

din (93) în (90) $\frac{n}{n_m} = \frac{D_m}{D} \left(\frac{H_m}{H} \right)^{3/4} \left(\frac{H}{H_m} \right)^{5/4}$ dă o nouă relație :

$$\frac{n}{n_m} = \frac{D_m}{D} \left(\frac{H}{H_m} \right)^{1/2} \quad (105)$$

Ecuația (102) mai poate furniza debitele în funcție de diametre și căderi :

$$\frac{Q}{Q_m} = \left(\frac{D}{D_m} \right)^2 \cdot \left(\frac{H}{H_m} \right)^{1/2} \quad (106)$$

Ecuația (105) se poate regrupa sub forma necesară dimensionării turbinei prin metoda similitudinii :

$$\frac{D}{D_m} = \frac{n_m}{n} \left(\frac{H}{H_m} \right)^{1/2} \quad (107)$$

Din (107) rezultă $D = \lambda D_m$ (108), în care $\lambda = \frac{n_m}{n} \sqrt{\frac{H}{H_m}}$ fiind scara liniară de amplificare geometrică a modelului sau parametrul liniar al similitudinii geometrice. Cu acest λ se înmulțesc toate dimensiunile liniare ale modelului pentru a se obține dimensiunile respective ale turbinei reale.

c) *Cazul identității rapidității, ținând seamă de variația randamentului.* Randamentul turbinelor $\eta = \eta_h \eta_m \eta_v$ depinde de: randamentul hidraulic η_h , randamentul mecanic η_m și randamentul volumetric η_v . După cum se va arăta în aliniatul (e) de mai jos, randamentul este funcție de diametrele caracteristice ale turbinei, de debit, cădere, putere și tipul turbinei:

$$\eta = f(D, Q, H, P, \text{tip}).$$

Cum randamentul este unul dintre factorii puterii, de exemplu, la arborele turbinei în CP: $P = 13,33 QH\eta$, este bine să se lege randamentul η de căderea H . În consecință, în toate formulele demonstrate mai înainte H trebuie înlocuit cu produsul $H\eta$, ceea ce duce la formulele de similitudine:

$$\frac{n}{n_m} = \left(\frac{P_m}{P}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{H\eta}{H_m\eta_m}\right)^{5/4} \quad (101, a); \quad \frac{P}{P_m} = \left(\frac{D}{D_m}\right)^2 \cdot \left(\frac{H\eta}{H_m\eta_m}\right)^{3/2} \quad (104, a);$$

$$\frac{D}{D_m} = \left(\frac{Q}{Q_m}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{H_m\eta_m}{H\eta}\right)^{1/4} \quad (102, a); \quad \frac{n}{n_m} = \frac{D_m}{D} \left(\frac{H\eta}{H_m\eta_m}\right)^{1/2} \quad (105, a);$$

$$\frac{D}{D_m} = \left(\frac{P}{P_m}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{H_m\eta_m}{H\eta}\right)^{3/4} \quad (103, a); \quad \frac{Q}{Q_m} = \left(\frac{D}{D_m}\right)^2 \cdot \left(\frac{H\eta}{H_m\eta_m}\right)^{1/2} \quad (106, a).$$

Formula de dimensionare prin similitudine se exprimă, ținând seama de variația randamentului, prin:

$$\frac{D}{D_m} = \frac{n_m}{n} \left(\frac{H\eta}{H_m\eta_m}\right)^{1/2} \quad (107, a); \quad D = \lambda D_m \quad (108, a)$$

$$\text{dacă} \quad \lambda = \frac{n_m}{n} \left(\frac{H\eta}{H_m\eta_m}\right)^{1/2} \quad (108, b)$$

Pentru toate calculele de similitudine necesare proiectării și studiului funcționării turbinelor la diferite regimuri de exploatare, se folosesc formulele precedente valabile numai în cazul $n_s = n_{sm}$, fiindcă se cunoaște η_m al modelului și se calculează η al turbinei reale, așa cum urmează în aliniatul (e).

d) *Cazul general, cînd rapiditatea diferă de la model la turbină.* În practică este aproape exclus să se găsească din infinitatea de valori ale rapidității n_s , cuprinsă între 50 și 1400 la turbinele cu suprapresiune, exact cazul unei turbine model avînd n_{sm} identic cu n_s . Este însă probabil că în limite acceptabile de $\pm 5\%$, adică $n_s = (0,95 - 1,05) n_{sm}$ să se găsească cel puțin una sau mai multe turbine model, cu n_{sm} diferit de n_s , însă în aceste limite.

Ca orice fenomen din hidraulică și din hidromecanică, funcționarea turbinelor în limitele admise nu diferă mai mult decît precizia calculelor de dimensionare. Problema care se pune este a corecturii care trebuie adusă formulelor deduse în aliniatul (c) precedent.

În acest scop, pornim de la expresia rapidității turbinei și modelului, știind că n_s diferă de n_{sm} , corectînd apoi ecuația (109) cu $\frac{\eta_m}{\eta}$ corespunzătoare exponentului căderilor și anume :

$$\left. \begin{aligned} n_s &= n P^{1/2} H^{-5/4} \\ n_{sm} &= n_m P_m^{1/2} H_m^{-5/4} \end{aligned} \right\} \text{ deci : } \frac{n_s}{n_{sm}} = \frac{n}{n_m} \left(\frac{P}{P_m} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{H_m \eta_m}{H \eta} \right)^{5/4} \quad (109)$$

Dar din ecuația (103, a) s-a dedus $\frac{D}{D_m} = \left(\frac{P}{P_m} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{H_m \eta_m}{H \eta} \right)^{3/4}$ și

nlocuind în ecuația (109) raportul puterilor :

$$\left(\frac{P}{P_m} \right)^{1/2} = \frac{D}{D_m} \left(\frac{H \eta}{H_m \eta_m} \right)^{3/4},$$

rezultă :

$$\frac{n_s}{n_{sm}} = \frac{n}{n_m} \frac{D}{D_m} \left(\frac{H \eta}{H_m \eta_m} \right)^{3/4} \cdot \left(\frac{H_m \eta_m}{H \eta} \right)^{5/4} = \frac{n}{n_m} \frac{D}{D_m} \left(\frac{H_m \eta_m}{H \eta} \right)^{1/2}.$$

De aici se extrage explicit formula de dimensionare după similitudinea generalizată :

$$D = \frac{n_s}{n_{sm}} \cdot \frac{n_m}{n} \left(\frac{H \eta}{H_m \eta_m} \right)^{1/2} \cdot D_m = \lambda D_m. \quad (110)$$

Orice diametru al turbinei se obține din diametrul echivalent al modelului înmulțind ultimul cu parametrul similitudinii geometrice $\lambda = \frac{n_s n_m}{n_{sm} n} \sqrt{\frac{H \eta}{H_m \eta_m}}$, de exemplu : la ieșirea din stator $D_0 = \lambda D_{0m}$; $B = \lambda B_m$, la intrarea și ieșirea din rotor $D_1 = \lambda D_{1m}$, $D_2 = \lambda D_{2m}$, sau aspirator $D_3 = \lambda D_{3m}$ etc.

Celelalte relații dintre diferitele mărimi, cum s-au arătat în aliniatul precedent (c), nu se mai studiază aici, fiind asemănătoare.

e) *Problema calculului randamentului turbinelor cu suprapresiune prin similitudinea cu modelul.* Cu ocazia predimensionării turbinelor cu suprapresiune de diferite tipuri: F lente, normale, rapide, elicoidale, axiale sau diagonale, K sau SK , trebuie stabilit randamentul global al turbinei. Predimensionarea se face pe baza similitudinii cu o turbină model, arătată la punctele precedente $b - c - d$ sau după alte metode, care se vor dezvolta ulterior.

Se pune problema determinării randamentului turbinei care urmează să fie dimensionată și care este denumită aici turbina reală, ținând seamă de datele de bază cunoscute ale turbinei model.

Cu cât dimensiunile, în special unul dintre diametrele caracteristice ale rotorului D , sînt mai mari decît D_m al modelului, randamentul η crește față de η_m .

În literatură se cunosc relativ puține formule de calcul al randamentului.

Fenomenul creșterii randamentului odată cu dimensiunile turbinei se explică ușor pentru randamentul hidraulic al turbinei, prin creșterea cifrei Reynolds $R = \frac{Dc}{\nu}$, față de $R_m = \frac{D_m c_m}{\nu}$, cum și prin creșterea razei hidraulice $r' = \frac{\text{secțiunea hidraulică}}{\text{perimetrul muiat}} = 0,25 D$, care reduce pierderile de sarcină.

Din literatura sovietică sînt cunoscute cîteva formule indicative pentru calculul randamentului η în funcție de η_m al modelului, D și H fiind, respectiv, diametrul rotorului și căderea turbinei reale, iar D_m și H_m , diametrul rotorului și căderea turbinei model.

Astfel avem formula prof. Morozov :

$$\eta = 1 - (1 - \eta_m) \left(\frac{D_m}{D} \right)^{1/\alpha} \left(\frac{H_m \eta_m}{H \eta} \right)^{1/\beta} \quad (111)$$

în care se recomandă $\alpha = 4$ și $\beta = 20$, astfel că raportul căderilor $(H_m/H)^{1/20}$ se neglijează, el fiind, după Morozov, foarte mic.

În consecință, formula practică recomandată este

$$\eta = 1 - (1 - \eta_m) \sqrt[4]{\frac{D_m}{D}} \quad (112)$$

Alți autori sovietici recomandă formula :

$$\eta = 1 - (1 - \eta_{im}) \left(\frac{D_m}{D} \right)^{1/5}. \quad (113)$$

Uzina metalurgică „Stalin” din Leningrad (LMZ) aduce formulei (112) o corecție tabelară în sensul diminuării randamentului cu $\Delta\eta$ funcție de diametru, numai la căderi sub 100 m :

$$\text{LMZ} \quad \eta = 1 - (1 - \eta_{im}) \sqrt[4]{\frac{D_m}{D}} - \Delta\eta. \quad (114)$$

Corecția randamentului în funcție de diametru la $H < 100$ „

Tabela 6

Corecția randamentului în funcție de diametru la $H < 100$ m

D_1	1,2-1,8	2-2,7	3,3-4,1	4,5-6	6,6-9
$\Delta\eta$	-0,01	-0,009	-0,008	-0,007	-0,005

În bibliografia 3 se mai indică o formulă, care dă creșteri de randament mai moderate decât formulele (112) și (113) și anume :

$$\eta = 1 - 0,25 (1 - \eta_m) - 0,75 (1 - \eta_{im}) \sqrt[4]{\frac{D_m}{D}}. \quad (115)$$

Se cunoaște și formula mai veche a lui Staufer

$$\eta = \eta_{mec} \left[1 - \left(1 - \frac{\eta_{im}}{\eta_{mec-m}} \right) \left(\frac{D_m}{D} \right)^{1/4} \left(\frac{H_m}{H} \right)^{1/8} \right], \quad (116)$$

în care η și η_{im} sînt randamentele globale ale turbinei reale respectiv ale modelului și η_{mec} și η_{mec-m} randamentele mecanice corespunzătoare.

În manualul inginerului mecanic apărut în Editura Tehnică 1950, p. 774, se dă formula :

$$\eta_i = \eta_{mec} \left[1 - \left(1 - \frac{\eta_{im}}{\eta_{mec-m}} \right) \left(\frac{D_m}{D} \right)^{0,314} \right]. \quad (117)$$

Formulele (111) la (117) dau valori care diferă puțin între ele, dar principial ele provin din simplificări, astfel că nu pot avea un caracter general.

Generalizarea formulei randamentului

În Revista Hidrotehnica Nr. 1/1953, autorul a dezvoltat o metodă mai generalizată. Randamentul turbinelor cu reacțiune $\eta = \eta_h \eta_m \eta_v$ este produsul a trei randamente:

$$\eta_h = 1 - \frac{\Sigma h_r}{H} \text{ randamentul hidraulic al turbinei, datorit}$$

tuturor pierderilor de sarcină liniare și locale, însumate de-a lungul tuturor organelor turbinei;

$$\eta_m = \frac{P - P_r}{P} = 1 - \frac{P_r}{P} \text{ este randamentul mecanic, care}$$

exprimă pierderile de putere P_r , datorite frecărilor mecanice în lagăre și rezistenței pieselor în rotație în aer;

$$\eta_v = \frac{Q - q}{Q} = 1 - \frac{q}{Q} \text{ este randamentul volumetric, cores-}$$

punzînd pierderilor de debit (q) prin fantele care înconjoară rotorul, raportate la debitul total al turbinei (Q).

Randamentul hidraulic

Prin orice obiect hidraulic, deci și prin turbină, se produc pierderi de sarcină liniare și locale, a căror sumă reprezintă, de la intrarea în vana turbinei pînă la ieșirea din aspirator:

$$\Sigma h_r = \left(\Sigma \frac{\lambda \Delta l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{c^2}{2g} = \frac{Q^2}{D^4} \left(\frac{K_1}{D} + K_2 \right),$$

în care:

$$c = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^2}; \quad \frac{c^2}{2g} = \frac{16Q^2}{\pi^2 2g D^4} = 0,0826 \frac{Q^2}{D^4}; \quad K_1 = 0,0826 \Sigma (\lambda \Delta l)$$

și

$$K_2 = 0,0826 \Sigma \zeta.$$

Drept diametru caracteristic D se poate alege, de exemplu diametrul de la intrarea în aspirator D_2 cu viteza absolută corespunzătoare c_2 , în care caz calculul lui K_1 și K_2 ține seamă de raportarea la diferitele viteze prin organele turbinei.

Randamentul hidraulic se scrie astfel:

$$\eta_h = 1 - \frac{\Sigma h_r}{H} = 1 - \frac{Q^2}{HD^4} \left(\frac{K_1}{D} + K_2 \right)$$

pentru turbina reală, iar pentru turbina model la fel cu indicii m :

$$\left. \begin{aligned} 1 - \eta_h &= \frac{Q^2}{HD^4} \left(\frac{K_1}{D} + K_2 \right) \\ 1 - \eta_{hm} &= \frac{Q_m^2}{H_m D_m^4} \left(\frac{K_1}{D_m} + K_2 \right) \end{aligned} \right\} \frac{1 - \eta_h}{1 - \eta_{hm}} = \frac{Q^2 H_m D_m^4}{Q_m^2 H D^4} \cdot \frac{\frac{K_1}{D} + K_2}{\frac{K_1}{D_m} + K_2}$$

De aici rezultă randamentul hidraulic al turbinei reale :

$$\eta_h = 1 - (1 - \eta_{hm}) \cdot \left(\frac{Q}{Q_m} \right)^2 \cdot \frac{H_m}{H} \cdot \left(\frac{D_m}{D} \right)^5 \cdot \frac{1 + kD}{1 + kD_m}$$

dacă ținem seama că :

$$\frac{\frac{K_1}{D} + K_2}{\frac{K_1}{D_m} + K_2} = \frac{K_1 + K_2 D}{K_1 + K_2 D_m} \left(\frac{D_m}{D} \right) = \frac{1 + \frac{K_2}{K_1} D}{1 + \frac{K_2}{K_1} D_m} \left(\frac{D_m}{D} \right)$$

Prescurtarea $k = \frac{K_2}{K_1} = \frac{\Sigma \zeta}{\Sigma(\lambda \Delta l)}$ reprezintă un coeficient foarte

apropiat de $k \approx 1$, deoarece pierderile locale echivalează practic pe acelea liniare. De altfel, chiar dacă ar varia k între limitele

0,8 și 1,2, eroarea care se face admitînd valoarea 1 este mică. Ia $D = 2$ și $D_m = 1$ m, ultima fracție din formula η_h arată

$\frac{1 + 0,8 \cdot 2}{1 + 0,8 \cdot 1} = 1,45$; $\frac{1 + 2}{1 + 1} = 1,50$; $\frac{1 + 1,2 \cdot 2}{1 + 1,2 \cdot 1} = 1,54$; diferența maximă referitoare la pierderea de sarcină, este de ordinul $\pm 3\%$, care reprezintă, la rîndul ei, în medie numai 6% din randament. Astfel, eroarea de calcul a randamentului este cu totul neglijabilă de $\frac{3}{100} 6 = 0,18\%$ în plus sau minus.

În consecință se poate scrie cu suficientă exactitate randamentul hidraulic după formula autorului :

$$\eta_h = 1 - (1 - \eta_{hm}) \frac{Q^2 H_m D_m^5}{Q_m^2 H D^5} \cdot \frac{1 + D}{1 + D_m} \quad (118)$$

Randamentul mecanic și volumetric

Pierderile mecanice și volumetrice sînt foarte mici, după cum s-a constatat din măsurătorile efectuate la turbine în exploatare și anume de 2 la 4% din puterea totală a turbinei, de la cele mari la cele mai mici turbine.

Analizînd aceste pierderi mecanice în funcție de puterea P (CP), propunem să exprimăm produsul celor două randamente (η_{mec} mecanic și η_v volumetric) după formula :

$$\eta_{mec} \eta_v = 0,98 - 0,1 P^{-0,25}. \quad (119)$$

Această formulă arată valorile numerice din tabela 7.

Tabela 7

Randamentul $\eta_m \eta_v$ în funcție de puterea turbinei (P)

P (CP)	1	10	100	1 000	10 000	100 000
$\eta_m \eta_v$	0,880	0,924	0,948	0,962	0,970	0,974

Randamentul total al turbinei

Randamentul total fiind $\eta = \eta_a \eta_m \eta_v$, folosind formulele (118) și (119) și notînd puterea turbinei model cu P_m , iar randamentul ei total cu η_m , se obține formula generalizată :

$$\eta = (0,98 - 0,1 P^{-0,25}) \times \left[1 - \left(1 - \frac{\eta_m}{0,98 - 0,1 P_m^{-0,25}} \right) \frac{Q^2 H_m D_m^5}{Q_m^2 H D^5} \cdot \frac{1 + D}{1 + D_m} \right] \quad (120)$$

4. RELAȚII TEORETICE ÎNTRE VITEZE, CĂDERI ȘI RANDAMENT

În scopul stabilirii diferitelor căderi și viteze caracteristice, este util să se ia ca bază o turbină cu suprapresiune schematizată conform fig. 156,a. Reprezentarea diagramei de viteze se simplifică de asemenea dacă cercetarea se face asupra unei turbine, fie axiale-elicoidale care are $D_1 = D_2$, fie asupra turbinei F — normale în cazul special cînd diametrele la intrarea și ieșirea din rotor sînt egale (în fig. 156,b, $D_1 = D_2$ corespunde lui $u_1 = u_2$).

Scriind ecuațiile Bernoulli pentru diferitele organe în parte, obținem cu notațiile din fig. 156,a :

$$\begin{aligned} \text{Admisie-stator} \quad & \frac{c_a^2}{2g} + \frac{p_a}{\gamma} + z_a = \frac{c_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma} + z_0 + h_{ra-0} \\ \text{Stator-rotor} \quad & \frac{c_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma} + z_0 = \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 + h_{r0-1} \end{aligned}$$

$$\text{Rotor (intrarea-ieșirea)} \quad \frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{w_2^2 - u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_{r1-2}$$

$$\text{Rotor eșire-intr. aspirator} \quad \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 = \frac{c_3^2}{2g} + \frac{p_3}{\gamma} + z_3 + h_{r2-3}$$

$$\text{Aspirator (intrare-ieșire)} \quad \frac{c_3^2}{2g} + \frac{p_3}{\gamma} + z_3 = \frac{c_4^2}{2g} + \frac{p_4}{\gamma} + z_4 + h_{r3-4}$$

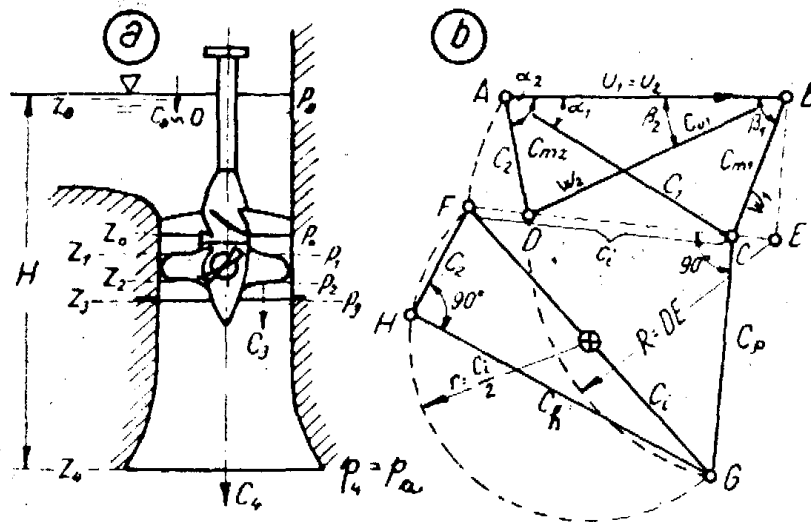


Fig. 156. Relații teoretice între viteze și căderi

Reducînd termenii care se repetă în ambele părți ale sistemului de ecuații, sistematizînd suma celor cinci ecuații și admitînd $p_4 = p_a$ (p_a — presiunea atmosferică, iar viteza $c_a \sim 0$ fiind neglijabilă față de celelalte viteze, notînd pierderea de sarcină totală prin întreaga turbină cu Σh_r , se obține :

$$\Sigma h_r = h_{r0-1} + h_{r1-2} + h_{r2-3} + h_{r3-4} + h_{r4-a}$$

iar căderea turbinei fiind $H = z_a - z_0$, se obține :

$$H - \Sigma h_r = \frac{c_1^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_4^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} \quad (121)$$

Pierderile de sarcină se pot exprima ca o cîtîime ζ din căderea totală $\Sigma h_r = \zeta H$, termenul cinetic la intrarea în rotor corespunde căderii cinetice $H_c = \frac{c_1^2}{2g}$, termenul $H_\sigma = \frac{c_2^2 - c_4^2}{2g}$ corespunde recuperării cinetice de la ieșirea din rotor pînă la ieșirea din aspirator și se numește înălțimea recuperată prin aspirație

care se mai poate scrie sub forma $H_\sigma = k_\sigma H$. Ultima formulă arată totodată că H_σ reprezintă cîtimea k_σ din căderea totală H . În sfîrșit, se mai poate scrie, după ecuația a treia din sistemul de sus :

$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} = - \left[\frac{p_1 - p_2}{\gamma} + z_1 - z_2 - h_{r1-2} \right] = - H_\rho$$

denumită căderea prelucrată prin reacțiune sau suprapresiune. Cu aceste notații, ecuația (121) se mai poate scrie astfel :

$$H (1 - \zeta + k_\sigma) - H_e - H_\rho = 0. \quad (121,a)$$

Se poate numi căderea indicată $H_i = H_e + H_\rho$ (prin analogie cu termodinamica), adică suma căderii prelucrate cinetic H_e și prin suprapresiune (reacțiune) H_ρ .

La turbină se definește deci căderea indicată :

$$H_i = H_e + H_\rho = H (1 - \zeta + k_\sigma). \quad (122)$$

Căderea prelucrată efectiv hidraulic $H_h = H_i - \frac{c_2^2}{2g}$ este însă mai redusă decît H_i cu termenul cinetic $\frac{c_2^2}{2g}$ ieșit din rotor, care este cu atît mai însemnat, cu cît crește rapiditatea turbinei n_s . Cum orice viteză din turbină este o cîtime (aici k_2) din viteza teoretică, adică $c_2 = k_2 \sqrt{2gH}$, sau $\frac{c_2^2}{2g} = k_2^2 H$, se poate scrie căderea hidraulică :

$$H_h = H (1 - \zeta + k_\sigma - k_2^2). \quad (123)$$

Randamentul hidraulic al turbinei rezultă din (123)

$$\eta_h = \frac{H_h}{H} = 1 - \zeta + k_\sigma - k_2^2 \quad (124)$$

Aceste relații între diferitele căderi dintr-o turbină pot fi transformate în înălțimi cinetice, apoi în viteze ; în consecință, putem scrie $H_i = \frac{c_i^2}{2g}$ cu viteza indicată c_i , apoi $H_h = \frac{c_h^2}{2g}$ cu viteza c_h care corespunde căderii prelucrate hidraulic, sau

$H_o = \frac{c_o^2}{2g}$ cu viteza c_o care corespunde căderii prelucrate prin suprapresiune.

$$\text{Cum } H_i = H_o + H_p ; \text{ va fi } c_i^2 = c_1^2 + c_o^2 \quad (125')$$

$$H_h = H_i - \frac{c_2^2}{2g} ; \text{ va fi } c_h^2 = c_i^2 - c_2^2 \quad (125'')$$

În diagrama vitezelor din fig. 106, *b*, care a mai fost explicată anterior, se mai pot completa și celelalte viteze, folosind ecuațiile (125). Diagrama de intrare și de ieșire este dată de poligonul *ABCD* cu vitezele relative w_1, w_2 și absolute c_1, c_2 . Dacă din *B* coborîm o normală *BE* pe direcția prelungită a lui *CD* și ducem un arc de cerc cu raza $R = DE$, cu centrul în *E*, trecînd arcul prin *D*, atunei, ducînd o ortogonală în *C* la *CD*, obținem pe arcul de cerc punctul *G* care va da viteza $c_o = CG$.

Pentru a construi triunghiul corespunzător ecuației (125') $c_i^2 = c_1^2 + c_o^2$, răsucim c_1 cu centrul în *C* pînă cînd *A* cade în *F*, fiind $CF = c_1$, obținînd din cele două catete c_1 și c_o , ipotenuza $c_i = FG$.

În ultimul triunghi *FGH*, care corespunde ecuației (125'') $c_h^2 = c_i^2 - c_2^2$, se poate folosi $c_i = FG$, ca diametrul unul cerc dus de raza $r = 0,5 c_i$ din mijlocul lui c_i , astfel ca cercul să treacă prin punctele *G* și *F*. Intersectînd din *F* mărimea lui $c_2 = FH$ pe periferia cercului (*H*), se obține ultima catetă c_h .

Din triunghiurile de viteze *ABCD*, se poate construi astfel pe cale grafică întregul ansamblu de viteze și în final se poate determina grafic c_h .

Mărimea lui c_h va permite calculul randamentului hidraulic al turbinei $\eta_{th} = \frac{H_h}{H} = \frac{c_h^2}{2gH}$. Acesta este un procedeu simplu și intuitiv pentru a determina η_{th} , însă numai pentru cazul special $D_1 = D_2$.

La alte tipuri de turbine *F*, cu D_1 diferit de D_2 , metoda grafică se complică și nu mai prezintă avantaje față de calculul analitic.

5. APLICAȚII LA CAPITOLUL ECUAȚIILOR FUNDAMENTALE ALE TURBINELOR

Aplicația 7 : Să se demonstreze ecuația lui Bernoulli aplicată la rotorul turbinelor cu suprapresiune.

Soluția : În interiorul unei celule din rotor formată de două pale succesive axa scurgerii este îndoită în spațiu după forma celulei. În jurul axei de scurgere

se trasează un tub de flux elementar, cu secțiunea S variabilă de la intrarea în rotor S_1 la ieșirea S_2 . Se alege un tronson de tub de lungimea dl , de-a lungul axului, fiind în centrul acestui element (M):

vitezele: $u = r\omega$ viteza periferică a rotorului, w viteza relativă și c absolută a apei. Toate vitezele formează un triunghi de viteze $\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$, după cum s-a mai văzut.

acceleerațiile:

— accelerația tangențială a roții $a_{ut} = r \frac{d\omega}{dt}$ (este egală cu zero când avem turația $n = \text{constantă}$);

— accelerația normală centrifugă $a_{un} = \frac{u^2}{r} = r\omega^2$;

— accelerația relativă tangențială a apei $a_{rt} = \frac{dw}{dt}$ (este egală cu zero la scurgere permanentă cu timpul);

— accelerația relativă normală (la raza R) $a_{rR} = \frac{w^2}{R}$;

— accelerația Coriolis, cu direcția ortogonală la planul format din vectorii w , ω , și care se determină din relația $a_c = 2\omega w \sin(\omega, w)$;

— accelerația absolută, care este rezultanta vectorială: $\vec{a}_a = \vec{a}_{ut} + \vec{a}_{un} + \vec{a}_{rt} + \vec{a}_{rR} + \vec{a}_c$.

La scurgerea permanentă cu timpul $Q = \text{constant}$, așa cum se studiază un anumit regim de funcționare a turbinei cu numărul de turații $n = \text{constant}$, avem accelerația roții $a_u = a_{un} = r\omega^2$, (fiind $a_{ut} = 0$) și accelerația relativă

$a_r = a_{rR} = \frac{w^2}{R}$ (fiind $a_{rt} = 0$) deci $\vec{a}_a = \vec{a}_u + \vec{a}_r + \vec{a}_c$;

— accelerațiile corespunzătoare forțelor exterioare sînt produse de greutatea, forța de presiune, forțele de frecare, sau rezistențele hidraulice, deci total de $\Sigma \vec{F}$.

Aplicînd principiul D'Alembert pentru masa elementară $dm = \frac{\gamma}{g} s dl$ la mișcarea absolută, se scrie vectorial:

$$dm \vec{a}_a = dm (\vec{a}_u + \vec{a}_r + \vec{a}_c) = \Sigma d\vec{F} \quad (126)$$

Din (126) se poate obține și mișcarea relativă

$$dm \vec{a}_r = \Sigma d\vec{F} - dm (\vec{a}_u + \vec{a}_c) \quad (126, a)$$

Considerînd numai accelerațiile și forțele proiectate pe direcția vitezei relative (tangenta la traiectoria relativă), proiecție marcată prin indicele w , se constată că proiecția accelerației Coriolis pe direcția w este nulă, deci:

$$dm \left(\frac{dw}{dt} + \frac{w^2}{R} \right)_w = \Sigma \frac{d\vec{F}}{w} - dm (a_u)_w \quad (126, b)$$

Dar $\left(\frac{w^2}{R} \right)_w = 0$ fiind dirijată normal la direcția w , rezultă:

$$dm \left(\frac{dw}{dt} \right)_w = \Sigma \left(\frac{d\vec{F}}{w} \right)_w - dm \left(\frac{du}{dt} + \frac{u^2}{r} \right)_r \quad (126, c)$$

Forțele elementare $(dF)w$ se compun din :

— componenta pe direcția w a greutateii elementului :

$$\gamma S \cos \delta dl$$

δ fiind unghiul lui w , respectiv dl cu axa verticală.

— componenta forțelor de presiune pe direcția (w) care este $-S dp$, dirijată în sens invers mișcării, Sp fiind de sus în jos, iar $S(p + dp)$, de jos în sus și știind că forțele de presiune pe pereții laterali ai elementului nu dau componentă pe direcția w ;

— componenta forțelor de rezistențe hidraulice pe (w) este $-i\gamma S dl$, fiind $i = \frac{dh_r}{dl}$ panta hidraulică, și anume pierderea de sarcină prin rezistențe hidraulice

dh_r , pe unitatea de lungime dl a elementului, dirijată invers mișcării.

Înlocuind aceste componente ale forțelor elementare exterioare în ecuația (126, c), se obține ecuația mișcării relative, de-a lungul traiectoriei relative w , cu

masa elementară $dm = \frac{\gamma}{g} S dl$, considerînd la turbină scurgerea centripet spre axial în jos (turbinele F, E, K) :

$$\begin{aligned} \frac{\gamma}{g} S dl \frac{dw}{dt} &= \gamma S \cos \delta dl - S dp - i\gamma S dl - \\ &- \frac{\gamma}{g} S dl \left(\mp r \frac{d\omega}{dt} \cos \beta + r\omega^2 \cos \alpha \right), \end{aligned}$$

În relația de mai sus s-a notat cu α unghiul dintre vectorul w și rază, respectiv β între w și tangenta la cercul de rotație. Semnul \mp la penultimul termen arată posibilitatea variației rotației în timp, care poate fi întîrziată sau accelerată.

Reducînd termenul γS , avînd $dl \cos \delta = -dz$ (direcția scurgerii este spre aval, deci spre $-z$), apoi $i dl = dh_r$ conform definiției precedente, de asemenea $dl \cos \alpha = -dr$ (crescînd l , raza la turbine scade, și viceversa la pompe) și fiind $dl \cos \beta = rd\Theta$ cu unghiul central Θ , pe care-l descrie raza r în sensul rotației, se poate scrie :

$$\frac{1}{g} \frac{dl}{dt} dw + \frac{dp}{\gamma} + dz + dh_r - \frac{\omega^2}{g} r dr \mp \frac{r^2}{g} d\omega \frac{d\Theta}{dt} \quad (126, d)$$

Dar

$$\frac{dl}{dt} = w; wdw = d\left(\frac{w^2}{2}\right); r dr = d\left(\frac{r^2}{2}\right); \omega^2 r dr = d\left(\frac{r^2 \omega^2}{2}\right) = d\left(\frac{u^2}{2}\right)$$

În consecință, ecuația diferențială a mișcării relative a apei prin turbină va fi :

$$d\left(\frac{w^2}{2g}\right) + \frac{dp}{\gamma} + dz + dh_r - d\left(\frac{u^2}{2g}\right) \mp \left(\frac{r^2}{g}\right) d\omega \frac{d\Theta}{dt} = 0 \quad (126, e)$$

În cazul special al funcționării în regim permanent cu $\omega = \text{constant}$ (turbina are turație constantă), fiind $\frac{d\omega}{dt} = 0$, se poate ușor integra ecuația (126, e)

de la intrarea în rotor notată cu 1 la ieșirea din rotor notată cu 2, obținîndu-se ecuația Bernoulli pentru turbine cu turație constantă :

$$\frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 + h_{r1} = \frac{w_2^2 - u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_{r2} \quad (127)$$

Considerînd numai diferența pierderilor de sarcină $h_r = h_{r2} - h_{r1}$, în cazul general cu ω variabil la regimurile tranzitorii în timpul reglajului turbinei, se obține ecuația generalizată a lui Bernoulli :

$$\frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{w_2^2 - u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_r \mp \frac{1}{g} \frac{d\omega}{dt} \int_{r_1}^{r_2} r^2 d\Theta \quad (128)$$

Aplicația 8. La o turbină, F cu statorul $D_0=1$, $B_0=0,1$, $Q=3$, $z_0=18$, $s_0=0,08$, să se calculeze viteza c_0 și unghiul absolut α_0 (fig. 155).

Soluția : Deoarece se caută viteze în legătură cu secțiunile turbinei, se aplică ecuația continuității (22, e) $Q=\pi D_0 B_0 \varepsilon_0 c_{m0}$, iar $\varepsilon_0=0,95$ fiind coeficientul de con-

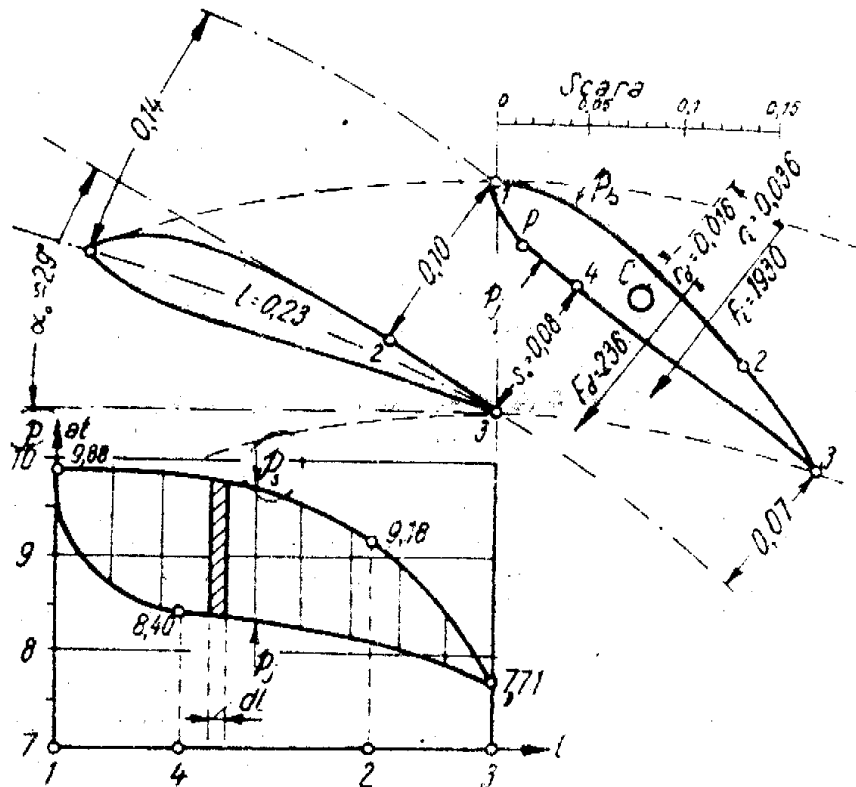


Fig. 157. Hidrodinamica statorului (aplic. nr. 9)

tracție, rezultă componenta meridiană a vitezei absolute $c_{m0} = \frac{3}{\pi \cdot 1 \cdot 0,1 \cdot 0,95} = 10,05$ m/s. Pe de altă parte, se obține din (23,c) viteza absolută la ieșirea din stator $c_0 = \frac{Q}{z_0 B_0 \varepsilon_0} = \frac{3}{18 \cdot 0,1 \cdot 0,08} = 20,8$ m/s, sau $\sin \alpha_0 = \frac{c_{m0}}{c_0} = \frac{10,05}{20,8} = 0,483$, unghiul spiralei logaritmice, deci unghiul palei statorice este constant $\alpha \sim 29^\circ$.

Aplicația 9. Ce presiune se stabilește la ieșirea din stator pentru turbina din aplicația 8, funcționînd sub $H=100$ m cădere.?

Soluția : Cînd se caută relațiile între viteze și presiuni se aplică ecuația Bernoulli (18a) la statorul fix (nerotitor) :

$$\frac{c_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma} + z_0 + h_{r0} = H + \frac{p_a}{\gamma}; \quad p_0 = p_a + \gamma \left(H - \frac{c_0^2}{2g} - z_0 - h_{r0} \right)$$

Se consideră aici $p_a = 10\,000 \text{ kg/m}^2$ (presiunea atmosferică să fie de 1 at), statorul cu $z_0 = 3 \text{ m}$ peste nivelul aval și $h_{r0} = 0,01 H = 1 \text{ m}$, adică pierderea de la vana turbinei la stator 1 % din cădere, fiind astfel

$$p = 10\,000 + 1\,000 \left(100 - \frac{16,67^2}{2g} - 3 - 1\right) = 91\,830 \text{ kg/m}^2 \text{ (9,18 at)}, \text{ respectiv suprapresiunea peste cea atmosferică } p - p_a = 8,18 \text{ at}.$$

Aplicația 10. Să se calculeze forța hidrodinamică pe pala statorică deschisă complet, respectiv închisă, din aplicațiile 8 și 9.

Soluția: Din formula presiunii $p = p_a + \gamma \left(H - \frac{c^2}{2g} - z - h_r \right)$ rezultă cu datele numerice precedente $p = 106\,000 - 51 c^2 \text{ (kg/m}^2\text{)}$, iar vitezele $c = \frac{Q}{z_0 \cdot B_0 \cdot s} = \frac{3}{18 \cdot 0,1 \cdot s} = \frac{1,665}{s} \text{ (m/s)}$ se calculează cu lărgimile s din canalul de flux (citite pe fig. 157). Cu ajutorul presiunilor p calculate se obține diagrama presiunilor $p = f(l)$, desenată în partea de jos a fig. 157. Forța pe pală $F_d = B_0 \int p \cdot dl = 236 \text{ kg}$ poate fi determinată prin planimetrarea ariei hașurate, iar poziția ei se obține prin aplicarea momentului static al forțelor elementare, care, însumate, trebuie să dea $F \cdot r_0 = \sum (\Delta F r)$.

Calculul simplificat se face numai pentru punctele caracteristice 1, 2, 3, 4 de pe pala statorică. Rezultatele obținute pentru aceste puncte sînt date în tabela 8.

Tabela 8

Calculul presiunilor în aplicația 10

Punct	$s \text{ (m)}$	$c \text{ (m/s)}$	$51 c^2$	$p \text{ (kg/m}^2\text{)}$	$p \text{ (at)}$
1	0,14	11,9	7 220	98 780	9,88
2	0,10	16,7	14 220	91 780	9,18
3	0,07	23,8	28 900	77 100	7,71
4	0,08	20,8	22 050	83 950	8,40

În poziția închisă a palelor, ciocul palei de jos (3) se întâlnește cu pala de sus în P , datorită răsucirii ambelor pale în jurul centrelor C . Astfel, pe distanța $\overline{P3} = 0,193$ (citită grafic) se exercită forța hidrostatică $F_i = \gamma \cdot H \cdot B \cdot \overline{P3} = 1\,000 \cdot 100 \cdot 0,1 \cdot 0,193 = 1\,930 \text{ kg}$. Această forță în poziția închisă, este mult mai mare decît aceea în poziția deschisă ($F_d = 236 \text{ kg}$). Cu razele măsurate pînă la centrul de basculare C se obțin momentele pentru o singură pală:

- la pala în poziție deschisă $M_d = F_d \cdot r_d = 236 \cdot 0,016 = 3,8 \text{ kgm}$;
- la pala în poziție închisă $M_i = F_i \cdot r_i = 1\,930 \cdot 0,036 = 69,6 \text{ kgm}$.

Pentru a deschide întreaga turbină (de altfel mică), este necesar cuplu $z_0 M_t = 1\ 254$ kgm. Lucrul mecanic pe care îl execută servomotorul regulatorului este mai mic, fiind obținut ca integrală între poziția închis și cea deschis.

Aplicația 11. care este valoarea vidului relativ produs la ieșirea din rotorul turbinei F , avind datele : $H = 10$ m, $Q = 30$ m³/s, $D_3 = 3$ m, $z_3 = 3$ m (intrarea în aspirator) și $D_4 = 4$ m, $z_4 = 0$ (nivelul canalului de fugă).

Soluția : Fiind vorba despre o problemă de presiuni și viteze, se folosește ecuația Bernoulli aplicată la aspirator, ecuație demonstrată anterior :

$$\frac{c_3^2}{2g} + \frac{p_3}{\gamma} + z_3 + h_{r3} = \frac{c_4^2}{2g} + \frac{p_4}{\gamma} + z_4 + h_{r4} \quad (18, c)$$

Presiunea la ieșirea din aspirator corespunde înălțimii barometrice, adică presiunii atmosferice $\frac{p_4}{\gamma} = 10$ m, iar pierderea de sarcină în aspirator $h_r = h_{r4} = h_{r3} = 0,2$ reprezintă numai 2% din cădere. Vitezele la intrarea și la ieșirea din aspirator se calculează după ecuația continuității : $c_3 = \frac{4Q}{\pi D_3^2} = 9,55$ m/s, respectiv

$$c_4 = \frac{4 \cdot 30}{\pi 4^2} = 2,39 \text{ m/s.}$$

Astfel rezultă :

$$\frac{p_3}{\gamma} = \frac{p_4}{\gamma} - \frac{c_3^2 - c_4^2}{2g} - z_3 + z_4 + h_{r4} - h_{r3} = 10 - \frac{9,55^2 - 2,39^2}{2g} - 3 + 0,2 = 2,85 \text{ m.}$$

Dacă $p_4 = p_a = 1$ at, atunci $p_3 = 0,285$ at, iar vidul relativ este $1 - 0,285 = 0,715$ at.

Aplicația 12. Care va fi suprapresiunea, respectiv, care va fi gradul de suprapresiune (reacțiune) la o turbină cu suprapresiune, cu $H = 100$ m, rotorul avind $u_1 = 20$ m/s ; $u_2 = 15$ m/s ; $w_1 = 12$ m/s ; $w_2 = 18$ m/s, $\frac{p_2}{\gamma} = 4$ m ; înălțimea rotorului $\Delta z = z_1 - z_2 = 0,5$ m?

Soluția : Utilizînd ecuația lui Bernoulli pentru rotor, demonstrată în partea întâia a lucrării se obține :

$$\frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{w_2^2 - u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} - \Delta z + \Delta h_r \quad (19, a)$$

Cu datele de mai sus și admitînd pierderea de sarcină prin rotor circa 3% din cădere ($\Delta h_r = 0,03 \cdot 100 = 3$ m), se obține :

$$\frac{p_1}{\gamma} = 4 - 0,5 + 3 + \frac{18^2 - 15^2}{2g} - \frac{12^2 - 20^2}{2g} = 24,57 \text{ m.}$$

Suprapresiunea va fi $\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = 20,57$ m, iar gradul de suprapresiune,

$$\rho = \frac{p_1 - p_2}{\gamma H} = 0,206.$$

Aplicația 13. Ce cuplu și ce putere hidraulică dezvoltă o turbină cu $H = 100$ m, $u_1 = 20$ m/s, $D_1 = 1$ m, și $Q = 10$ m³/s?

Soluția: Admițând randamentul hidraulic $\eta_h = 0,92$, deci $H_h = \eta_h H = 92$ m, puterea hidraulică după ecuația (26) va fi:

$$P_h = \frac{\gamma Q}{g} (c_{u1}u_1 - c_{u2}u_2) = \gamma Q H_h = 1\,000 \cdot 10 \cdot 92 = 920\,000 \text{ (kgm/s)}.$$

Cum rotorul lucrează cu randament optim, în cazul cînd $c_{u2} = 0$, rezultă componenta tangențială a vitezei absolute la intrarea în rotor

$$c_{u1} = \frac{g \cdot P_h}{\gamma \cdot Q \cdot u_1} = 36,1 \text{ m/s.}$$

Știind că $r_1 = 0,5 \cdot D_1 = 0,5$, din ecuația (25) se calculează cuplul hidraulic

$$M_h = \frac{\gamma Q}{g} c_{u1} r_1 = \frac{1\,000 \cdot 10}{9,81} 36,1 \cdot 0,5 = 18\,400 \text{ kgm, fiind } c_{u2} = 0$$

Aplicația 14. La o uzină hidroelectrică avînd căderea netă $H = 10$ m și debitul $Q = 10$ m³/s, pot fi folosite diferite tipuri de turbine. Să se calculeze turajile n la diferitele tipuri de turbine și să se stabilească tipul cel mai favorabil.

Soluția: Anterior s-a demonstrat expresia rapidității:

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{P}{\gamma H}} = \frac{n}{10} \sqrt{\frac{1\,200}{\gamma \cdot 10}} = 1,95 n \quad (83)$$

Ținînd seamă că puterea turbinei este $P = 13,33 \cdot Q \cdot H \cdot \eta = 1\,200$ CP, cu randamentul estimat $\eta = 0,9$.

Instalînd diferite tipuri de turbine la aceeași cădere de 100 m și același debit, se poate obține, la:

turbinele P — lent $n_s < 10$; $n \leq 5,1$ rot/min; normal $n_s = 10 \dots 20$,

$n = 5,1 - 10,2$, rapid $n < 25,6$

F — lent $n_s = 50 - 120$; $n = 25,6 - 61,4$; normal $n_s = 120 - 250$,

$n = 61,4 - 128$, rapid $n < 205$

E — lent $n_s = 300 - 600$; $n = 154 - 307$; normal

$n_s = 600 - 800$; $n = 307 - 410$, rapid $n < 718$ rot/min.

La turbinele cu suprapresiune, n nu poate crește însă peste o limită care poate provoca fenomenul de cavitație. După formula prof. Morozov, limită este dată

de $n_s \ll \frac{2\,200}{H^{0,57}}$, în cazul de față $H = 10$, și deci $n_s < 592$, deci $n_{max} \ll \frac{n_s}{1,95} = 304$. Rezultă că turația sincronă maximă este $n = 300$ rot/min, obținută printr-o turbină elicoidală E sau K lentă, cu $n_s = 585$ (dacă nu se folosește contrapresiunea, la cele normale și rapide se produce fenomenul de cavitație, cum se va vedea ulterior). Este evident că, urmăriind obținerea grupului electrogen cu turație n — maximă, trebuie să se aleagă, în acest caz, turbina E sau turbina K lentă.

Aplicația 15. Care trebuie să fie căderea cu care să funcționeze o turbină pentru a dezvolta puterea $P = 2\,500$ CP la o turație $n = 300$ rot/min?

Soluția : Din formula $n_s = n P^{1/2} H^{-5/4}$ se extrage căderea

$$H = \left(\frac{n}{n_s} \sqrt{P} \right)^{4/5} = \left(\frac{15\,000}{n_s} \right)^{0,8} \text{ la diferitele tipuri de turbine :}$$

P — normal, cu $n_s = 15$, trebuie o cădere $H = \left(\frac{15\,000}{15} \right)^{0,8} = 251,5$ m

F — normal, cu $n_s = 180$, trebuie o cădere $H = 34,5$ m

K — normal, cu $n_s = 700$, trebuie o cădere $H = 11,65$ m

În consecință, după cum se oferă căderea în natură, va rezulta din calcul și tipul de turbină care dă o anumită putere și turație impusă de nevoile exploatării.

Aplicația 16. Pentru aceeași cădere, de exemplu $H = 25$ m, la ce putere P , dau diferitele tipuri de turbină același număr de turații, de exemplu $n = 100$ rot/min?

Soluția : Rapiditatea $n_s = \frac{100}{25} \sqrt{\frac{P}{25}} = 1,79 \sqrt{P}$, dă, în acest caz, puterea

$P = 0,312 n_s^2$. La turbina P fiind limitat la $n_s < 50$, puterea va trebui limitată la $P < 0,312 \cdot 50^2 = 780$ CP; la turbina F — rapidă puterea poate crește pînă la $P < 0,312 \cdot 450^2 = 60\,200$ CP, iar la turbina K rapidă puterea trebuie limitată la $612\,000$ CP ($n_s = 1\,400$ considerată ca limită superioară). Din acest calcul se constată că pentru aceeași cădere și aceeași turație, fiecare tip de turbină dă o altă putere limită superioară la care nu se produce fenomenul cavitației.

Aplicația 17. Să se calculeze cu ce turații unitare n_1 pot funcționa la aceleași căderi H și puteri P , diferitele tipuri de turbine?

Soluția : Turația unitară $n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}$, adică turația la care ar funcționa turbina

sub 1 m cădere, este în relație cu $n_s = n_1 \sqrt{P_1}$, iar $P_1 = \frac{P}{H^{3/2}}$ fiind puterea uni-

tară. Deci $n_1 = \frac{n_s}{\sqrt{P_1}} = n_s \frac{H^{3/4}}{P^{1/2}} = kn_s$ va fi liniar, proporțional cu rapiditatea,

de exemplu la căderile $H = 10$, 100 sau 400 corespunzînd, după formula prof.

Morozov, rapidității admisibile $n_s < \frac{2\,200}{H^{0,57}}$, vor rezulta, la diferite puteri P

(CP), turațiile n și tipurile de turbină admisibile, din tabela 9.

Aplicația 18. Ce diametru de intrare în rotor D_1 are turbina care funcționează cu puterea $P = 10\,000$ CP la căderea $H = 100$ m?

Turațiile n (rot/min) care corespund căderilor H și puterilor P pentru diferite tipuri de turbine

H (m)	n_s	P (CP)			Tipul turbinei
		100	1 000	10 000	
10	696	$n = 391,5$	$n = 124,0$	$n = 39,2$	K -normal
100	159,5	$n = 505$	$n = 159,5$	$n = 50,5$	F -normal
400	72,3	$n = 647$	$n = 204$	$n = 64,7$	F -lent
400	40,0	$n = 358$	$n = 113$	$n = 35,8$	P -rapid

Soluția: Rapiditatea admisibilă împotriva cavitației $n_s < \frac{2\,200}{H^{0,57}} < 159,5$ arată că se poate alege turbina sovietică normalizată F — normală $\Phi 60$, care dă la plină sarcină turația $n = 158$ rot/min, turația dublu unitară $n'_1 = 61$ și debitul dublu unitar $Q'_1 = 0,576$. Cum turația dublu unitară s-a definit ca $n'_1 = \frac{n}{\sqrt{H}} D_1$,

rezultă că diametrul de intrare în rotor este $D_1 = n'_1 \frac{\sqrt{H}}{n} = \frac{610}{n}$.

Pe de altă parte, din $n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{P}{\sqrt{H}}} = 158$ se calculează turația

$n = 158 \frac{H^{1,25}}{P^{0,5}} = 500$ rot/min; în consecință, diametrul căutat va fi

$$D_1 = \frac{610}{500} = 1,22 \text{ m.}$$

Aplicația 19. La căderea $H = 16$ m și debitul $Q = 100$ m³/s, ce turbină și ce diametru de rotor rezultă?

Soluția: Fiind $n_s < \frac{2\,200}{16^{0,57}} < 453$, se poate alege turbina sovietică normalizată $K - 201$, care la funcționare normală are rapiditatea $n_s = 400$, și turația dublu unitară $n'_1 = 124$. Din n_s rezultă $n = 400 \frac{H^{1,25}}{P^{0,5}} = 93$, în care

$P = 13,33 QH\eta = 19\,000$ CP, pentru $\eta = 0,89$ deci se observă că diametrul căutat este

$$D_1 = n'_1 \frac{\sqrt{H}}{n} = 124 \frac{\sqrt{16}}{93} = 5,33 \text{ m.}$$

Aplicația 20. Să se verifice numeric diferitele formule ale rapidității n_s (86), (87), la o turbină cu căderea $H = 100$ m și puterea $P = 10\ 000$ CP.

Soluția: Din formula puterii rezultă, pentru randamentul estimat $\eta = 0,89$, debitul $Q = \frac{P}{13,33 H \eta} \approx 8,4$ m³/s; din $n_s < \frac{2\ 200}{100^{0,54}} = 159,5$ se calculează

$n < n_s \frac{H^{1,25}}{P^{0,5}} < 505$. Se alege cea mai apropiată turație sincronă și anume $n =$

$= 500$ rot/min la $p = \frac{3\ 000}{n} = 6$ perechi de poli.

Astfel, va fi (86) $n_s = \frac{500}{100} \sqrt{\frac{10\ 000}{\sqrt{100}}} = 158$, iar $n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}} = \frac{500}{\sqrt{100}} = 50$ și la

$D_1 = 1,22$ (aplicația 18) $n'_1 = \frac{n}{\sqrt{H}} D_1 = 61$, $P_1 = \frac{P}{H^{3/2}} = \frac{10\ 000}{100^{1,5}} = 10$, $Q_1 =$

$= \frac{Q}{\sqrt{H}} = 0,84$ apoi $Q'_1 = \frac{Q}{\sqrt{H} D_1^2} = 0,564$ și puterea dublu unitară $P'_1 = \frac{P}{H^{3/2} D_1^2} =$

$= 6,71$. Cercetînd celelalte forme de exprimare a rapidității după formulele dezvoltate în teorie (86 și 87), se obțin succesiv:

$n_s = n_1 \sqrt{P_1} = 50 \sqrt{10} = 158$; $n_s = 3,65 n_1 \sqrt{Q_1 \eta} = 3,65 \cdot 50 \sqrt{0,84 \cdot 0,89} = 158$

$n_s = n'_1 \sqrt{P'_1} = 61 \sqrt{6,71} = 158$; $n_s = 3,65 n'_1 \sqrt{Q'_1 \eta} = 3,65 \cdot 61 \sqrt{0,564 \cdot 0,89} = 158$

Se constată că toate felurile de exprimare a lui n_s conduc la același rezultat numeric, ceea ce era de așteptat la o demonstrație justă a formulelor.

Aplicația 21. Să se aplice legile de similitudine între turbina cu $H = 200$ m, $P = 42\ 000$ CP și turbina model $H_m = 100$ m, $P_m = 10\ 000$ CP, $\eta_m = 0,89$, $n_m = 500$ rot/min, $D_m = 1,22$ (s-a ales turbina model Φ 60 sovietică din aplicația 18).

Soluția: Turbina reală fiind mai mare decât cea model, se admite la început cu titlu indicativ randamentul $\eta = 0,9$ puțin mai mare decât randamentul modelului $\eta_m = 0,89$, iar turația la căderea mai mare va fi prima turație sincronă ($n = 600$) peste aceea a modelului care este $n_m = 500$.

Rapiditățile la turbina mare $n_s = \frac{600}{200} \sqrt{\frac{42\ 000}{\sqrt{200}}} = 163,5$ și la turbina

model $n_{sm} = \frac{500}{100} \sqrt{\frac{10\ 000}{\sqrt{100}}} = 158$, diferența între ele fiind numai cu

$\frac{163,5 - 158}{158} \cdot 100 = + 3,5\%$, similitudinea este destul de strînsă. În conse-

cință, după formula (110) se obțin diametrele turbinei (D) din acelea ale modelului (D_m):

$D = \lambda D_m$, în care $\lambda = \frac{n_s}{n_{sm}} \frac{n_m}{n} \left(\frac{H}{H_m} \frac{\eta}{\eta_m} \right)^{1/2} = \frac{163,5}{158} \frac{500}{600} \sqrt{\frac{200 \cdot 0,90}{100 \cdot 0,89}} = 1,227$

Cu parametrul similitudinii $\lambda = 1,227$ amplificăm toate gabaritele modelului, pentru a obține pe acelea ale turbinei căutate, de exemplu, diametrul de intrare va fi $D = 1,227 D_m = 1,50$ m.

Aplicația 22. Pentru turbina din aplicația 21 să se verifice randamentul turbinei mari η , față de acela al modelului η_m .

Soluția: În capitolul similitudinii s-a tratat această problemă mai amplu, așa că aici se va da numai aplicarea diferitelor formule (112—120):

$$\eta = 1 - (1 - \eta_m) \left(\frac{D_m}{D} \right)^{1/4} = 1 - (1 - 0,89) \left(\frac{1,22}{1,50} \right)^{1/4} = 0,896 \quad (112) \quad (\text{Morozov})$$

$$\eta = 1 - (1 - \eta_m) \left(\frac{D_m}{D} \right)^{1/5} = 1 - (1 - 0,89) \left(\frac{1,22}{1,50} \right)^{1/5} = 0,895 \quad (113) \quad (\text{alți autori sovietici})$$

$$\eta = 1 - 0,25 (1 - \eta_m) - 0,75 (1 - \eta_m) \left(\frac{D_m}{D} \right)^{1/4} = 0,894 \quad (115) \quad (\text{Bibliografia 1})$$

$$\eta = \eta_{mec} \left[1 - \left(1 - \frac{\eta_m}{\eta_{mec m}} \right) \right] \left(\frac{D_m}{D} \right)^{1/4} \left(\frac{H_m}{H} \right)^{1/8} = 0,903 \quad (116) \quad (\text{Staufer})$$

$$\eta = \eta_{mec} \left[1 - \left(1 - \frac{\eta_m}{\eta_{mec m}} \right) \right] \left(\frac{D_m}{D} \right)^{0,314} = 0,898 \quad (117) \quad (\text{Manualul Inginerului mecanic})$$

În formulele (116—117) s-a considerat că randamentele mecanice sînt aproximativ egale $\eta_{mec} = 0,98 \approx \eta_{mec m}$.

$$\eta = \left(0,98 - \frac{0,1}{P^{0,25}} \right) \left[1 - \left(1 - \frac{\eta_m}{0,98 - \frac{0,1}{P_m^{0,25}}} \right) \frac{Q^2 H_m D_m^5}{Q_m^2 H D^5} \cdot \frac{1 + D}{1 + D_m} \right] = 0,904 \quad (\text{D. Pavel}) \quad (120)$$

Randamentul mecanic rezultă după formula (120) $\eta_{mec} = 0,973$ la turbina mare și $\eta_{mec m} = 0,97$, la model, randamentul hidraulic $\eta_h = \frac{\eta}{\eta_{mec}} = \frac{0,904}{0,973} = 0,93$ și

$$\eta_{hm} = \frac{0,89}{0,97} = 0,917, \text{ iar debitele } Q = \frac{P}{13,33 H \eta} = 17,3 \text{ m}^3/\text{s},$$

$$\text{respectiv la model } Q_m = \frac{10\,000}{13,33 \cdot 100 \cdot 0,89} = 8,42 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Dispersiunea maximă între valorile numerice extreme dobîndite este $\frac{0,904 - 0,894}{0,904} \cdot 100 = 1,1\%$, iar formula (112) cea mai frecvent folosită dă, față de formula generalizată (120), numai o diferență neglijabilă de $-0,9\%$.

Aplicația 23. Să se determine randamentul turbinei față de acela al modelului arătat mai jos.

Soluția: Turbina model Φ 130, descrisă în toate manualele sovietice (vezi Bibliografia 1) are caracteristicile următoare: $D_m = 0,55$; $n_{1m} = 87$; $Q'_{1m} = 1,32$;

$$Q_m = Q'_{1m} \sqrt{H D_m^2} = 1,26 \text{ m}^3/\text{s}; \quad n_m = n_{1m} \frac{\sqrt{H_m}}{D_m} = 500 \text{ rot}/\text{min}; \quad H_m = 10 \text{ m},$$

$$P_m = 146 \text{ CP}, \quad \eta_m = 0,87.$$

Turbina reală, de același tip cu modelul, la $H = 40$ m, $Q = 120$ m³/s, are $n'_1 = n'_{1m}$ și $Q'_1 = Q'_{1m}$, deci $D_1 = \sqrt{\frac{Q}{Q'_{1m} \sqrt{H}}} = 3,8$ m, $n = n'_1 \frac{\sqrt{H}}{D_1} = 145$ rot/min și puterea $P = 13,33 \cdot 120 \cdot 40 \cdot 0,92 = 58\ 000$ CP. Randamentul rezultă după (112): $\eta = 1 - (1 - 0,87) \left(\frac{0,55}{3,8}\right)^{1/4} = 0,92$ cu $-1,6\%$ sub valoarea dată de (120)

$$\eta = \left(0,98 - \frac{0,1}{58\ 800^{0,25}}\right) \left[1 - \left(1 - \frac{0,87}{0,98 \frac{0,1}{146^{0,25}}}\right) \left(\frac{120}{1,26}\right)^2 \frac{10}{40}\right] \times \left(\frac{0,55}{3,8}\right)^5 \cdot \frac{1 + 3,8}{1 + 0,55} = 0,936$$

Aplicația 24. Să se compare formulele de randament la turbină și model cu datele de mai jos.

Soluția: Turbina model sovietic Φ 128 are datele $D_m = 0,8$ m; $H_m = 4$ m; $Q'_{1m} = 0,148$; $n'_{1m} = 60$; $\eta_m^{max} = 0,85$; $Q_m = 0,19$ m³/s; $n_m = 150$ rot/min; $P_m = 86$ CP; iar turbina mare $Q = 7,08$ m³/s, $H = 200$ m, $P = 13,33 QH\eta = 17\ 000$ CP, fiind estimat $\eta = 0,9$ iar diametrul rotorului $D = \sqrt{\frac{Q}{Q'_{1m} \sqrt{H}}} = 1,84$ m.

După formulele (112) și (120) se obțin randamentele turbinei mari (112) $\eta = 1 - (1 - 0,85) \left(\frac{0,8}{1,84}\right)^{1/4} = 0,878$ cu $-2,7\%$ sub valoarea dată de (120)

$$\eta = \left(0,98 - \frac{0,1}{17\ 000^{0,25}}\right) \times \left[1 - \left(1 - \frac{0,85}{0,98 \frac{0,1}{86^{0,25}}}\right) \left(\frac{7,08}{0,19}\right)^2 \frac{4}{200} \left(\frac{0,8}{1,84}\right)^5 \frac{1 + 1,84}{1 + 0,8}\right] = 0,902.$$

Aplicația 25. Să se verifice randamentul turbinei față de turbina model cu datele de mai jos.

Soluția: Turbina model sovietic $K = 70$ VB are datele $D_m = 0,46$ m; $H_m = 3,85$ m; $\eta_m = 0,845$ (la sarcina optimă) cu $Q'_{1m} = 1,5$; $n'_m = 162$; $Q_m = 0,623$ m³/s și $P_m = 27$ CP.

Turbina care urmează să fie construită are $Q = 23,5$ m³/s, $H = 7$ m. Estimând la început randamentul $\eta = 0,91$, se obține puterea

$$P = 13,33 \cdot 23,5 \cdot 7 \cdot 0,91 = 2\ 000$$
 CP

și diametrul rotorului $D = \sqrt{\frac{23,5}{1,5 \sqrt{7}}} = 2,43$ m. Se calculează randamentul turbinei mari:

$$\eta = 1 - (1 - 0,845) \left(\frac{0,46}{2,43}\right)^{1/4} = 0,898, \text{ cu } -2,8\% \text{ sub valoarea dată de}$$

ecuația (120)

$$\tau = \left(0,98 - \frac{0,1}{2000^{0,25}} \right) \times \left[1 - \left(1 - \frac{0,815}{0,98 - \frac{0,1}{27^{0,25}}} \right) \left(\frac{23,5}{0,623} \right)^2 \frac{3,85}{7} \left(\frac{0,46}{2,43} \right)^5 \frac{1 - 2,43}{1 + 0,46} \right] = 0,924$$

Aplicația 26. Să se aplice legile de similitudine la turbinele din aplicația 23.

Soluția: Turbina model Φ 130 are; $H_m = 10$ m; $Q_m = 1,26$ m³/s; $n_m = 500$ rot/min; $P_m = 146$ CP, $\tau_m = 0,87$, $D_m = 0,55$ m, $n_{sm} = 340$, iar turbina mare: $H = 40$ m, $Q = 120$ m³/s, $P = 60\,000$ CP, $\tau = 0,936$, $n = 150$ rot/min (s-a ales aici turația sincronă cea mai apropiată de 145 din aplicația 23 pentru $n_s = 365$).

Pentru raportul turațiilor, similitudinea arată următoarele cazuri:

$$(101) \quad \frac{n}{n_m} = \left(\frac{P_m}{P} \right)^{1/2} \left(\frac{H}{H_m} \right)^{5/4} = 0,2795, \text{ neglijind corecțiile cu } n_s \text{ și } \tau;$$

$$(101, a) \quad \frac{n}{n_m} = \left(\frac{P_m}{P} \right)^{1/2} \left(\frac{H}{H_m} \frac{\tau_m}{\tau} \right)^{5/4} = 0,305 \text{ considerind } \tau \text{ real, dar neglijind } n_s;$$

$$(109) \quad \frac{n}{n_m} = \frac{n_s}{n_{sm}} \left(\frac{P_m}{P} \right)^{1/2} \left(\frac{H}{H_m} \frac{\tau_m}{\tau} \right)^{5/4} = 0,327 \text{ aplicind corect similitudinea.}$$

În aplicația 23 s-a obținut după o altă metodă:

$$\frac{n}{n_m} = \frac{150}{500} = 0,3.$$

Pentru raportul diametrelor, se pot aplica legile de similitudine:

$$(103) \quad \frac{D}{D_m} = \left(\frac{P}{P_m} \right)^{1/2} \left(\frac{H_m}{H} \right)^{3/4} = 7,15 \text{ neglijind variația randamentului};$$

$$(103, a) \quad \frac{D}{D_m} = \left(\frac{P}{P_m} \right)^{1/2} \left(\frac{H_m}{H} \frac{\tau_m}{\tau} \right)^{3/4} = 6,78 \text{ considerind randamentele } \tau \text{ reale};$$

$$(119) \quad \frac{D}{D_m} = \frac{n_s}{n_{sm}} \frac{n_m}{n} \left(\frac{H}{H_m} \frac{\tau_m}{\tau} \right)^{1/2} = 7,41 \text{ considerind atât } \tau \text{ cît și } n_s \text{ reale};$$

$$(107, a) \quad \frac{D}{D_m} = \frac{n_m}{n} \left(\frac{H}{H_m} \frac{\tau_m}{\tau} \right)^{1/2} = 6,91 \text{ considerind } \tau, \text{ dar neglijind } n_s.$$

După o altă metodă a topogramelor s-a obținut în aplicația (23) raportul

$$\frac{D}{D_m} = \frac{3,8}{0,55} = 6,91.$$

Pentru debite (106) $\frac{Q}{Q_m} = \left(\frac{D}{D_m}\right)^2 \sqrt{\frac{H}{H_m}} = 7,15^2 \sqrt{\frac{40}{10}} = 102$, neglijind randamentul, respectiv :

(106) $\frac{Q}{Q_m} = \left(\frac{D}{D_m}\right)^2 \sqrt{\frac{H}{H_m} \frac{\eta}{\eta_m}} = 6,78^2 \sqrt{\frac{40 \cdot 0,936}{10 \cdot 0,87}} = 95,4$, ținand seamă de variația randamentului.

În aplicația 23 s-a obținut pe altă cale raportul debitelor $\frac{Q}{Q_m} = \frac{120}{1,26} = 95,3$.

În concluzie, se vede că legile de similitudine se aplică la turbine corect numai dacă se ține seamă de corecția randamentelor η și a rapidității n_s .

CAPITOLUL VIII

CALCULUL SI PROIECTAREA TURBINELOR *F*

În capitolele precedente s-a arătat clasificarea, apoi au fost descrise turbinele și s-au fixat bazele teoretice ale teoriei turbinelor cu suprapresiune, așa că în acest capitol se poate trece la calculul și proiectarea turbinelor *F*. Acestea formează grupa cea mai numeroasă a turbinelor cu suprapresiune, ocupînd domeniul lui $n \sim 50 - 450$, prin o gamă vastă de turbine, de la microturbinele *F* cu căderi sub 10 m și puteri sub 500 CP, pînă la turbine cu căderi de 400 m și puteri unitare de peste 150 000 CP.

S-a mai arătat anterior necesitatea înlocuirii turbinelor *P* — rapide prin turbinele *F* — lente cu contrapresiune. Dimpotrivă, turbinele *F* rapide sînt, la rîndul lor, înlocuite de turbinele *E*, *K* și *SK* lente, la căderi sub 50 m, însă la puteri foarte mari. În centralele fluviale mari, consumînd debite unitare pînă la 700 m³/s, sub căderi de ordinul 30—40 m, puterea unei turbine depășește chiar 200 000 CP, așa cum arată marile centrale hidroelectrice din U.R.S.S., în curs de construcție.

1. ANTEDIMENSIONAREA GABARITELOR TURBINEI *F*.

Înainte de a se trece la prima fază de proiectare, este necesar studiul premergător tehnico-economic, pentru a se fixa tipul turbinei, numărul optim de turbine dintr-o centrală, datele de bază și gabaritele mașinii, pentru a se putea estima greutatea și apoi prețul ei.

Calcululele premergătoare de stabilire a datelor de bază ale tipului și numărului de turbine se fac odată cu sarcina de proiectare hidroenergetică; în consecință se tratează în manualele de hidroenergetică și de uzine hidroelectrice.

Aici se presupune că pentru o anumită centrală au fost stabilite: numărul de turbine (m), puterea unei turbine

$P = P_i/m$, sau debitul pe turbină la plină sarcină $Q = Q_i/m$, la căderea netă în fața turbinei H (m).

S-au notat aici: P_i , puterea instalată în toate turbinele centralei în cai putere la arborele turbinei (la studiul agregatului electrogen în kilowați, sau în kilovoltamperi la bornele generatorului) și Q_i debitul instalat total în centrală, pentru care s-au dimensionat toate construcțiile hidrotehnice ale amenajării hidroenergetice.

Căderea netă $H = H_n - \Sigma h_r$, socotită la vana de admisie în turbină, corespunde debitului instalat, înțelegind că din căderea brută totală H_b se scade suma tuturor pierderilor de sarcină prin rezistențe hidraulice liniare și locale:

$$\Sigma h_r = 0,0826 \cdot Q_i^2 \left(\frac{\lambda L}{d^5} + \frac{\Sigma \zeta}{d^4} \right) = K Q_i^2$$

Pierderile Σh_r sînt funcții parabolice cu debitul instalat, deci $H = H_n - K Q_i^2$ este considerat gata calculat, cînd se trece la proiectul turbinei.

Datele de bază de la care se pornește la calculul turbinei sînt deci Q și H , sau, mai rar, P și H . Toate celelalte caracteristici vor rezulta în funcție de tipul turbinei și de calculele de dimensionare care se vor arăta mai jos.

Dimensionarea diametrelor diverse și a altor dimensiuni ale turbinelor se face deci pentru debitul Q la plină sarcină, pe cînd calculul palelor rotorice se face pentru debitul numit debit de calcul Q_c , adică acela la care turbina dă randamentul maxim. Raportul Q_c/Q variază după tipul turbinei și după scopul urmărit, fiind, în cazurile obișnuite, zona optimă cuprinsă între $Q_c/Q = 0,75$ și $0,85$.

La exploatări care deserveșc mari combinate siderurgice, metalurgice, electrochimice, electrosiderurgice etc., raportul este $Q_c/Q \sim 1$, pe de altă parte la rețelele mari avînd consumatori cu diverse utilizări complexe, raportul se deplasează în zona $0,75-0,85$, iar la tracțiune electrică $Q_c/Q = 0,50-0,60$.

Gabaritele principale, ca și datele importante ale turbinei, se calculează după diferite metode expuse mai jos, știind că rezultatele vor diferi întrucîtva de la o metodă la alta. Acest fapt trebuie relevat de la început și trebuie arătat că el nu provine din erori, ci din felul complex și variat al problemei. Pentru aceleași date de bază se pot concepe turbine cu gabarite variind în jurul unor valori medii, după scopul urmărit. Astfel, de exemplu, se poate pune condiția unei turbine cu diametre

mari, deci costisitoare, în schimb randamentul hidraulic dobîndit va fi excepțional de mare. Dimpotrivă, anumite condiții de natură financiar-economică pot impune soluția unor dimensiuni minime, deci a unei investiții minime, la care însă pierderile de sarcină fiind crescînde cu diametrul la puterea a cincea, va rezulta un randament mic. Între aceste soluții există o gamă de soluții intermediare, care pot fi justificate din punct de vedere economic de la caz la caz. Acest fenomen se mai cunoaște și în alte domenii, de exemplu la calculul diametrului economic al conductelor forțate, sau al canalelor și galeriilor de aducere, la care curba cheltuielilor fiind foarte plată în jurul valorii minime-optime, o variație în plus sau în minus a dimensiunilor nu provoacă creșteri sensibile ale cheltuielilor.

a) *Antedimensionarea după metoda similitudinii.*

În capitolul VII-3, d s-a dezvoltat metoda similitudinii aplicată la turbine cu suprapresiune, după care orice dimensiune liniară (diametre, înălțimi, lungimi, se amplifică sau se micșorează după formula (110) cu parametrul liniar al similitudinii

$$\lambda = \frac{n_s}{n_{sm}} \frac{n_m}{n} \left(\frac{H}{H_m} \frac{\eta}{\eta_m} \right)^{1/2} \quad (110)$$

Pentru diferitele dimensiuni ale modelului ales (indicii m) se găsesc cele ale turbinei mari (fără indici), de exemplu după diferitele intrări și ieșiri din organele turbinei :

- intrarea și ieșirea din stator $D_o' = \lambda D_{om}'$; $D_o = \lambda D_{om}$;
- intrarea și ieșirea din rotor $D_1 = \lambda D_{1m}$; $D_2 = \lambda D_{2m}$;
- intrarea și ieșirea din aspirator $D_3 = \lambda D_{3m}$; $D_4 = \lambda D_{4m}$;
- înălțimea statorului $B = \lambda B_m$

și alte dimensiuni care rezultă din diferitele figuri precedente, care arată secțiuni prin turbine F .

Este util, dar dificil de găsit un model care să aibă exact aceeași rapiditate $n_s = n_{sm}$, cînd similitudinea este riguroasă; de aceea se poate alege și un model cu n_{sm} diferit de turbina reală care are rapiditatea n_s .

În ultimul caz, similitudinea este încă exactă, dacă diferența dintre n_s și n_{sm} nu depășește $\pm 5\%$ și se fac corecțiile arătate anterior. Similitudinea trebuie considerată numai aproximativă, dacă diferența între n_s și n_{sm} este mai mare decît $\pm 5\%$. Nu

se recomandă aplicarea metodei similitudinii, cînd diferența dintre rapidități se apropie de limita superioară $\pm 10\%$.

În ce privește raportul randamentelor η/η_m , acesta a fost lămurit în capitolul VII-3, e prin formulele dezvoltate anterior de la (112) la (120), fiind în special exactă formula (120). Admițînd o eroare care variază de la caz la caz între 1 și 2%, se poate folosi și formula simplificată (112).

Metoda similitudinii este cea mai exactă și cel mai util fel de dimensionare, dacă se găsește un model de turbină nu numai cu n_{sm} foarte apropiat de n_s , dar și un model de construcție contemporană perfecționată, cu randamente foarte mari, reușit din punct de vedere constructiv și care a dat dovadă în timpul exploatării de calități excepționale.

Aceste condiții constituie partea dificilă a aplicației metodei, deoarece găsirea unei turbine model corespunzătoare, din infinitatea de tipuri de turbine construite anterior, impune o documentație vastă, care nu poate fi asigurată totdeauna.

Un alt dezavantaj al aplicării metodei similitudinii de către proiectanți mai puțin versați constă tocmai în faptul că sînt tentați să aleagă modele cunoscute în literatura tehnică mai veche, modele care nu au totdeauna calitățile cerute unei mașini bune.

În sfîrșit, trebuie lămurit faptul că prin turbina model nu se înțelege numai o mică turbină de laborator sau un prototip oarecare, ci orice turbină mare, executată și pusă în funcțiune.

b) *Metoda statistică.*

Autorul a dezvoltat o metodă care a permis să se obțină o serie de formule de dimensionare utile, deoarece scutesc pe proiectant de a căuta modele. Formulele au fost determinate aplicînd statistica matematică asupra unui material vast, rezultat din recalcularea unui număr de 150 turbine F , executate cu o gamă întregă de rapidități $n = 50 - 450$.

Formulele statistice dezvoltate mai jos sînt bazate pe cele mai reușite turbine construite în ultimele două decenii.

Folosind materialul statistic care ar rezulta din prelucrarea turbinelor perfecționate după 1950, formulele vor suferi o ajustare. Analizînd noile turbine proiectate și construite după tehnica sovietică înaintată, reiese că trebuie aplicată o reducere a diametrelor stabilite pe cale statistică cu -2 pînă -3% .

Formulele statistice se bazează pe formula (23 f) $D = a \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}}$, sau $D = aQ^{0.5} H^{-0.25}$, demonstrată în capitolul VII, 1 b.

Tinând seamă de notațiile din capitolul VII, 1 a și fig. 158, gabaritele principale ale turbinelor F se exprimă astfel:

$$D_{1e} = \left(0,307 + \frac{160}{n_s} + 0,000\,000\,83\,n_s^2 \right) Q^{0,5} H^{-0,25} \quad (129)$$

$$D_{1i} = \left(\frac{223}{n_s} - 0,095 \right) Q^{0,5} H^{-0,25}, \text{ la } n_s > 150 \quad (129, a)$$

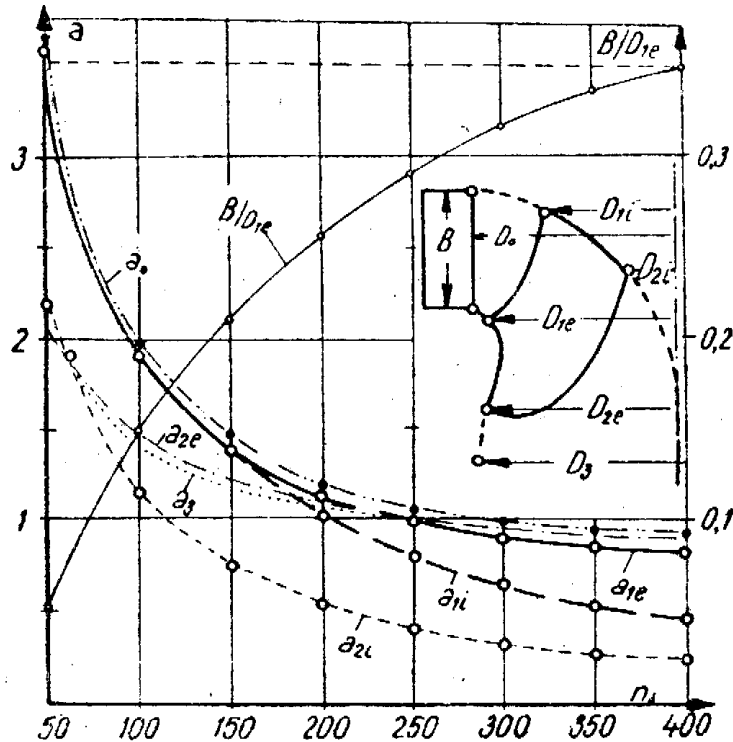


Fig. 158. Graficul formulelor de dimensionare statistică

La $n_s < 150$, adică turbine F — lente, rezultă $D_{1i} = D_{1e}$, adică muchia de intrare se găsește pe un cilindru a cărui axă coincide cu arborele turbinei.

$$D_{2e} = \left(0,68 + \frac{85}{n_s} - \frac{460}{n_s^2} \right) Q^{0,5} H^{-0,25} \quad (129, b)$$

$$D_{2i} = \left(\frac{124}{n_s} - 0,07 \right) Q^{0,5} H^{-0,25} \quad (129, c)$$

Formula D_{2i} este valabilă la $n_s > 62$, iar sub această limită va fi $D_{2i} = D_{2e}$

$$D_3 = \left(0,766 + \frac{65,3}{n_s} \right) Q^{0,5} H^{-0,25} \quad (129, d)$$

$$D_0 = \left(0,32 + \frac{163}{n_s} + 0,000\,001\,3\,n_s^2 \right) Q^{0,5} H^{-0,25} \quad (129, e)$$

Formula D_0 este valabilă pînă la $n_s < 400$; peste această valoare paranteza rămîne constantă și egală cu 0,936, adică $D_0 = 0,936 Q^{0,5} H^{-0,25}$.

$$B = (0,05 \sqrt{n_s} - 0,001 n_s - 0,25) D_{1e} \quad (129,f)$$

Pentru estimarea în prima aproximație a randamentului turbinei, cu diametrul unitar $D_{1e} = 1$ m, la sarcina optimă de 0,75 din puterea plină, se folosește formula :

$$\eta_1^{max} = 0,87 + 0,000 1 n_s - 0,000 000 5 (n_s - 100)^2 \quad (130)$$

La un alt diametru D_{1e} diferit de 1,0, notat simplificat D , se recalculează η considerînd η_1 ca model, după formulele anterioare (112 — 120).

La primele calcule necesare stabilirii turației $n = n_s H^{1,25} P^{-0,5}$, trebuie ales n_s mai mic decît n_{sc} (critic) la care se poate produce cavitația.

Pentru cazul cînd nu există înălțime de aspirație, deci nici contrapresiune ($H_s = 0$), adică ieșirea din rotor se găsește la aceeași altitudine cu nivelul din canalul de fugă, se poate folosi formula autorului :

$$n_{sc} = \frac{27\ 000}{H + 46} - 13. \quad (131)$$

Acest n_{sc} fiind o limită critică, $n_s = (0,9 - 0,95) n_{sc}$ real trebuie ales cu o oarecare limită (5 — 10%) sub n_{sc} . Din (131) se poate afla și căderea critică sub care nu mai poate fi obținut n_s dorit, anume

$$H_c = \frac{27\ 000}{n_s + 13} - 46. \quad (117,a)$$

Dacă turbina funcționează cu aspirația H_s , atunci n_{sc} scade față de (131) cu atît mai mult, cu cît crește aspirația H_s . Dimpotrivă, dacă la ieșirea din aspirator se creează o contrapresiune (H_s în formula cavitației este negativ și nivelul aval este deasupra rotorului), atunci n_{sc} crește cu atît mai mult cu cît crește contrapresiunea, cum se va arăta într-un alt capitol.

Numărul palelor rotoarelor F se poate calcula indicativ după formula statistică a autorului :

$$z = (0,8 \sqrt{n_s} + 4) D_{1e}^{1/4} \quad (132)$$

Palele statorice se aleg $z_0 = z \pm (1 - 2)$ astfel ca să nu rezulte armonice față de palele rotorice, adică dacă z este număr par, z_0 trebuie să fie impar și viceversa. De altfel, la studiul detaliat al statorului, condițiile cinematice și hidrodinamice impun

revizuirea numărului de pale, calculat indicativ. Fig. 158 reprezintă diferite valori $a = D H^{1/2} Q^{-1/2}$, corespunzând parantezelor din formulele 129, a-f și raportul B/D_{1e} necesar calculului înălțimii statorului. Fig. 159 arată numărul palelor rotorice ale turbinei F în funcție de rapiditatea n , și de diametrul rotorului D_{1e} după formula (132), cum și limita căderii H sub care un anumit n , nu poate fi obținut fără pericol de cavitație, în cazul turbinei fără asăirație, adică $H_s = 0$.

Dimensionarea turbinelor se poate face și pe baza formulei

$$D = \sqrt{\frac{Q}{Q'_1 \sqrt{H}}}, \text{ folosind formula statistică mai recentă a auto-}$$

rotului, care ține seamă de rezultatele practice foarte bune obținute de cele mai noi turbine construite în U.R.S.S.

$$Q'_1 = 0,005 n_s - 0,2, \quad (132,a)$$

$$\text{respectiv } n'_1 = 55 + 0,000 27 n_s^2 \quad (132,b)$$

$$\text{cu } D = n'_1 \frac{\sqrt{H}}{n}.$$

c) Metoda sovietică pentru turbine F nenormalizate.

Pentru turbine nenormalizate se dă în Bibliografia 4, p. 287, metoda de calcul a gabaritelor principale. Aici se folosește următoarea nomenclatură: D_1 — diametrul exterior de intrare în rotor (notat precedent D_{1e}), D — diametrul de intrare mediu al intersecția palei cu axa fluxului hidrodinamic, D_2 — diametrul de ieșire exterior (notat precedent D_{2e}) și înălțimea statorului B .

Debitul pentru care se dimensionează gabaritele turbinei este Q_{max} (prescurtat Q), adică cel care produce puterea nominală maximă a turbinei. Debitul dublu unitar este $Q'_1 = \frac{Q}{\sqrt{H} D_1^2}$

și turația dublu unitară $n'_1 = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}}$. Diametrul rezultă astfel:

$$D_1 = \sqrt{\frac{Q}{Q'_1 \sqrt{H}}} \quad (133)$$

și

$$n = \frac{n'_1}{D} \sqrt{H} \text{ (rot/m)} \quad (134)$$

folosind valorile $n_1 = 56 - 60$ recomandate în literatura tehnică sovitică.

Ținînd seamă de coeficientul cavităției $\sigma = \frac{H_b - H_s}{H}$ cu

înălțimea barometrică $H_b \sim 10$, rezultă la o anumită cădere dată H (m) și la o anumită înălțime de aspirație H_s , stabilită

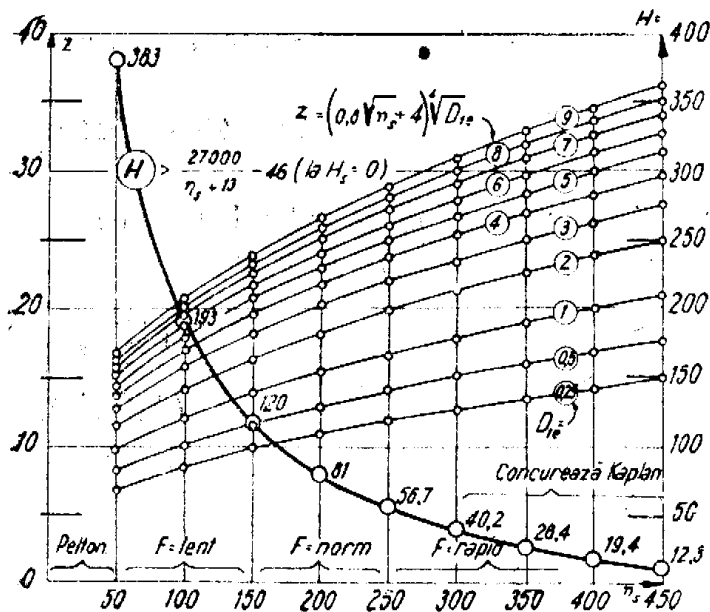


Fig. 159. Numărul palelor rotorice și căderea admisibilă

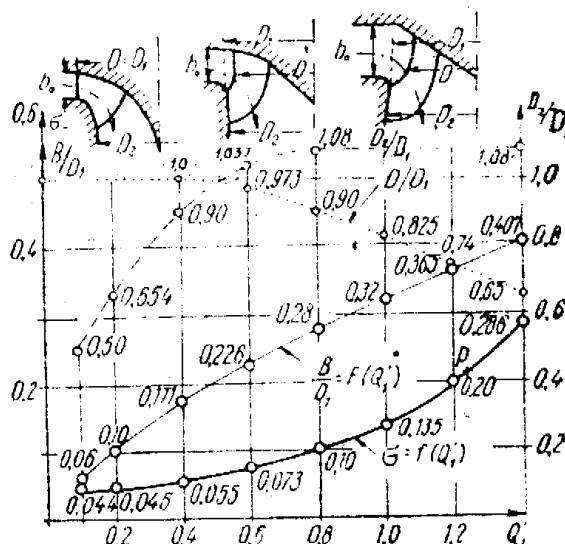


Fig. 160. Metoda de dimensionare sovitică pentru turbine F

după nevoile de așezare a rotorului față de nivelul aval, o anumită valoare numerică pentru $\sigma = \frac{10 - H_s}{H}$.

Pe diagrama din fig. 160 se citește în dreptul acestui σ valoarea Q_1 pe abscisă, iar pe ordonată se pot citi rapoartele D/D_1 , apoi D_2/D_1 și B/D_1 . Astfel, gabaritele principale sînt determinate numeric (D , D_1 , D_2 și B , ca și datele de funcționare Q , H și n) și se poate desena profilul prin rotor și stator, așa cum se schițează sumar în fig. 160. Cu acest profil indicativ se procedează apoi la proiectarea în detaliu a rotorului, a palelor rotorice și statorice, cum se va arăta ulterior.

Pentru numărul palelor rotorice z și al palelor statorice z_0 , se recomandă în literatura hidrotehnică sovitică (bibliografia 4, p. 289) valorile indicative din tabela 10, z fiind dat în funcție de diametrul mijlociu de intrare D și de unghiul relativ la intrare β_1 , iar z_0 în funcție de D și de unghiul absolut la intrare α_1 . De altfel, se știe că la unghiuri β_1 mici și α_1 mari avem

turbine F — rapide, la $\beta_1 = 90^\circ$ și $\alpha \sim 30^\circ$, turbine F — normale și la β_1 mari și α_1 mici, turbine F — lente.

Tabela 10

Numărul palelor rotorice z și statorice z_0

D (m)	Pale rotorice z			statorice z_0		
	$\beta_1 = 70^\circ$	$\beta_1 = 90^\circ$	$\beta_1 = 120^\circ$	$\alpha_1 > 30^\circ$	$\alpha_1 < 30^\circ$	$\alpha_1 \sim 180^\circ$
0,2—0,6	$z = 14—16$	13	10	$z_0 = 16$	12	10
0,7—1,0	18—20	15	12	20	16	15
1,2—1,8	21—24	18	14	26	24	20
2,0—3,0	26—32	24	17	32	28	24

Pentru coeficientul de cavitație al turbinelor F se recomandă în bibliografia 2, p. 18 :

$$\sigma = 0,0319 \left(\frac{n_s}{100} \right)^2 = \frac{H_b - H_s}{H} \quad (135)$$

Astfel se poate extrage rapiditatea admisibilă fără pericol de cavitație :

$$n = 560 \sqrt{\frac{H_b - H_s}{H}} \quad (122)$$

$$\text{iar la } H_s = 0, H_b = 10, n_s = \frac{1\,700}{\sqrt{H}} \quad (136,a)$$

Prof. Morozov (Bibliografia 1) recomandă formula

$$n_s = \frac{2\,200}{H^{0,57}}, \quad (136,b)$$

care a fost folosită în mai multe aplicații precedente.

d) *Metoda topogramelor turbinelor sovietice normalizate*

Pentru a se evita tatonările la proiectare, în U.R.S.S. au fost normalizate o serie de prototipuri de turbine, atât F cât și K . Aceste tipuri servesc drept modele pentru noile turbine și prezintă astfel o serie de avantaje :

— Proiectele de execuție ale turbinelor normalizate sînt deja întocmite, ceea ce reprezintă o economie a forțelor de muncă de proiectare. Odată stabilit parametrul de similitudine între turbina nouă și prototipul model, se amplifică geometric planurile existente.

— Se cunosc caracteristicile de funcționare, date sub formă de topograme, astfel că se cunoaște dinainte funcționarea sub diferite regimuri variabile ale noii turbine, dat fiind că topograma ei coincide ca formă cu aceea a turbinei normalizate.

— Se poate efectua ușor corecția randamentului noii turbine, fiind cunoscut randamentul turbinei prototip la diferite Q, H, P, n, Q_1, n_1 și P_1 . Astfel, de la începutul proiectării se cunoaște cu suficientă garanție felul funcționării turbinei celei noi.

— Prin abacele date în literatura sovietică de specialitate pentru diferitele turbine normalizate, se poate ușor stabili de la început, ce tip trebuie folosit și ce rezultate va da noua turbină, pentru care la început se cunosc numai Q și H .

Fiecare turbină normalizată este caracterizată printr-o serie de litere și cifre și anume :

Prima literă arată tipul turbinei, de exemplu Φ = turbină F , K = turbină K , Πp = turbină elicoidală (în limba rusă — propeler), $\Pi p K$. — turbina propeler- K , care are palele statice fixe și cele rotorice mobile (denumită în acest curs SK). Urmează un număr care indică familia de turbină în cadrul tipului, apoi o serie de litere care indică poziția axului turbinei : B = vertical, Γ = orizontal, apoi 0 = cameră deschisă, B = melc (spirală) de beton, M = melc metalic, φ = turbină frontală (cazan).

Ultimul număr indică diametrul D_1 (cm) al rotorului la intrare.

Dacă pe o turbină sovietică se indică de exemplu $\Phi 123-BM-500$, înseamnă că este vorba despre turbina F cu suprapresiune, din familia 123, cu axul vertical (B), cu carcasa spirală metalică (M) și diametrul la intrare în rotor $D_1 = 500$ cm.

În fig. 161 se reprezintă abaca pentru alegerea turbinelor sovietice normalizate, în care apar tipurile fundamentale F (în abaca sovietică Φ), respectiv K . Domeniul de folosință al fiecărui tip este dat de un poligon în această abacă, în funcție de căderea turbinei H notată pe abscisă și de puterea ei P (kW)

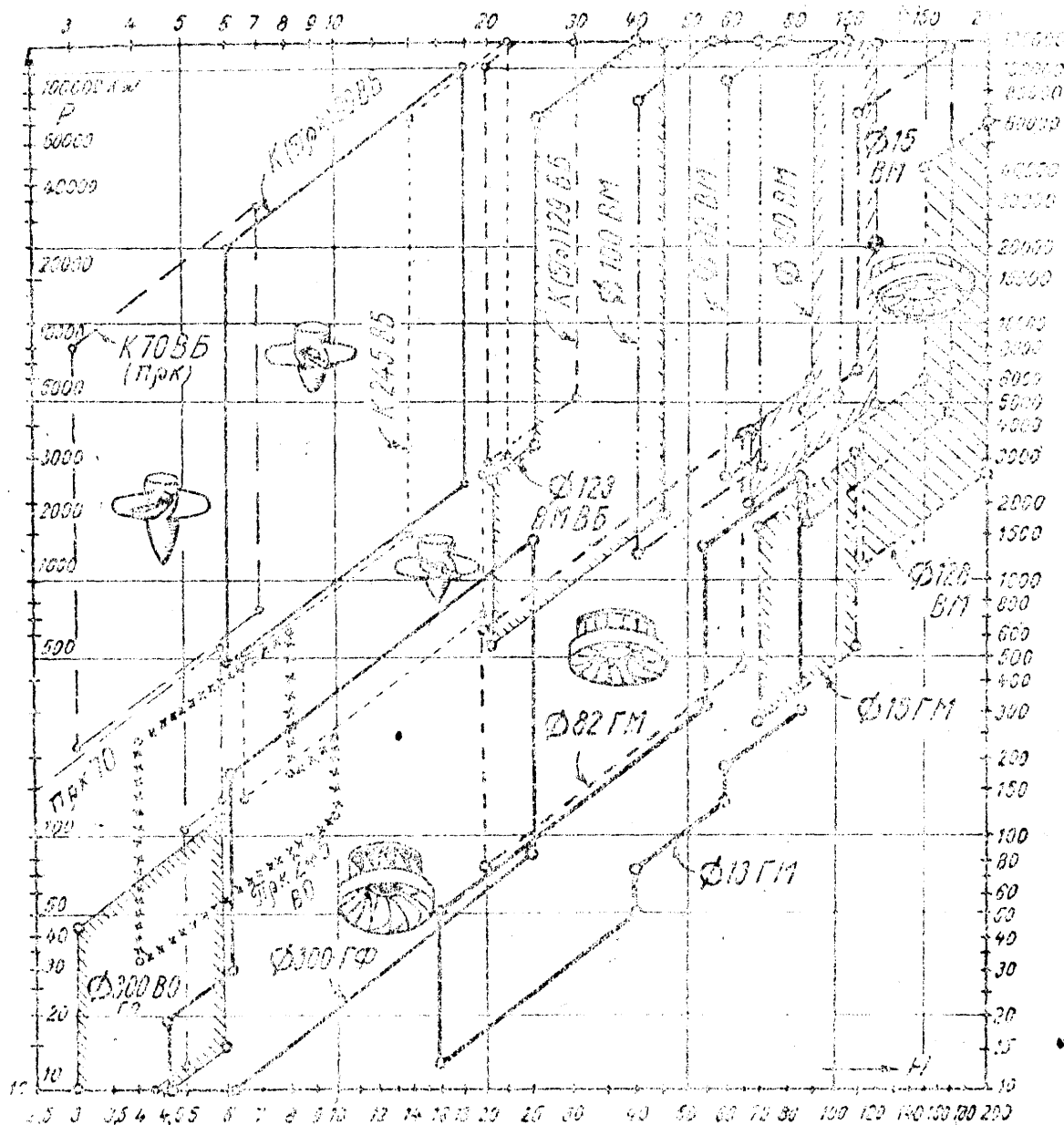


Fig. 161. Abaca pentru alegerea turbinelor normalizate sovietice

notată pe ordonată. În afară de aceste tipuri principale, numite în literatura sovietică „serii normalizate”, se perfecționează în prezent subtipuri, mai ales în domeniul microturbinelor.

În fig. 162—164 se arată topogramele (ca exemple) pentru trei dintre turbinele F — normalizate Φ — 300, Φ — 15 și

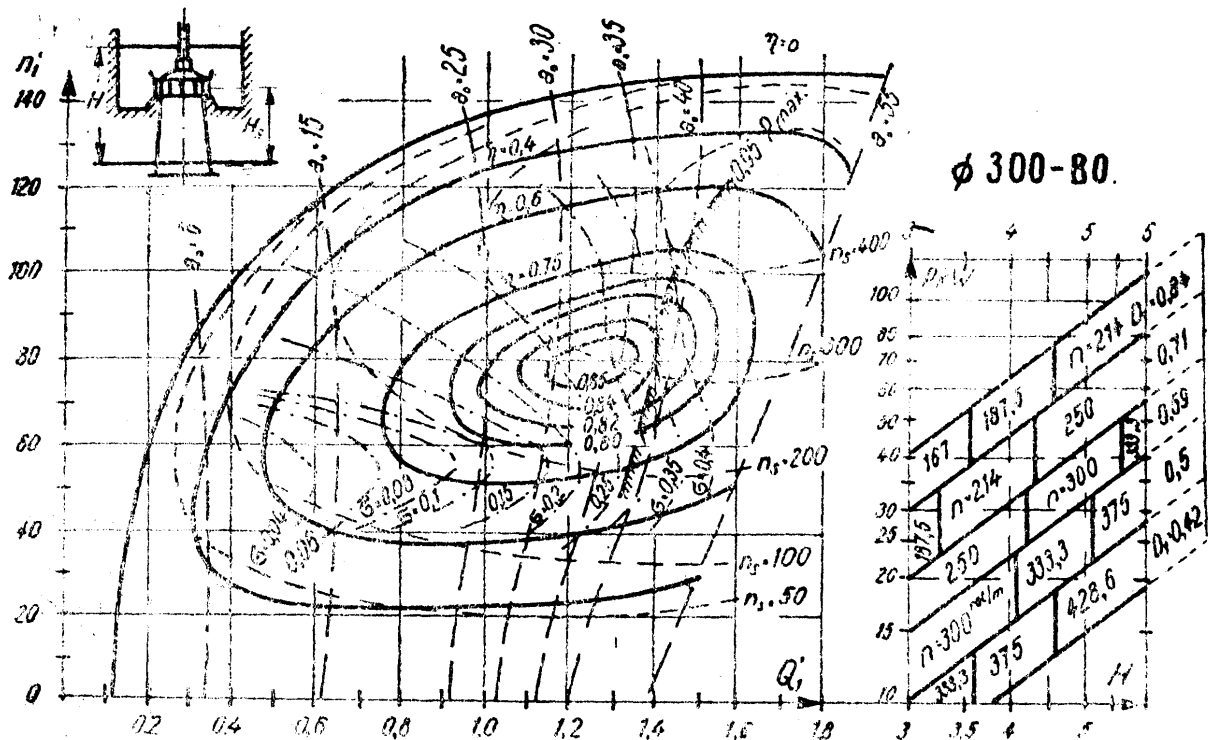


Fig. 162. Topograma turbinei Φ300-BO (valabilă pentru modelul cu $D_1 = 0,276$ m)

Tabela 11

Tipurile de turbine F sovietice principale normalizate

Tipul Φ =	126	15	13	60	82	100	123	300
n_s (plină sarcină) . .	80	120	130	150	200	230	300	305
căderea maximă . .	250	170	85	120	100	70	45	25
$(n'_1)_0 = \frac{n}{\sqrt{H}} D$ (optim)	60	60	60	61	65	65	75	80
n'_1 (plină sarcină) . .	61	61	59	62	67	72	77	79
$(Q'_1)_0 = \frac{Q}{\sqrt{H} D_1^2}$ (optim)	0,148	0,297	0,307	0,52	0,74	0,92	1,10	1,24
$Q'_1 \max$ (plină sarcină)	0,17	0,33	0,40	0,57	0,87	1,10	1,30	1,40
η_0 optim (la $D_1=1$) .	0,851	0,887	0,898	0,898	0,887	0,887	0,898	0,887
$\sigma = \frac{H_b - H_s}{H}$. . .	0,038	0,068	0,094	0,092	0,11	0,15	0,22	0,35

$\Phi - 123$. Fiecare topogramă avînd pe abscisă debitul dublu unitar $Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H} D_1^2}$ și pe ordonată turația dublu unitară $n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}} D$, conține diferite curbe izorandamente $\eta = \text{constant}$, izorapidității $n_s = \text{constant}$, izoadmisie $a_0 = \text{constant}$ și

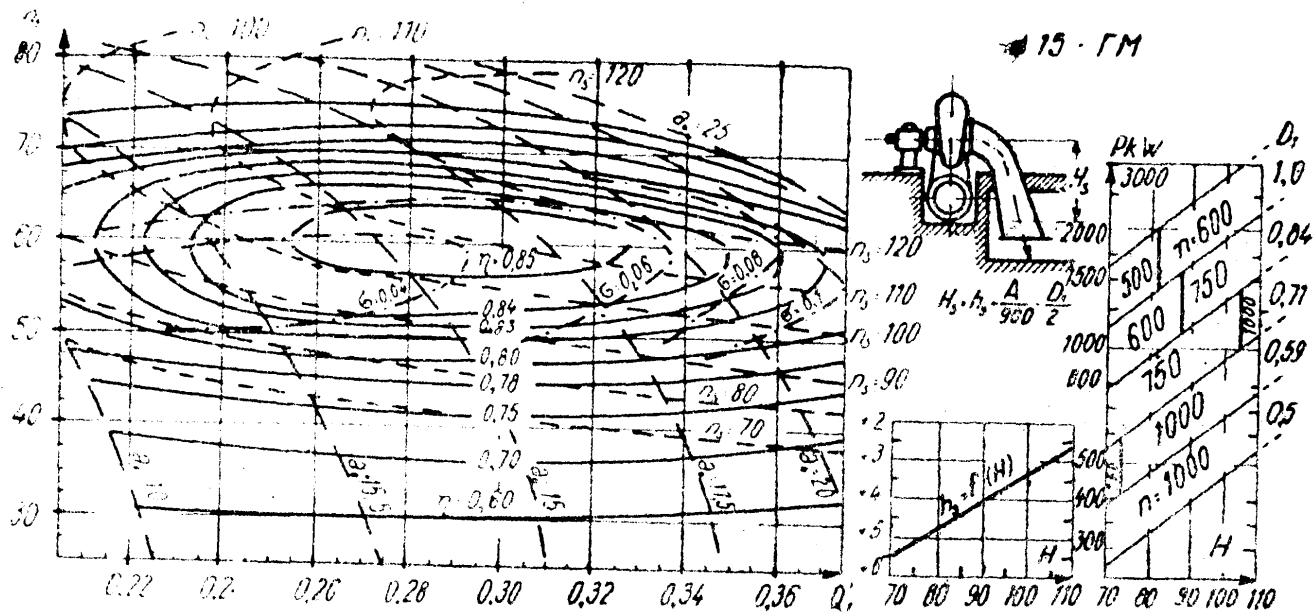


Fig. 163. Topograma turbinei sovietice $\Phi 15-\Gamma M$ (model $D_1 = 0,37$)

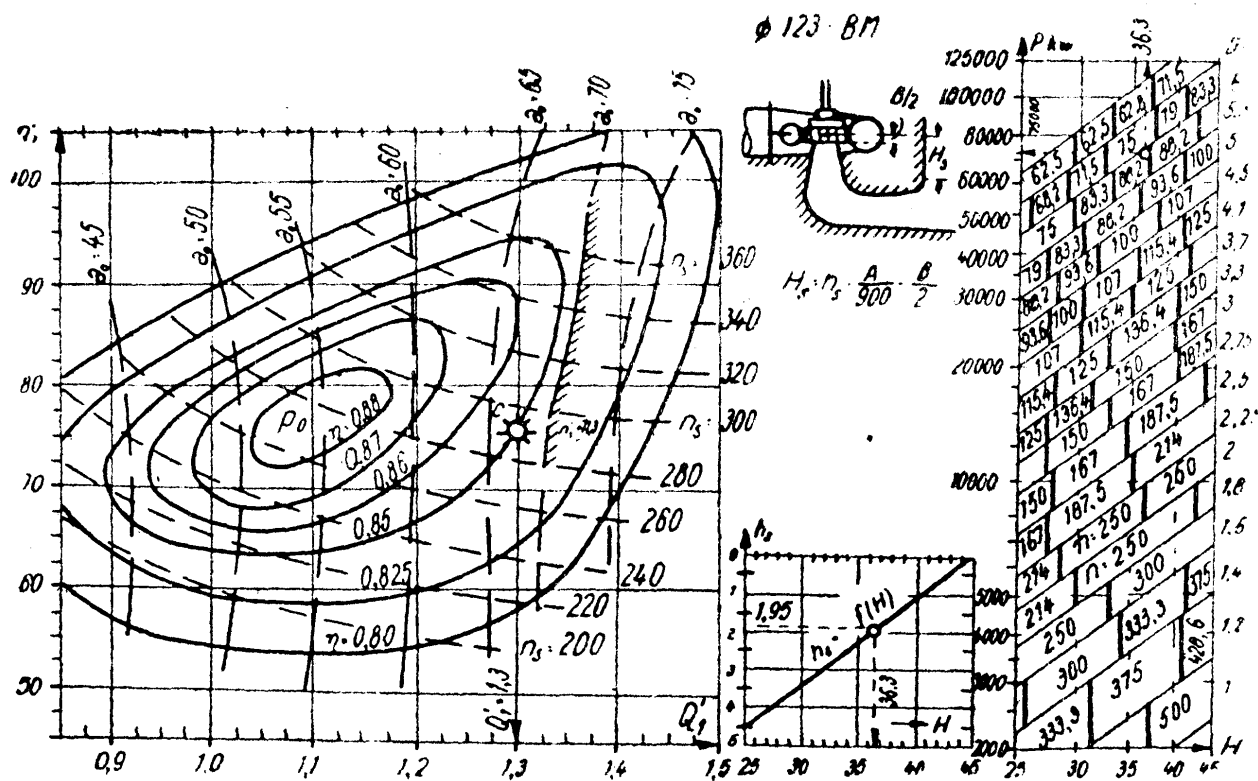


Fig. 164. Topograma turbinei sovietice - $\Phi 123-BM$ (model $D_1 = 0,46$ m)

curbele coeficienților de cavitație $\sigma = \text{constant}$ (bibliografia 1). Față de regimul de funcționare cu randamentul optim η_0 pe vârful curbelor topografice, sau mai bine zis pe muntele de randament, se observă că la orice alt regim de funcționare, deci cu alte Q_1 , n_1 , Q , n , P și H , se obține un alt randament mai scăzut. Păstrînd însă zona de exploatare în interiorul unei curbe $\eta = \text{constant}$, care sînt curbe ovale nesimetrice, se observă o mare elasticitate de funcționare a turbinelor hidraulice. Pe lîngă topograma respectivă, în fig. 162—164 este reprezentată și abaca P , H , n și D_1 , în care fiecărui paralelogram oblic îi corespunde o turație n și în dreapta, măsurat pe aceeași direcție oblică, se citește diametrul de intrare D_1 al rotorului, iar pe abscisă, limitele căderii la care poate fi obținut n , ca și pe ordonată limitele debitului pentru un anume n și D_1 . Schița turbinei, cum și diagrama auxiliară $h_s = f(H)$, servesc la determinarea căderii de aspirație H_s , așa cum rezultă din fig. 163 și 164 și din aplicațiile la acest capitol.

Dar topogramele servesc pe lîngă dimensionarea turbinelor și la dimensionarea tuturor regimurilor de funcționare a turbinelor în cadrul planurilor anuale de exploatare, care cuprind regimurile lui Q , H , P , n și η în funcție de timp, Fiecărui regim bine determinat al tuturor acestor valori, care variază în timpul exploatării, îi crespunde în topogramă un punct.

Toate regimurile de funcționare, în funcție de timp descriu în topogramă niște curbe complicate, care delimitează în topogramă o întregă suprafață de exploatare, pe abscisă între Q_1^{maxim} și Q_1^{minim} , iar pe ordonată între n_1^{maxim} și n_1^{minim} .

Aplicațiile se vor face într-un capitol ulterior.

În fig. 165 sînt date gabaritele turbinelor normalizate, mai importante, în care fiecare dimensiune principală este reperată la diametrul rotorului D_1 .

e) *Metoda coeficienților de viteze.*

Orice viteză din turbină $c = k \sqrt{2gH}$ reprezintă o cîtime k din viteza teoretică a căderii libere $\sqrt{2gH}$ (bibliografia 28). Coeficienții vitezelor, corespunzînd diferitelor puncte importante din turbină, fiind notați cu indicii de poziție respectivi, conform fig. 166, au fost determinați de diferiți autori.

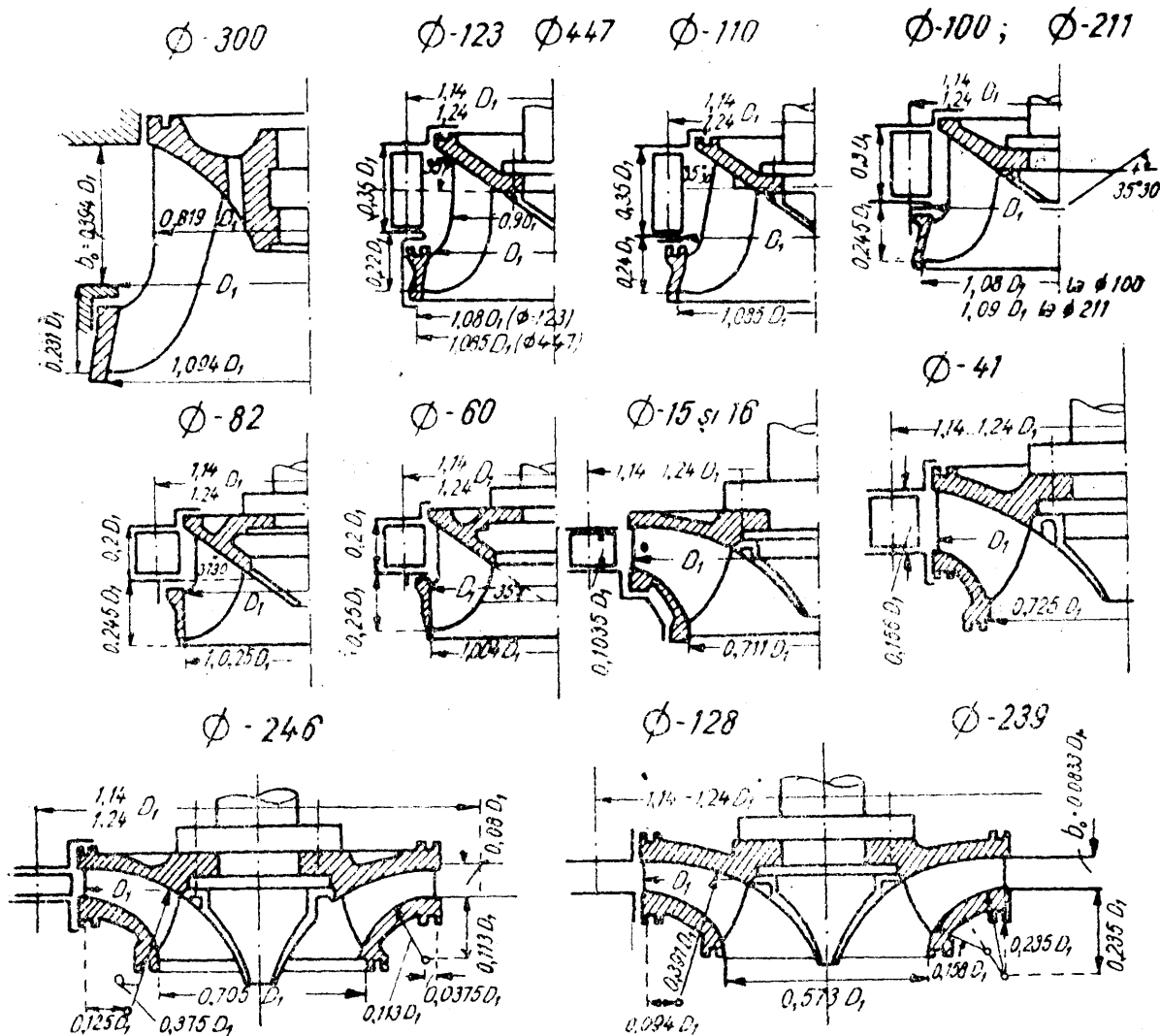


Fig. 165. Gabaritele turbinelor sovietice normalizate

Dintre coeficienți, unii se referă la viteza periferică
 $k_u = \frac{u}{\sqrt{2gH}} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60 \sqrt{2gH}}$, permițînd să se calculeze diametrul
 respectiv din :

$$D = 84,6 \cdot \frac{\sqrt{H}}{n} \cdot k_u. \quad (137)$$

Introducînd în (137) coeficienții k_{u1e} , k_{u1i} , k_{u2e} și k_{u2i} , se obțin diametrele de intrare în rotor la exterior (D_{1e}), la interior (D_{1i}), respectiv la ieșirea din rotor la exterior (D_{2e}) și la interior (D_{2i}).
 Intrarea în aspirator D_3 se găsește din legea continuității

$$Q = \frac{\pi}{4} D_3^2 c_3 = \frac{\pi}{4} D_3^2 k_3 \sqrt{2kH}$$

și în care

$$k_3 = \frac{c_3}{\sqrt{2gH}}$$

De unde valoarea diametrului

$$D_3 = 0,536 \sqrt{\frac{Q}{k_3 \sqrt{H}}} \quad (138)$$

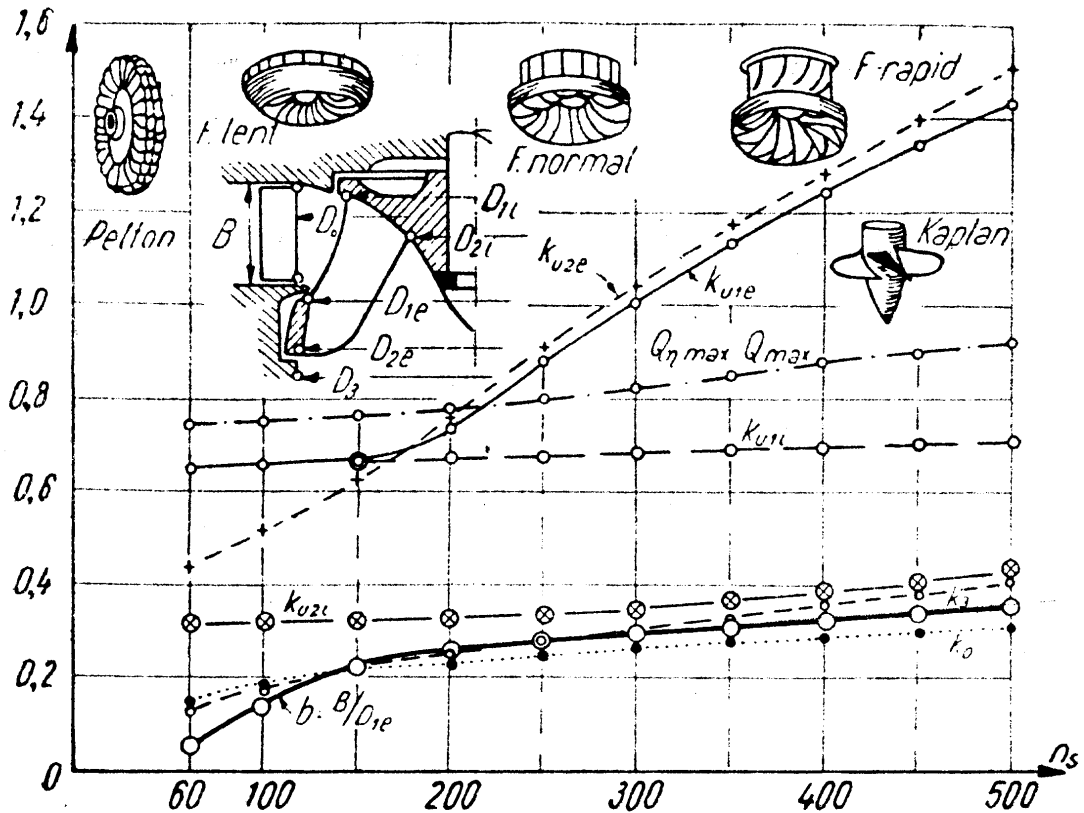


Fig. 166. Determinarea gabaritelor turbinei F după metoda coeficienților de viteză

Ieșirea din stator D_0 și înălțimea $B_0 = bD_{1e}$, se obține din ecuația continuității

$$Q = \pi D_0 B_0 c_{m0} \varepsilon_0$$

cu ajutorul vitezei

$$c_{m0} = k_0 \sqrt{2gH},$$

care, la contractia obișnuită $\varepsilon_0 \sim 0,95$, dă, pentru diametrul de ieșire din stator

$$D_0 = \frac{0,0756 Q}{b D_{1e} k_0 \sqrt{H}} \quad (139)$$

În diagrama din fig. 166 și tabela 12 se arată, pe lângă acești coeficienți și raportul debitelor $(Q)_{\eta_{max}}/Q_{max}$ în funcție de n_s , în care $(Q)_{\eta_{max}}$ este debitul la care turbina funcționează cu randament maxim, iar Q_{max} este debitul la plină sarcină (debitul instalat Q_s/m , în cele m turbine din centrală).

După această metodă, numărul paletelor rotorice se estimează din formula

$$z = (0,8 - 1,2) \frac{\sqrt{D_{4e}}}{k_{u1e}}$$

coeficientul mic fiind valabil la turbine lente $n_s < 120$, iar cel mare la turbine rapide $n_s > 300$, între ele interpolându-se judicios valorile.

Tabela 12

Coefficienții de viteze pentru gabaritele turbinelor F
(fig. 166)

n_s	60	100	150	200	250	300	350	400	450	500
k_{u1e}	0,65	0,655	0,66	0,74	0,88	1,01	1,13	1,24	1,34	1,43
k_{u1i}	0,65	0,655	0,66	0,67	0,68	0,69	0,695	0,70	0,705	0,71
k_{u2e}	0,44	0,52	0,63	0,76	0,91	1,04	1,17	1,28	1,39	1,50
k_{u2i}	0,31	0,315	0,32	0,33	0,34	0,35	0,37	0,39	0,415	0,44
k_3	0,12	0,18	0,22	0,25	0,285	0,32	0,34	0,36	0,385	0,41
k_0	0,14	0,18	0,21	0,24	0,255	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31
$b = B_0/D_{1e}$	0,05	0,14	0,20	0,26	0,28	0,30	0,315	0,33	0,345	0,36
$(Q)_{\eta_{max}}/Q_{max}$	0,74	0,75	0,765	0,78	0,805	0,83	0,855	0,88	0,90	0,92

f) *Metoda turbinelor unitare.*

Turbinele unitare cu $H = 1$ m, $P = 1$ CP și $n = n_s$ pot servi drept modele de proiectare. Gabaritele turbinelor unitare

se arată în tabela 13 pentru diferite rapidități n_s . Aici se folosesc aceleași notații ca la metoda statistică și metoda coeficienților unitari, atît pentru raze ($R = D/2$), cît și pentru coordonatele socotite de la nivelul superior al palei statorice, în jos pînă în punctul respectiv (fig. 167).

Tabela 13

Tabela gabaritelor turbinelor F -unitare

n_s	B_0	R_{1e}	R_{1i}	R_{2e}	R_{2i}	y_{1c}	y_{1i}	y_{2e}	y_{2i}
50	0,040	0,440	0,440	0,275	0,240	0,040	0	0,156	0,0420
100	0,062	0,320	0,320	0,230	0,157	0,062	0	0,156	0,0420
150	0,080	0,225	0,225	0,195	0,106	0,080	0	0,156	0,0420
200	0,086	0,175	0,155	0,170	0,080	0,092	0,002	0,150	0,0420
250	0,088	0,152	0,120	0,153	0,065	0,098	0,004	0,147	0,0410
300	0,090	0,135	0,100	0,140	0,052	0,103	0,007	0,144	0,0410
350	0,091	0,125	0,086	0,135	0,047	0,105	0,010	0,142	0,0406
400	0,092	0,120	0,077	0,130	0,044	0,106	0,013	0,140	0,0404
450	0,093	0,116	0,070	0,127	0,042	0,108	0,016	0,138	0,0402
500	0,094	0,115	0,065	0,125	0,040	0,110	0,020	0,136	0,0400

Din diagramele $D = 2R$ ale turbinelor unitare se obțin, la n_s identic, diametrele și y ale turbinei reale, folosind legile de similitudine studiate anterior.

g) *Metoda Prof. Bărglăzan.*

Dimensionarea gabaritelor turbinelor este dată în bibliografia 33, vol. I, pag. 21—22 și 97—101, folosind ecuațiile generale :

— Ecuația turbinelor la regim η optim, ($c_{u2} = 0$) ;

$$c_{u1} u_1 = \eta \cdot g \cdot H.$$

— Teorema sinusului triunghiurilor de viteze :

$$\frac{u_1}{\sin(\alpha_1 + \beta_1)} = \frac{c_1}{\sin \beta_1} = \frac{w_1}{\sin \alpha_1}$$

— Continuitatea între palele rotorice $Q = z B_0 w_1 (t_1 \sin \beta_1 - s_1)$;

rezultă $u_1 = \sqrt{\eta g H \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\operatorname{tg} \beta_1} \right)} = \pi D \frac{n}{60}$, sau $D = 84,6 \xi \frac{\sqrt{H}}{n}$.

Diametrul mijlociu la intrare D_1 corespunde lui D din manual (bibliografia 33), este pe muchia de intrare a palei rotorice, unde se intersectează cu linia de flux mediană prin rotor, așa cum s-a arătat la metodele sovietice descrise în capitolul VIII—1, c (atrage atenția să nu se măsoare D în exterior și nici la mijlocul palei), iar constanta

$$\xi = 0,707 \sqrt{\eta \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\operatorname{tg} \beta_1} \right)}$$

sedă în diagrama din bibliografia 22, p. 100. Pe de altă parte, se dă

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 Q}{\pi \psi \sqrt{2gH\Delta}}}$$

pentru diametrul de ieșire exterior al palei (notat de noi D_{2e}).

Introducînd pe lîngă $n_s = n P^{1/2} H^{-5/4}$ și scrierea $n_Q = n Q^{1/2} H^{-3/4}$, prof. Bărglăzan recomandă indicativ la antedimensionare valorile din tabela 14.

h) *Metoda recomandată în manualul Hütte.*

Notînd valorile fără indici pentru regimul debitului maxim Q la plină sarcină, iar cu indicii (o) valorile corespunzătoare regimului de funcționare la Q_0 cu η_0 (optim), se obține diametrul exterior la intrare D_{1e} și mediu D din formulele :

$$D = n_1' \frac{\sqrt{H}}{n} \quad ; \quad D_{1e} = \sqrt{\frac{Q_0}{Q_1' \sqrt{H}}}$$

La diferite rapidități la plină sarcină n_s , respectiv n_{s0} la sarcina parțială cu randament optim, se obțin datele principale necesare dimensionării gabaritelor turbinelor F din tabela 15.

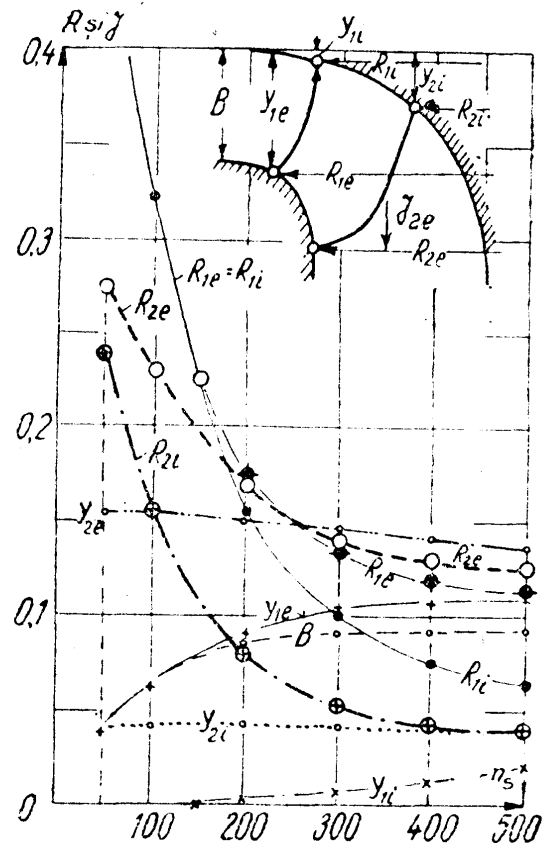


Fig. 167. Metoda turbinelor unitare

Coeficienții caracteristicii la turbine F cu diferite turații

Turbina F	n_s	n_Q	Δ	D/D_2	B_0/D	B_0/D_2
turații n -mare	250	75	0,08	0,777	0,333	0,17
	550	200	0,20	0,667	0,200	0,17
n -normal	130	40	0,04	1,25	0,167	0,16
	165	50	0,05	1,11	0,250	0,16
	200	60	0,07	1,00	0,333	0,16
n -mic	50	15	0,02	0,167	0,125	0,16
	130	40	0,04	1,25	0,143	0,16

Tabela 15

Dimensionarea gabaritelor turbinelor F

n_s	Q'_1	n'_1	Q_0/Q	n_{s0}	$(Q'_1)_0$	$c_2^2/2gH$	η_h/η_{h0}	B_0/D_{1e}
75	0,174	55	0,82	70	0,130	0,035	0,942	0,065
100	0,350	56	0,83	93	0,280	0,040	0,948	0,12
150	0,640	59	0,84	141	0,545	0,050	0,952	0,20
200	0,900	63	0,85	189	0,78	0,064	0,955	0,26
250	1,140	70	0,86	237	0,99	0,082	0,955	0,30
300	1,340	78	0,87	287	1,18	0,104	0,957	0,33
350	1,500	86	0,88	336	1,34	0,130	0,960	0,35
400	1,600	95	0,90	386	1,44	0,160	0,965	0,35

Din B_0/D_{1e} se găsește înălțimea statorului B , fiind cunoscut D_{1e} , iar din $c_2^2/(2gH)$ se calculează viteza c_2 la căderea H cunoscută, diametrul exterior de ieșire fiind $D_{2e} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi c_2}}$

i) *Metoda tehnico-economică.*

Dacă s-ar presupune că metodele descrise în aliniatele precedente nu sînt cunoscute, respectiv, în cazul cînd se inventează o nouă turbină cu suprapresiune pentru care nu există nici un fel de documentație, se pot totuși determina gabaritele noii turbine pe cale generalizată a soluției optime tehnico-economice.

Problema se aseamănă principal cu aceea a determinării diametrului economic al unei conducte sub presiune.

Se efectuează studiul premergător, anteproiectul noii turbine pentru diferite valori arbitrar alese pentru unul dintre diametrele caracteristice, de exemplu, D_2 , notate aici prescurtat cu D . Se determină apoi greutatea turbinei G prin anemăsurătoarea tuturor organelor, din care rezultă costul turbinei (investiția) $J = cG$, fiind c în lei/kg cunoscut (de exemplu 25 lei/kg).

Cheltuielile anuale rezultă din $A = k_a J$, cu $k_a = 0,06 - 0,08$, datorită coeficientului amortizării, plus al exploatării și întreținerii. Se obține astfel $A = k_a cG = f(D)$, o funcție crescătoare cu diametrul, cunoscută atât numeric, cât și grafic.

Pe de altă parte, cu cât diametrul crește, cu atât scad pierderile de sarcină prin turbină, $h_r = 0,0826 Q^2 \left(\frac{\lambda L}{D^5} + \frac{\Sigma \zeta}{D^4} \right)$, cărora le corespunde o putere pierdută hidraulică, $P_r = 9,81 Q h_r \eta$ sau o anuitate pierdută prin rezistențe, $A_r = 8760 \varepsilon P_r p$ (lei/an). Aci prin $T_0 = 8760 \varepsilon$ se însemnează orele de utilizare a puterii maxime a turbinei, obișnuit 3 000—4 000 ore/an, iar p lei/kWh reprezintă prețul energiei pierdute (0,08—0,15 lei/kWh).

Se vede că $A_r = F(D)$ este o altă funcție de diametru, determinată atât numeric cât și grafic.

Se pune problema ca suma anuităților să devină minimă, ceea ce se realizează prin anularea derivatei

$$\frac{\partial}{\partial D} [f(D) + F(D)] = 0,$$

de unde rezultă D economic. Practic, este suficient să se însumeze grafic curbele care corespund ambelor serii de cheltuieli $A + A_r$, care trebuie să treacă printr-un minim la diametrul căutat.

Deși munca aceasta este foarte laborioasă, ea permite să se obțină un rezultat tehnic și economic just. În cazul turbinelor F, K, E, SK de tipuri cunoscute, nu este rațional să se aplice această metodă greoaie, când există metodele descrise mai sus, care sînt mai simple. Ea este însă neapărat necesară în cazul inovațiilor și invențiilor în legătură cu turbine de tip absolut nou, pentru care nu există nici o documentație.

i) Aplicații la capitolul VIII, 1.

Aplicația 27. Pentru datele de bază ale unei turbine arătate mai jos, să se determine gabaritele principale după metoda similitudinii.

Soluția: Turbina mare, montată în 1951 la Dneproghes (Bibliografia 3) are $H = 36,3$ m, $Q = 232$ m³/s, $n = 83,3$ rot/min. Cu randamentul $\eta = 0,91$ rezultă puterea

$P = 13,33 \cdot 232 \cdot 36,3 \cdot 0,91 = 102\ 000$ CP și rapiditatea :

$$n_s = \frac{83,3}{36,3} \sqrt{\frac{102\ 000}{\sqrt{36,3}}} = 298$$

Fiind vorba de o turbină F — rapidă, se alege aici ca model turbina din Bibliografia 8 p. 606, care are datele :

$H_m = 20$ m, $Q_m = 21$ m³/s, $n_m = 214$ rot/min, $P_m = 4\ 900$ CP, $\eta_m = 0,88$, și $n_{sm} = \frac{214}{20} \sqrt{\frac{4900}{\sqrt{20}}} = 354$. Deși rapiditatea modelului este cu +19% peste

aceea a turbinei mari, se aplică aici metoda similitudinii numai pentru a arăta ordinea de mărime a erorilor ce se fac în acest fel.

Parametrul similitudinii rezultă din formula (99')

$$\lambda = \frac{n_s}{n_{sm}} \frac{n_m}{n} \sqrt{\frac{H\eta}{H_m \eta_m}} = \frac{298}{354} \cdot \frac{214}{83,3} \sqrt{\frac{36,3 \cdot 0,91}{20 \cdot 0,88}} = 2,98.$$

Citind pe figura modelului ales diferitele gabarite în rîndul (1) din tabela 16, se obțin cele ale turbinei mari prin înmulțirea cu $\lambda = 2,98$, cum se vede în rîndul (2) din tabela 16.

Tabela 16

Determinarea gabaritelor turbinei F prin similitudine

Gabarit	D_{1e}	D_{1i}	D_{2e}	D_{2i}	D_0	B_0
(1) modelul ales . . .	1,85	1,30	1,95	0,86	1,90	0,78
(2) turbina prin similitudine	5,52	3,88	5,81	2,56	5,66	2,32
(3) turbina executată	5,45	4,24	5,89	2,60	5,62	1,99
Eroarea $\frac{(2)-(3)}{(2)}$ %	+1,3	-8,5	-1,3	-1,5	+0,7	+16,5

Randamentul calculat după model $\eta = 1 - (1 - 0,88) \left(\frac{1,85}{5,45}\right)^{1/4} = 0,91$

verifică pe cel admis inițial.

În rîndul (3) din tabela 16 s-au trecut dimensiunile reale ale turbinei mari, așa cum a fost construită recent în U.R.S.S. (Bibliografia 3) care la sarcină plină a dat $\eta \approx 0,92$ și la sarcină optimă, $\eta_{max} = 0,93$. Aceste randamente trebuie considerate excepțional de bune.

Cu excepția lui B_0 și D_{1i} care dau erori inadmisibile, celelalte diametre calculate după similitudine dau diferențe neglijabile față de turbina construită.

Aplicația 28. Să se dimensioneze turbina din aplicația 27, după metoda statistică.

Soluția: Fără a folosi un model, se pot calcula gabaritele turbinei cu $H = 36,3$ m, $Q = 232$ m³/s și $n_s = 298$ după formulele 129, a—f, în care termenul comun este: $Q^{0,5} H^{-0,25} = 6,2$.

$$D_{1e} = \left(0,307 + \frac{160}{298} + 0,000\,000\,83 \cdot 298^2 \right) 6,2 = 5,69 \quad (5,45)$$

$$D_{1i} = \left(\frac{223}{298} - 0,095 \right) 6,2 = 4,06 \quad (4,24)$$

$$D_{2e} = \left(0,68 + \frac{85}{298} - \frac{460}{298^2} \right) 6,2 = 5,95 \quad (5,89)$$

$$D_{2i} = \left(\frac{124}{298} - 0,07 \right) 6,2 = 2,15 \quad (2,60)$$

$$D_3 = \left(0,766 + \frac{65,3}{298} \right) 6,2 = 6,11 \quad (6,00)$$

$$D_0 = \left(0,32 + \frac{163}{298} + 0,000\,001\,3 \cdot 298^2 \right) 6,2 = 6,09 \quad (5,62)$$

$$B_0 = \left(0,05 \sqrt{298} - 0,001 \cdot 298 - 0,25 \right) 5,69 = 1,79 \quad (1,99)$$

În parantezele din dreapta se dau gabaritele noii turbine de la Dneproghes, dintre care, importante pentru fenomenul scurgerii hidrodinamice sînt D_{1e} , D_{2e} și D_3 . Se vede că dimensiunile obținute după metoda statistică dau o diferență medie de $\frac{17,75 - 17,34}{17,34} 100 = 2,4\%$ în plus față de turbina construită. În

ce privește statorul, secțiunea de ieșire fiind proporțională cu $D_0 B_0$, diferența este de $\frac{10,90 - 11,18}{11,18} 100 = -2,5\%$.

Diametrele D_{1i} și D_{2i} dau diferențe ceva mai mari, însă ele lungesc sau scurtează palele rotorice, deci nu au influență mare asupra funcționării turbinei.

Randamentul după formula statistică (130) la $D_{1e} = 1$, fiind

$$\eta_1^{max} = 0,87 + 0,000\,1 \cdot 298 - 0,000\,000\,5 (298 - 100)^2 = 0,881,$$

la $D_{1e} = 5,69$ se obține $\eta_1^{max} = 1 - (1 - 0,881) \left(\frac{1,0}{5,69} \right)^{1/4} = 0,923$ față [de 0,93, măsurat la noua turbină Dneproghes. Rezultă că randamentul calculat după metoda statistică este aproape identic cu cel măsurat la cea mai nouă turbină sovietică.

Aplicația 29. Pentru turbina din aplicația 28, să se verifice formula rapidității critice.

Soluția: După formula statistică (131) rezultă la $H = 36,3$ m, rapiditatea critică $n_{sc} = \frac{27\,000}{36,3 + 46} - 13 = 315$. Rapiditatea reală a noii turbine sovie-

tice fiind $n_s = 298$, există împotriva cavității o marjă de circa 6%, ceea ce arată că metoda statistică dă rezultate corespunzătoare, chiar cînd este aplicată la cele mai noi turbine construite acum în U.R.S.S.

Formula Morozov $n_s = \frac{2\,200}{H^{0,57}} = 284$ arată cu -5% mai puțin decît $n_s = 298$ sub care lucrează efectiv turbina Dneproghes, ceea ce ar putea provoca pericol de cavitație. Formula sovietică (136, a) $n_s = \frac{1\,770}{\sqrt{H}} = 294$ dă de asemenea o valoare cu numai $-1,3\%$ mai mică decît noua turbină.

Aplicația 30. Să se dimensioneze turbina cu datele din aplicația 27, după metoda sovietică a turbinelor nenormalizate (fig. 160).

Soluția: La o turbină cu $H = 36,3$ m, $Q = 232$ m³/s, avînd o înălțime de aspirație medie de $H_s = 2,2$ m, după formula coeficientului de cavitație

$$\sigma = \frac{H_b - H_s}{H} = \frac{10 - 2,2}{36,3} = 0,215,$$

rezultă din fig. 160, din curba $\sigma = f(Q'_1)$, un debit dublu unitar $Q'_1 = 1,24$, ca abscisă a punctului P. Ordonata prin P intersectează pe diagrama fig. 160 rapoartele: $D_2/D_1 = 1,08$, $D/D_1 = 0,73$, $B_2/D_1 = 0,37$.

Din $Q'_1 = \frac{Q}{\sqrt{HD^2}} = 1,24$, rezultă $D_1 = D_{1e} = \sqrt{\frac{232}{1,24 \sqrt{36,3}}} = 5,57$ m, deci $D = 0,73 D_1 = 4,07$ m, $D_{2e} = D_2 = 1,08 D_1 = 6,02$ m și $B_0 = 0,37 D_1 = 2,06$ m.

Față de dimensiunile reale ale turbinei noi de la Dneproghes, arătate în aplicația 27, metoda aceasta arată

$$D_{1e} \text{ cu } \frac{5,57 - 5,45}{5,45} 100 = + 2,2\% \text{ respectiv.}$$

$$D_{2e} \text{ cu } \frac{6,02 - 5,89}{5,89} 100 = + 2,2\% \text{ și } B_0 \text{ cu } \frac{2,06 - 1,99}{1,99} 100 = + 3,5\% \text{ mai}$$

mult, diferențe relativ mici și acceptabile.

Aplicația 31. Cum s-a dimensional turbina nouă Dneproghes?

Soluția: Pentru datele de bază, $H = 36,3$ m, $Q = 232$ m³/s, Colectivul de ingineri condus de Kovalev, căruia i s-a decernat Premiul Stalin pentru realizarea acestei lucrări (Bibliografia 3) a ales rotorul normalizat $\Phi 123$, a cărui topogramă este reprezentată în fig. 164, cu diametrul de intrare al modelului $D_{1m} = 0,46$ m, pe care s-a trecut punctul de calcul C dat de abscisa $Q'_1 = 1,3$ și ordonata $n_1 = 75,3$, iar randamentul modelului a rezultat $\eta_m = 0,85$ (C cade pe curba $\eta = 0,85 = \text{constant}$).

Pentru turbina nouă rezultă $D_1 = \sqrt{\frac{Q}{Q'_1 \sqrt{H}}} = \sqrt{\frac{232}{1,3 \sqrt{36,3}}} = 5,45$ m, respectiv $D_1 = n_1 \frac{\sqrt{H}}{n} = 5,45$ m, sau $n = 75,3 \frac{\sqrt{36,3}}{5,45} = 83,3$ rot/min, cu $p = \frac{3\,000}{n} = 36$ perechi de poli la alternator. Diametrul $D_1 = 5,45$ m este același

cu care s-a executat rotorul, așa cum s-a arătat în aplicația 27.

În fig. 164 s-a mai arătat în abaca din dreapta, la intersecția lui $P = 75\,000$ kW cu $H = 36,3$ m, punctul care intră la limită în paralelogramul oblic cu $n = 83,3$ și cu $D_1 = 5,5$ m. De altfel puterea la arborele turbinei este:

$P = 13,33 \cdot 232 \cdot 36,3 \cdot 0,91 = 102\ 000$ CP (inginerii sovietici calculează puterea în kW, $\frac{102\ 000}{1,36} = 75\ 000$ kW, la arborele turbinei, nu la generator).

Din diagrama $h_s = f(H)$, rezultă $h_s = 1,95$, respectiv înălțimea de aspirație

$$H_s = h_s - \frac{A}{900} - \frac{B}{2} = 195 - \frac{90}{900} - \frac{1,99}{2} = 0,855 \text{ m.}$$

Profilul prin rotorul model $\Phi 123$ este reprezentat în fig. 165, din care s-au obținut toate dimensiunile noii turbine prin înmulțirea cu raportul de similitudine

$$\lambda = \frac{D_1}{D_{1m}} = 5,45, \text{ știind că modelul } \Phi 123 \text{ are în fig. 165 diametrul unitar } D_{1m} = 1 \text{ m.}$$

După cum se vede, metoda topogramelor se aplică foarte simplu, dacă noua turbină se poate înscrie în topograma turbinei normalizate.

În ce privește randamentul la plină sarcină se poate calcula după model

$$\eta = 1 - (1 - 0,85) \left(\frac{0,46}{5,45} \right)^{1/4} = 0,919; \text{ s-a ales rotund } 0,91.$$

Aceeași turbină dă la sarcina optimă, fig. 164, punctul P cu $\eta^{max} = 0,885$, deci $\eta^{max} = 1 - (1 - 0,885) \left(\frac{0,46}{5,45} \right)^{1/4} = 0,938$.

S-a adoptat $\eta^{max} = 0,92$, deoarece la noua turbină neputându-se realiza forma optimă a aspiratorului, se pierde circa 2%. Noua turbină intră de fapt în gabaritele aspiratorului vechilor turbine de la Dneproghes montate în 1929, constatându-se că nu este economică excavarea și spargerea betoanelor vechilor aspiratoare necorespunzătoare (aceasta se demonstrează în Bibliografia 3).

Aplicația 32. Să se compare dimensiunile obținute prin metoda coeficienților de viteze, cu dimensiunile normale ale noii turbine sovietice din aplicația 27.

Soluția: După formula (137) se calculează diametrul $D = 84,6 \frac{\sqrt{H}}{n} k_u = 84,6 \frac{\sqrt{36,3}}{83,3} k_u = 6,12 k_u$ și cum la noua turbină era $n_s = \frac{83,3}{36,3} \sqrt{\frac{102\ 000}{\sqrt{36,3}}} = 298$ (v. apl. 27), se pot scoate din fig. 166, respectiv din tabela 12 la $n_s \sim 300$ diverșii coeficienți, calculând diametrele caracteristice:

$$k_{u1e} = 1,01; D_{1e} = 6,18 \text{ m}; k_{u2e} = 1,04; D_{2e} = 6,37 \text{ m};$$

$$k_{u1t} = 0,69; D_{1t} = 4,22 \text{ m}; k_{u2t} = 0,35; D_{2t} = 2,14 \text{ m}.$$

Pe de altă parte, formula (138) dă diametrul intrării în aspirator

$$D_3 = 0,536 \sqrt{\frac{Q}{k_3 \sqrt{H}}} = \frac{3,33}{\sqrt{k_3}} = 5,88 \text{ m,}$$

iar $k_3 = 0,32$ este luat din tabela 12.

Formula (139) $D_0 = \frac{0,0756 Q}{b D_{1e} k_0 \sqrt{H}} = \frac{0,0756 \cdot 232}{0,3 \cdot 6,18 \cdot 0,27 \sqrt{36,3}} = 5,83 \text{ m}$ arată dia-

metrul la ieșirea din stator (D_0), înălțimea statorului fiind $B_0 = b D_{1e} = 0,3 \cdot 6,18 \sim 1,86 \text{ m}$, cu $b = 0,3$ din tabela 12 și D_{1e} calculat anterior. Randamentul maxim se obține la debitul (Q) $\eta^{max} = 0,83$ ($Q^{max} = 0,83 \cdot 232 = 192,5 \text{ m}^3/\text{s}$ (coeficientul 0,83 rezultă din tabela 12 și din fig. 166).

Recapitulând dimensiunile calculate după metoda coeficienților de viteze (coloana 1), comparându-le cu dimensiunile reale ale noii turbine sovietice (coloana 2), se arată diferențele $\frac{(1) - (2)}{(2)} \cdot 100$ în procente, de unde se constată că metoda coeficienților de viteze dă diferențe prea mari față de noile turbine sovietice normalizate.

Tabela 17

Comparația dimensiunilor după metoda coeficienților de viteze (coloana 1) cu turbina reală (coloana 2)

Dimensiunea	(1)	(2)	Diferența %
D_{1e}	6,18	5,45	+ 13,5
D_{1i}	4,22	4,24	- 0,5
D_{2e}	6,37	5,89	+ 8,1
D_{2i}	2,14	2,60	- 17,7
D_3	5,88	6,00	- 2,0
D_0	5,83	5,62	+ 3,7
B_0	1,86	1,99	- 6,5

Aplicația 33. Să se verifice gabaritele obținute prin metoda turbinelor unitare cu gabaritele turbinei sovietice din aplicația 27.

Soluția: Turbina sovietică din aplicația 27 avînd $n_s = 298$ (rotund 300), din tabela 13 se pot citi toate gabaritele unitare, adică razele $R = \frac{D}{2}$, apoi, B și ordonatele η , care se referă la turbina cu $H_m = 1$ m și $P_m = 1$ CP. La $H = 36,3$ m și $P = 102\ 000$ CP, se obțin toate diametrele din legea similitudinii:

$$\frac{D}{D_m} = \left(\frac{P}{P_m}\right)^{1/2} \left(\frac{H_m \eta_m}{H \eta}\right)^{3/4} \quad (103, a), \text{ în care } H_m = 1 \text{ m, } P_m = 1 \text{ CP, } D_m = 2R_m \text{ și } \eta_m = 1 - (1 - 0,91) \left(\frac{5,45}{2R}\right)^{1/4} = 0,81, \text{ rezultă orice diametru din } D = 39,5 R \text{ (rîndul 1, iar turbina reală 2, din tabela 18).}$$

Tabela 18

Comparația gabaritelor (1) după metoda turbinelor unitare cu turbina reală (2) din aplicația 27

Gabarite	D_{1e}	D_{1i}	D_{2e}	D_{2i}	B_0
(1)	5,34	3,95	5,53	2,06	1,78
(2)	5,45	4,24	5,89	2,60	1,99
$\frac{(1) - (2)}{(2)} \%$	-2,0	-6,8	-6,1	-20,8	-10,6

Din cele expuse mai înainte rezultă că față de metoda sovietică a turbinelor normalizate, metoda turbinelor unitare dă dimensiuni sistematic prea mici, aceasta însă numai la turbinele F — rapide.

Aplicația 34. Să se aplice metoda prof. Bărglăzan la turbina sovietică din aplicația 27, care are $H = 36,3$ m, $Q = 232$ m³/s, $n_s = 298$, $n = 83,3$ rot/min.

Soluția: Din tabela 14 se poate obține, prin interpolare coeficientul $\Delta = 0,08 + \frac{298-250}{550-250} (0,20 - 0,08) = 0,0992$, ca și diametrul $D_2 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi\psi\sqrt{2gH\Delta}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 232}{0,90\pi\sqrt{2g \cdot 36,3 \cdot 0,0992}}} = 6,24$ m.

Diametrul mediu de intrare în rotor D se calculează din raportul $D/D_2 = 0,770 - \frac{298-250}{550-250} (0,770 - 0,667) = 0,7535$ și anume:

$D = 0,7535 D_2 = 4,70$ m, iar înălțimea satorului:

$B_0 = 0,3117 D = 1,47$ m cu coeficientul

$\frac{B_0}{D} = 0,333 - \frac{298-250}{550-250} (0,333 - 0,20) = 0,3117$.

Diametrul satorului se calculează din $D_0 = 0,95 D_2 = 5,93$ m, iar diametru exterior de intrare în rotor $D_{1e} = 0,92 D_2 = 5,74$ m. După această metodă de calcul, unele dimensiuni se potrivesc bine cu noua turbina sovietică, altele mai puțin.

Aplicația 35. Să se verifice pentru turbina din aplicația 27 metoda dimensionării după Hütte.

Soluția: Din tabela 15 rezultă la $n_s = 300$ valorile $Q'_1 = 1,34$; $(Q'_1)_0 = 1,18$; $n'_1 = 78$, deci $D_{1e} = 78 \frac{\sqrt{36,3}}{83,3} = 5,64$ m, respectiv $D_{1e} = \sqrt{\frac{202}{1,18\sqrt{36,3}}} = 5,36$ m, fiind $Q_0 = 0,87 Q = 0,87 \cdot 232 = 202$ m³/s.

Între cele două valori trebuie aleasă cea medie: $D_{1e} = \frac{1}{2} (5,36 + 5,64) = 5,50$ m. Cum $B_0/D_{1e} = 0,33$, rezultă $B_0 = 0,33 \cdot 5,5 = 1,815$ și $c_2 = \sqrt{0,11 \cdot 2g \cdot 36,3} = 8,84$ m, iar $D = \sqrt{\frac{4 \cdot 232}{\pi \cdot 8,84}} = 5,78$ m.

Aplicația 36. Ce concluzii pot fi trase din compararea tuturor metodelor de dimensionare din aplicațiile 27—35?

Soluția: Cel mai important diametru al turbinei fiind cel de la intrarea în rotor în exterior D_{1e} , se compară mai jos rezultatele dobândite după metodele de calcul și se arată diferența (%) față de media tuturor rezultatelor:

Metoda similitudinii	$D_{1e} = 5,52$	diferența	- 1,78 %
Metoda statistică	5,69		+ 1,24
Metoda sovietică a turbinelor nenormalizate	5,57		- 0,89
Metoda turbinelor sovietice normalizate	5,45		- 3,02
Metoda coeficienților de viteze	6,18		+ 9,97
Metoda turbinelor unitare	5,34		- 4,98
Metoda Prof. Bărglăzan	5,74		+ 2,14
Metoda după Hütte	5,50		- 2,14
Media aritmetică $\Sigma (D_{1e}) : 8 =$	5,62		0

În cazul turbinelor F — rapide, metodele coeficienților de viteză și a turbinelor unitare dau diferențe prea mari, în schimb celelalte cinci sînt acceptabile. Cea mai apropiată față de media probabilă este metoda statistică și aceea a turbinelor sovietice normalizate.

2. CALCULUL ȘI PROIECTAREA ROTORULUI TURBINEI F

Dintre gabaritele stabilite în capitolul precedent, care se rotunjesc la prima cifră pară ca centimetri, rămîn definitive cele exterioare D_{1e} și D_{2e} pentru rotor și B_0 și D_0 pentru stator. În ce privește D_{1i} și D_{2i} , forma profilului de intrare, respectiv de ieșire al palei rotorice, respectiv profilul coroanei exterioare și interioare a rotorului, acestea se consideră determinate numai cu titlul informativ. În timpul studiului hidrodinamic al fluxului prin rotor, al diagramelor de viteze și al reprezentării palelor se aduc acestor forme unele corecțiuni justificate. Aceste corecții se fac și observînd desenele turbinelor executate.

a) Proiectarea profilului și fluxului prin rotor.

Prima trasare a profilului meridian al rotorului, adică intersecția coroarelor exterioare și proiecția radială a conturilor palei rotorice cu planul radial, care conține și arborele turbinei, se face în multe feluri :

1. Cînd se lucrează după metoda turbinelor normalizate sovietice, există desenul profilului prin rotor (fig. 165) și se copiază la scară, exact forma modelului ;

2. Cînd se folosește metoda similitudinii, evident numai dacă s-a reușit să se găsească o turbină model suficient de asemănătoare, cu n_{sm} diferit cu cel mult $\pm 5\%$ față de n_s al noii turbine, se va folosi desenul profilului prin rotorul model, care este firește cunoscut.

3. La celelalte metode dimensiunile D_{1e} , D_{1i} , D_{2e} , D_{2i} , D_0 , D_3 și B_0 fiind deja calculate, există suficiente posibilități de a trasa profilul indicativ prin curbe hidrodinamice, care se corectează însă succesiv, pînă cînd se satisface legea $r \frac{\Delta n}{\Delta l} =$
 $=$ constant pentru întregul cîmp de flux prin rotor, așa cum se va arăta mai jos.

4. În anumite cazuri, de altfel rare, putem găsi forme hidrodinamice bazate pe studii hidrodinamice teoretice.

Aici nu se va insista asupra cazurilor (1 și 2 cînd profilul rotorului este bine determinat de turbina model, ei se vor menționa succesiv cazurile 3 și 4.

(1) Cazul construcției cîmpului de flux pe cale grafică analitică

În cazul general și frecvent, nu se poate aplica o metodă teoretică analitică pentru trasarea liniilor de flux și a liniilor echipotențiale. Acestea trebuie determinate prin construcții grafice, verificate analitic prin aproximări succesive.

Prima operație grafică este trasarea conturilor (*i*) și (*e*), care reprezintă intersecția planului meridian (planul epurei),

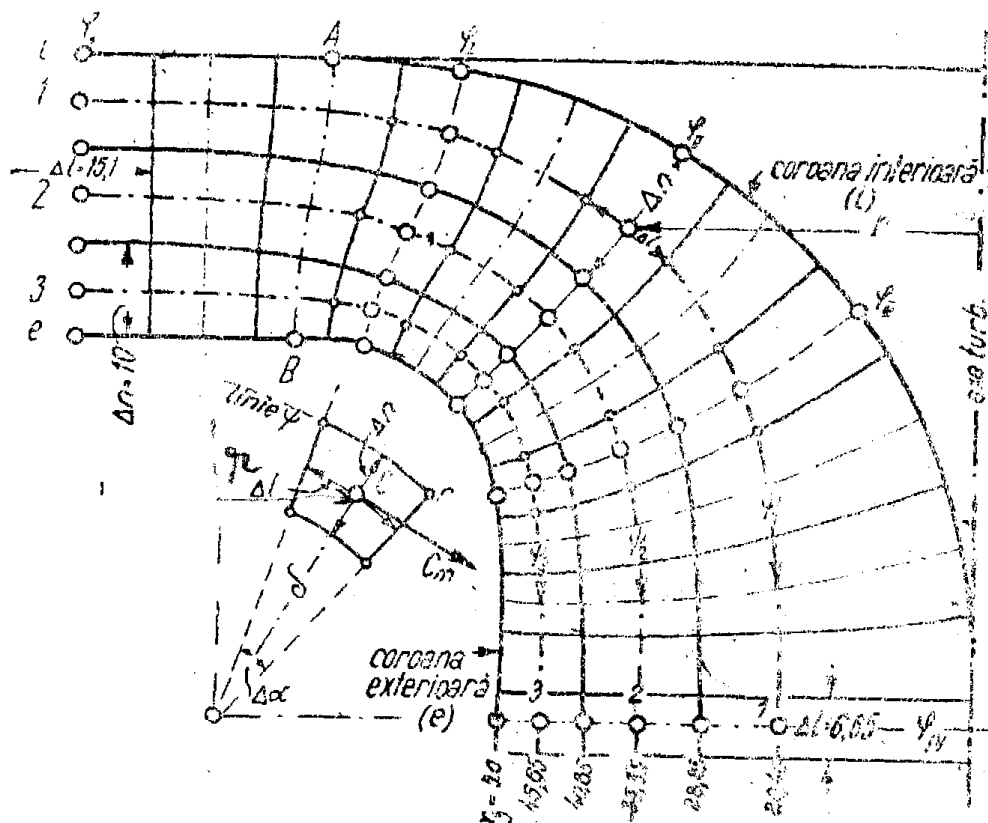


Fig. 168. Construcția cîmpului de flux pentru un rotor *F*

cu coroanele de revoluție: exterioară (*e*) și interioară (*i*), care delimitează statorul și rotorul pînă în aspirator.

Aceste două curbe (*i*) și (*e*) trebuie să treacă printr-o serie de puncte calculate după diferitele metode (v. VIII 1) și anume:

În exterior, radial, s-a determinat, înălțimea B_0 a statorului care permite trasarea celor două drepte radiale paralele $i - A$ și $e - B$, care conțin palele statorice. Poziția exactă a lui *A* și *B* se verifică ulterior prin construcția cîmpului.

Se mai cunosc puncte pe coroana interioară $1 - i$, $2 - i$ și faptul că această coroană atinge axa turbinei ca tangentă în dreptul intrării în aspirator, respectiv pe coroana exterioară punctului $1e$, $2e$ și 3 , intrarea în aspirator.

Se trasează prin punctele (*i*), *A*, $1 - i$, $2 - i$, asimptot la arbore, profilul coroanei interioare (fig. 168 curba superioară)

în prima aproximație și apoi coroana exterioară, similar prin punctele (e) , B , $1 - e$, $2 - e$ și 3 .

Cîmpul de flux se poate reprezenta prin mai multe sau prin mai puține linii de flux ψ . Între două linii ψ_n și ψ_{n+1} se formează o celulă încovoiată, o așa-numită turbină elementară sau parțială, dată de spațiul de revoluție obținut de rotația în jurul axului turbinei a curbelor ψ_n și ψ_{n+1} . Pentru studii cu caracter didactic, este util, dar nu obligatoriu să se aleagă un număr impar de celule, de exemplu trei sau cinci. Pentru proiecte industriale pretențioase, se aleg 5, 7 sau 9 celule, după tipul turbinei F , și anume, la n_s — mare se cere un număr mai mare de celule și viceversa.

Numărul impar se justifică prin faptul că în mijlocul cîmpului există o celulă mijlocie, a cărei axă ψ_m este totodată axa încovoiată a întregului cîmp de flux. Această curbă ψ_m este aceea care intersectează pe muchia de intrare în rotor, punctul cu diametrul mediu de intrare, definit anterior cu D .

În fig. 168 s-au ales pentru a simplifica mersul calcului numai trei celule, fiecare cu câte un ax încovoiat $1, 2, 3$. Astfel, pe lângă cele două curbe marginale (i) și (e) , trebuie desenate cinci linii ψ intermediare, dintre care $1, 2, 3$ reprezintă axele celulelor, iar celelalte două reprezintă curbe de flux despărțitoare între celule, curbe care pot fi considerate pereți imaginari de despărțire.

În acest fel, în loc de o singură turbină, aceasta s-a descompus în trei turbine parțiale $1, 2, 3$, concentrice în sensul revoluției în jurul axului comun al turbinei.

Pentru a putea trasa aceste cinci curbe de flux ψ ca și echipotențialele φ aferente, care trebuie să fie ortogonale la ψ , nu însă pătrate curbilinii, cum este cazul scurgerilor plane paralele, este necesar să fie determinată legea care trebuie să satisfacă $\varphi \perp \psi$.

În cazul turbinelor F , se pune problema cîmpurilor potențiale dată de φ și ψ axialsimetrice, de revoluție în jurul axului. În acest scop, un element trapezoidal curbiliniu, format din două linii consecutive ψ_n și ψ_{n+1} și două echipotențiale consecutive φ_n și φ_{n+1} (desenul din stînga fig. 168), trebuie să satisfacă două legi de hidraulică : continuitatea și scurgerea cu cuplu Euler constant.

Prin centrul C al elementului, care are o rază ρ variabilă, se pot defini : Δl lungimea elementară de-a lungul fluxului ψ și Δn ortogonal pe direcția de scurgere, deci de-a lungul echipotențialei φ .

În punctul C , viteza absolută meridiană c_m cade în planul meridian al desenului din fig. 168, așa cum s-a definit la diagramele de viteze $c_m = c \sin \alpha$ meridiană, respectiv $c_u = c \cos \alpha$ componenta vitezei absolute a apei în sensul rotației.

În consecință, c_m este tangenta la Δl în punctul C , respectiv este normală la raza de curbură ρ .

Printr-o celulă (turbină parțială) curge debitul $\Delta Q = Q/m$ în care m este numărul celulelor, în fig. 168, de exemplu $m = 3$, iar Q este debitul maxim instalat în întreaga turbină, cunoscut numeric. După legea continuității, demonstrată în teoria turbinelor, se scrie $\Delta Q = 2\pi r \Delta n c_m = \frac{Q}{m}$, fiind r raza punctului C față de axa turbinei. Pe de altă parte, avînd o scurgere în curbă, trebuie să fie satisfăcută relația $c_m \rho = \text{constant}$, conform cuplului hidraulic constant sau $c_m \rho = c_{m0} \rho_0 = k$.

Dar fiind $\rho \Delta \alpha = \Delta l$ (fig. 168 stînga), rezultă: $c_m = \frac{k}{\rho} = k \frac{\Delta \alpha}{\Delta l}$, care introdus în ecuația continuității dă:

$$\frac{Q}{m} = 2\pi r \Delta n c_m = 2\pi r \Delta n k \frac{\Delta \alpha}{\Delta l}, \text{ sau } r \frac{\Delta n}{\Delta l} = K = \text{constant.} \quad (140)$$

Deși constanta $K = \frac{Q}{2\pi m k \Delta \alpha}$ se poate calcula, ea nu trebuie determinată inițial, ci va rezulta din verificarea cu ajutorul tabelelor date mai jos.

În consecință, legea care trebuie respectată la trasarea curbelor φ și ψ este (140). Procedul de calcul direct, adică pornind din (140) pentru a obține forma curbelor φ și ψ pe cale analitică, nu a fost dezvoltat pînă în prezent. De aceea se procedează la determinare prin aproximații succesive grafic analitice a curbelor φ și ψ , în care criteriul de verificare este tocmai $r \frac{\Delta n}{\Delta l} = \text{constant}$.

Încă de la prima aproximație se trasează întîi liniile ψ , pornind din spațiul exterior, înaintea statorului la φ_0 din fig. 168, ca linii paralele, normale la axul turbinei și cu echidistanța $\Delta n = \frac{B_0}{2m}$ (2 provine din faptul că pe lîngă despărțirea celulelor, luăm și axele, deci avem de fapt șase jumătăți de celule în loc de trei celule).

La intrarea în aspirator se stabilesc (în dreptul liniei φ_{IV} din fig. 168) razele pe unde trec liniile ψ . Aceste raze se obțin din condiția împărțirii ariei circulare la intrarea în aspirator πr_0^2 în $2m$ (aci $2m = 2.3 = 6$) părți egale, ceea ce conduce la

razele din exterior spre interior : $r = 50$ mm, la scara desenului original din fig. 168, apoi $\sqrt{\frac{5}{6}} r = 45,65$; $\sqrt{\frac{4}{6}} r = 40,85$; $\sqrt{\frac{3}{6}} r = 35,35$; $\sqrt{\frac{2}{6}} r = 28,85$ și $\sqrt{\frac{1}{6}} r = 20,4$ mm.

Între φ_0 și φ_{IV} se trasează liniile ψ în prima aproximație, astfel ca la locurile de curbură mică (în spre coroana exterioară e în dreptul echipotențialelor φ_I , φ_{II} și φ_{III}) curbele să fie foarte apropiate, iar înspre interior în partea de sus, să fie largi.

Analizînd ecuația (140), se observă că în diferitele părți ale spațiului de revoluție care se studiază se pot distinge trei regiuni :

— Radial, suficient în exteriorul lui A și B , scurgerea este radială plană paralelă (bidimensională), în care variază raza r de la ax, cum și Δl distanța dintre două linii echipotențiale φ consecutive, dar $\Delta n = \frac{B_0}{2m} = \frac{B_0}{6}$ este constant. Ecuația (140)

arată deci în acest spațiu radial paralel $\frac{r}{\Delta l} = \frac{K}{\Delta n} = C$ constant,

sau $\Delta l = \frac{r}{C}$ este liniar proporțional cu raza r .

— În spațiul de încovoiere trebuie respectat integral ecuația (140) $r \frac{\Delta n}{\Delta l} = K$, variînd aci de la punct la punct toate elementele : r , Δn și Δl . Această condiție duce la viteze mari în punctele cu curbe cu raze mici și viceversa.

— În spațiul axial cilindric, sub ieșirea din rotor și intrarea în aspirator, deci de la φ_{IV} înspre aval, liniile φ trebuind să fie ortogonale la fluxul ψ , care aci se găsește pe cilindri concentrici cu axul turbinei, liniile ψ sînt verticale în fig. 168, unde axul turbinei a fost ales vertical. Rezultă că echipotențialele φ sînt drepte, ortogonale la ax (drepte horizontale), deci Δl este constant. cum însă raza r variază, trebuie, datorită ecuației $r \frac{\Delta n}{\Delta l} = C$,

să varieze și $\Delta n = \frac{C \Delta l}{r} = \frac{\text{const.}}{r}$

Această condiție confirmă faptul că aci viteza este constantă pe o linie, condiție care a fost respectată cînd s-a împărțit mai sus aria de ieșire în șase părți egale, deoarece $r \Delta n = \text{constant}$, reprezintă în fond $2\pi r \Delta n = \text{arie inelară constantă, egală cu } \pi (r_3^2 - r_3'^2) ; \pi (r_3''^2 - r_3'''^2) \text{ etc.}$

După prima trasare se procedează la verificarea ecuației (140) cu $r \frac{\Delta n}{\Delta l} = K$, pe cale tabelară și se repetă de trei patru

ori prin corectarea rețelei φ și ψ , pînă cînd este satisfăcută ecuația (140).

În a treia fază de aproximație, tabela de control 19 este următoarea. S-au ales pe lîngă echipotențialele exterioare φ_0 și φ_{IV} încă trei intermediare φ_I , φ_{II} și φ_{III} , pentru care s-au citit pe figură, în milimetri, în centrul fiecărui element trapezoidal cu laturi curbe : raza r , grosimea ortogonală n și lungimea elementului Δl în sensul scurgerii (a lui ψ). Din acestea s-a calculat $r \frac{\Delta n}{\Delta l} = K$, care a dat diferențe foarte mici în jurul mediei $K = 62,8$. Nefiind necesară o precizie mai mare seria aproximațiilor succesive, se oprește aci. Trebuie însă remarcat faptul că, unii proiectanți, lipsiți de practica acestor metode grafo-analitice, sînt nevoiți să extindă succesiunea aproximațiilor de șase pînă la opt ori, dimpotrivă, constructorii de turbine și de pompe experimentați reușesc să determine cîmpul de flux de multe ori chiar la a doua aproximație, știind că diferența de $\pm 2\%$ în valorioe dobîndite pentru K este perfect acceptabilă.

Aceasta se înțelege mai bine dacă vom arăta de pe acum că în faza următoare, la calculul diagramelor de viteze, micile variații de viteze rezultate din rețeaua φ și ψ încă imperfectă, se compensează în mod automat prin corecții ușor de realizat pe cale grafică.

Îndată ce cîmpul de flux a fost astfel stabilit, cu rețeaua ortogonală $\varphi \perp \psi$, (fig. 168), se pot calcula în toate punctele rețelei vitezele meridiane după legea continuității :

$$c_m = \frac{Q}{2\pi r \Delta n} = \frac{\text{const}}{r \Delta n}$$
 Pe baza tabelii 19, în fiecare centru de element format de φ și ψ , existînd date numerice pentru Δn , Δl și r , s-au calculat c_m , care, raportate la viteza de intrare în aspirator $c_3 = \frac{Q}{\pi r_3^2}$ cunoscută, au dat rapoartele de viteze c_m/c_3

(fig. 169—170). În fig. 169 se arată rapoartele de viteze pentru cele trei celule 1, 2, 3, în funcție de lungimea (l) a liniilor de flux ψ , socotite de la φ_0 la φ_{IV} . Din această diagramă se vede că vitezele prin turbină nu sînt constante. În fig. 170 sînt prezentate rapoartele vitezelor c_m/c_3 pentru cîmpul din fig. 168, în funcție de lungimea n a ortogonalelor la flux, deci de-a lungul echipotențialelor φ_0 , φ_I , φ_{II} , φ_{III} și φ_{IV} , din care se observă de asemenea clar că la locurile cu curburi pronunțate vitezele cresc și viceversa.

Aceste diagrame sînt utile la proiectare, fiindcă ele scot în evidență orice eroare în proiectarea rețelei φ și ψ din fig. 168,

care poate fi ușor corectată în această fază. Fără diagramele din fig. 169—170, erorile nedescoperite se transmit înainte la

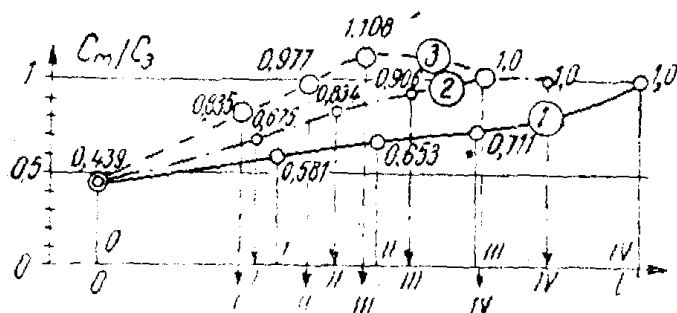


Fig. 169. Vitezele de-a lungul liniilor de flux

calculul diagramelor de viteze și la reprezentarea palei rotorice, a cărei corecție ulterioară cere o muncă mult mai laborioasă și care provoacă o întârziere mare în timpul de proiectare.

Mai dificilă este construcția câmpului de flux prin rotoarele turbinelor F'

— rapide, cum arată fig. 171, deoarece aci se produce o încovoiere cu totul anormală în preajma punctelor 1-e și 2-e.

Tabela 19

Tabela de control a rețelei hidrodinamice prin rotor

Linia de control		r (mm)	Δn , (mm)	Δl , (mm)	$r \frac{\Delta n}{\Delta l}$
φ_0		95,0	10,0	15,1	62,85
φ_I	canal 1	56,0	12,8	11,5	62,30
	2	60,5	10,2	9,8	63,00
	3	64,0	7,8	7,9	63,20
φ_{II}	1	37,5	17,0	10,1	63,10
	2	45,5	11,0	8,0	62,50
	3	52,0	8,2	6,8	62,70
φ_{III}	1	25,5	22,9	9,3	62,80
	2	38,0	12,1	7,3	63,00
	3	47,0	8,0	6,0	62,70

De aceea înspre coroana exterioară, la locul de curbură pronunțată, rezultă o îngheșuire a liniilor ψ , care denotă că aci

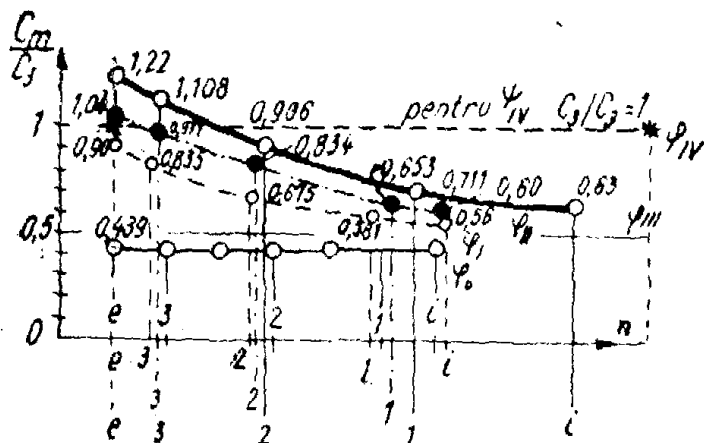


Fig. 170. Vitezele pe ortogonalele din fig. 168

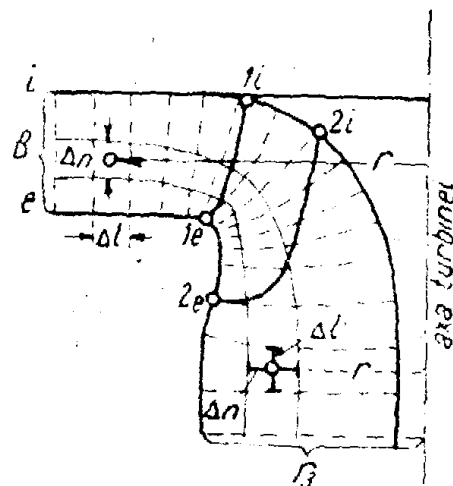


Fig. 171. Fluxul prin rotorul F rapid

sînt viteze meridiane absolute c_m foarte mari și sînt pericole de dezlipire a vînei de apă de coroană, în consecință și pericol de turbulențe excepționale.

Procedeul de construcție a rețelei φ și ψ este însă același ca în fig. 168, numai că este mai greoi și necesită o serie mai mare de aproximații succesive. În cîmpul din fig. 171 s-a desenat și profilul palei rotorice, cu muchia de intrare $1-e$ la $1-i$ și muchia de ieșire $2-e$ la $2-i$, pala fiind încastrată în coroana exterioară de la $2-e$ și în coroana interioară (de sus) între $1-i$ și $2-i$.

În cele mai multe manuale se simplifică prea mult calculul liniilor de flux, presupunîndu-se de-a lungul unei echipotențiale φ valoarea componentei meridiane a vitezei absolute $c_m = \text{constant}$, dar variînd constanta de la o echipotențială la alta.

În acest fel, în tot calculul rotorului, se introduce o eroare importantă. Este adevărat că eroarea este mai mică la turbine foarte lente $n_s < 100$, cînd liniile ψ au curbură cu raze mari și uniforme. La turbinele cu n_s normal, eroarea este atît de mare, încît nu se poate admite această simplificare, între vitezele c_m la o coroană interioară, la locul curburii și cele de la coroana exterioară, înregistrîndu-se diferențe de ordinul 20%. La turbine rapide cu $n_s > 250$, diferența este și mai mare, astfel că întregul cîmp de flux este eronat.

Simplificarea arătată anterior constă în faptul că se consideră numai legea continuității $\Delta Q = \frac{Q}{m} = 2\pi r \Delta n c_m$ și cum se presupune (greșit) c_m constant de-a lungul unei echipoten-

țiale se obține $r \Delta n = K$ constant de-a lungul unei linii φ , la altă linie φ fiind constantă K_1 respectiv la φ_2 constanta K_2 etc. Este evident că acest câmp de linii de flux ψ se obține în timp foarte scurt, dar în schimb se denaturează întregul fenomen hidrodinamic și pala proiectată nu corespunde realității.

Turbinele mai vechi, construite toate după această lege simplificată $r \Delta n = K$, au dat randamente foarte slabe $\eta = 0,80 - 0,86$ pe cînd cele calculate cu $r \frac{\Delta n}{\Delta l} = K$ conduc la randamente mult mai bune. S-a mai arătat că randamente 0,92 și chiar mai mari sînt astăzi obișnuite la turbine de mari puteri și cu diametre mari, ceea ce dovedește că metoda de calcul a palelor rotorice cu $r \frac{\Delta n}{\Delta l} = K$ este justă.

(2) Cazul determinării fluxului pe cale teoretică

Pornind de la studiul asupra scurgerilor axiale-simetrice în spații de revoluție, se pot dezvolta cîteva cazuri speciale care se apropie de cîmpul de scurgere prin turbine.

Dintre aceste posibilități alegem cazul reprezentat în fig. 172, ale cărui linii de flux ψ în plan meridian și ale cărui linii echipotențiale corespunzătoare φ sînt reprezentate în funcție de raza r și ordonata z prin :

$$\left. \begin{array}{l} \text{— liniile de flux} \quad \psi = \left(\frac{r^2}{2} + \frac{r^4}{16} + \frac{r^6}{36} + \dots \right) \cos z \\ \text{— liniile echipotențiale } \varphi = \left(1 + \frac{r^2}{4} + \frac{r^4}{16} + \dots \right) \sin z \end{array} \right\} \quad (141)$$

Desenînd imaginea rețelei φ și ψ , curbe ortogonale între ele, pentru un plan meridian, de exemplu acel din fig. 172, avem în toate planurile radiale la diferite unghiuri polare α față de planul ales ca reper, aceeași imagine.

Calculul numeric, dar mai ales construcția liniilor φ constant și ψ constant, sînt mai precise și mai ușor de executat dacă :

— se efectuează calculul pentru un cadran al cîmpului, celelalte fiind simetrice orizontal și vertical ;

— se delimitează într-un cadran, de exemplu stînga sus, partea de sus cu $z = \frac{\pi}{3}$ la $\frac{\pi}{2}$, în care pentru liniile ψ constant se calculează intersecțiile cu diferite raze $r = \text{constant}$, avînd $\psi = k \cos z = \text{parametric constant}$, iar pentru φ se calculează

intersecțiile cu diferite $z = \text{const}$, după relația numerică $\varphi = K \left(1 + \frac{r^2}{4} + \frac{r^4}{16} + \dots \right) = \text{parametric constant}$;

— în partea centrală a imaginii $z = 0$ la $\pi/3$ se folosește metoda de calcul numeric invers față de aliniatul precedent,

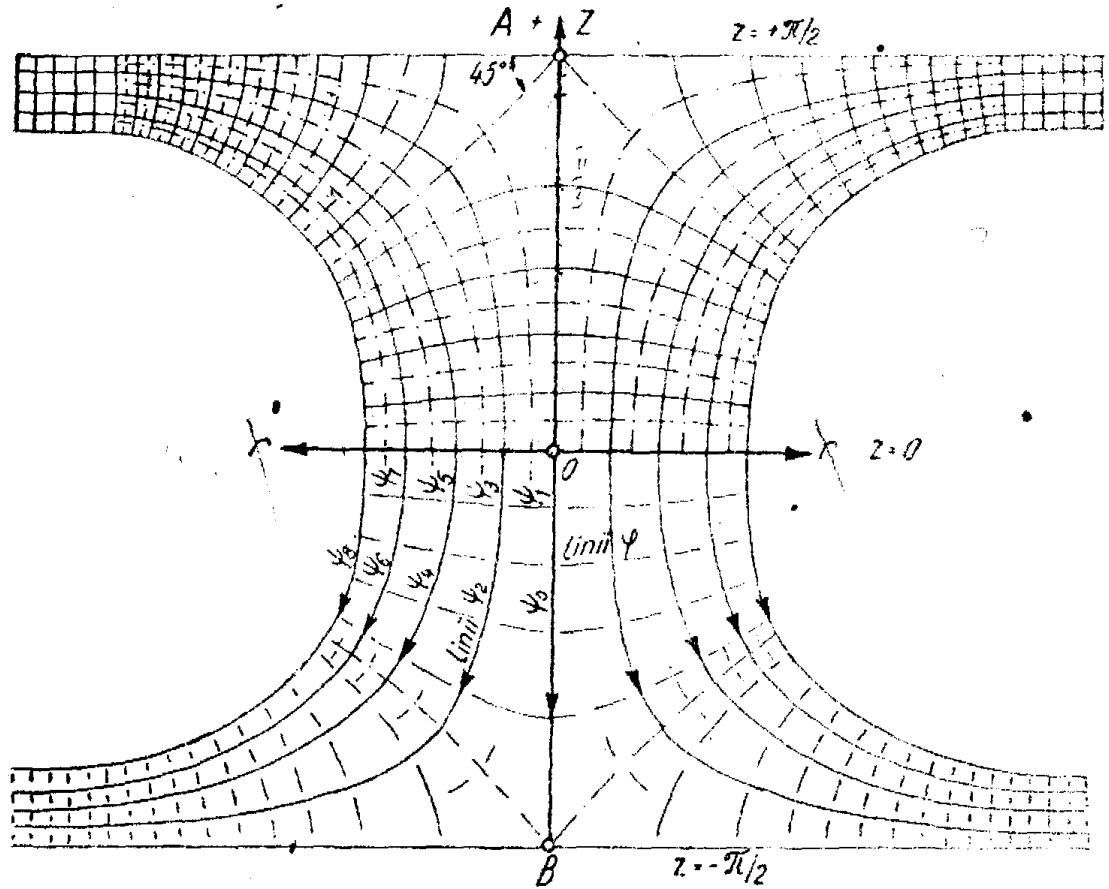


Fig. 172. Spectrul hidrodinamic axial simetric util turbinelor F — lent

adică se intersectează liniile ψ constant cu diferite $z = \text{constant}$, $\psi = c \left(\frac{r^2}{2} + \frac{r^4}{16} + \frac{r^6}{36} + \dots \right) = \text{parametric constant}$, respectiv se intersectează φ cu $r = \text{constant}$, $\varphi = C' \sin z = \text{parametric constant}$.

Ordonata z fiind argumentul funcțiilor trigonometrice, se folosește amplitudinea $z = \frac{-\pi}{2} \dots 0 \dots + \frac{\pi}{2}$ deci, înălțimea întregii figuri este π , care poate fi amplificată cu scara desenului la orice mărime dorită. se înțelege că aceeași amplificare de scară trebuie adusă și razelor r .

Cîmpul de flux obținut în fig. 172 poate fi folosit în mai multe scopuri :

— în cadranul stîng de sus se pot delimita o mulțime de profile prin rotoare și statoare de turbine F — lente cu rapidități diferite, însă limitate în sus la $n_s < 120$;

— în jumătatea de jos se pot delimita o mulțime de forme de aspiratoare verticale drepte;

— folosind din întreaga figură, câmpul dintre două linii ψ neconsecutive, se crează imaginea de ansamblu a fluxului prin diferite soiuri de turbine, de la intrarea în stator la ieșirea din aspirator.

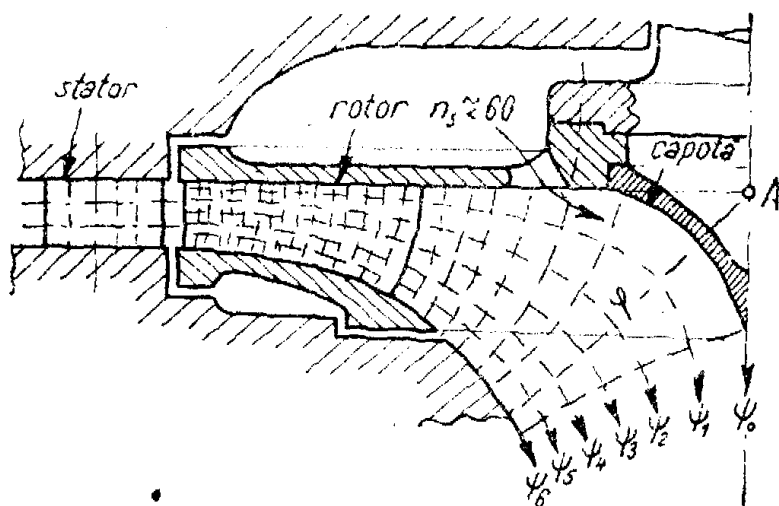


Fig. 173. Câmpul de flux printr-un rotor foarte lent

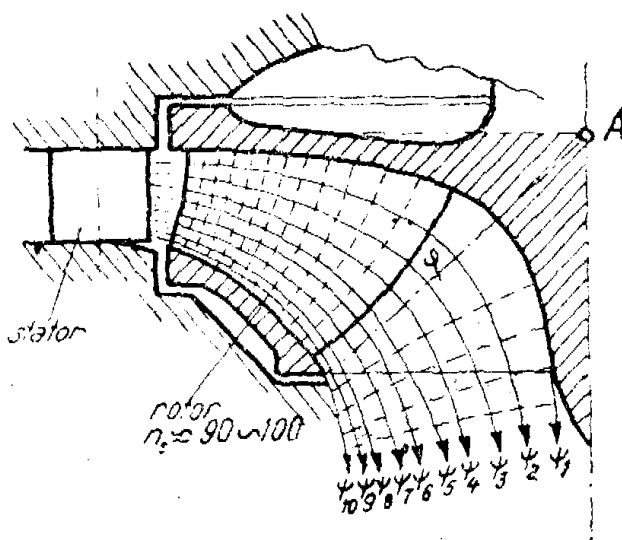


Fig. 174. Câmpul de flux printr-un rotor lent normal

lent normal, cu $n_s = 90-100$, în care s-au folosit liniile de flux ψ_1 la ψ_{10} din fig. 172, ψ_1 fiind coroana interioară și ψ_{10} coroana exterioară.

Și în această imagine muchiile de intrare și ieșire din stator și rotor au fost alese dintre echipotențialele φ .

Dar spectrul hidrodinamic teoretic din fig. 172 permite și trasarea gabaritelor unor turbine complete, așa cum arată drept exemplu, fig. 175. În această figură, câmpul $\varphi\psi$, de la intrarea în stator pînă la ieșirea din aspirator, corespunde riguros câmpului din fig. 172, din care s-au folosit aci numai liniile de

Pentru toate aplicațiile se pot interpola, după nevoie și prin calcul între două linii ψ oricîte alte linii intermediare necesare, evident amplificîndu-se în aceeași proporție și numărul echipotențialelor φ .

În fig. 173 s-a desenat o turbină foarte lentă, cu $n_s < 60$, bazată pe câmpul de flux din cadranul stîng-sus din fig. 172, din care s-au folosit numai liniile de flux de la ψ_0 la ψ_6 . Liniile îngroșate, care coincid cu unele echipotențiale φ , reprezintă muchiile de intrare și de ieșire din stator (în zona exterioară unde câmpul de scurgere este paralel radial), respectiv muchiile de intrare și de ieșire din rotor.

În fig. 174 se reprezintă, cu titlu de exemplu, un rotor

flux $\psi_0 \dots \psi_5$. Muchiile de intrare și ieșire din stator și din rotor sînt totodată echipotențialele φ , iar ieșirea din aspirator s-a obținut oprind secțiunea de ieșire în dreptul punctului C . Punctul C face parte din echipotențiala φ_B dusă din punctul B . În C viteza $v = \frac{d\psi}{dn}$ este mi-

nimă, ceea ce corespunde cu necesitatea unei recuperări maxime a energiei cinetice la ieșirea din turbină.

În acest fel se pot construi pe baza fig. 172 o mare gamă de turbine F lente cu $n = 50 - 120$, avînd toate forme diferite de cele construite empiric. Aceste aplicații, bazate pe cîmpuri axial-simetrice teoretice, deschid perspective interesante pentru construcția de turbine*).

Aspiratoarele drepte pot fi de asemenea construite pe baza cîmpului $\varphi\psi$ din fig. 172 jumătatea de jos și se pot obține nenumărate forme, după cum se folosesc spațiile de revoluție date de diferite linii de flux. Astfel în figura 176, *a* se folosește numai cîmpul dat de liniile ψ_0, ψ_1 și ψ_2 , fiind decupată ieșirea din aspirator în dreptul punctului C , de pe echipotențială φ , care dă regiunea de viteze minime. În figura 176, *b* s-a construit aspiratorul mult mai svelt avînd conturul exterior dat de linia ψ_1 din fig. 172 între ψ_0 și ψ_1 , interpolîndu-se prin calcul oricîte linii ψ dorim (în acest caz s-a interpolat o singură linie ψ între ψ_0 și ψ_1).

Un aspirator scurt și gros este reprezentat în fig. 176, *c*, în care spațiul cuprins între ψ_0 și ψ_1 se consideră masiv de beton,

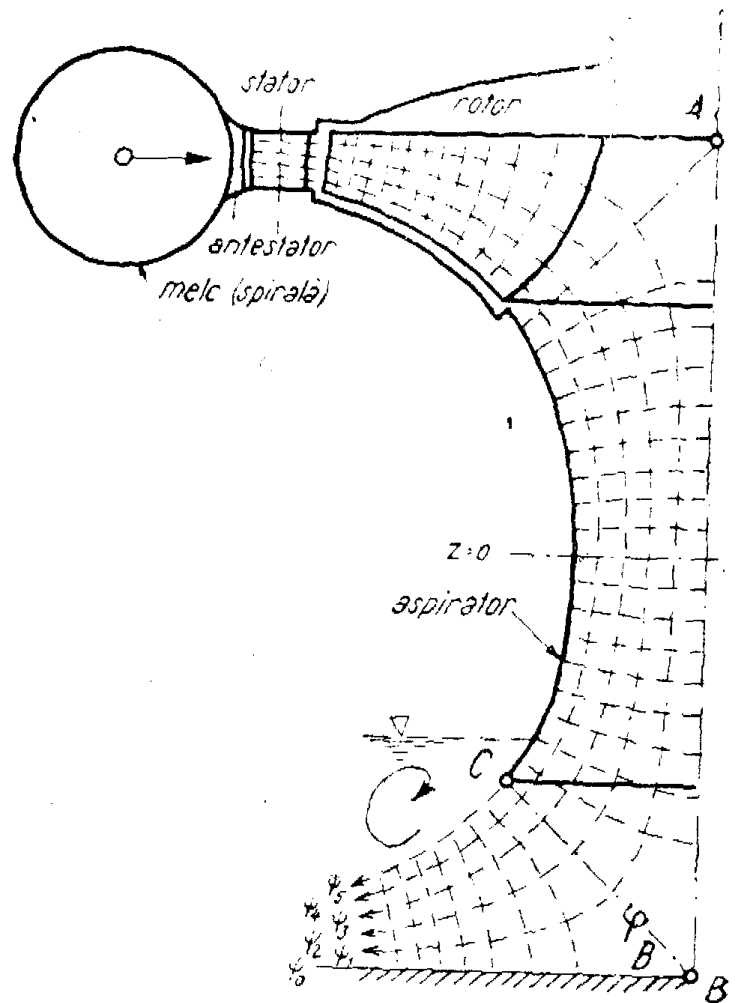


Fig. 175. Turbină bazată pe cîmpul teoretic din fig. 172

* În literatura hidromecanică nu se găsește nimic în acest sens, propunerile de mai sus se bazează pe studiile autorului.

iar conturul exterior este linia ψ_7 . Este evident că astfel se poate realiza o mare serie de combinații, obținând diferite aspiratoare cu sîmbure interior.

Aceste aspiratoare, care au în interior un sîmbure masiv, se numesc „hidrocon” și sînt folosite la turbine speciale. Ieșirea

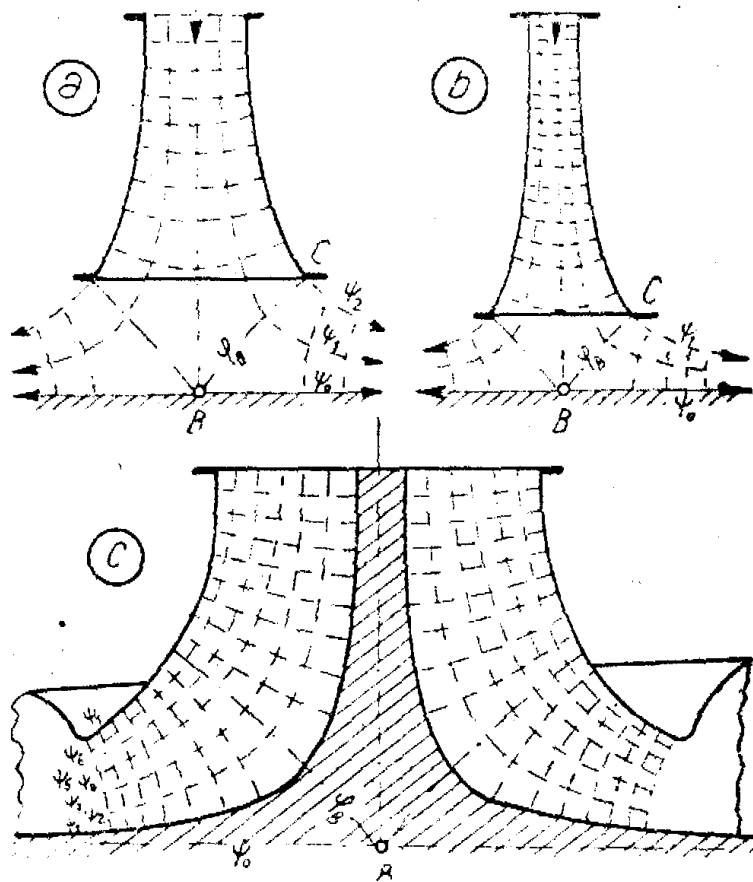


Fig. 176. Diferite aspiratoare teoretice pentru turbina din fig. 172

din hidrocon se transformă într-o spirală de ieșire (fig. 176, c).

Spectrul hidrodinamic din fig. 172 poate fi folosit și pentru obținerea de diferite forme de trompe hidrodinamice; în fig. 177 se arată numai două din infinitatea de posibilități. Dacă se delimitează ca profil exterior al trompei, de exemplu linia de flux ψ_3 și se oprește tubația în dreptul punctelor C_1 și C_2 , obținute prin intersecția lui ψ_3 cu echipotențialele φ_A și φ_B , se obține o trompă simetrică de lungimea L și diametrul cel mai îngust D , în centrul O al fig. 177 sus.

Alegînd profilul exterior după ψ_3 se obține trompa mult mai scurtă și mai groasă, așa cum arată fig. 177 jos. În acest fel se pot obține orice forme de trompe și se pot calcula exact pe cale analitică curbele $\psi = f(r, z)$ și $\varphi = F(r, z)$ după ecuațiile 141), tot astfel se pot calcula vitezele în orice punct $v = \frac{d\psi}{dn}$

ca și presiunile respective p după Bernoulli $\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z + h_r =$
 $= \text{constant}$. În interiorul trompei, de exemplu, în dreptul
 centrului O se pot amplasa rotoare elicoidale la turbinele de

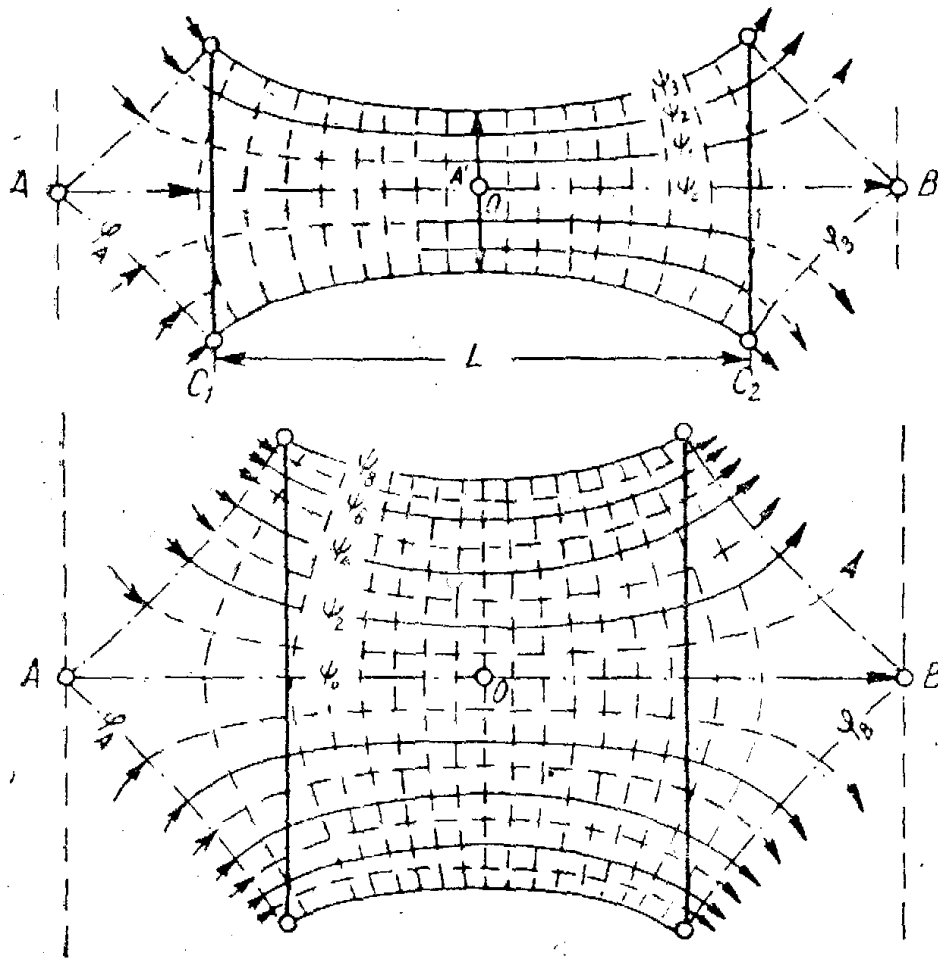


Fig. 177. Trompe hidrodinamice pentru turbine
 de curent, elicoidale

curent AC , respectiv turbo-transformatoare hidraulice, cum
 se va vedea într-un capitol ulterior.

b) *Calculul diagramelor de viteze.*

În capitolele precedente au fost arătate calculele de dimen-
 sionare a gabaritelor turbinelor F . Toate aceste calcule s-au
 bazat pe debitul Q maxim, pe care îl consumă turbina când
 funcționează sub plină sarcină. Acest debit se notează în lite-
 ratura sovietică, de obicei, cu Q_{max} sau fără indice Q , iar cel
 cu randament optim cu Q_0 debitul numit de calcul (rasciot),
 pe care îl notăm aici cu Q_0 .

Debitul de mers în plin, se mai poate nota cu $Q_{1/1}$ înțelegînd
 prin indicele $1/1$ sarcină plină, după cum se mai poate scrie
 $Q_{3/4}$, $Q_{1/2}$, $Q_{1/4}$ la alte sarcini: trei sferturi, jumătate sau un
 sfert din debitul maxim.

Înainte de a se trece la calculul palelor rotorice, trebuie să se stabilească precis, pentru turbina respectivă, care este debitul Q_0 , la care se așteaptă randamentul optim $\eta_0 = \eta_{max}$.

Atât în metoda coeficienților de viteză, cât și în metoda după Hütte, s-a precizat debitul optim în funcție de rapiditatea n_s a turbinei care urmează să fie proiectată. Pe de altă parte, la metoda sovietică a topogramelor s-au arătat punctul optim, cel mai înalt punct pe muntele de randament, cum și acela a sarcinii maxime.

Dacă se consideră metoda din capitolul VIII-1, h , în tabela 15 sau arătat valorile Q'_1 și $(Q'_1)_0$ în funcție de n_s , cum și raportul η_h/η_{h0} o altă funcție de n_s . Din aceste cifre se poate stabili, la cădere constantă, raportul $\frac{Q_0}{Q} = \frac{(Q'_1)_0}{Q'_1}$ în funcție de rapiditatea n_s , deci cu tipul turbinei, notînd aici Q în loc de Q_{v_1} . La fel se poate aproxima că raportul randamentelor turbinei sînt proportionale cu cele hidraulice $\eta_0/\eta = \eta_{h0}/\eta_h$.

Tabela 20

Tabela debitelor și randamentelor optime

n_s	75	100	150	200	250	300	350	400
Q_0/Q	0,75	0,80	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90
η_0/η	1,063	1,057	1,051	1,046	1,042	1,040	1,037	1,035

În consecință, dacă felul exploatării nu impune un regim de funcționare special, se pot folosi în calcul valorile din tabela 20. La o turbină care se proiectează se cunosc, în această fază de proiectare, toate datele de bază H , Q , P , n și rapiditatea n_s , pentru care se obțin prin interpolarea din datele tablei 20, rapoartele numerice Q_0/Q și η_0/η . Deci se cunosc pentru turbina în curs de proiectare Q_0 , respectiv η_0 , fiind cunoscute Q și η .

Este evident că palele se proiectează pentru Q_0 , deoarece la aceasta trebuie să fie randamentul maxim η_0 , deci toate vitezele trebuie să fie astfel calculate încît să nu se producă un șoc hidraulic și să dispară termenul cuplului hidraulic la ieșirea din pala rotorică.

Pentru a satisface ambele condiții, diagramele de viteze trebuie să fie construite la acest regim de debit Q_0 (după manua-

lele sovietice $Q\varphi$ de calcul) cu unghiurile relative β_1 și β_2 , egale cu unghiurile pe care le face pala cu periferia rotorului. Astfel se evită șocul hidraulic și fiind la $c_{u2} = 0$ ieșirea apei din rotor pe direcție axială fără componentă de rotație a vitezei absolute, la ieșirea din rotor nu mai există cuplu hidraulic, ceea ce conduce la un randament hidraulic optim.

Diagramele de viteze se construiesc separat pentru fiecare axă de canal parțial, de la intrarea în pală (1) la ieșirea din ea (2). Pentru fiecare canal parțial, dat de două linii de flux ψ și cu o linie ψ_m ca axă încovoaiată, trebuie stabilite două triunghiuri: la intrare $\bar{c}_1 = \bar{u}_1 + \bar{w}_1$ (vectorial), la ieșire $\bar{c}_2 = \bar{u}_2 + \bar{w}_2$.

Stabilirea acestor triunghiuri de viteze la intrare și ieșire se poate face după mai multe metode. Toate duc, însă, la același rezultat. După aceea trebuie legate triunghiurile de la intrare și ieșire printr-o serie de triunghiuri intermediare, corespunzând punctelor de calcul intermediare de-a lungul axei de scurgere înșirate de la muchia de intrare (1) la muchia de ieșire (2).

Mai trebuie arătat cu muchiile de intrare (1) și cele de ieșire (2) diferă de la un canal la altul în ceea ce privește raza r pînă la axa turbinei și vitezele u , w și c . În consecință, pentru fiecare canal în parte sînt valabile alte viteze u_1 , w_1 , c_1 , u_2 , w_2 , c_2 și toată gama de viteze intermediare de la intrare la ieșire. Există o singură excepție și anume, la turbinele F — foarte lente, muchia de intrare fiind dreaptă și paralelă cu axa turbinei, pentru toate canalele (turbinele parțiale) vor fi aceleași viteze de intrare u_1 , w_1 , c_1 . În unele manuale, se pune condiția ca și pe muchia de ieșire să fie egale vitezele absolute de ieșire c_2 de la un canal la altul, condiție care nu corespunde cu realitatea, după cum se vede din cîmpul de flux tratat anterior.

(1) Metoda de calcul prin componentele de viteze

Diagramele de viteze pentru toate punctele de pe pala rotorică se pot calcula după metoda componentelor de viteze.

Pentru fiecare triunghi de viteze fiind necesare trei elemente, se determină mai întîi pentru punctele de intersecție ale liniei de flux ψ_m mijlocie a fiecărui canal parțial, cu muchia de intrare 1 și de ieșire 2, următoarele șase componente:

1) viteza periferică a rotorului la intrare, care variază cu diametrul de pe muchie D_1 , de la coroană exterioară (D_{1e}) la cea interioară (D_{1i}), raza punctului pînă la axa turbinei fiind $\gamma = 0,5 D_1$.

$$u_1 = \frac{\pi}{60} D_1 n = 0,147 r_1 n \quad (142)$$

2) viteza periferică de ieșire variind cu D_2 , între (D_{2e}) și (D_{2i})

$$u_2 = \frac{\pi}{60} D_2 n = 0,147 r_2 n \quad (143)$$

3) viteza absolută componentă meridiană la intrare, obținută din continuitatea $\Delta Q = 2\pi r_1 \Delta n c_{m1} = \frac{Q_0}{m}$, pe muchia de intrare cu $r_1 = 0,5 D_1$, cu coeficientul de contracție datorit palelor ε_1 (la început estimat la 0,92—0,96, iar ulterior recalculat), cu Q_0 debitul la regimul cu η_0 maxim, cu m numărul de canale parțiale și Δn_1 lărgimea canalului măsurată pe linia φ

$$c_{m1} = \frac{0,1592 Q_0}{m \varepsilon_1 r_1 \Delta n_1} \quad (144)$$

4) viteza meridiană absolută la ieșire, analog (3)

$$c_{m2} = \frac{0,1592 Q_0}{m \varepsilon_2 r_2 \Delta n_2} \quad (145)$$

5) viteza absolută componentă de rotație la intrare, calculată din cuplul hidraulic $M_h = \frac{\gamma Q_0}{g} c_{u1} r_1 = 716,2 \frac{P_0}{n}$ cu P_0 (CP) puterea dezvoltată de Q_0

$$c_{u1} = \frac{7,026 P_0}{Q r_1 n} \quad (146)$$

6) viteza absolută componentă de rotație la ieșire, la regimul optim Q_0 trebuie să fie nulă (la alte debite nu mai este nulă)

$$c_{u2} = 0 \quad (147)$$

Aceste șase componente de viteze pot fi calculate numeric pentru un canal din turbină și ele permit construirea celor două triunghiuri de viteze la intrarea în pala rotorică (indicele 1) și la ieșire (2).

Modul de construire este arătat în fig. 178, partea de jos, și anume: Se alege un punct A , din care se trasează, la o scară oarecare, de exemplu $1 \text{ cm} = 1 \text{ m/s}$, vitezele u_1 și u_2 pe orizontala prin A . Tot astfel se duce orizontal din A componenta c_{u1} , iar din capătul acesteia se trasează perpendicular în jos componenta meridiană c_{m1} , obținându-se punctul C . Triunghiul de intrare u_1, w_1, c_1 se obține, unind punctul B cu C și A , viteza absolută la intrare fiind $c_1 = AC$, iar viteza relativă la intrare, $w_1 = BC$. Triunghiul de ieșire fiind caracterizat de unghiul absolut la ieșire $\alpha_2 = 90$, datorită condiției $c_{u2} = c_2 \cos \alpha_2 = 0$, adică $\cos \alpha_2 = 0$, se obține unind A cu D și E de la capătul lui u_2 cu D , viteza absolută la ieșire fiind $c_2 = c_{m2} = AD$, datorit lui $c_{m2} = c_2 \sin \alpha_2 = c_2 \sin 90^\circ = c_2$, iar viteza relativă la ieșire, $w_2 = ED$.

Pentru a se obține întreaga diagramă de viteze și pentru punctele intermediare între intrare și ieșire, se desenează unul din canalele parțiale ale turbinei, fig. 178 — sus, de exemplu canalul II (notat cu 2 în fig. 168) cu muchia de intrare plasată arbitrar pe linia φ_I și muchia de ieșire pe φ_{III} . De la intrarea 1 la 2 avem de exemplu trei echipotențiale intermediare, care descompun lungimea axei canalului $l = 1-2$ în 4 tronsoane, numite punctele intermediare a, b, c , de-a lungul lui l . Distanțele dintre puncte sînt $\Delta l_{1-a}, \Delta l_{a-b}, \Delta l_{b-c}, \Delta l_{c-2}$, iar ortogonalele $\Delta n_1, \Delta n_a, \Delta n_b, \Delta n_c, \Delta n_2$, cu razele r_1, r_a, r_b, r_c, r_2 , toate citite ținînd seama de scara desenului fig. 178.

Din aceste elemente măsurate pe plan se pot calcula numeric toate componentele meridiane intermediare c_{ma} , c_{mb} , c_{mc} la fel cum s-au calculat mai sus c_{m1} și c_{m2} , cu deosebirea că se introduce la numitor $r \Delta n$ respectiv, de la punctele a , b , c .

În ce privește componentele de rotație ale vitezelor absolute c în punctele intermediare a , b , c , trebuie să facem o anumită ipoteză de repartitie. Astfel, în fig. 178 s-a admis că c_{u1} , cunoscut numeric, va scădea liniar proporțional cu lungimea axei canalului pînă la $c_{u2} = 0$. Această proporționalitate se poate calcula din relația :

$$\frac{c_{u1}}{l_{1-2}} = \frac{c_{ua}}{l_{a-2}} = \frac{c_{ub}}{l_{b-2}} = \frac{c_{uc}}{l_{c-2}}$$

Cu vitezele c_{ua} , c_{ub} , c_{uc} , obținute numeric din relația precedentă, în care s-au măsurat pe planșă lungimile l_{1-2} , l_{a-2} , l_{b-2} , l_{c-2} , desenate orizontal din A spre dreapta se obțin punctele de-a lungul lui u_1 , din care se trasează perpendicularele succesive c_{ma} , c_{mb} , c_{mc} , cunoscute numeric din calcule precedente. Capetele de jos ale ultimelor componente c_m dau puncte care, legate cu A , respectiv cu diferitele capete ale vitezelor periferice u_a , u_b , u_c , dau toate triunghiurile de viteze intermediare. Ultimele viteze periferice u_a , u_b , u_c se calculează după aceleași formule (142) (143), ca și $u_1 = 0,1047 r_1 n$ cu deosebirea că se introduc razele r_a , r_b , r_c , dar se mențin aceași turație n a turbinei.

Capetele vectorilor c și w succesivi se găsesc pe o curbă care unește C cu D , numită hodograful diagramelor de viteze. Hodograful trebuie să fie neapărat o curbă continuă și cât mai plată, uneori el rezultă chiar ca o dreaptă. Orice neregularitate în forma hodografului, de exemplu o ondulație într-un sens oarecare, denotă că există undeva greșeli de calcul, sau ceea ce este mai grav, că nu a fost bine construit cîmpul de flux (fig. 168).

În asemenea cazuri nu se merge mai departe pînă cînd nu s-a pus la punct cîmpul de flux și s-au verificat calculele componentelor de viteze.

O altă ipoteză asupra repartitiei lui c de-a lungul canalului l , de la intrare la ieșirea din pala rotorică, este aceea a scăderii liniare a produsului $c_{u1} r$, de la $c_{u1} r_1 = \frac{7,026 P_0}{Q_0 n}$ (bine cunoscut numeric, cu P_0 în CP, Q_0 în m^3/s și n rot/min) la valoarea $c_{u2} r_2 = 0$ de ieșire. În acest fel rezultă diagrame de viteze cu un alt

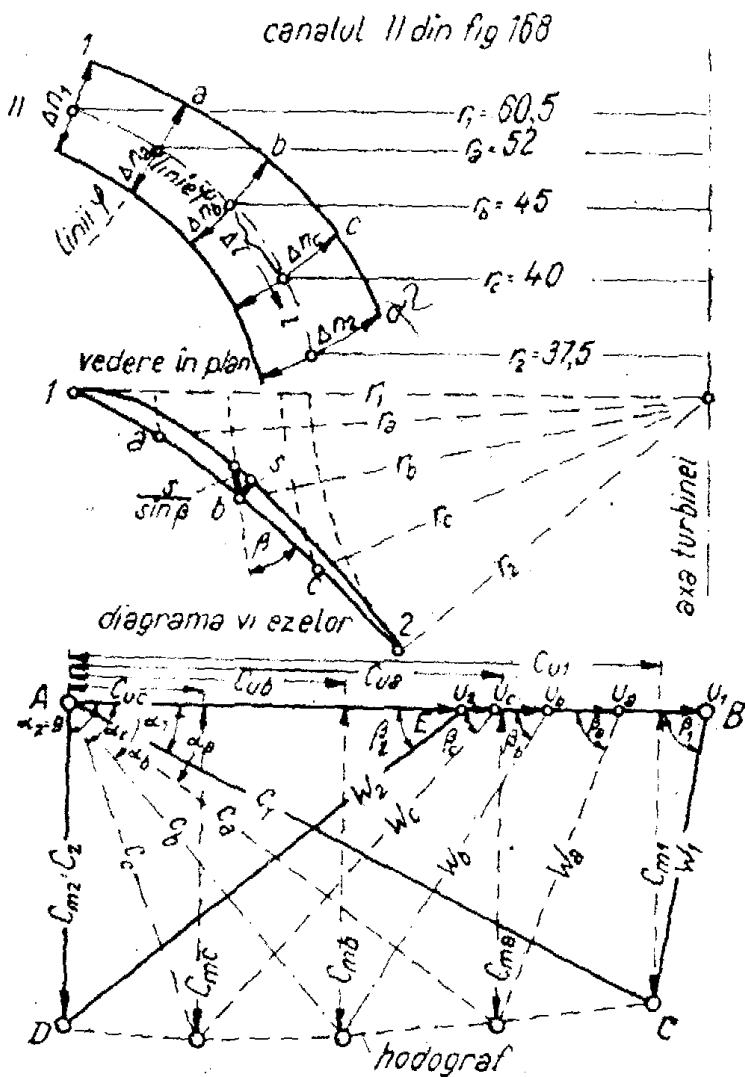


Fig. 178. Calculul diagramelor de viteză

hodograf decât în cazul precedent. Această ipoteză presupune prelucrarea uniformă a cuplului hidraulic de-a lungul palei.

În sfârșit se poate face ipoteza unei alte repartiții a scăderii lui $c_{u1}r_1$ spre $c_{u2}r_2 = 0$, de exemplu mai pronunțat pe prima treime a lungimii l a palei și mai slab pe rest.

În acest caz, pala prelucrează un gradient de cuplu hidraulic mai puternic

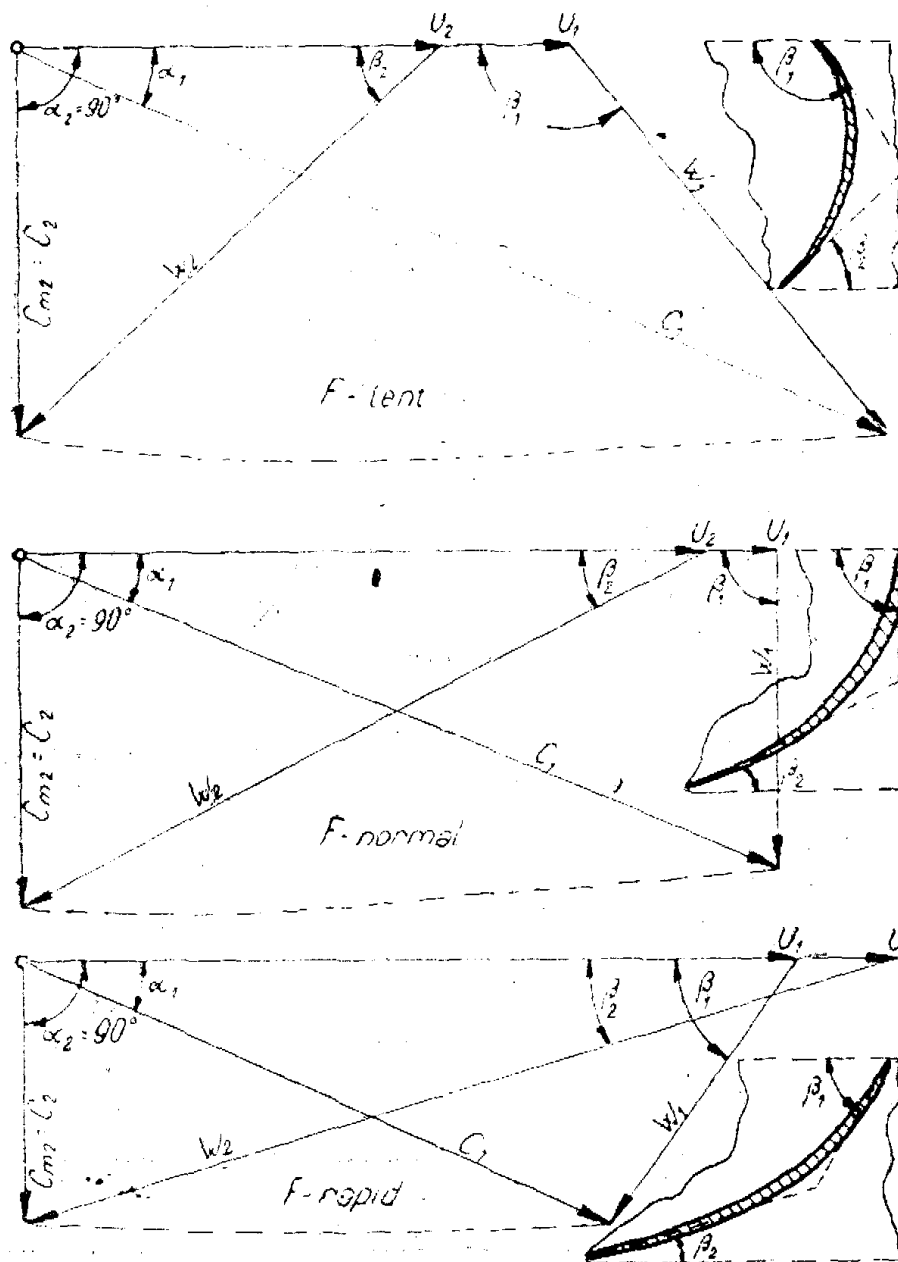


Fig. 179. Diagramele de viteze la diferite rapidități (n_8)

la începutul palei decât spre sfârșitul ei. În acest al treilea caz rezultă un al treilea fel de hodograf.

În proiecte de turbine mari și importante, este util să se studieze toate trei variantele și rotorul cu trei modele. Acestea se încercă în laborator și se alege acela care are caracteristici mai favorabile, ținând seama de specificul exploatarei centralei respective.

Turbinele au caracteristici de funcționare diferite de la un caz la altul, după felul planului de exploatare al centralei. În anumite cazuri, se preferă turbine cu randamente maxime, în detrimentul robusteții, pe cînd în alte cazuri, se preferă turbine cu randamente mai moderate, dar robuste și cu durată lungă de funcțio-

nare. Fenomenul reapariției lui c_u de-a lungul palei este în funcție și de problema cavitației, cum și de aceea a uzurii palei din cauza felului de încărcare hidrodinamică.

Diagramele de viteze rezultă diferit pentru turbine cu rapidități n_s diferite; astfel în fig. 179 se reprezintă trei cazuri:

— diagramele de viteze pentru turbine F — foarte lente, cu $n_s < 60$, în care rezultă unghiuri relative la intrare β_1 foarte mari și obtuze, cum și β_2 mai mari decît la n_s mari, în schimb unghiul absolut de intrare α_1 rezultă mic.

— diagramele de viteză pentru turbine F — normale, la care β_1 este apropiat de 90 și α_1 este ceva mai mare decît la turbinele lente;

— diagramele de viteze pentru turbine F — rapide cu $n_s > 250$ în care u_1 și u_2 cresc disproporționat față de c și w de la turbinele lente, iar β_1 este mic, β_2 și mai mic, în schimb crește α_2 față de cazurile precedente.

Se va vedea că aceste diagrame, diferite în funcție de n_s au o mare influență și asupra profilului prin pale, cum arată schițele mici din fig. 179, în care la n_s mic pala este o scoică scobită adînc, pe cînd la n_s foarte mare pala este mai plată și așezată înclinat față de periferie cu unghiuri β_1 și β_2 mai mici decît în cazurile precedente.

După cum s-a văzut anterior, în calculul vitezelor meridiane $c_m = \frac{0,1592Q_0}{\pi r \Delta n}$

(131) intră coeficientul de contracție datorită palelor rotorice. Acest coeficient se estimează în primul calcul și după obținerea diagramelor de viteze, în special a unghiurilor relative β_1 , β_a , β_b , β_c și β_2 , se poate recalcula din formula

$$\varepsilon = 1 - \frac{zs}{2\pi r \sin \beta} \quad (148)$$

În această formulă, z este numărul palelor rotorice stabilite precedent, r raza în punctul considerat, β unghiul relativ determinat din diagramele de viteze

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{m1}}{u_1 - c_{u1}} \quad (149); \quad \operatorname{tg} \beta_a = \frac{c_{ma}}{u_a - c_{ua}}; \quad \text{etc.}, \quad \operatorname{tg} \beta_2 = \frac{c_{m2}}{u_2}$$

simea palei conform vederii în plan a fig. 178.

După ce ε a fost verificat, trebuie recalculate diagramele de viteze, care din cauza lui ε , vor suferi o schimbare a unghiurilor β atît de mică, încît foarte rar mai este necesară o a doua recalculare.

(2) Calculul direct al diagramelor de viteze prin metoda analitică

Din ecuațiile dezvoltate în teoria turbinelor a rezultat că în cazul funcționării turbinei cu regimul Q_0 , care corespunde celui mai bun randament η_{0max} , ecuația fundamentală a turbinelor se simplifică la $c_{u1}u_1 = \eta_h gH$, randamentul hidraulic al turbinei fiind $\eta_h = \eta/\eta_m$, în care randamentul mecanic $\eta_m = 0,97-0,98$, și care conține și pe acela volumetric, iar η fiind randamentul total al turbinei. În mai multe tratate se scrie cu o oarecare eroare, în loc de η_h valoarea lui η neglijîndu-se randamentul mecanic și volumetric.

Pe de altă parte, din teorema sinusului aplicată triunghiului de viteze, de exemplu la intrare, rezultă:

$$\frac{u_1}{\sin(\alpha_1 + \beta_1)} = \frac{c_1}{\sin \beta_1} = \frac{w_1}{\sin \alpha_1}$$

Astfel se pot exprima cele trei viteze ale triunghiului de intrare pe cale analitică :

$$\left. \begin{aligned} u_1 &= \sqrt{\eta h g H \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\operatorname{tg} \beta_1}\right)} \\ w_1 &= \frac{\sin \alpha_1}{\sin (\alpha_1 + \beta_1)} \sqrt{\eta h g H \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\operatorname{tg} \beta_1}\right)} \\ c_1 &= \frac{\sin \beta_1}{\sin (\alpha_1 + \beta_1)} \sqrt{\eta h g H \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\operatorname{tg} \beta_1}\right)} \end{aligned} \right\} \quad (150)$$

Din triunghiul de ieșire dreptunghic, $\alpha_2 = 90^\circ$, și legea continuității, aplicate la diametrul D_2 , rezultă :

$$\begin{aligned} u_2 &= \frac{\pi}{60} D_2 n = u_1 \frac{D_2}{D_1}; \quad c_2 = \frac{4 Q_0}{\pi D_2^2 \epsilon_2}; \quad w_2 = \sqrt{u_2^2 + c_2^2} = \\ &= \sqrt{u_1^2 \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 + \frac{16 Q_0^2}{\pi^2 D_2^4 \epsilon_2^2}} \dots \end{aligned} \quad (151)$$

Pentru unghiurile folosite anterior s-a scris mai sus valorile bazate pe componenta meridională la intrare

$$c_{m1} = \frac{Q_0}{\pi D_1 B \epsilon_1} \text{ și cea absolută de rotație } c_{u1} = \frac{14,05 P_0}{Q_0 n D_1} \quad (146) \text{ și anume :}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{c_{m1}}{c_{u1}} = 0,0226 \frac{Q_0^2 n}{\epsilon_1 B P_0} \quad (152)$$

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta_1 &= \frac{c_{m1}}{u_1 - c_{u1}} = \frac{Q_0}{\pi D_1 B \epsilon_1} \left(\frac{1}{\frac{\pi}{60} D_1 n - \frac{14,05 P_0}{Q_0 n D_1}} \right) = \\ &= \frac{6,08 Q_0^2 n}{\epsilon_1 B D_1^2 n^2 Q_0 - 268 P_0 B \epsilon_1} \end{aligned} \quad (153)$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{c_{m2}}{u_2} = \frac{c_2}{u_2} = \left(\frac{4 Q_0}{\pi D_2^2 \epsilon_2} \right) \left(\frac{60}{\pi D_2 n} \right) = \frac{24,3 Q_0}{\epsilon_2 D_2^3 n} \quad (154)$$

De asemenea, $\alpha_2 = 90$ este cunoscut, astfel că sint determinate analitic toate elementele pentru construirea triunghiurilor de viteze la intrarea și ieșirea din rotor. Avînd în vedere simplitatea metodei precedente și, mai ales, ținînd seamă de faptul, că diametrele de intrare și de ieșire din rotor nu sint constante pe muchiile curbe și înclinate ale palei, și în sfîrșit, fiind necesare și diagramele intermediare de-a lungul axei canalelor parțiale, rezultă că, la construirea diagramei din fig. 178 și 179, este mai indicată metoda precedentă (1).

(3) Alte metode de construcții grafice ale diagramelor de viteze

Pentru regimul de funcționare cu parametrii Q_0 , H , n și cu randamentul optim $\eta_0 = \eta_{max}$, s-a arătat anterior că, în diagrama de ieșire trebuie să fie $\alpha_2 = 90^\circ$, deci $c_{u2} = c_2 \cos 90^\circ = 0$ și $c_{m2} = c_2 \sin 90^\circ = c_2$, astfel că ecuația generală a turbinelor se reduce la $c_{u1}u_1 = \eta hgH$. Aci, componenta de rotație a vitezei absolute

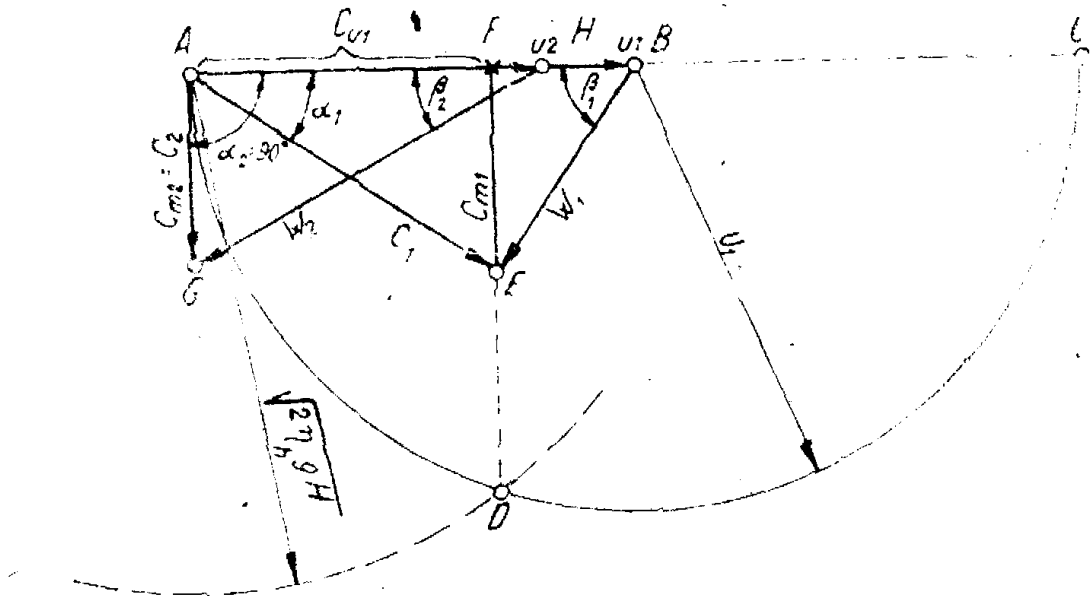


Fig. 180. Construcția grafică a diagramelor

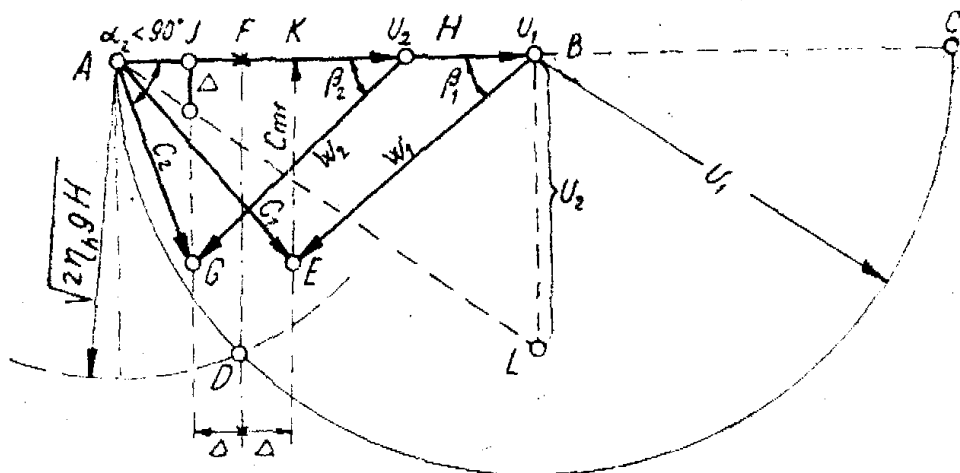


Fig. 181. Construcția diagramelor la $\alpha_2 < 90^\circ$

are semnificația regimului optim $(c_{u1})_0$, care se notează simplificat c_{u1} , când este vorba despre triunghiurile de viteze la regimul optim. Dimpotrivă, la alte regimuri, trebuie menținută notația $(c_{u1})_0$ diferit de c_{u1} , cum se va vedea mai jos.

Pentru cazul $\alpha_2 = 90^\circ$ ieșirea normală a apei din rotor se reprezintă printr-o construcție simplă (fig. 180). Sînt cunoscute vitezele u_1 și u_2 și componentele c_{m1} și c_{m2} . Din B se duce un semicerc cu raza u_1 , iar din A , cercul cu raza $\sqrt{2\eta hgH}$, care intersectează semicercul în D .

Din D se ridică o normală DF pe direcția u_1 . Din F se măsoară în jos $BF = c_{m1}$ și se completează diagramele de intrare ABE și de ieșire AGH .

În cazul mai general, cînd c_{u2} este diferit de zero, pozitiv sau negativ, deci α_2 mai mare sau mai mic decît 90° , caz care nu interesează dimensionarea palelor rotorice, dar care este important la studiul funcționării turbinei sub regimuri diferite de Q_0, H, n , (altele decît cel optim, caracterizat prin ieșirea normală) se poate face construcția grafică din fig. 181 și 182.

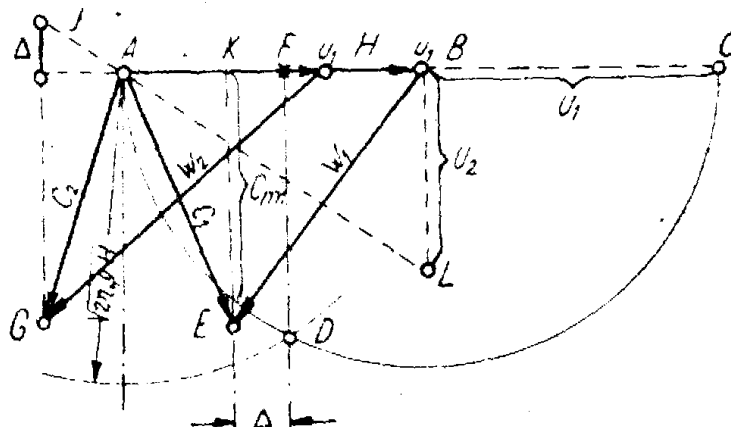


Fig. 182. Construcția diagramelor la $\alpha_2 > 90^\circ$

Deoarece în cazul general $c_{u1} u_1 - c_{u2} u_2 = \eta hgH = (c_{u1})_0 u_1$ se poate scrie $c_{u1} u_1 = (c_{u1})_0 u_1 + c_{u2} u_2$, sau $c_{u1} = (c_{u1})_0 + \frac{u_2}{u_1} c_{u2} = (c_{u1})_0 + \Delta$, dacă prin ter-

menul de corecție se înțelege $\Delta = \pm \frac{u_2}{u_1} c_{u2}$, în care semnul (+) se folosește cînd $\alpha_2 < 90^\circ$ (fig. 181) și (-) cînd $\alpha_2 > 90^\circ$ (fig. 182).

Construcția în cazul ieșirii cu $\alpha_2 < 90^\circ$ (reprezentată în fig. 181) este identică celei din fig. 180, pînă la obținerea punctului D cu cele două cercuri în jurul lui B și A. Din B se coboară o normală pe u_1 fiind $BL = u_2$, care permite trasarea ipotenuzei AL. Direcția lui AL intersectează pe verticala JG (dusă din G, care este capul de jos al vitezei c_2) valoarea lui Δ . Față de direcția DF cunoscută se găsește G spre stînga cu distanța orizontală Δ , iar punctul E la dreapta, tot cu Δ . Punctul E încheie diagrama de intrare căutată AEB.

În cazul ieșirii cu $\alpha_2 > 90^\circ$, construcția din fig. 182 este analogă, numai că Δ rezultă negativ la intersecția AL prelungită spre J, de pe verticala lui G (capul de jos al vitezei de ieșire c_2). Din punctul D, cunoscut din intersecția semicercului din B cu raza u_1 și a cercului din A cu raza $\sqrt{2\eta hgH}$, ducînd orizontal spre stînga valoarea negativă a lui Δ se obține punctul E care determină diagrama vitezelor de intrare u_1, c_1, w_1 prin triunghiul AEB.

În toate aceste construcții, c_{m1} și c_{m2} sînt cunoscute numeric, la fel ca u_1 și u_2 . De altfel, acest gen de construcții grafice poate fi aplicat la rezolvarea multor probleme. De exemplu: diagramele se schimbă cu variația lui u_1 , cu variația debitului Q , cu turbina funcționînd la diferite sarcini parțiale, sau diferite turații n , cu diferite căderi etc. (v. Bibliografia 33).

Pentru ca pierderile de sarcină să fie menținute reduse, pentru fiecare canal parțial în parte trebuie ca $w_1 < w_2$. La rotoare rapide, cu n_s mare, este uneori necesar la canalul de sus (interior) să se incline mai mult muchia de intrare față de axa turbinei, pentru ca w_2 să nu scadă sub w_1 .

c) *Construcția și reprezentarea palelor rotorice F.*

Din cele expuse anterior rezultă că pala rotorului trebuie calculată și construită după diagrama vitezelor care rezultă din regimul de funcționare cu Q_0 optim, la care se obține randamentul maxim. S-a văzut că acest rezultat se obține datorită faptului că ieșirea din rotor cu viteza $c_2 = c_{m2}$ se face fără componentă de rotație $c_{u2} = 0$, care impune la ieșire unghiul absolut de ieșire $\alpha_2 = 90^\circ$ (acest regim se numește regim cu ieșire ortogonală). Din diagramele de viteze au rezultat și unghiurile relative β_1 și β_2 , care corespund acestui regim optim. Pala trebuie să aibă la intrare unghiul față de tangenta periferică a rotorului β_1 și la ieșire β_2 , fiindcă în acest fel, intrarea și ieșirea din rotor se face fără componente de șoc hidraulic.

La orice alt regim de funcționare cu Q diferit de Q_0 cum și la orice alte turații decât cea normală, deci la alte viteze periferice u_1 și u_2 , cum și la alte căderi, rezultă o nepotrivire între unghiurile β ale palei și cele rezultate din diagramele de viteze modificate de noul regim. Astfel la noi regimuri apar componente de viteze care provoacă un șoc hidraulic, care duc la scăderea pronunțată a randamentului.

În explicațiile următoare, se presupune că s-a determinat corect cîmpul de flux $\phi\psi$ prin rotor, așa cum s-a arătat în aliniatul (a) precedent.

Pentru reprezentarea curbelor de intersecție a suprafeței palei cu suprafețe de revoluție date de liniile ψ , rotite în jurul axei turbinei, se studiază convențional :

— la palele de tolă, presate pe matrițe și introduse odată cu turnarea rotorului se reprezintă fața interioară a palei, adică intradosul concav ;

— la palele turnate odată cu rotorul, palele fiind mai groase și profilate hidrodinamic, se reprezintă scheletul curb al profilului palelor, adică linia mediană între extradadosul și intradosul suprafeței palei.

Problema care se pune în această fază de proiectare este determinarea curbei de intersecție dintre suprafața palei și suprafața de flux, care este o suprafață obținută din rotația împrejurul axei turbinei a curbei ψ din profilul median.

Această problemă este dificilă, deoarece :

— suprafața de flux, nu este o suprafață determinată analitic, ci grafic prin meridianul lui ψ ;

— tot astfel, nici suprafața palei nu este determinată analitic și nu este cunoscută de la început. Ea se determină succesiv prin construcții grafice în timpul reprezentării palei.

În consecință, pentru reprezentarea palelor trebuie să se recurgă la o a treia suprafață, numită de reprezentare, care trebuie să fie geometric simplă și cunoscută.

În principiu, se pot folosi următoarele suprafețe auxiliare :

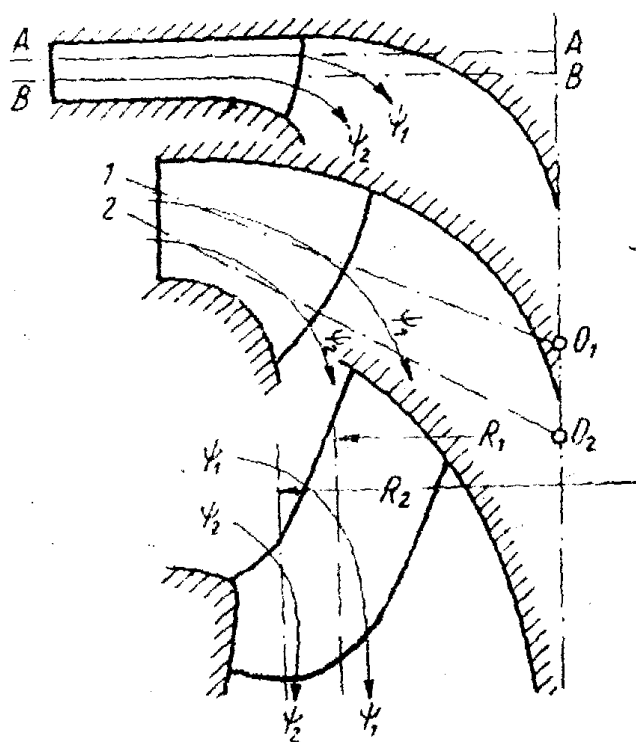


Fig. 183. Suprafețe de reprezentare

— planuri paralele, ortogonale la axa turbinei, utile la reprezentarea palelor rotoarelor ultralente $n_s < 60$ care se desfășoară mai mult radial, cum arată planul A — A pentru suprafața de flux ψ_1 și B — B pentru ψ_2 din fig. 183 sus (analog și la pompele centrifuge de mari căderi pe rotor).

— conuri coaxiale cu turbina care sînt mai utile la rotoarele lente și normale cu $n_s = 60 \dots 250$, cum arată conul 1 cu centrul O_1 pentru suprafața ψ_1 și 2 cu O_2 din fig. 183 mijloc pentru suprafața ψ_2 ;

— cilindri concentrați cu axa turbinei la rotoare rapide cu $n_s = 250 \dots 450$, cum arată fig. 183 jos, cilindrul cu raza R_1 , pentru suprafața ψ_1 și R_2 pentru ψ_2 . Aceștia se folosesc și la rotoarele elicoidale și la cele ale turbinelor K.

(1) Cazul rotoarelor ultralente

Turbinele F ultralente folosesc căderi foarte mari și debite mici, astfel că n_s rezultă sub 60. În aceste cazuri, de altfel rare, pala rotorică este aproape pur radială, cum arată fig. 184, care se referă la o aplicație numerică de la sfîrșitul capitolului VIII

În asemenea cazuri, este foarte util pentru simplificarea uzinării rotorului, ca pala să se desfășoare pur radial, deoarece

- pala rezultă cu o suprafață pur cilindrică;
- pala poate fi presată din tolă de grosimea s , urmînd a fi ascuțită la ambele muchii, de intrare și de ieșire;
- avînd înălțimea foarte mică în raport cu diametrul, pala nu mai trebuie încastrată și în coroana exterioară (inferioară la fig. 184), care, lipsind, simplifică foarte mult construcția. Ghidajul spre exterior (jos) se face de peretele prelungit al statorului, pînă la intrarea în aspirator;

— fixarea palelor se poate efectua prin sudură la partea radial circulară a capacului de sus (coroana interioară), care poate fi și el confecționat din tolă mai groasă, rigidizată prin nervuri sudate.

Reprezentarea palei este, în acest caz, foarte simplă în comparație cu cazurile care urmează. Simplificarea provine din

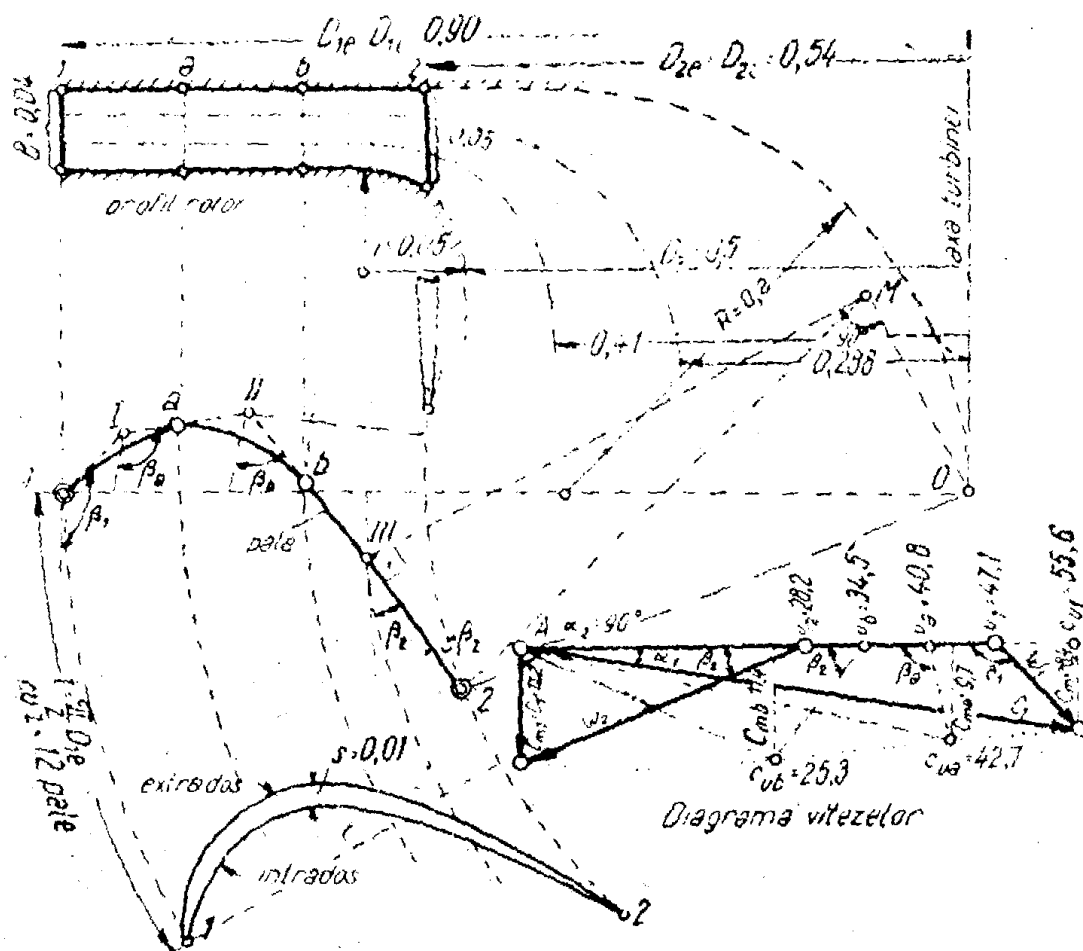


Fig. 184. Reprezentarea rotorului ultralent prin planuri orizontale

faptul că suprafețele auxiliare de reprezentare coincid cu suprafețele de flux (linie-punct în fig.184), care sînt pe cuprinsul palei niște plane orizontale, ortogonale la axa turbinei.

În consecință, în vederea în plan apar toate unghiurile și lungimile în mărime nedeformată. Calculînd și construind diagramele de viteze, cum s-a arătat în aliniatul (b) precedent, se poate construi pala. Diagramele de viteză din partea de jos a fig. 184 s-au calculat în legătură cu aplicația de la sfîrșitul capitolului VIII. Aci s-a folosit scăderea liniară a lui $c_{u1}r_1$ spre $c_{u2}r_2 = 0$, trecînd prin valorile $c_{ua}r_a$ și $c_{ub}r_b$, care reprezintă $\frac{2}{3}$, respectiv $\frac{1}{3}$, din $c_{u1}r_1$. Rezultă toate unghiurile β_1, β_2 și β_a, β_b necesare palei.

Se alege pe periferia cu D_{1e} un punct arbitrar I ; din el se trasează, față de tangenta în I , cu unghiul β_1 cunoscut, dreapta $I - I$, pînă cînd întîlnește cercul intermediar dintre I și a . Din I se trasează dreapta $I - II$ sub unghiul β_0 față de tangenta în I . Față de tangenta la cercul prin II se trasează dreapta $II - III$ sub unghiul β_0 . În III se construiește unghiul β_2 de ieșire, se duce apoi dreapta $III - M$ din III sub 90° față de direcția $III - 2$, știind că M rezultă coborînd din axul turbinei O o perpendiculară pe direcția $III - M$. Punctul M este centrul segmentului de arc de cerc, cu raza $III - M$, segment care taie cercul de ieșire cu diametrul D_{2e} în punctul 2 .

Poligonul rezultat $I - I - II - III - 2$ servește drept înfășurătoare pentru pală. Alte pale se pot desena repetînd punctul I pe cercul D cu distanța periferică $t = \frac{\pi}{z} D_{1e}$, în care z este numărul palelor rotorice (aici $z = 12$, cum a rezultat din aplicația numerică).

Acest rotor este cel mai simplu și mai ieftin rotor de turbină. F , care va fi mai economică decît turbina P ultrarapidă și care ar putea fi folosită la asemenea n_s reduse.

(2) Cazul rotoarelor foarte lente cu profil slab încovoiat

Îndată ce n_s crește peste circa 60, forma profilului rotorului rezultă în exterior radială, dar în interior, spre ieșire, are o încovoiere spre direcția diagonal-axială, așa cum se arată în fig. 185. Acest profil ales aci este acela din fig. 168, din care s-au luat numai canalele de sus $1, 2$, notate în fig. 185 cu I și II . În asemenea cazuri, însă, este mai simplu să se folosească drept suprafețe de reprezentare, plane paralele, ortogonale la axa turbinei, dar nu se exclude folosirea conurilor cum se va arăta ulterior.

Se pune însă aci problema reproducerii punctelor de pe suprafața de flux (ψ rotit în jurul axei turbinei), pe planul orizontal. Unui punct oarecare P pe suprafața de flux, care are raza r față de axa turbinei, îi corespunde pe planul de reprezentare un punct P' cu raza r' . Unui segment de curbă $\widehat{c2}$ îi corespunde pe planul orizontal IB , dreapta $\overline{c'2'}$ (fig. 185 stînga).

Relația de reprezentare conformă, valabilă aci, va fi $\overline{c'2'} = \widehat{c2} \frac{r'}{r}$. Astfel se desfășoară întreaga linie de flux, pe dreapta orizontală, care reprezintă planul auxiliar cu dreapta $I - B$ din fig. 185; apoi se desenează pe acest plan auxiliar obținut

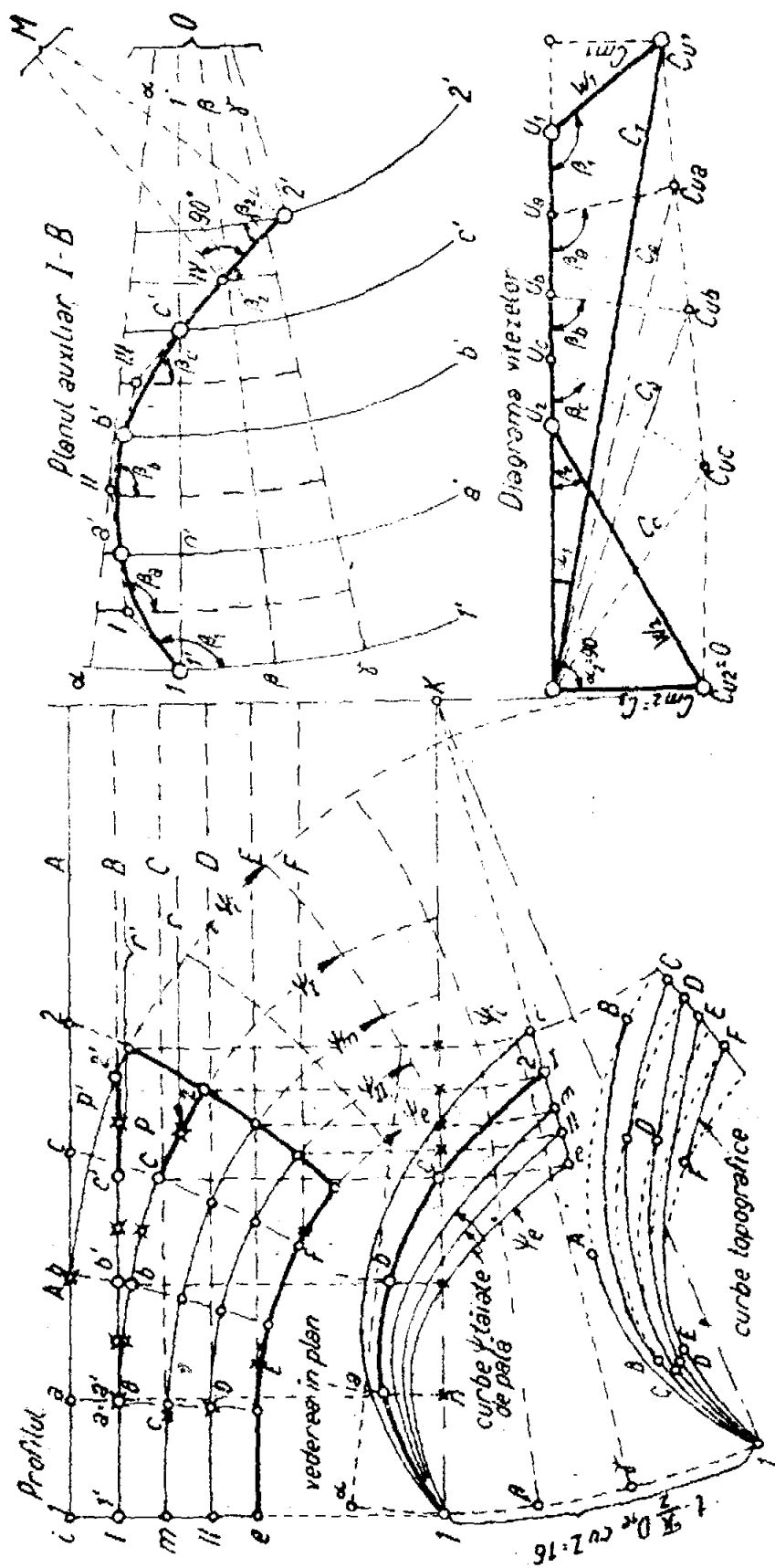


Fig. 185. Reprezentarea conformă prin planuri orizontale

prin rotirea dreptei IB , curba palei care corespunde axei canalului parțial (I) studiat. Se trece apoi la vederea în plan din fig. 185 stînga jos, punct cu punct, pala din planul auxiliar, folosind rețeaua de cercuri $1 - a - b - c - 2$ și radiale $\alpha - 1 - \beta - \gamma$, notate la fel pe ambele planuri, adică pe cel auxiliar din dreapta și pe vederea în plan reală desenată sub profilul rotorului din fig. 185. Trecerea aceasta, punct cu punct, se face la fel ca la amplificarea hărților topografice, prin trecerea dintr-un sistem de coordonate într-un altul (reprezentare conformă).

Pe planul auxiliar din dreapta fig. 185, obținut prin rotirea dreptei orizontale (ortogonală la axa turbinei), se trasează cercurile care corespund diferitelor puncte $1a'b'c'2'$ cu razele variabile pînă la axa turbinei 0 . Tot pe acest plan se desenează cîteva radiale izogone $\alpha - 0, 1 - 0, \beta - 0, \gamma - 0$, de exemplu din 5° în 5° , sau la distanțe periferice egale $\alpha - 1 = 1 - \beta = \beta - \gamma$.

După ce s-a calculat diagrama vitezelor, în modul indicat anterior, se alege un punct oarecare, de exemplu $1 - 1'$, din care se construiește poligonul $1 I III III IV 2'$, care înfășoară pala căutată. În acest scop, se trasează sub unghiul relativ de intrare β_1 , cunoscut din diagrama vitezelor, primul segment $1 - I$, înțelegînd β_1 de la tangenta la cercul prin 1 . Segmentul se duce pînă în punctul de intersecție I cu cercul mijlociu între cercurile $1'$ și a' . Față de tangenta periferică în I se trasează apoi sub următorul unghi β_a , luat din diagrama de viteză, segmentul $I - II$, continuîndu-se cu $II - III$ sub β_b și $II - IV$ sub β_c , segmente duse totdeauna pînă la următorul cerc mijlociu.

În ultima parte, $IV - 2'$, spre ieșire, se construiește în IV mai întîi direcția lui $IV - 2'$ sub unghiul de ieșire β_2 , apoi se duce față de aceasta sub 90° direcția $IV - M$. Punctul M , de pe direcția $IV - M$, se determină prin coborîrea unei normale OM pe $IV - M$ (nu se vede în fig. 185, dar s-a arătat în fig. 184). Din M se trasează cu raza $IV - M$, arcul de cerc $IV - 2'$, care înlocuiește aci aproximativ spirala logaritmică a scurgerii.

În partea concavă a poligonului obținut $1 I III III IV 2'$, se înfășoară pala cu curbura uniformă, trecînd prin punctele $1a'b'c'2'$. Această curbă de pală nu este însă cea adevărată, ea trebuie trecută în vederea din plan de sub fig. 185. În acest scop se trasează radiala orizontală $1 - K$ pînă la intersecția K cu axa turbinei.

Prin 1 , care reprezintă în acest caz proiecția muchiei de intrare ($i I III e$), se trasează cercul exterior cu centrul în K

și raza $1 - K = D_{10}/2$. Se mai trasează radialele α, β, γ , la fel ca în planul auxiliar, adică cu aceleași distanțe periferice $\alpha - 1 = 1 - \beta = \beta - \gamma$. Se coboară, paralel cu axa turbinei, primul punct ce trebuie determinat a , obținând prima crucea-lită (n) pe radiala $1 - K$. Din aceasta se trasează un scurt arc de cerc $\widehat{n-a}$ pînă în a , astfel ca arcu-l $\widehat{n-a}$ să se raporteze la $\widehat{n'a'}$ din planul auxiliar direct proporțional cu razele nK , respectiv $\widehat{n'0}$, adică $\widehat{n-a} = \widehat{n'a'} \frac{nK}{n'0}$. Astfel, punctul a este un punct al intersecției suprafeței de flux cu pala căutată.

În mod analog se obțin și punctele b, c și 2, operația aceasta numindu-se reprezentarea conformă grafică a curbei $1'a'b'c'2'$ din planul auxiliar, pe vederea în plan $1abc2$.

Celelalte intersecții ale palei cu suprafețele de flux ψ_i care corespund coroanei interioare, ψ_m mediană, ψ_2 și ψ_o coroana exterioară, se obțin absolut analog, însă pentru fiecare trebuie construite câte un nou plan auxiliar și câte o nouă diagramă de viteze.

Aceste intersecții ale palei cu diferite suprafețe de flux, reprezentate în vederea din plan : $1 - i, 1 - I, 1 - m, 1 - II, 1 - e$, formează o imagine asemănătoare unui evantai, care dă imaginea palei proiectate vertical. Cu aceste curbe, însă, nu se poate construi matrița pentru palele din tolă și nici formele pentru cazul cînd palele se toarnă din oțel odată cu rotorul.

În scopul modelării și uzinării palei, trebuie să se construiască alte intersecții ale palei, și anume curbele topografice (cele groase din partea de jos a fig. 185).

Curbele topografice se obțin astfel :

— se trasează pe profilul de sus o serie de horizontale A, B, C, D, E, F , astfel ca grosimea verticală dintre două horizontale, adică dintre A și B , respectiv B și C etc., să fie egale cu grosimea unei scînduri conform STAS. De obicei, această grosime se alege la rotoare mici de 2 cm, la rotoare de 1 — 2 m diametru de 1 cm, iar la turbine foarte mari, se iau grosimi mai mari.

Intersecția unui plan orizontal cu pala, curba topografică se obține prin razele punctelor de intersecție a orizontalei, cu liniile de flux succesive. Răsucind în vederea în plan (ultima imagine de jos din fig. 185) cu aceste raze, punctele de intersecție pînă la curbele de flux (în plan fin punctat), se găsesc puncte ale curbei topografice căutate. Astfel, orizontala $II - D$ taie muchia de ieșire sus în profil, imediat sub punctul 2. Cu raza respectivă se duce din K , în vederea în plan, un arc de

cerc, care intersectează muchia de ieșire (aci radială) în punctul D . Dar orizontala mai taie și linia de flux ψ_m într-un punct, care, răsucit jos în jurul lui K , dă un nou punct D , situat pe vederea în plan a liniei ψ_m (fin punctată). În sfârșit, planul orizontal mai atinge radial exterior linia ψ_{II} într-un alt punct D , care dă al treilea punct D în proiecția de jos. Cum toate curbele topografice trebuie să treacă și prin 1 (proiecția muchiei de intrare), avem pentru construcția curbei topografice patru puncte (în acest exemplu).

Repetînd procedeul pentru alte plane horizontale, se obține întregul fascicol de curbe topografice $1 - A$, $1 - B$, $1 - C$, $1 - D$, $1 - E$, $1 - F$, care servesc la confecționarea modelului în atelierul de modelărie, cum se va arăta într-un alt capitol.

(3) Cazul rotoarelor lente, normale și semirapide reprezentate prin conuri

Marea majoritate a rotoarelor F au profile mixte diagonal axiale și liniile de flux încovoiate de la direcția radială spre cea axială, care se pot reprezenta mult mai exact prin suprafețe auxiliare conice. Pentru fiecare linie de flux se alege un alt con, toate însă cu centrul pe axa turbinei.

În fig. 186, a se reprezintă cazul cînd suprafața conică atinge linia de flux cam la mijlocul palei; în 186, b , atingerea se face la muchia de ieșire, iar în 186 c se arată cazul conului care taie cît mai compensat curba lui ψ .

Dintre aceste soluții, fig. 186, c prezintă dificultăți în ce privește satisfacerea relației $\Delta l' = \Delta l \frac{r'}{r}$ în interiorul intervalului dintre P_1 și P_2 .

Soluția 186 b este foarte exactă la ieșirea din rotor $P = P'$, în schimb, ea dă oarecare diferențe la intrare, în preajma punctului 8. Cea mai favorabilă reprezentare conformă a liniei de flux ψ pe con o dă fig. 186 a , în care, datorită situației centrale a punctului comun de tangență $P = P'$, se compensează bine extremitățile 3 și 7.

În cazul cînd curbura liniei de flux este prea pronunțată (fig. 187), este util să se folosească două suprafețe conice: una tangentă la intrare cu centrul conului O_1 , cealaltă tangentă la ieșire cu centrul O_2 pe axa turbinei. Aci se reprezintă pe primul con punctele 1 2 3 4 A , obținînd $1'2'3'4'A'$, iar celelalte puncte 8, 7, 6, 5, A dau pe al doilea con $8'', 7'', 6'', 5'', A''$. Această dublă reprezentare duce însă, ulterior, la complicații atît de mari încît trebuie abandonată.

În toate reprezentările conforme se folosește relația de transformare conformă a segmentelor $\Delta l' = \Delta l \frac{r'}{r}$ în care Δl este segmentul pe curba de flux ψ , iar $\Delta l'$ cel conform izogon pe generatoarea conului, r fiind raza în centrul lui Δl și r' , în centrul lui $\Delta l'$ față de axa turbinei. Calculul se începe tot-

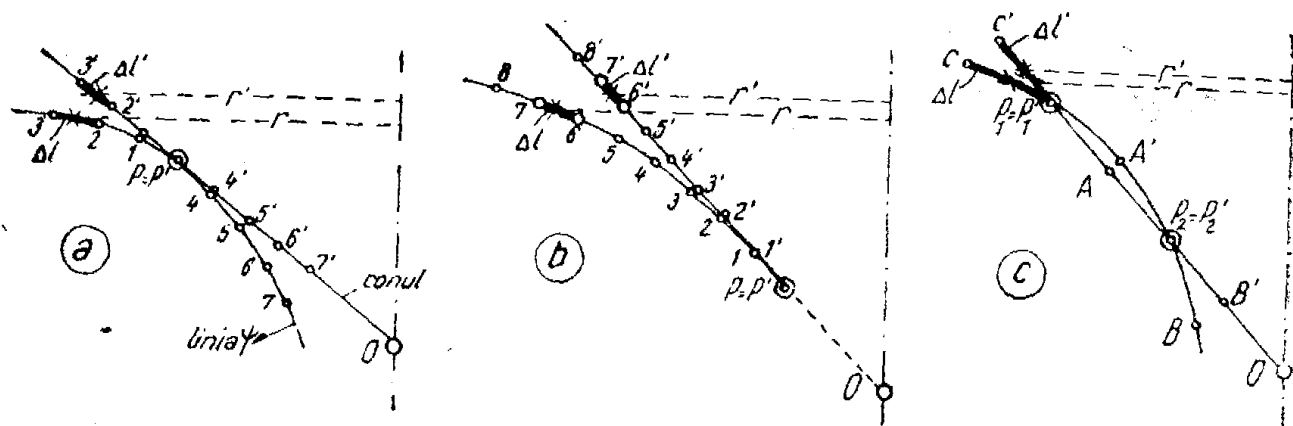


Fig. 186. Representarea palelor rotorice prin suprafețe auxiliare conice

deauna de la punctul comun $P = P'$ în sus și separat în jos (fig. 186 a). Calculul se face prin tatonări succesive, deoarece nu se cunosc suficiente elemente pentru a se calcula direct noul $\Delta l'$. În adevăr, trecînd de la un segment la celălalt, se cunoaște numeric Δl și r al curbei de flux ψ . Pe con se cunoaște numai punctul terminal al segmentului precedent; totodată și începutul segmentului următor. Nu se cunoaște $\Delta l'$, deci și r' , care se măsoară din mijlocul lui $\Delta l'$. De aceea, estimăm întâi pe r' , apoi calculăm pe $\Delta l'$, îl înjumătățim și măsurăm pe r' , care rezultă evident diferit de cel estimat anterior. Cu noul r' rezultă un nou $\Delta l'$ care mai diferă încă de primul $\Delta l'$; în această a doua aproximație diferența este însă foarte mică.

O metodă grafică pentru reprezentarea conformă a liniei ψ pe un con o prezintă fig. 188. Sînt cunoscute axa turbinei $A - F$ și curba de flux ψ în planul meridian, din care interesează în special porțiunea dintre intrarea și ieșirea din rotor de exemplu punctul 4 reprezintă intrarea și 8 reprezintă ieșirea.

Se alege un punct 0 convenabil, de preferință la mijlocul curbei $4 - 0 = 0 - 8$ și se trasează tangent la 0 generatoarea conului, care are rolul de suprafață auxiliară pentru reprezentarea conformă.

Se împarte curba ψ , începînd de la 0 în sus și în jos, într-un număr de tronsoane Δl , de preferință egale (nu este o condiție obligatorie, ci utilă) de exemplu în fig. 168 s-a ales la scara desenului, original $\Delta l = 10$ mm, obținînd punctele 1, 2, 3, 4, iar în jos, 5, 6, 7, 8.

Fig. 187. Reprezentarea
fluxului prin două

conuri

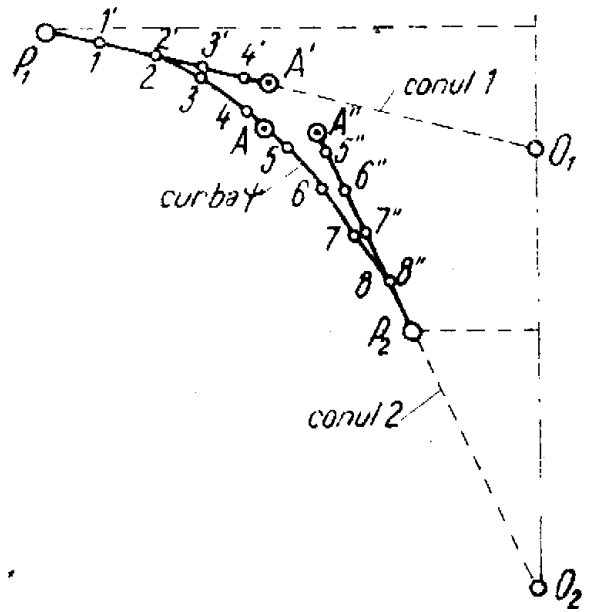
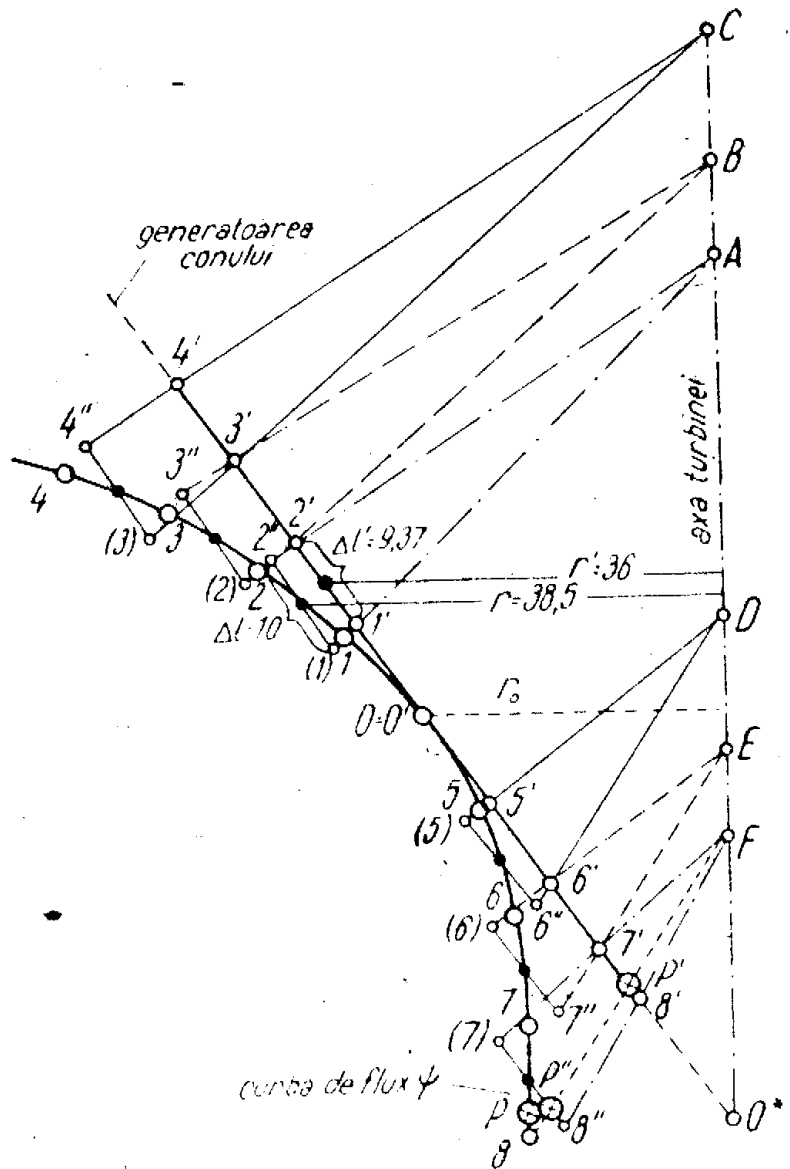


Fig. 188. Construcția grafică a
reprezentării
conforme pe
conuri



Se procedează apoi la construirea primului punct conform, metodă care se repetă apoi de la un tronson la altul și anume :

Peste tronsonul 0 — 1 ca și 0 — 5, învecinate punctului de tangență $0 = 0'$, spre partea de sus și jos, se trece fără corecții.

Se răsucește următorul tronson de sus 1 — 2 în jurul centrului său, pînă cînd ajunge în poziția (1) — 2'' paralelă cu generatoarea conului.

Se unește (1) cu 1 și se prelungeste cu raza oblică (1) — A pînă la intersecția A cu axa turbinei. Acest (1) — A decupează pe generatoarea conului punctul căutat 1', care este reprezentarea conformă a lui 1.

Se unește apoi A cu 2'' și raza oblică A — 2'' decupează pe generatoarea conului punctul 2', care este reprezentarea conformă a lui 2.

A rezultat astfel segmentul de dreaptă $\Delta l' = 1' - 2'$ pe con, care se poate verifica imediat analitic din condiția reprezentării conforme $\Delta l' = \Delta l \frac{r'}{r}$, fiind la scara desenului original

$$\Delta l = 10, r' = 36 \text{ și } r = 38,4 \text{ mm, 'sau } \Delta l' = 10 \frac{36}{38,4} = 9,37 \text{ mm.}$$

Se trece la următorul tronson 2 — 3, care se răsucește în jurul centrului său, pînă cînd ajunge paralel cu conul (2) — 3'', apoi se unește (2) cu 2' și se prelungeste pînă la intersecția B cu axa turbinei. Unind B cu 3'', această rază oblică decupează pe con punctul 3' căutat, care este un nou punct conform. Procedul se repetă pentru toate tronsoanele următoare spre sus.

La fel se procedează și de la 0 spre partea de jos, adică 5 — 6 se răsucește în jurul centrului său pînă cînd ajunge în (5) — 6'', paralel cu conul, se unește apoi (5) cu 5 și se prelungeste pînă la intersecția D cu axa turbinei. Raza (5) — D taie pe con punctul căutat 5'.

Unind D cu 6'' se obține la intersecția lui D — 6'' cu conul punctul căutat 6'. La fel se procedează în continuare cu tronsoanele 6 — 7, 7 — 8 etc.

Se mai pune problema inversă, ca oricărui punct, de exemplu P' de pe con, să i se găsească P conform de pe suprafață de flux ψ . Aceasta se face ținînd seama din care segment face parte P' . În fig. 188, de exemplu, P' face parte din segmentul 7 — 8, deci cu centrul aferent F de pe axa turbinei. În consecință, se unește F cu P' și se prelungeste pînă la intersecția P'' cu poziția răsucită (7) — 8''. Se răsucește cu un scurt arc de cerc $P P''$ în jurul centrului tronsonului 7 — 8, obținîndu-se punctul căutat P .

În cazurile — de altfel rare — când intersecțiile $AB...F$ ar cădea în exteriorul epurei, se poate deplasa O paralel cu axa turbinei și întocmi construcția în consecință.

În fig. 189 se arată un rotor lent pentru $H=80$ m, $P=660$ CP, $n=750$ rot/min și $n_s=80,5$ pentru care se aplică procedeul reprezentării suprafeței palei prin conuri. Pentru mișcarea figurii, se reprezintă numai cele două linii de flux extreme

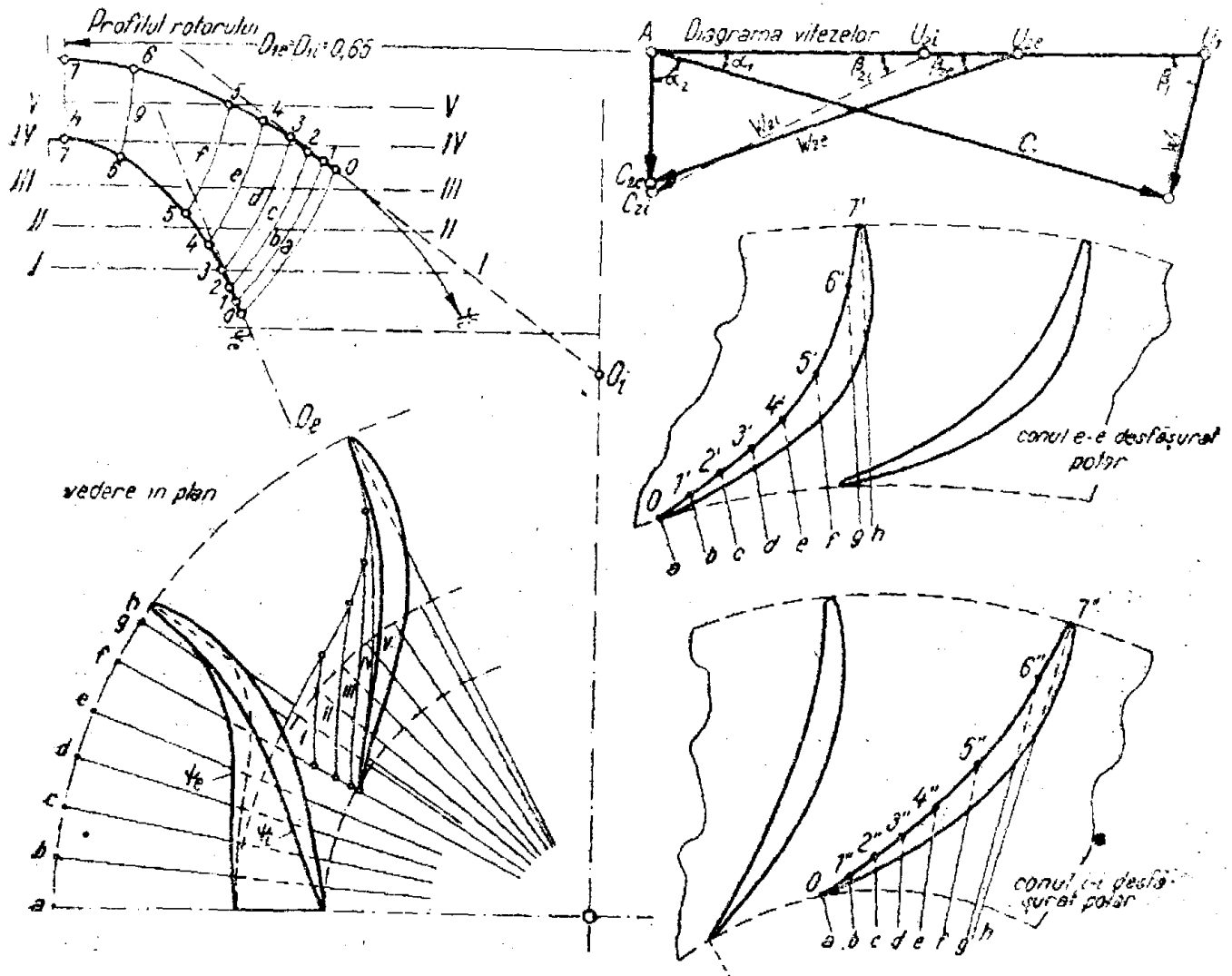


Fig. 189. Reprezentarea palei prin metoda conurilor

ψ_i care este totodată coroana interioară și ψ_e coroana exterioară a rotorului. Se alege două conuri corespunzătoare aci tangente la punctele de pe muchia de ieșire a palei, unul cu centrul în O_i , celălalt în O_e (nu se mai intersectează în cadrul planșei).

Pentru fiecare dintre acestea, se calculează pentru punctele 0,1,...7 de pe cele două coroane, reprezentarea pe punctele 0,1',...7' pe generatoarea conului ca și pe suprafața conului interior desfășurată polar (în dreapta-mijloc a fig. 189) și la

fel pentru conul exterior cu punctele $0,1'', 2'' \dots 7''$ (dreapta jos), toate acestea după procedeul arătat mai sus (fig. 188).

Se calculează triunghiurile de viteză după metoda expusă în aliniatul precedent concentrându-se aci diagramele pentru ambele linii de flux reprezentate. Cum intrarea se găsește pe o muchie paralelă cu axul, fiind $D_{1e} = D_{1i}$ vitezele de intrare sînt identice $u_1 = u_{1e} = u_{1i}$; apoi $c_1 = c_{1e} = c_{1i}$ și $w_1 = w_{1e} = w_{1i}$ ca și componentele $c_{u1} = c_{u1e} = c_{u1i}$ și $c_{m1} = c_{m1e} = c_{m1i}$. Pentru ieșire, însă, diferă vitezele u_{2e} de u_{2i} , c_{2e} de c_{2i} , w_{2e} de w_{2i} , fiind $c_{u2} = 0$ pentru ieșirea optimă cu $\alpha_2 = 90^\circ$, iar $c_{m2e} = c_{2e}$ și $c_{m2i} = c_{2i}$, toate cunoscute numeric.

Se construiesc apoi în cele două desfășurări polare ale suprafețelor conice (dreapta mijloc și jos în fig. 189), curbele palei pe intradosul concav, ca și grosimile palei, deci extradadosul lor.

Se reprezintă apoi conform aceste două suprafețe conice polare pe vederea în plan (fig. 189 jos), după procedeul arătat în aliniatul precedent.

Pentru a putea verifica pe de o parte continuitatea curburii suprafeței palei, care este o condiție ce trebuie neapărat îndeplinită, iar pe de altă parte pentru a obține curbele topografice necesare uzinării rotorului, se intersectează pala, după metoda arătată detaliat la cazul precedent și în fig. 185, cu o serie de planuri meridiane a, b, c, d, e, f, g, h , iar pe de altă parte, cu o serie de planuri orizontale, I, II, III, IV, V .

Primele intersecții cu a, b, \dots, h se găsesc în profil ca o serie de curbe a la ieșire, b, c etc., pînă la h de la intrare, ale căror capete dau totodată și punctele inițiale de reprezentare $1, 2 \dots 7$ (numai în acest caz special).

La fel cum s-a detaliat metoda la fig. 185, se obțin și în fig. 189 curbele topografice I, II, III, IV, V , în vederea din plan.

Observație: În unele manuale se folosește metoda învechită și neexactă a desfășurării geometrice simple pe conuri, adică distanța pe conuri dintre diferite puncte, care dau Δl este identică distanței de pe curba de flux. În schimb, se face o corecție ulterioară unghiurilor $\text{tg } \beta' = \text{tg } \beta \frac{r}{r'}$, β' fiind unghiurile palei pe suprafața conică, iar β unghiurile reale din diagrama vitezelor. Față de metoda reprezentării conforme expusă mai sus, această metodă a desfășurării, deși simplă, este grevată de erori, care nu pot fi admise în cazul cînd curba diferă mult de generatoarea conului.

(4) Cazul reprezentării conforme prin cilindri, la rotoarele rapide

La rotoarele cu n_s peste normal, adică de la 250 la 450, profilul rotorului rezultă puternic încovoiat spre direcția axială, iar palele sînt relativ scurte în direcția liniilor de flux ψ . În aceste cazuri, la reprezentarea liniilor ψ_6 , ψ_1 și ψ_2 dinspre coroana interioară mai poate fi folosită metoda reprezentării prin conuri

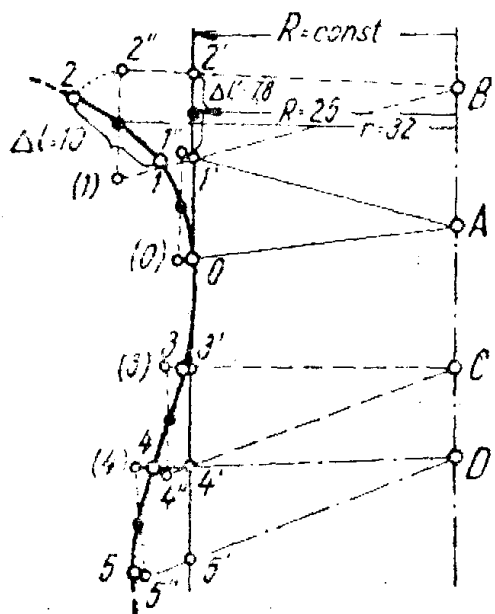


Fig. 190. Reprezentare prin cilindru

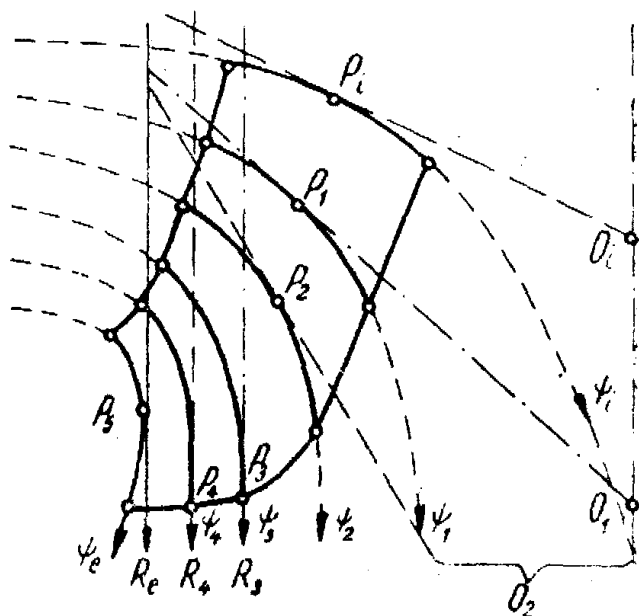


Fig. 191. Reprezentare mixtă prin conuri și cilindri

cu raze oblice mai mari pînă la axă $P_i - O_i$, $P_1 - O_1$, $P_2 - O_2$ în fig. 191. În schimb, la liniile de flux dinspre coroana exterioară ψ_e , ψ_4 și ψ_5 (fig. 191), cum și la cele învecinate pînă la linia medie prin rotor, sau chiar spre interiorul acestuia se potrivește mai bine cilindrii decît conurile cu raze oblice foarte mari. La rotoarele cu n_s foarte mari, linia exterioară ψ_e și cele învecinate duc la conuri inverse, ale căror generatoare taie axa turbinei în puncte foarte înalte deasupra axei turbinei, iar spre mijlocul rotorului se potrivește mai bine cilindrii de reprezentare conformă. Fig. 192 arată, de exemplu, reprezentarea liniei de flux interioare ψ_4 , a lui ψ_4 și a liniei exterioare ψ_e prin conuri cu raze oblice spre ax, cu centrele O_4 și $O_4 O_e$ (ultimele depășesc cadrul figurii), iar liniile mijlocii ψ_1 , ψ_2 și ψ_3 se reprezintă prin cilindri cu raze respective R_1 , R_2 și R_3 .

În ce privește punctele de tangență dintre suprafețele conice, respectiv cilindrice și cele de flux, ele se aleg judicios, pentru a se apropia cît mai mult meridianele ambelor suprafețe unul de celălalt; astfel în fig. 192 este util ca P_i , respectiv, P_3 , să fie alese la mijlocul segmentului curbilor de flux de la intrarea

la ieșirea din pală, pe cînd la celelalte P_1, P_2, P_4 și P_e punctele sînt alese pe muchia de ieșire din pală.

În fig. 193 se arată construcția și reprezentarea palelor roto-
rului foarte rapid $n_s = 400$, care la $H = 1\text{m}$ dă $Q_1 = 4,3\text{mm}^3/\text{s}$,
la $n_1 = 60$ rot/min.

Aci s-au ales ca suprafețe de reprezentare auxiliare pentru
coroana interioară ψ_i conul cu centrul în O_i , tangent la punctul
de ieșire din pală $2i$, iar la co-
roana exterioară ψ_e s-a ales conul
cu centrul O_e sus în afara figurii.
Pentru linia mijlocie ψ_m , s-a ales
cilindrul cu raza $R = 0,64$, care
trece atît prin punctul de ieșire,
cît și de intrare în pală.

Diagrama de viteze s-a cal-
culat, în mod obișnuit, așa cum
s-a expus în aliniatele prece-
dente. În figurile auxiliare din
dreapta și mijloc fig. 193 s-au
desfășurat cele două conuri ca și
cilindrul și s-au desenat pe ele
palele în forma deformată. Tre-
cerea în vederea în plan s-a
făcut obișnuit, cum s-a mai
arătat, trecînd fiecare punct din

planul desfășurat în vederea în plan. În acest scop s-au folo-
sit drept coordonate polare: cercurile concentrice cu razele,
care au fost caculate conform fig. 189, pentru conuri și con-
form fig. 190, pentru cilindru, iar pentru vederea în plan,
s-au măsurat razele cercurilor direct pe profil, pe de altă parte
radialele 0, 1, 2, 3, 4, 5, comune cu 0, 1', 2', 3', 4', 5', coe-
spondînd planurilor meridiane așezate la anumite unghiuri izo-
gone între 0 și 4 și la unghi diferit între 4—5, rezultat din
necesitatea de a coincide muchia de intrare cu radiala 5.

Pala are caracteristica, importantă pentru uzinaj, de a avea
atît muchia de intrare $1e - 1i$ pe radiala 5, ca și cea de ieșire
 $2e - 2i$ pe radiala 0.

Intersecția palei, din vederea în plan, cu planurile meri-
diane, care au ca urme radialele 0, 1, 2, 3, 4, 5, se reprezintă
în profil prin cîrbele respective 0 la 5. Curbele topografice din
planul palei notate cu 0, I...VIII, s-au obținut, ca în celelalte
reprezentări precedente, prin intersecția în profil a palei cu
planele orizontale (ortogonale la axa turbinei) 0 I II III IV...
VIII.

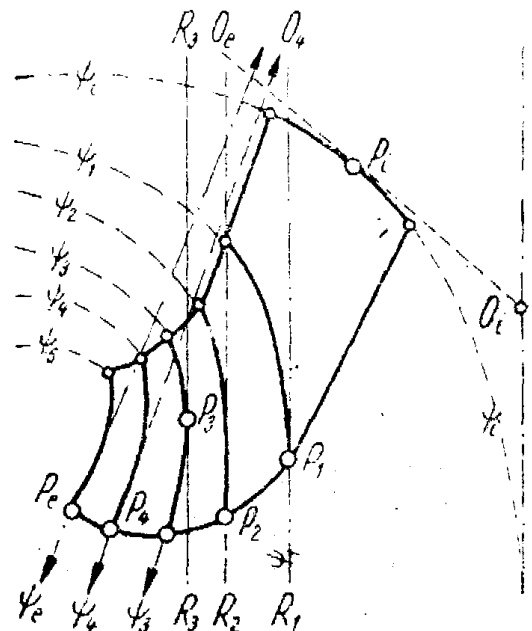


Fig. 192. Representare în mijloc
cu cilindri și în rest cu conuri

Se menționează însă că asemenea rotoare foarte rapide cu pale foarte scurte în profil de-a lungul liniilor de flux ψ , nu se

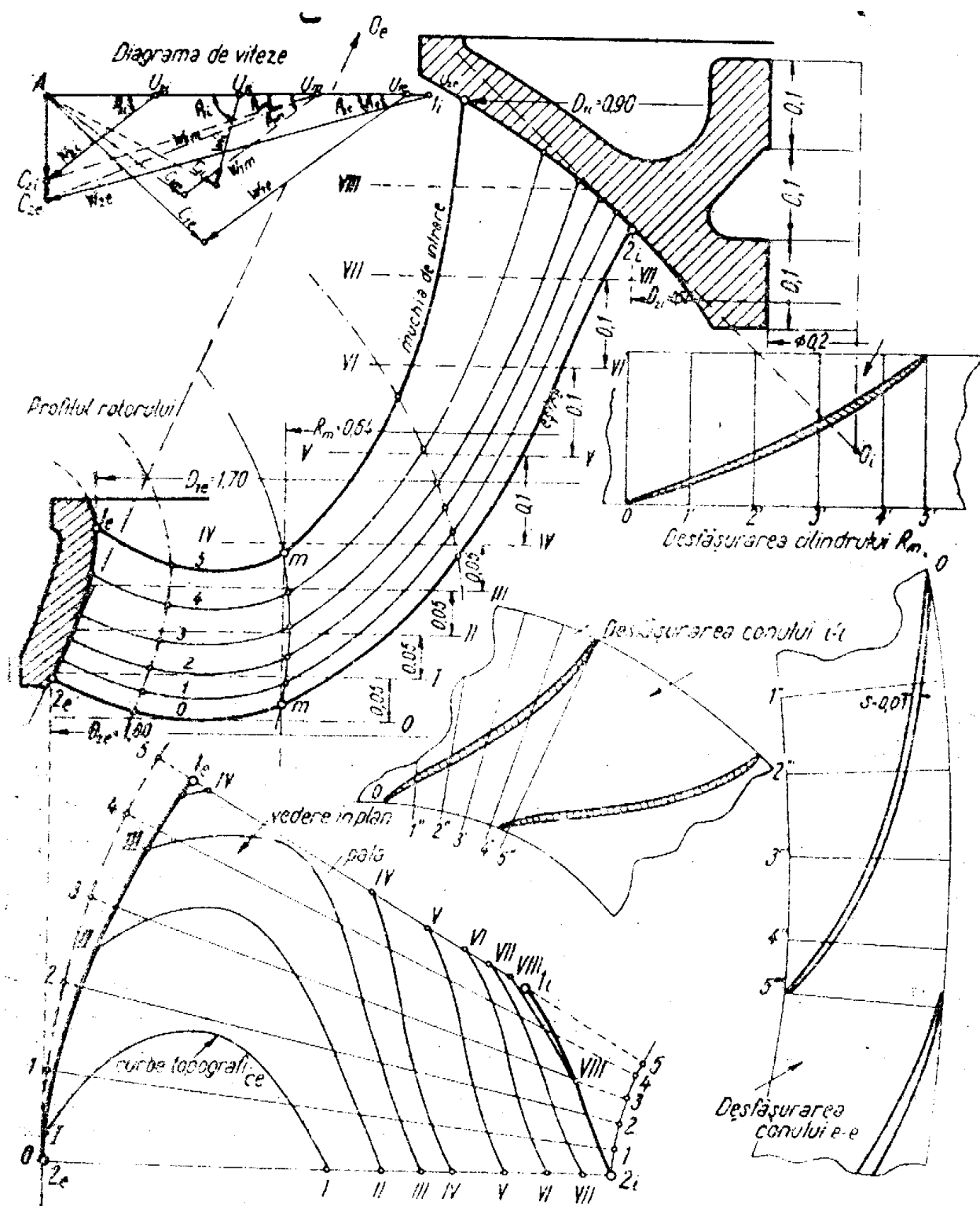


Fig. 193. Construcția palei rotoarelor foarte rapide

mai construiesc decât foarte rar, fiind înlocuite cu succes de rotorul *E* sau *K*.

(5) Considerații asupra muchiilor palei rotorice

S-a arătat în capitolele anterioare, că la turbinele F — lente cu $n_s < 150$, muchia de intrare în pală este paralelă cu axa turbinei, deci în proiecția orizontală se reprezintă printr-un punct.

La n_s mai mari muchia se înclină cu punctul interior $1-i$ de sus spre axă, avînd spre interior $1-e$ o curbă de racordare, însă muchia cade tot în planul meridian, adică proiecția orizontală a muchiei este un segment radial. La turbinele F — foarte rapide, cu $n_s > 300$, este util să se încline muchia și în sens invers rotației, avînd, în aceste condiții, o scurgere mai favorabilă, și care avantajează mai ales ieșirea din rotor.

Muchia de ieșire $2i - 2e$ diferă la rotoare, după felul uzinării palei și anume :

— la pale ștanțate și presate din tolă, care se introduce la turnarea rotorului, muchia poate avea o formă curbă în spațiu, dar nu este exclusă soluția cu ieșirea pe o radială ;

— la pale turnate odată cu rotorul se proiectează pala totdeauna cu muchia de ieșire în plan meridian, adică proiecția orizontală formează un segment radial (fig. 193). Această condiție provine din cauza așezării mai comode și mai precise a miezurilor dintre pale.

d) Metoda sovietică de proiectare a palelor rotorice.

Cîmpul potențial al scurgerii apei prin rotor se construiește după Mașinostroenie, vol. XII, p. 287, pe cale grafico-analitică, admițînd pe o curbă echipotențială φ , ortogonală la fluxul ψ , la început viteza absolută componentă meridiană $c_m = \text{constant}$. Din $\frac{Q}{m} = 2\pi r \Delta n c_m$, la m canale parțiale (în fig. 194

$m = 4$), rezultă că $r \cdot \Delta n = K$, în care constanta $K = \frac{Q}{2\pi m c_m}$ se schimbă de la o linie φ la cealaltă.

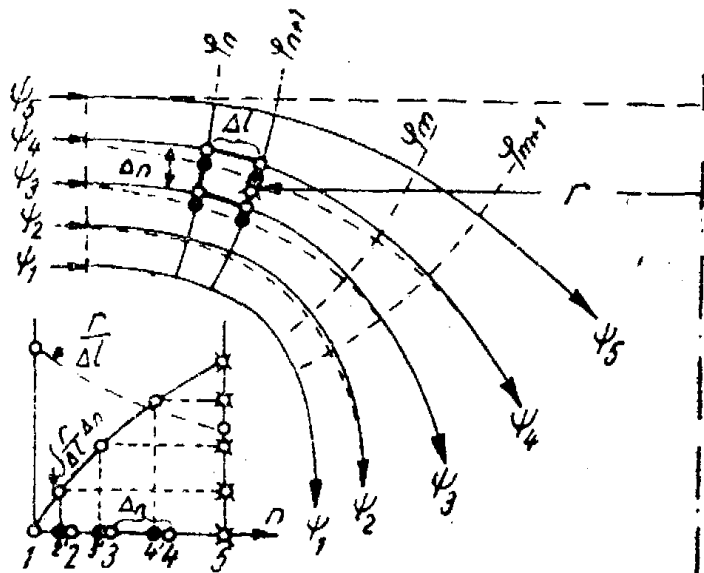


Fig. 194. Metoda grafică pentru flux

După ce s-au trasat primele linii de flux, $\psi_1 \dots \psi_5$ în planul meridian, după ipoteza inițială, încă provizorie și neexactă cu $r \Delta n = K$ și se trasează două linii echipotențiale oarecare, dar succesive φ_n și φ_{n+1} , ambele ortogonale la ψ , se măsoară în fiecare dreptunghi curbiliniu format din liniile φ și ψ , cele două valori : raza pînă la ax r și lungimea segmentelor Δl de-a lungul liniilor ψ . Pe o diagramă auxiliară (fig. 194 jos) se trasează întîi abscisa $n = \Sigma \Delta n$, pe care se marchează punctele de intersecție 1...5 cu $\psi_1 \dots \psi_5$, apoi pe ordonată se construiesște curba $\frac{r}{\Delta l}$.

Efectuînd integrala $\int \frac{r}{\Delta l} \Delta n$, de exemplu prin metoda trapezurilor însumate $\Sigma \frac{r}{\Delta l} \Delta n$, sau după alte metode analitice și grafice cunoscute, se obține o a doua curbă. Ordonata acesteia reprezintă suma finală $\Sigma \frac{r}{\Delta l} \Delta n$ care se împarte în m părți egale; aci, $m = 4$ segmente egale pe ordonata din dreapta. Prin punctele astfel obținute, marcate prin cruciulițe, ducînd horizontale pînă la intersecțiile cu curba integrală, prin proiecția acestor puncte pe abscisă, se obțin punctele 2', 3' și 4' diferite de primele puncte 2, 3 și 4. Distanțele $\Delta n = 1 - 2'$; $2' - 3'$; $3' - 4'$; $4' - 5'$ permit corecția curbelor ψ , reprezentat punctat în fig. 194. Procedurul se repetă pînă cînd nu se mai modifică liniile ψ și, deci, nici perechea de linii echipotențiale φ aleasă.

Procedurul se repetă apoi pentru altă pereche de linii φ_m și φ_{m+1} pînă cînd există suficiente linii φ și ψ fixate definitiv, cînd întregul cîmp de flux este determinat. Pentru a se economisi timp, este util, dar nu obligatoriu, să se restrîngă întreaga aplicare a metodei numai în zona de profil rotorice cuprinsă între muchia de intrare și cea de ieșire din pală. Aceste muchii au fost stabilite anterior determinării fluxului $\varphi\psi$, fie prin similitudine cu alte turbine, fie prin alte metode tratate anterior.

Palele rotorice, considerate teoretic infinite ca număr, reprezintă suprafețe turbionare. Cea mai simplă soluție este cazul cînd liniile turbionare se află în plane meridiane, radiale, componentele c_m în aceste plane fiind aceleași ca la cîmpul potențial de scurgere.

Pentru forma palei se cunosc muchiile de intrare, de ieșire și legea repartiției circulației dată de $c_u \cdot r$ de la intrare $c_{u1} \cdot r_1$ la ieșire. La ieșire va fi, la regimul de funcționare cu randament maxim, valoarea $c_{u2} \cdot r_2 = 0$.

Folosind ecuația liniei de curent $\frac{dl}{\Theta} = \frac{r^2 c_m}{r\omega^2 - c_u r}$, se poate ajunge la construcția palei.

Formula precedentă se obține pornind de la fig. 196, în care pe una din liniile de flux (ψ_m mijlocie) s-au ales două puncte 2—3, învecinate, la distanța Δl .

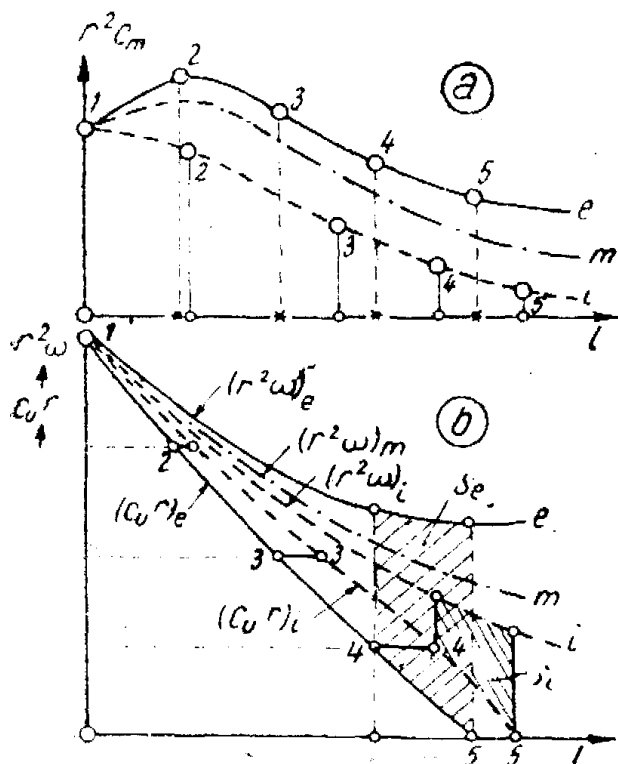


Fig. 195. Diagrammele construcțiilor rotorului

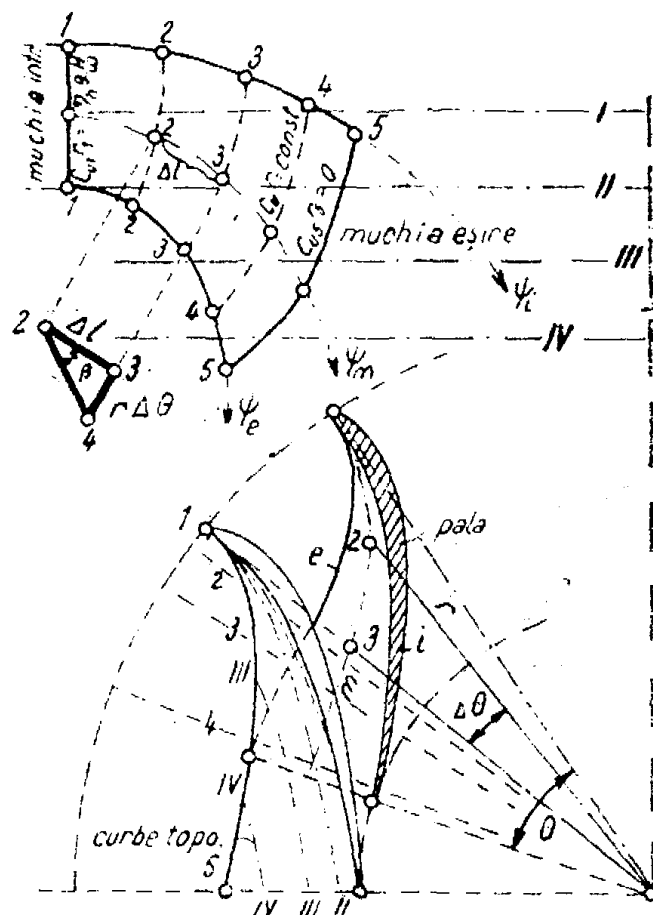


Fig. 196. Construcția palelor rotoarelor

Proiectînd în afara profilului acest Δl și ținînd seamă de β și de $r \Delta \theta$, se obține triunghiul 2—3—4 la care $\Delta l = 2 - 3$; $r \Delta \theta = 3 - 4$, iar 2—4 reprezintă adevărata lungime pe linia de flux. Aci s-a notat cu Θ unghiul central pe care-l fac intrarea și ieșirea din pală (fig. 196).

Se vede că $\Delta l = r \Delta \theta \operatorname{tg} \beta$ și cum din triunghiurile de viteze examinate anterior a rezultat $\operatorname{tg} \beta = \frac{c_m}{u - c_u}$ cînd $u > c_u$ la turbine normale și rapide, respectiv $\operatorname{tg} \beta = \frac{c_m}{c_u - u}$ la $u < c_u$ pentru turbine lente, se obține cu $u = r\omega$:

$$\frac{\Delta l}{\Delta \theta} = r \operatorname{tg} \beta = \frac{r c_m}{u - c_u} = \frac{r^2 c_m}{r^2 \omega - c_u r} \quad (139)$$

Folosind lungimea l de-a lungul liniei de flux, cu originea socotită de la muchia de intrare drept abscisă, se poate construi în fig. 195 *a* diagrama cu ordonata $r^2 c_m = f(l)$ pentru toate liniile de flux; în exemplul acesta, pentru linia exterioară se ia e , mijlocie m și interioară i .

În fig. 195 *b* se notează pe ordonată pe de o parte curbele $r^2 \omega = F(l)$, pe de altă parte curba scăderii lui $c_u \cdot r$ de la valoarea de la intrare $c_{u1} r_1 = \eta_n g \frac{H}{\omega}$ cunoscută, spre valoarea $c_{u5} \cdot r_3 = 0$ la ieșire, notînd aici ieșirea cu indicele 5, spre deosebire de notația uzuală 2. Curba $c_u \cdot r = \Phi(l)$ este fie o dreaptă, fie o curbă slab curbată, în fig. 195 *b* fiind trasată numai pentru liniile ψ_e și ψ_i extreme, pentru a nu complica desenul.

Din fig. 196 rezultă că se obține unghiul central din $\Theta = \int_1^5 \frac{r^2 \omega - c_u r}{r^2 c_m} dl$ pentru care în tabela 21 se indică din Mașinotroenie valorile în funcție de debitul dublu unitar $(Q_1)_0 = \frac{Q}{\sqrt{H} D_{1e}^2}$ calculat la regimul de calcul cu $Q_0 < Q$ și η_0 optim al palei.

Tabela 21

Valorile lui Θ^0 în funcție de $(Q_1)_0$ respectiv de n_s

$(Q_1)_0$	0,1-0,2	0,2-0,3	0,3-0,5	0,5-1,2
n_s	60-80	80-100	100-140	140-280
Θ^0	50	40	35	30

Se construiește apoi cu $\Delta\Theta = \frac{r^2 \omega - c_u r}{r^2 c_m} \Delta l$ și cu razele r , cunoscute din profil, la diferite puncte 1...5 ale unei linii de flux, vederea în plan a intersecției acestei suprafețe de flux cu pala (fig. 196 jos). În acest scop, se citesc valorile $r^2 \omega$; $c_u r$ și $r^2 c_m$ din diagramele fig. 195 sau din tabelele de calcul care au servit la construirea fig. 195.

Pe aceeași orizontală 1; 2 - 2; 3 - 3; 4 - 4 în diagrama 195 *b*, trebuie să fie egale valorile $c_u r$. La fel trebuie satisfăcută ecuația pentru liniile de flux interioare (i) și exterioare (e):

$$\Delta\Theta = \Delta l_i \frac{(r^2 \omega - c_u r)_i}{(r^2 c_m)_i} = \Delta l_e \frac{(r^2 \omega - c_u r)_e}{(r^2 c_m)_e}. \quad (139 a)$$

Aceasta înseamnă că ariile hașurate S_i, S_e în fig. 195 b, trebuie să corespundă relației :

$$\frac{S_i}{(r^2 c_m)_i} = \frac{S_e}{(r^2 c_m)_e}$$

Operația aceasta se face prin tatonare pe diagrama 195 b, adică se încearcă la care orizontală (4 — 4 în fig. 195 b) se delimitează la cele două curbe $c_u r$ și $r^2 \omega$, pentru exterior e și interior i , ariile S_e și S_i astfel ca să satisfacă relația precedentă. Repetînd procedeul, se obține forma exactă a curbei $c_u r = \Phi(l)$ pentru toate liniile de flux.

Cunoscîndu-se acum curbele exacte $c_u \cdot r$, se pot obține și curbele izocirculației $c_u \cdot r = \text{constant}$ parametric, adică $c_{u1} r_1, c_{u2} r_2$ etc., scăzînd pînă la $c_{u5} r_5 = 0$. În acest scop, se folosește procedeul grafic între fig. 195 b și fig. 196, care se dă pentru cazul special al rotorului cu n_s normal, la care $c_{u1} = u_1$, respectiv $\beta_1 = 90^\circ$. Construcția curbelor topografice ale palei se face după metoda arătată în aliniatele precedente.

e) *Calculul forțelor și momentelor necesare verificării rezistenței rotoarelor.*

La început, calculele se pot face pentru cazul mai simplu al paletor rotorice fără coroană exterioară.

Acest caz se întâlnește mai ales la turbine lente, care au o înălțime a paletor la intrare B foarte mică în raport cu diametrul, astfel încît încastrarea paletor într-o singură parte, în coroana interioară, asigură rezistența necesară. După cum arată fig. 197 a, pala se poate împărți prin linia de flux ψ și echipotențiale φ , cu lungimea l și dl între două linii φ și $\varphi + d\varphi$ învecinate și dn între două linii ψ și $\psi + d\psi$. Forțele elementare pe suprafața elementară $dl \cdot dn$ se pot considera compuse din : dF_u tangențială, dF_m meridiană și dF_c centrifugă radială. Corespunzător, se studiază și momentele componente.

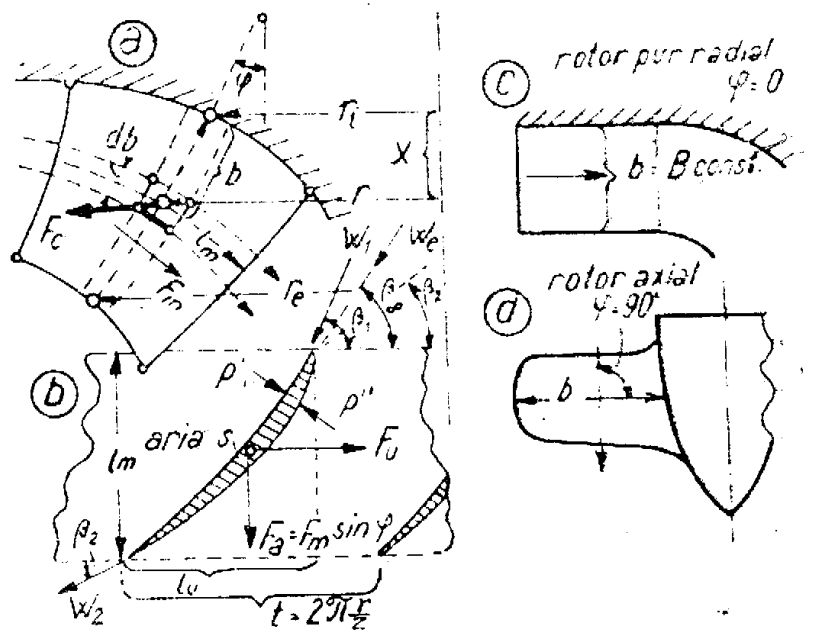


Fig. 197. Calculul forțelor și momentelor rotorului

(1) Forțele și momentele tangențiale

Pe intradosul palei acționează presiunea dinamică p'' , pe extradros p' , deci există o diferență de $\Delta p = p' - p''$. Momentul elementar pe fișa elementară de lungimea l_m (proiecția în elementar pe fișa elementară de lungimea l (proiecția planul meridian a lungimii reale l) și lățimea db (fig. 197, a) va fi, datorit forțelor de presiune pe o pală, $dM = \Delta p r l_m db$ (155).

Pe de altă parte, din cuplul hidraulic lucrează pe o pală numai

$$dM = \frac{\gamma}{g} \frac{dQ}{z} (c_{u1} r_1 - c_{u2} r_2) = \frac{\gamma}{g} 2\pi r db g r_h \frac{H c_m}{\omega z}, \quad (155, a)$$

deoarece debitul elementar prin fișa elementară la z pale este $dQ = 2\pi r db c_m$, iar din ecuația generală a turbinelor rezultase anterior $c_{u1} r_1 - c_{u2} r_2 = r_h g \frac{H}{\omega}$.

Egalind 155 și 155, a, se obține

$$\Delta p = 2\pi \gamma r_h \frac{H c_m}{\omega l_m z}. \quad (155, b)$$

Pe de altă parte, împărțirea periferică între două pale este $t = \frac{2\pi r}{z}$, iar $r \cdot \omega = u$, așa că ecuația 155, b se simplifică

$$\Delta p = \gamma r_h H \frac{t c_m}{l_m u}. \quad (155, c)$$

Forța elementară tangențială va fi

$$dF_u = \Delta p l_m db = \gamma r_h H t \frac{c_m}{u} db. \quad (155, d)$$

Momentul elementar tangențial este :

$$dM_u = b dF_u = \gamma r_h H t \frac{c_m}{u} b db. \quad (155, e)$$

Momentul total tangențial pe o pală se obține din integrarea lui dM_u , de la $b = 0$ la coroana interioară de încastrare, la b_e exteriorul palei :

$$M_u = \int_0^{b_e} dM_u = \gamma r_h H \frac{t_e c_m b_e^2}{2u_e}. \quad (156)$$

Singura simplificare făcută aci este considerarea lui c_m și r_h constante de-a lungul scurgerii l , iar c_m și r_h fiind de fapt valori medii.

În realitate, variind M_u cu c_m , r_h și cu viteza periferică u , se apelează la rezultate dobândite prin măsurători. Pentru cazul cel mai interesant al momentului tangențial maxim, când $u_e = 0$, adică turbina este frinată total, dar curgînd debitul, rezultă experimental :

$$\frac{c_{m0}}{c_m} = \frac{100}{n_s + 100} + 0,55 \quad (157)$$

și la limită $\lim_{n \rightarrow 0} (r_h/u_e) = 2 (r_h/u_e)$, ceea ce duce la momentul maxim :

$$M_{u \max} = \gamma r_h H t_e b_e^2 \frac{c_m}{u_e} \left(\frac{100}{n_s + 100} + 0,55 \right). \quad (158)$$

(2) Forțele și momentele meridiane

Determinarea forțelor și momentelor componente în direcția scurgerii în planul meridian (planul liniilor de flux din profilul rotorului), se determină analog ca sub (1).

Forța meridiană elementară este :

$$dF_m = \Delta p l_u db = \gamma r_h H \frac{c_m t_e l_u}{l_m u_e} db. \quad (159)$$

Momentul iacovoietor elementar, acționînd în planul meridian $dM_m = b dF_m$, dă, după integrare, momentul meridian pentru o pală :

$$M_m = \int_0^{b_e} dM_m = \gamma H \frac{t_e}{u_e} \int_0^{b_e} \left(r_h c_m \frac{l_u}{l_m} b \right) db. \quad (160)$$

Rezolvarea integralei în cazul general este dificilă pe cale pur analitică. Cum însă termenul $\left(r_h c_m \frac{l_u}{l_m} b \right)$ se cunoaște din diagramele de viteză și din planul construcției palei pentru diferitele puncte ale lungimii b (de-a lungul liniilor succesive φ), integrala se poate soluționa printr-o diagramă, care pe abscisă are b , iar pe ordonată se desenează produsul din paranteza precedentă. Aria de la $b = 0$ la b , obținută prin planimetrare, reprezintă integrala căutată.

În cazul special $c_{u2} = 0$ al funcționării turbinei la regimul Q_0 cu η_0 optim, se poate rezolva integrala și pe cale analitică,

făcînd unele transformări din teoria turbinelor și triunghiurilor de viteze, care duc la

$$M_m = \gamma \eta_h H t_e \int_{r_i}^{r_e} \left(\frac{r}{r_e} - \frac{g H \eta_h r_e}{2 u_e^2 r} \right) \frac{r - r_i}{\sin^2 \varphi} dr. \quad (161)$$

Curbele b sînt foarte plate, așa că fără a face o eroare simțitoare, se poate considera b o dreaptă, adică $\sin \varphi \sim \text{constant}$, care scos de sub integrala din (161) și trecut la constantele din față, permite rezolvarea integralei, dacă se înlocuiește $\ln \left(\frac{r_e}{r_i} \right)$ cu primul termen al seriei, astfel:

$$M_m = \gamma \eta_h H t_e \frac{r_e^2}{\sin^2 \varphi} \left[\frac{1}{3} - \frac{r_i}{2 r_e} + \frac{1}{6} \left(\frac{r_i}{r_e} \right)^3 - \frac{g H \eta_h}{2 u_e^2} \frac{\left(1 - \frac{r_i}{r_e} \right)^2}{\left(1 + \frac{r_i}{r_e} \right)} \right] \quad (162)$$

Ultimii doi termeni, unul pozitiv, celălalt negativ, sînt mici datorită lui $r_e > r_i$ și se anulează cu o mică eroare, așa că momentul se poate practic reduce la:

$$M_m \sim \gamma \eta_h H t_e \frac{r_e^2}{\sin^2 \varphi} \left(\frac{1}{3} - \frac{r_i}{2 r_e} \right) \quad (163)$$

Deoarece toți termenii sînt cunoscuți ca și împărțirea periferică $t_e = \frac{2\pi r_e}{z}$ la cele z pale rotorice, se poate calcula M_m numeric.

La turbinele pur radiale, din fig. 197, c, $\varphi = 0$, apoi $u = u_e$ este independent de b , așa că se poate efectua integrala:

$$M_m = \gamma \eta_h H \frac{t_e}{u_e} \left(u_e - \frac{g H \eta_h}{2 u_e} \right) \int_0^{b_e} b db = \gamma \eta_h H t_e \left(1 - \frac{g H \eta_h}{2 u_e^2} \right) \frac{b_e^2}{2}. \quad (164)$$

La turbinele pur axiale (elicoidale sau K) din fig. 197, d, fiind $\varphi = 90^\circ$, rezultă din (163) cu $t_e = \frac{2\pi}{z} r_e$:

$$M_m = \gamma \eta_h H t_e r_e^2 \left(\frac{1}{3} - \frac{r_i}{2 r_e} \right) = \gamma \eta_h H \frac{\pi r_e^2}{z} \left(\frac{2}{3} r_e - r_i \right) \quad (165)$$

Toate formulele au fost determinate la regimul optim cu v_{10} maximal, la care s-a calculat cu c_m . La alte regimuri de funcționare apropiate, sub și peste cel optim, cu alte valori c_m corespunzând altor debite Q' decât Q_0 optim, se corectează toate formulele lui M_m cu raportul c_m'/c_m , adică :

$$M'_m = M_m \frac{c'_m}{c_m} = M_m \frac{Q'}{Q_0} \quad (165')$$

(3) Forțele și momentele centrifuge

Pe lângă forțele meridiane F_m și tangențiale F_u de mai sus, mai lucrează și forțele centrifuge F_c , care dau încovoieri, eforturi de tensiune și compresiune în pală.

Conform fig. 197 *b* aria dată de grosimea și lungimea oblică l a unei fișii db a palei se notează cu s , raza centrului de greutate al fișiei cu r , iar brațul de pîrghie al forței dF_c față de punctul de încastrare cu x ; atunci forța elementară centrifugă va fi, notînd cu γ_p greutatea specifică a materialului palei, a oțel. de exemplu, $\gamma_p = 7850 \text{ kg/m}^3$:

$$dF_c = \frac{\gamma_p}{g} s db r \omega^2; \quad F_c = \gamma_p \frac{\omega^2}{g} \int_{r_i}^{r_e} sr db. \quad (166)$$

Momentul încovoietor față de punctul de încastrare la coroana interioară (sus) rezultă din :

$$M_c = \gamma_p \frac{\omega^2}{g} \int_{r_i}^{r_e} sr x db. \quad (167)$$

La roata frînată complet, $n = 0$, $\omega = 0$, rezultă $M_c = 0$, iar la turația de ambalare n_a , M_c este maxim. Raportul turației de ambalare n_a la aceea de funcționare normală n , sau ω , cu c_{max} , a fost obținută experimental ca o funcție de n , și anume :

$$\frac{n_a}{n} = \frac{(n_s/100)^2}{5 + (n_s/100)^2} + 1,5. \quad (167')$$

În consecință, momentul centrifug maxim se obține la n_a din ecuația :

$$M_c^{max} = \gamma_p \frac{\omega^2}{g} \left(\frac{n_a}{n} \right)^2 \int_{r_i}^{r_e} sr x db. \quad (168)$$

Pentru rotoare pur axiale cu $x = 0$ va fi $M_c^{max} = 0$ ca și $M_c = 0$.

(4) Efortul rezultat

Cele trei momente studiate mai înainte M_u , M_m și M_c trebuie compuse după regulile cunoscute din manualele de rezistență, la momentul total încovoietor M_i , care va produce efortul $\sigma = M_i/W_{min}$ necesar verificării rezistenței palei.

Alte forțe și momente secundare, ca acelea datorite unor excentricități a forțelor și momentelor accidentale, sînt de ordin mic față de cele trei, discutate anterior.

(5) Calculul la rotoare cu coroană exterioară

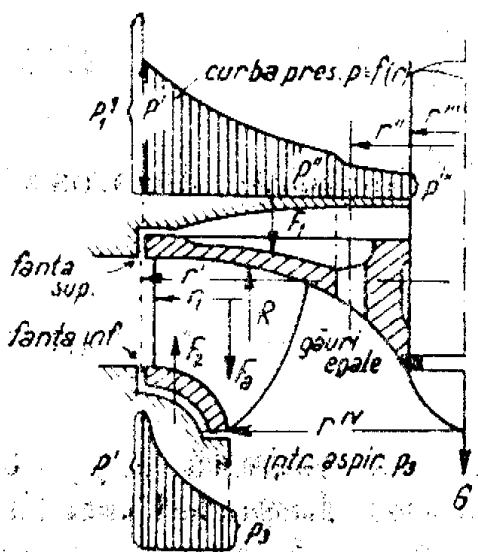
Coroana exterioară are efectul unei rigidizări, al unei duble încastrări a palei, deci are efect favorabil asupra rezistenței palelor și rotorului.

Acest efect însă este diferit în ce privește momentele M_u , M_m și unghiul φ . Asupra forțelor și momentelor centrifuge, efectul coroanei exterioare este relativ redus.

Dacă palele sînt radiale (turbine axiale K) efortul de tensiune în pale datorit forțelor centrifuge se mărește din cauza coroanei exterioare, momentul M_c este însă nul, la alte pale, de exemplu, diagonale, efectul este însă neglijabil.

În cazul palei cu coroană exterioară, momentul $M'_u = \alpha_u M_u$ și $M'_m = \alpha_m M_m$ diferă de M_u și M_m de la pala fără coroană exterioară, fiind $\alpha_u = 0,5 - 0,75$ crescător cu pasul palei, iar $\alpha_m = 1 - \frac{3}{4} \cos \varphi$.

Fig. 198. Împingerile axiale pe rotor



Astfel se poate calcula și rezistența în cazul când rotorul are coroană exterioară.

f) Încărcarea axială a palei și a rotorului.

Pe un rotor de tipul reprezentat în fig. 198, în care se vede unul dintre cele m orificii de descărcare axială de diametrul d , așezat la r'' față de ax, acționează următoarele forțe principale :

F_a forța axială pe pală, provenită din componenta axială a lui F_m calculată anterior ;

F_1 forța pe capacul superior, de sus în jos, produsă de presiunea apei pătrunsă prin fanta dintre rotor și stator, apă care, rotind, are presiuni după un paraboloid de rotație;

F_2 forța pe capacul inferior, în acest caz de jos în sus (la turbine rapide de sus în jos), produsă de apa pătrunsă prin fanta inferioară dintre rotor și stator, cu presiuni după paraboloidul de rotație;

R reacțiunea datorită încovoierii vinei de apă, în acest caz din direcția radială în cea axială;

G suma tuturor greutateilor pieselor în rotație, ca: rotorul turbinei, generatorul, arborele și diverse piese fixate pe arbore.

În cazuri rare, când există un angrenaj deasupra turbinei, apare componenta axială a forței pe dinții angrenajului.

(1) Calculul forței F_a

În aliniatul (2) precedent, s-a calculat forța meridiană pe

pală $F_m = \int_0^{b_e} dF_m$ conform ecuației (159), care dă o componentă axială elementară dirijată în jos $dF_a = dF_m \sin \varphi$. Cum $db \sin \varphi = dr$, rezultă:

$$dF_a = \gamma \eta_h H \frac{t_e}{u_e} c_m \sin \varphi \frac{t_u}{l_m} db = \gamma \eta_h H \frac{t_e c_m t_u}{u_e l_m} dr.$$

Folosind considerațiile făcute la formulele 160—162 și integrând dF_a se obține forța totală axială pe z pale ale rotorului.

$$F_a = \gamma \eta_h H \pi (r_e^2 - r_i^2) \left[1 - \frac{2gH \eta_h}{u_e^2 \left(1 + \frac{r_i}{r_e}\right)^2} \right] = A \pi (r_e^2 - r_i^2) \gamma H. \quad (169)$$

În formula 169 se poate separa de rest termenul $A = \eta_h [\dots]$ care, de exemplu la o turbină F — rapidă cu $n_s = 280$, cu $k_{uo} = \frac{u_e}{\sqrt{2gH}} = 1$ (v. metoda coeficienților de viteză), apoi cu $\eta_h = \eta/\eta_{mec} = 0,95$ și cu raportul $r_i/r_e = 0,6$, va fi:

$$A = \eta \left[1 - \frac{2gH \eta_h}{u_e^2 \left(1 + \frac{r_i}{r_e}\right)^2} \right] = 0,95 \left[1 - \frac{0,95}{(1 + 0,6)^2} \right] \sim 0,6.$$

Această înseamnă după ecuația (169) că față de forța socotită hidrostatic $\pi (r_e^2 - r_i^2) \gamma H$, forța axială va fi, în acest exemplu, $F_a = 0,6 \pi (r_e^2 - r_i^2) \gamma H$, numai 60% din cea hidrostatică. Desigur, la alte rotoare cu alți n_s , rezultă alt coeficient A , care este însă ușor de calculat.

(2) Calculul forțelor F_1 și F_2

Prin fanta superioară dintre rotor și stator, la r' pătrunde un mic debit, care iese apoi prin găurile de egalizare de la raza r'' și se scurge spre intrarea în aspirator cu presiunea p_3 mai mică decît presiunea atmosferică (fenomenul aspirației). La fel se infiltrează un debit mic prin fantele coroanei inferioare exterioare la raza r' jos la r^{IV} spre aspirator, care produce forța F_2 . Apa pătrunsă își micșorează vitezele componente c_m și c_u între capacul rotorului și statorului, aproximativ la jumătatea componentei de rotație în rotor, datorită rezistențelor și micșorării vitezei spre capacul statoric superior fix. Dacă se ia un element de apă inelar de rază variabilă r , cu grosimea radială dr și cu presiunea variabilă p , aceasta va fi datorită paraboloidului de rotație mare în exterior p' și mică în interior p'' (fig. 198). Deasupra găurilor de egalizare la raza r'' presiunea a scăzut la $p'' > p_3$.

Forța elementară în jos va fi

$$dF = 2\pi r dr p = 2\pi r dr \left[\frac{u_1^2 (r^2 - r''^2)}{8gHr_1^2} \gamma H + p'' \right],$$

iar presiunea $p'' = \gamma (1 + \zeta'') \frac{c_m'^2}{2g} + p_3$, ceea ce duce la forța elementară :

$$dF = 2\pi r dr \left[\frac{u_1^2}{8gHr_1^2} (r^2 - r''^2) + (1 + \zeta'') \frac{c_m'^2}{2gH} + \frac{p_3}{\gamma H} \right] \gamma H.$$

Integrînd ecuația între limitele r' și r'' se obține F_1 , respectiv între limitele r' și r^{IV} forța F_2 :

$$F_1 = \gamma H \pi (r'^2 - r''^2) \left[\frac{u_1^2}{2gHr_1^2} \left(\frac{r'^2 + r''^2}{8} - \frac{r''^2}{4} \right) + (1 + \zeta'') \frac{c_m'^2}{2gH} + \frac{p_3}{\gamma H} \right], \quad (170)$$

$$F_2 = \gamma H \pi (r'^2 - r^{IV2}) \left[\frac{u_1^2}{2gHr_1^2} \left(\frac{r'^2 - r^{IV2}}{8} \right) + (1 + \zeta_{IV}) \frac{c_m^{IV2}}{2g} + \frac{p_3}{\gamma H} \right]. \quad (171)$$

Forța F' poate fi pozitivă sau negativă, dirijată în jos sau în sus, după cum r^{IV} este mai mic sau mai mare decât r' .

În aceste formule, produsul din față reprezintă forța hidrostatică pe capace, iar paranteza mare reprezintă factorul de reducere a forței reale față de cea hidrostatică.

Pentru cazuri mai complicate, când între fantele de intrare și de ieșire se introduc labirinte sau fante intermediare, se construiește diagrama presiunilor pe capace, cum arată schematic fig. 198 și se efectuează integrala $F_1 = 2\pi \int p \cdot r \cdot dr$, ca și F_2 , pe cale grafică.

Forța de reacție R. Datorită încovoierii vînei de apă în rotor din direcția radială în cea axială, se produce o forță de impuls de reacție cu direcția în sus,

$$R = \gamma \frac{Q}{g} c_3 = \frac{4\gamma Q^2}{\pi g D_3^2}, \quad (172)$$

fiind viteza la intrarea în aspirator $c_3 = \frac{4Q}{\pi D_3^2}$.

(3) Greutatea sistemului în rotație G

Greutatea lucrează central în axa turbinei în jos și se compune din greutatea parțială ale organelor de mai jos, care, după proiectare, permit să se execute antemăsurătoarea volumetrică și deci să se stabilească greutatea lor și anume: rotorul hidraulic, rotorul electric, arborele, excitatoarea, partea rotativă a pivotului și discului din crapodina superioară, cupla și alte piese auxiliare rotite.

La turbinele cu ax orizontal nu intră greutatea în compunerea forței totale axiale.

O primă estimatie pentru greutatea rotorului turbinei F (fără arbore) o dă formula:

$$G \sim 1100 \cdot D_{1e}^2 \text{ (kg)}. \quad (173)$$

La fel se poate estima forța axială totală:

$$P_a \sim KHD_{1e}^2 \text{ (kg)}, \quad (174)$$

în care coeficientul $K = f(n_s)$ (v. tabela 22).

Constanta $K = f(n_g)$ necesară calculului forței axiale

n_g	100	130	160	200	300	400
K	60	85	115	150	300	500

(4) Forța totală axială P

Forța totală se compune, de la caz la caz, din

$$P = F_1 \pm F_2 - R + F_a + G. \quad (175)$$

(Împotriva ei trebuie să fie dimensionate lagărele, respectiv crapodina la ax vertical.

După acțiunea diferitelor forțe se calculează rezistența organelor rotîrului, pala, coroanele și butucul, cum se arată în manualele de rezistență a materialelor și organe de mașini (v. Bibliografia 24).

La calculele de rezistență a palelor rotorice trebuie să se țină seamă în fiecare punct de momentul compus din cele trei momente calculate anterior și anume la $n = 0$, $n = \text{normal}$ și $n_a = \text{ambalare}$, se calculează separat momentul compus și abia atunci rezultă pentru punctele caracteristice care este momentul cel mai periculos. La palele încastrate numai în coroana interioară fișia de pală studiată se consideră ca o grindă încastrată unilateral, iar la turbinele cu două coroane (cazul general) se calculează fișia încastrată în ambele coroane, $M_i = \sigma W$ fiind momentul compus maxim, iar W modulul de rezistență dat de lungimea fișiei și de s grosimea palei după direcția axei corespunzătoare aceluia M_i .

În cele mai multe cazuri, grosimea palei s rezultă mai mică din calculele de rezistență decît cere procedeele tehnologice al fabricației, de exemplu la turnarea din oțel. Numai la turbinele cu gabarite de rotor foarte mari, în special B mare, se impune și o verificare a palei considerată ca membrană curbă în spațiu, care reprezintă calcule anevoioase arătate în manualele de rezistență a materialelor.

În cazul în care arborele rotorului este vertical, acesta se calculează numai din torsiune:

$$M_t = 71\,620 \frac{P}{n}, \text{ cu } W = \frac{\pi}{32} d^3 \text{ și } M_t = \tau W,$$

din care rezultă diametrul

$$d = k \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \text{ (cm);}$$

pentru oțel OL 37,11 se admite $k = 10 - 12$. La arborele orizontal se construiește epura momentelor de încovoiere ținând seamă de toate încărcările rotorului hidraulic și electric în diferite regimuri, inclusiv al rotației critice, cum și de felul așezării pe lagăre. După mărimea lui M_b (kg cm) combinat cu $M_t = 71\,620 \frac{P}{n}$ (kg cm), în

$$M_t = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + M_t^2} = \sigma \frac{\pi}{32} d^3,$$

stabilit în secțiunile caracteristice, rezultă diametrele d respective.

Grosimea butucului în jurul arborelui, în partea inferioară a coroanei superioare, va fi $b = \frac{d}{4} + 15$ (mm).

Fixarea prin flanșe a arborelui la butucul rotorului se face prin m buloane, fiecare cu diametrul d' , calculate la forfecare datorită forței tangențiale de fiecare bulon $T = 616 \frac{P}{m \cdot n \cdot r}$ (kg), în care n (în rot/min) și r raza la care se așază buloanele față de axa turbinei.

Grosimea variabilă a coroanelor nu rezultă atît din calcule, cît din procesul turnării; totuși se fac verificări de rezistențe în unele puncte caracteristice, considerînd coroana de la caz la caz: ca un disc rotitor, ca un con sau ca un cilindru.

g) Turația critică.

Arborele sprijinit în mai multe lagăre reprezintă o grindă elastică, ale cărei deformații depind de sarcinile și momentele din diferite secțiuni. Ca orice sistem elastic și arborele deformat, cu centrul de greutate ajuns excentric, are oscilații proprii în funcție de turație. Cînd frecvența dată de rotație ajunge în preajma frecvenței oscilațiilor proprii, deformațiile se amplifică datorită rezonanței, iar cînd frecvențele sînt riguros egale, se produc, cel puțin teoretic, deformații infinite, adică ruperea arborelui. Prin turație critică se înțelege turația care corespunde acestei rezonanțe.

În cazul cel mai simplu al arborelui orizontal sprijinit pe două lagăre terminale, încărcat cu greutatea rotorului G la

mijlocul deschiderii, se deformează cu y , iar centrul de greutate al rotorului se găsește cu excentricitatea (e) măsurat sub y .

Presupunând arborele fără masă, forța centrifugă va fi

$$F_c = \frac{G}{g} \omega^2 (y + e),$$

iar reacția datorită elasticității arborelui $F_r = \alpha y^2$, așa că din egalitatea $F_c = F_r$ rezultă

$$y = \frac{e}{\frac{g\alpha}{G\omega^2} - 1}.$$

Rezonanța, deci deformația y infinită, rezultă, cînd se anulează numitorul, la viteza unghiulară critică $\omega_c = \sqrt{\frac{g\alpha}{G}}$, sau

turația critică

$$n_c = \frac{30}{\pi} \omega_c \approx 30 \sqrt{\frac{\alpha}{G}}. \quad (176)$$

În acest caz de încărcare la mijlocul deschiderii dintre cele două lagăre, rezultă

$$\alpha = 192 \frac{IE}{l^3} \text{ și } n_c = 415 \sqrt{\frac{IE}{l^3 G}}. \quad (177)$$

În cazul unui arbore orizontal în consolă, cu un singur lagăr la capacul turbinei, cel mai frecvent la turbine F — lente și normale de gabarite nu prea mari, este

$$\alpha = 3 \frac{IE}{l^3} \text{ deci } n_c = 51,9 \sqrt{\frac{IE}{l^3 G}}. \quad (178)$$

Aci cu I s-a notat momentul de inerție al arborelui, iar cu E (în kg/m^2), modulul de elasticitate, toate dimensiunile fiind date în kg , m și s .

În general, la turbinele hidraulice nu intervine practic acest fenomen critic, deoarece turația normală a turbinei este mult mai mică decît cea critică $n = (0,5 - 0,6) n_c$.

La turbinele cu turații mari trebuie făcută verificarea la turația critică și dacă ea se produce în intervalul lui n , trebuie modificate datele I , l , G , pînă cînd se elimină fenomenul, adică n_c devine mult mai mare decît n .

La turbinele cu abur frecvent are loc fenomenul de rezonanță, așa că trebuie să se ia măsuri speciale la pornirea și oprirea turbinei, în sensul că la apropierea zonei critice a lui n_c se trece foarte repede peste această zonă periculoasă a turației, astfel încît arborele să nu aibă timp să se deformeze.

În cazul unor arbori orizontali mai complicați, cu mai multe lagăre și cu mai multe încărcări, se calculează epura statică grafică a deformațiilor y (m) și se scoate

$$n_c = 30 \sqrt{\frac{\alpha}{G}} = \frac{30}{y} \quad \text{unde } G = \alpha y^2.$$

În anumite cazuri complicate, turația critică mai are și armonice, care trebuie calculate pentru ca n să nu fie egal cu nici una din ele.

3. CALCULUL STATORULUI

Statorul turbinelor F servește mai multor scopuri și anume :

- distribuie debitul uniform pe toată periferia rotorului ;
- crează transformarea unei părți a presiunii apei în viteze ;
- produce la ieșirea din stator mărirea vitezei absolute c_0 ;
- dă vectorului c_0 unghiul de atac absolut α_0 la ieșirea din stator ;
- reglează admisia debitului în turbină prin reglarea palelor statorice, în funcție de puterea cerută de rețea ;
- închide etanș și complet apa spre turbină, prin închiderea palelor statorice ca niște jaluzele cilindric circulare ;
- realizează pierderi de sarcină cît mai mici posibile prin forme hidrodinamice de minimă rezistență ;
- constituie mecanisme de manevră simple, robuste ușor de întreținut.

a) *Proiectarea hidrodinamică și cinematică a palei statorice.*

Debitul pentru care se proiectează deschiderea maximă normală (admisia în plin), este acela instalat în turbină $Q = Q_i/m$ în care Q_i este debitul instalat în întreaga centrală, iar m — numărul de unități. Palele statorice se calculează la debitul în plin Q , spre deosebire de palele rotorice la care $Q_0 < Q$ care dădea unghiurile β_1 și β_2 optime, ca ieșirea absolută să fie sub un unghi $\alpha_2 = 90^\circ$ și randamentul să rezulte maxim, $\eta_0 = \eta_{max}$.

Cinematica aferentă reglajului palelor statorice trebuie însă să permită o supradeschidere a palelor pentru $Q_{max} = kQ$,

desigur numai temporară pentru anumite nevoi excepționale, de exemplu înțepenirea unei bucăți de lemn între pale, sau o lovitură de sarcină electrică de câteva minute. După regimul de funcționare și condițiile consumului de energie, se stabilește mărimea coeficientului k . De obicei $k = 1,1 \dots 1,2$.

Toate dimensiunile și vitezele aferente ieșirii din stator s-au notat anterior cu indicele zero, care nu trebuie confundat cu Q_0 al funcționării cu η_{max} .

Anterior, au fost determinate, cu ocazia dimensionării gabaritelor turbinei, diametrul de ieșire din palele statorice D_0 , socotit la deschiderea plină normală a statorului aferentă lui Q , apoi înălțimea statorului $B_0 = B$, după diferite metode.

Stabilirea unghiului absolut de ieșire din stator la plină sarcină α_0 se face ținând seamă de diagrama vitezelor de $\text{tg } \alpha_0 = c_{mo}/c_{uo}$.

$$\text{S-au stabilit anterior } c_{mo} = \frac{Q}{\pi D_0 \cdot B_0 \cdot \varepsilon_0} \text{ și } c_{uo} = 14,06 \frac{P}{n Q D_0}$$

în care se cunosc și sînt constante :

Q este debitul de admisie plină ;

D_0 — diametrul de ieșire din palele statorice ;

B_0 — înălțimea statorului ;

n — turația ;

P — puterea și care este egală cu $P = 13,33 QH\eta$ (CP) la admisie plină ;

ε_0 — coeficientul de contracție datorită obstruării unei părți din periferia statorului prin pale $\varepsilon_0 = 1 - \frac{z_0 s}{\pi D_0 \sin \alpha_0}$;

z_0 — numărul paletelor statorice determinate anterior ;

s — grosimea palei la ieșire.

Fiindcă la început nu se cunoaște α_0 , se admite $\varepsilon_0 = 0,95$ pentru pale zvelte ale turbinelor cu $n_s < 250$ și 0,9 la pale groase și cu $n_s = 400$, interpolîndu-se valori pentru ε_0 la alte n_s . Se calculează apoi $\text{tg } \alpha_0$, se verifică ε_0 , procedeu repetat pînă cînd noul ε_0 nu se mai schimbă față de cel verificat precedent.

Se pune problema, care este traiectoria de scurgere prin stator, care se rezolvă ușor înlocuind formulele c_{mo} și c_{uo} precedente cu :

$$\begin{aligned} \text{tg } \alpha_0 &= \frac{c_{mo}}{c_{uo}} = \frac{Q}{\pi D_0 \cdot B_0 \cdot \varepsilon} \cdot \frac{n Q D_0}{14,06 \cdot P} = 0,0226 \frac{n Q^2}{\varepsilon_0 B_0 P} = \\ &= k \text{ (constant)} \end{aligned} \quad (179)$$

se poate evita tatonarea în legătură cu ε_0 și α_0 dacă se calculează de la început cu :

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{nQ^2}{44,12 B_0 P} \pm \frac{s z_0}{\pi D_0} \sqrt{1 + \frac{n^2 Q^4}{1946 B_0^2 P^2}} \quad (180)$$

Traectoria va fi o spirală logaritmică, deoarece aceasta are, la orice rază r , unghiul față de periferie α_0 constant.

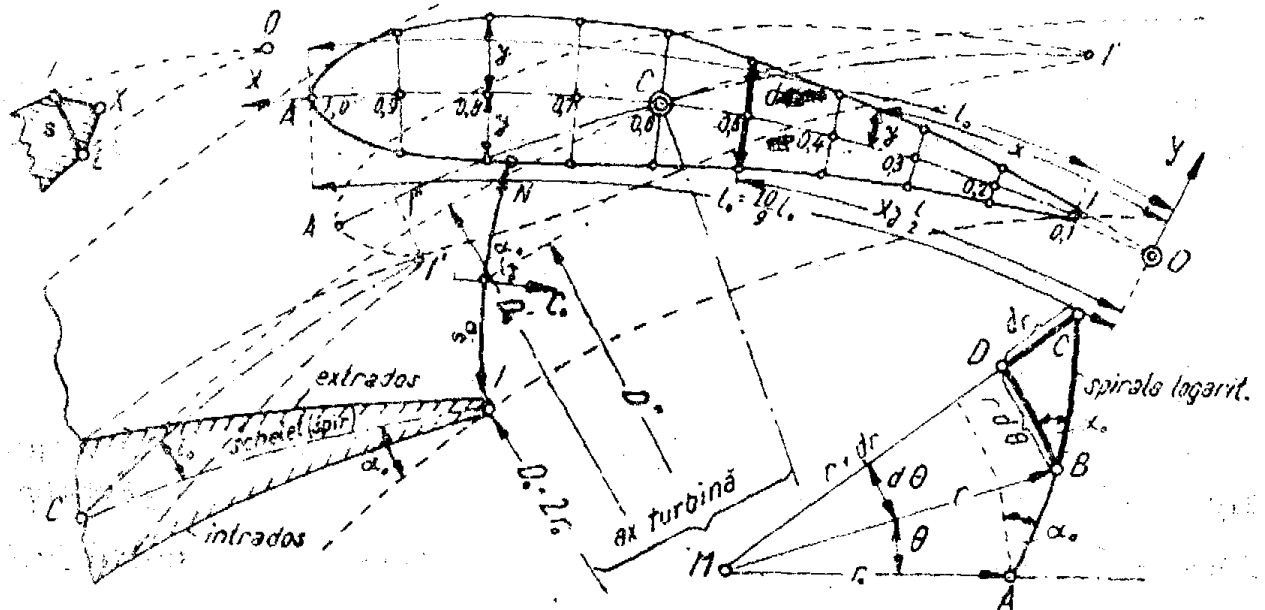


Fig. 199. Construcția spiralei și palei statorice

În fig. 199 jos, socotind punctul A de ieșire din stator cu raza $r_0 = D_0/2$ și luând un punct oarecare B de pe traiectorie, cu raza r și unghiul Θ față de $r_0 = MA$, se poate construi pentru punctul imediat învecinat C cu $r + dr$ și $\Theta + d\Theta$, un triunghi elementar BCD . Acesta are ipotenuza BC slab curbată, una din catete $CD = dr$, iar cealaltă catetă formată din arcul de cerc elementar $BD = rd\Theta$. Între BC și BD trebuie să fie unghiul α_0 constant pe toată traiectoria, ceea ce impune condiția $\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{dr}{rd\Theta} = K$. Ecuația diferențială $\frac{dr}{r} = K \cdot d\Theta$

integrată dă $\ln \frac{r}{r_0} = K\Theta$, sau $r = r_0 e^{K\Theta}$. (181)

Aceasta este ecuația spiralei logaritmice care se poate construi punct cu punct la : $K = 0,0226 \frac{nQ^2}{\varepsilon_0 B_0 P}$ cunoscut numeric,

pornind din A cu r_0 și $\Theta_0 = 0$, înspre exterior cu raze r , calculate la diferite $\Theta = 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$ etc.

Cum lungimea profilului palei $l_0 = k \cdot t_0 = k \cdot 2\pi r_0 / z_0$ la z_0 pale trebuie să asigure toate condițiile impuse palei la începutul acestui capitol, este util să se aleagă $k = 1,2 - 1,4$, deocamdată cu titlu indicativ, urmînd să se verifice apoi lungimea adevărată cum se va arăta. Limita inferioară a coeficientului K se alege pentru turbine ultralente și limita superioară pentru turbine rapide (n_s mare).

(1) Calculul profilului hidrodinamic

Un profil hidrodinamic, care se înscrie ușor în jurul unui tronson din spirale logaritmice, servind drept schelet al profilului (*OJCA*, fig. 199) se obține din ecuația :

$$y = \sqrt{\frac{4d^2}{l^4} (l - x) x^3}. \quad (182)$$

Dacă lungimea scheletului profilului real folosită este $l_0 = \widehat{AJ} = k \cdot 2\pi \cdot r_0 / z_0$ și cunoscută indicativ din k ales ca mai sus (fig. 199 ales $k = 1,25$), atunci lungimea profilului prelungit pînă la O va fi $l = \frac{10}{9} l_0$. De la O spre A , de-a lungul scheletului curb se măsoară lungimea variabilă x .

Pe de altă parte, profilul trebuie să aibă anumite grosimi ortogonale la schelet ($2y$), din motive de rezistență.

Se poate estima grosimea d la $x_a = l/2$, pe baza modelelor de pale găsite în literatura de specialitate.

La profilele de pale pentru turbinele lente se indică $d = (0,12 \dots 0,13) l$, iar cele pentru turbinele rapide $d = (0,12 \dots 0,15) l$. În fig. 199 s-a ales $d = 0,13 l$ ceea ce permite simplificarea formulei (182) :

$$y = \frac{0,26}{l} \sqrt{lx^3 - x^4}. \quad (182 a)$$

Pentru calcule practice, se împarte $l = OA$ în zece părți egale, notate pe fig. 199 cu 0,1 la 1,0 din l . În acest fel se obține :

— la $x = 0$, în origine O , $y = 0$, pala este infinit ascuțită; de aceea se renunță la tronsonul $OJ = 0,1 l$ și se folosește numai $l_0 = JA = 0,9 l$, rotunjindu-se capul J (bordul de fugă), sau cum este mai bine pentru închidere etanșă, rabotîndu-se JK și KL după schița din stînga fig. 199;

— la $x = l$, rezultă $y = 0$, bordul de atac A cu capul rotunjit hidrodinamic;

— la $x = l/2 = x_a$ rezultă $y = \frac{0,26}{l} \sqrt{l \left(\frac{l}{2}\right)^3 - \left(\frac{l}{2}\right)^4} =$
 $= 0,065 l = d/2$ așa cum s-a enunțat mai sus $d = 0,13 l$.

Pentru fiecare $x = 0,1 l$; $0,2 l$ etc., se calculează care este jumătatea grosimii profilului y la acel x .

Dacă la fiecare x se trasează ortogonal pe schelet valoarea $+y$ deasupra și $-y$ sub schelet, se obțin punctele profilului din fig. 199.

Același profil este desenat punctat în poziția închisă, când J s-a răsucit în J' (punct de închidere) în jurul centrului de basculare C , ales deocamdată în poziția $x = 0,6 l$. Ulterior se verifică la calculul momentului forțelor hidrodinamice, dacă este necesară o ajustare a poziției centrului C .

Ajustarea profilului este necesară pentru că trebuie realizată o închidere bună a palelor, iar de altă parte prin ortogonală s_0 trebuie să treacă debitul cu viteza c_0 necesară diagramelor de viteze.

În ce privește închiderea bună, ea se asigură dacă sînt îndeplinite mai multe condiții:

a) punctul de închidere J' nu trebuie să fie prea aproape de A și nici de C , fiind util ca proiecția J'' a lui J' să fie pe schelet, la distanța aproximativ cuprinsă între $AJ'' \propto \left(\frac{1}{4} \dots \frac{1}{3}\right) AC$;

b) extradოსul ciocului palei la J (bine rabotat de-a lungul înălțimeii palei B_0), trebuie să se sprijine pe intradosul palei următoare, teoretic într-un singur punct, adică privit în spațiu contactul între cele două pale este dreapta prin J' de înălțime B_0 , care este totodată și generatoarea profilului cilindric. Practic, se realizează o suprafață de contact cu înălțimea B_0 și o lățime foarte mică (2...4 mm) care încadrează pe J' .

Dacă nu se satisface condiția (a), trebuie lungit sau scurtat l respectiv $l_0 = 0,9 l$ pînă cînd această condiție este satisfăcută. Este evident că în acest scop se recalculază noul profil și se verifică noua închidere.

Dacă nu se satisface condiția (b), trebuie ajustat intradosul profilului palei în stînga și dreapta lui J' , printr-un bombament sau o aplatisare, bineînțeles deplasînd și punctele de pe extradოს, pentru a obține aceleași grosimi $2y$ la distanța x , unde s-a făcut ajustarea.

Mai trebuie deplasat în stînga și în dreapta centrul C , pentru a obține o repartiție bună a momentelor de pală, la

diferite poziții răsucite, în cadrul unghiului de basculare (i^0) de la poziția deschisă la cea închisă. Trebuie spus de pe acum, că în nici un caz nu se admite ca momentele forțelor hidrodinamice în jurul lui C , să schimbe de sens în timpul basculării de la poziția deschisă la poziția închisă.

O altă verificare se face prin măsurarea lui s_0 (ortogonală în J pînă la intradosul N al palei următoare) și calculul vitezei după ecuația continuității $c_0 = \frac{Q}{z_0 s_0 B_0}$.

Dacă diametrul măsurat în mijlocul lui s_0 este D^* , iar al rotorului la intrare D_1 , va trebui să fie satisfăcută ecuația $c_0 \sin \alpha_0 = \frac{D_1}{D^*} c_{m1}$, fiind cunoscută componenta c_{m1} din diagrama vitezelor pentru intrarea mijlocie în rotor.

Dacă această condiție nu este satisfăcută, trebuie mărit sau micșorat s_0 . Cum însă în poziția deschisă J este determinat, variația lui s_0 se obține prin modificarea lini N spre schelet sau spre exterior. Aceasta înseamnă că se modifică și profilul în preajma lui N și deci și pe extradossul opus, pentru a avea valorile $2y$ calculate.

Întreaga operație de ajustare a palei este laborioasă, dar necesară, știind că prin asemenea profile de tipul 199 bine ajustate s-au redus pierderile de sarcină în stator la mai puțin de 1% din cădere.

Mai trebuie arătat că la n_s crescînd, va crește α_0 , pala se înclină spre radială (fără a o atinge) și că scheletul devine din ce în ce mai plat. Așa se explică faptul că la turbine F foarte rapide cu $n_s > 400$, și mai ales, la turbinele K , scheletul este practic o dreaptă, iar profilul rezultă biconvex simetric (fig. 200-stînga), cum se va arăta la turbinele elicoidale și K .

În principiu chiar la turbine lente și normale, este de multe ori util, ca intradosul să fie mai plat și mai aproape de schelet decît extradossul. Dacă intradosul se construiește în acest fel, trebuie totuși să se respecte grosimile $2y$ în dreptul fiecărui x , așa că rezultă automat extradossul palei (fig. 200-dreapta).

(2) Profile Jucovski folosite ca pale statorice

Profilele Jucovski se obțin din reprezentarea conformă

$$z = \zeta + \frac{\lambda^2}{\zeta} \quad (183)$$

în care $z = x + iy$ și $\zeta = \varphi + i\psi$.

Reprezentarea se face pe cale analitică, împreună cu toate caracteristicile hidrodinamice: spectrul, forțele R_x și R_y , cuplu, viteze, etc.

În fig. 200-jos, este reprezentată o construcție grafică bazată pe reprezentarea conformă de mai sus, care se obține astfel:

Se trasează un sistem de coordonate $x y$, se alege o origine O și se pune punctul B la distanța $\lambda = OB \approx AJ/4$, toate la scara astfel aleasă încât AJ să fie lungimea dorită a palei l_0 .

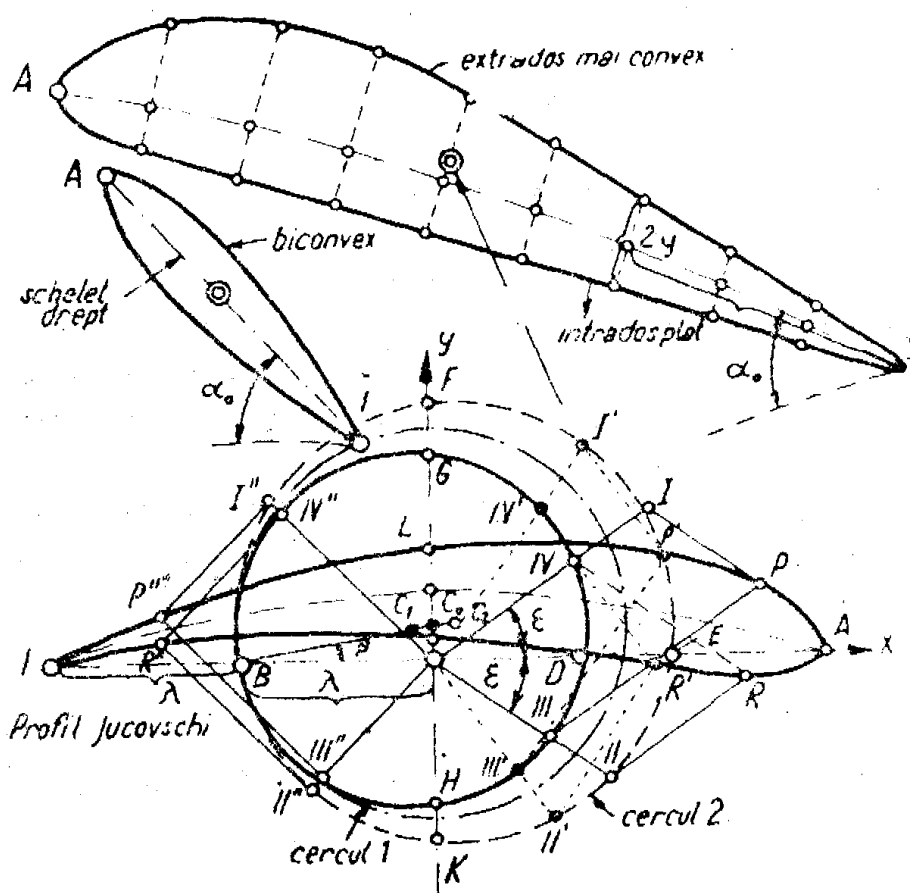


Fig. 200. Diverse profile de pale statorice

Se alege unghiul β mic dacă scheletul profilului este mai plat și β mai mare, dacă scheletul este mai încovoiat, apoi sub unghiul β se trasează dreapta oblică BC_0 .

Se alege față de C_0 un punct C_1 și altul C_2 , ambele pe dreapta BC_0 . Cu cât C_1C_0 , respectiv C_2C_0 sînt mai mari, cu atît profilul va rezulta mai gros și viceversa.

Se trasează cercul 1 cu centrul în C_1 și raza BC_1 , ca și cercul 2 cu centrul C_2 și raza BC_2 .

Față de abscisa x se duc sub unghiuri egale $\pm \epsilon$, oarecare, cele două raze din O , care vor intersecta ambele cercuri în punctele I , II , III și IV .

Din I se duce o paralelă la OII , iar din III o paralelă la OI și, intersectînd ambele paralele, se obține unul din punctele

P ale profilului. Din IV se duce o paralelă la OII și din II o paralelă la OI , ambele dând ca intersecție un alt punct R al profilului.

Procedeul se repetă de mai multe ori, cu alte unghiuri simetrice $\pm \varepsilon$, duse de la 0 la 180° , cum arată fig. 200 jos prin I', II', III' și IV' , care dau punctele de profil P' și R' , sau I'', II'', III'' și IV'' , care dau punctele P'' și R'' .

Bordul de atac A se obține luând din E spre dreapta distanța $OD = EA$, iar bordul de fugă J se obține cu $\lambda = JB = BO$.

Punctele de profil L și N (între O și C_0) se obțin la $\varepsilon = \pm 90^\circ$, din punctele F, G, H și K și anume din F se scade în jos $LF = OG$, iar din G se scade în jos $GN = OK$.

Profilul rezultat are scheletul JA , obținut prin reprezentarea perfect analoagă a cercului intermediar cu centrul C_0 și raza BC_0 (nu se mai repetă construcția pentru a nu complica figura).

Prin mai multe construcții succesive se obține, variind β și distanțele C_0C_1 și C_0C_2 , orice fel de profil hidrodinamic și orice fel de schelet de pală.

Metoda este foarte sugestivă și simplă, însă cere mai multe tatonări pînă cînd se obține exact profilul dorit pentru o anumită turbină.

(3) Profile mai generalizate

Prin reprezentări conform analitice, bazate pe funcția de reprezentare generalizată :

$$z = \zeta + \frac{C_1}{\zeta} + \frac{C_2}{\zeta^2} + \dots + \frac{C_n}{\zeta^n} \quad (184)$$

se pot obține profile diverse, pentru tot felul de scopuri, dintre cari unele, de exemplu profilele Carafoli, sau Mises, au calități hidrodinamice superioare. La palele statorice se obțin însă randamente atît de bune cu profile Jucovski, just aplicate, în cît nu este nevoie să se folosească metode mai complicate. Dimpotrivă, la calculul aripilor de avion, profilele generalizate sînt utile.

(4) Construcția cinematică a reglajului și închiderii palei

După ce s-au croit palele statorice în poziția complet deschisă, trebuie verificată închiderea palelor și felul trecerii prin diferite poziții, de la „deschis” la „închis”. Această

operație se poate face prin tatonare din aproape în aproape în felul următor : se iau două pale succesive în poziția deschis (desenate cu linie plină în fig. 201-sus) și fiecare pală se răsucește în jurul centrelor C_1 și C_2 cu același unghi Δi (2° sau 5°). La un anumit unghi de închidere $i = \Sigma \Delta i$, vârful palei din stînga J' se întâlnește cu un punct de pe intradosul palei următoare (fig. 201-jos).

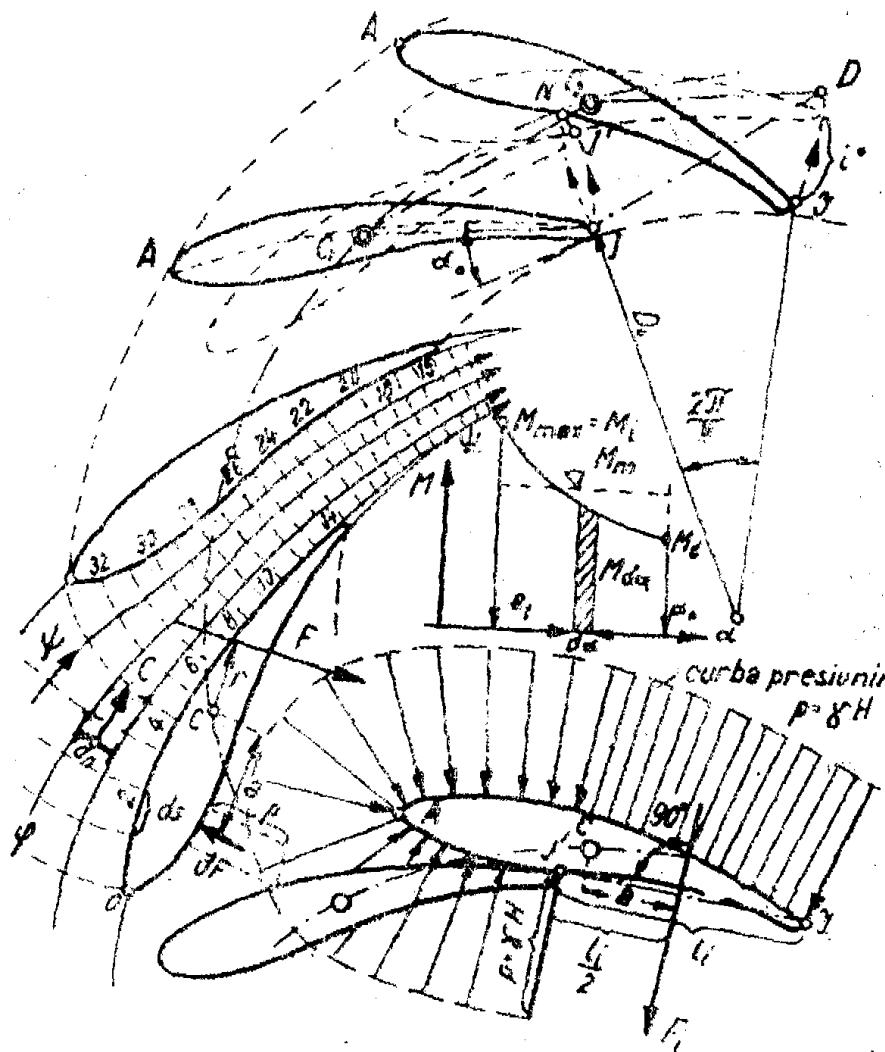


Fig. 201. Forțe în stator

O construcție grafică simplă prin care se evită tatonarea, se arată în fig. 201-sus :

Se cunosc dreptele C_1C_2 și C_1J , se completează paralelogramul, C_1C_2JD , în care C_2D paralel cu C_1J și JD paralel cu C_1C_2 .

Din D se trasează un arc de cerc JN , cu raza DJ pînă cînd atinge pala de sus într-un punct N .

Din C_1 se trasează un alt arc de cerc, cu raza C_1J pînă în J' , iar din C_2 , cercul mic cu raza C_2N , pînă cînd se intersectează cu cercul JJ' în punctul de închidere căutat J' . Se răsucește pala 1 în jurul C_1 pînă cînd J cade în J' și pala 2 în jurul lui C_2

pînă cînd N cade în I' , atunci ambele pale au fost răsucite cu i^0 unghiul de închidere.

Dacă închiderea nu este bună, se schimbă pozițiile lui $C_1 C_2$ și la nevoie se ajustează profilul cum s-a arătat anterior.

b) Calculul forțelor hidrodinamice și momentelor în sator

(1) Calculul forțelor și momentelor în poziție închisă

În fig. 201-jos sînt reprezentate două pale închise, la care pe fața interioară JJ' de lungimea l_i acționează presiunea de aspirație $p_3 < p_0$ atmosferic și anume $p_3 = p_0 - \gamma H_s$, înălțimea de aspirație H_s fiind socotită aci de la mijlocul statorului în jos pînă la nivelul de sub turbină.

Pe toată suprafața exterioară JAJ' acționează presiunea amonte, cum arată curba capetelor vectorilor, care reprezintă presiunea de sus.

Este tot atît de exact, dar mai simplu să se înglobeze pe p_3 în presiunea mare, fiind atunci presiunea totală $p = \gamma H$, cu căderea totală a turbinei.

Pe direcția AJ , rezultanta presiunilor este aproape nulă, fiindcă fiecărei proiecții din stînga îi corespunde o proiecție din dreapta, ortogonală la dreapta AJ . Pe direcția normală la AJ , numai pe capul stîng al palei, la stînga de J' pînă în A , se egalează de asemenea componentele presiunilor. Rămîne desechilibrat tronsonul din dreapta $J'I'J' = l_i$, pe care lucrează $p = \gamma H$ și cum suprafața este $B_0 l_i$, forța în poziție închisă F_i , ca și momentul M_i în jurul articulației C , vor fi pe o pală $F_i = \gamma \cdot H \cdot l_i \cdot B_0$, respectiv

$$M_i = F_i a = \gamma \cdot H \cdot l_i \cdot B_0 \cdot a \quad (185)$$

Pe tot statorul cu z pale și ținînd seamă de suplimentul datorit frecărilor în toate mecanismele de reglaj, estimate acoperitor cu 50%, rezultă momentul total de închidere, care este totodată și cel maxim:

$$M_{max} = 1,5 \cdot \gamma H l_i B_0 a z_0! \quad (186)$$

(2) Calculul forțelor și al momentului în poziție deschisă

În partea stîngă a fig. 201 au fost desenate două pale în poziție deschis și s-a construit spectrul hidrodinamic, format de cîmpul potențial plan cu liniile de scurgere ψ și echipotențialele ϕ .

La tasare se ține seamă că φ și ψ sînt ortogonale în orice punct și că $\Delta\varphi$ și $\Delta\psi$ formează niște pătrățele curbilini (este vorba de o mișcare plană). Cîmpul se obține prin aproximări succesive și prin continue verificări ale ortogonalității și pătrățelelor curbilini.

Într-un punct oarecare, în mijlocul unui canal elementar, format de două linii de flux ψ și $\psi + \Delta\psi$, măsurînd deschiderea ortogonală (normala Δn la ψ) se poate scrie viteza în acel punct :

$$c = \frac{Q}{z_0 m B_0 \Delta n} = \frac{k}{\Delta n} \quad (187)$$

în care m este numărul canalelor elementare (în fig. 201 de exemplu patru)

z_0 — numărul palelor statorice, constanta pentru întregul cîmp $k = \frac{Q}{z_0 \cdot m \cdot B_0}$ fiind cunoscută numeric.

Presiunea în acel punct (p) se calculează după Bernoulli, neglijînd variația de altitudine z , de ordin centimetric față de H foarte mare și pierderile de sarcină (sub 1% din H) anume :

$$p = p_0 + \gamma H - \gamma \frac{c^2}{2g} = 10\,000 + 1\,000 H - 51 c^2 \text{ (kg/m}^2\text{)} \quad (187')$$

Se admite, suficient de exact, presiunea barometrică 1 at = 10 000 kg/m², sau, mai exact $\frac{p_0}{\gamma} = H_b - \frac{A}{900}$, unde A este altitudinea locului peste nivelul mării, ceea ce conduce la $p = 10\,330 - 1,11 A$, iar $\frac{\gamma}{2g} = \frac{1\,000}{19,62} = 51$.

Fiecare linie φ taie conturul profilului într-un punct, iar două linii φ învecinate dau Δs pe conturul marcat de la bordul de atac cu 0 pînă la cioc cu 14 puncte, iar pe intrados (pe următoarea pală) sînt notate punctele 15 la 31.

Pentru cele 32 pătrățele, care conturează întregul profil, se calculează vitezele $c = \frac{k}{\Delta n}$ (m/s) și presiunile $p = 10\,000 + 1\,000 H - 51 c^2$ (kg/m²), apoi măsurînd lungimile Δs successive se calculează forțele elementare, ortogonale pe mijlocul fiecărui Δs și anume $\Delta F = p \cdot B_0 \cdot \Delta s$ și se măsoară brațul de pîrghie (a) pînă la centrul de basculare al palei. Astfel rezultă tabela 23 (schematică).

Mecanismele de legătură cu reglajul palelor statorice, formează desigur multe variante constructive, care nu pot fi tratate în parte aci, dar se pot desprinde două tipuri principale, descrise sumar în cele ce urmează.

(1) Cazul turbinelor F deschise

La turbinele în cameră deschisă, uneori și la cele în cazan, care se întâlnesc foarte rar, rotirea palelor se face cu mecanisme acționate din interior, toate fiind piesele de manevră introduse în apă, în camera deschisă sau în interiorul cazanului.

Soluția cea mai simplă este schițată în fig. 202: cele z_0 pale statorice au numai în spre interior CJ forma fuzelată sub unghiul α_0 calculat; înspre exterior se desfășoară cu bordul de atac radial, deoarece din camera deschisă apa sosește aproximativ radial spre stator.

Pala este suficient de groasă, pentru ca în punctul C să aibă o gaură, prin care se introduce fusul CC , fixat în coroanele exterioare. Pala poate fi rotită în jurul fusului fix, avînd bușe de ghidaj. La capul exterior A , aproape de bordul de atac, pala are o îngroșare (G), în al cărui gol joacă trăgătorul AB în jurul fuselor secundare (s), fixate cu capul B în inelul de reglaj R și cu capul A fixat prin bulonul (b) în pală.

Inelul de reglaj R_i se răsucește cu un unghi ε , de altfel mic, cu ajutorul brațelor D_1E_1 și D_2E_2 , care, la rîndul lor, sînt mișcate de răsucirea dublei pîrghii E_1FE_2 . Axul prin F se numește ax de reglaj, care se scoate afară din apă și este răsucit,

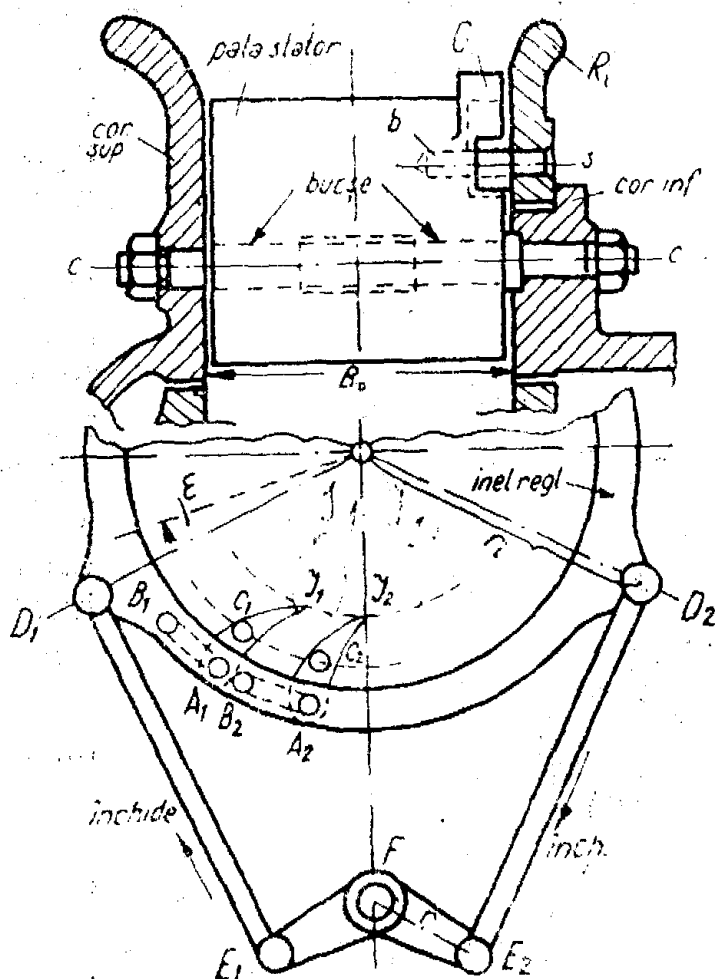


Fig. 202. Mecanism de reglaj la turbinele deschise

fie manual, fie de un regulator. Din figură se vede că, față de poziția desenată deschisă a palelor, mișcând E_1 și D_1 oblic în sus, B_1 și B_2 se vor roti în sensul ceasornicului, cu unghiul ε la închidere totală sau o fracție din ε la admisiile parțiale. Trăgătoarele B_1A_1 , B_2A_2 etc. vor trage periferic și punctele A_1A_2 cu acest unghi ε , astfel că pala este răsucită în sensul închiderii, micșorându-și unghiul de atac α_0 pînă la α_i în poziția închisă.

Din cauză că A se mișcă pe de o parte pe periferia inelului de reglaj, pe de altă parte în jurul lui C , este evident că trăgătorul poate efectua o mică mișcare relativă în gura ovală dată în pală. Cinematica aceasta este foarte simplă și ieftină, însă are marele cusur că mecanismele ruginesc, sînt greu de întreținut,

fiind în tot timpul exploatării în apă și mai ales că ele se uzează, din cauza nisipurilor fine și mîlului adus de apă. Deoarece turbinele cu cameră deschisă, sau cele în cazan, se construiesc însă numai pentru microcentrale, sau pentru mori etc., de puteri modeste, de obicei sub 100 CP, nu este util să se adopte un sistem de reglaj mai bun, dar în schimb prea complicat și costisitor.

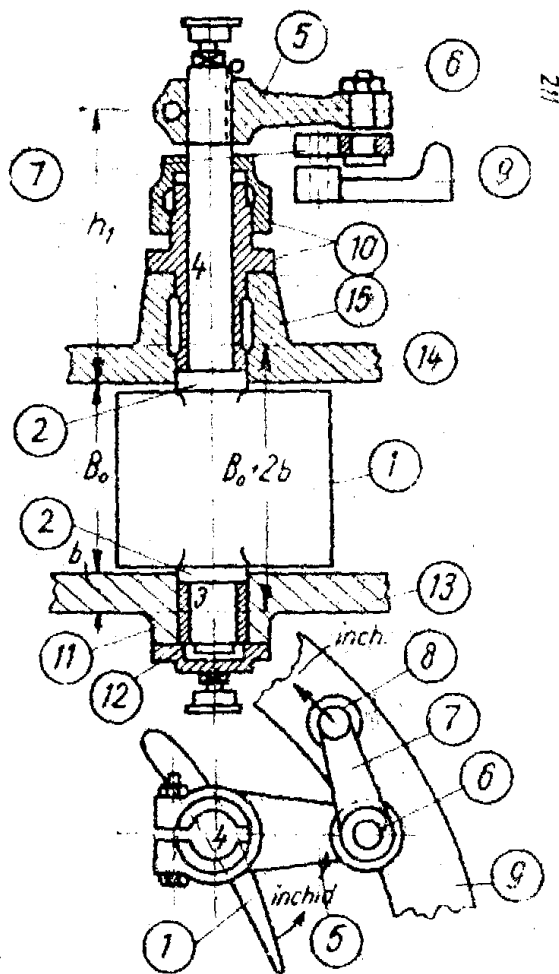


Fig. 203. Mecanism de reglaj la turbinele închise

(2) Cazul turbinelor F cu carcasa spirală

Palele statorice I se uzinează dintr-o bucată (oțel turnat sau forjat) cu fusul aval 3 și amonte 4 , avînd, din cauza fusurilor mai groase decît pala, inelele 2 de trecere și ținare la distanță între capacul inferior 13 și cel superior 14 (fig. 203).

Pe capul de sus al fusului de antrenare se fixează pîrghia 5 , de al cărui ochi cu bulon 6 se prinde trăgătorul 7 , fixat prin ochiul 8 cu bulon în inelul de reglaj 9 .

Fusul 3 este răsucit în bușa 11 din turela capacului 13 și poate fi gresat prin dispozitivul 12 . Fusul 4 are bușa și pre-setupa 10 , fixate în turela 15 a capacului superior 15 . Răsucirea

mică în sens invers ceasornicului, la închidere a inelului de reglaj mișcă punctul 8 spre stînga, pîrghia răsucește pe 6 în sus și pala se închide. Mecanismele de reglaj sînt scoase în exteriorul carcusei turbinei, în aer, astfel că inelul de reglaj poate fi ușor răsucit de două brațe de la bornele de reglaj, legat de servomotorul regulatorului automat. De altfel, întreaga cursă de închidere este foarte mică.

Există o mulțime de variante pentru mecanismele de reglaj, așa cum se arată în figurile din capitolul în care s-au descris turbinele cu suprapresiune. Întregul aparat statoric este identic la toate turbinele cu suprapresiune F , E , K .

(3) Calcule de rezistență

În cazul palelor cu mecanisme de reglaj interior conform fig. 202 și 204, forțele în diferite organe se determină prin statica grafică sau analitică.

S-a văzut anterior că la o pală, forța cea mai mare asupra palei se produce la poziția închis $F_i = \gamma H \cdot l_i \cdot B_0$, pe o pală fără frecări, acționînd cu raza $r = a$ de la fusul palei (punctul 2 în fig. 204) pe direcția normală la l_i .

Dacă se consideră cazul echilibrului static, neexistînd mișcare, nu se produc frecări, deci forța cu care trăgătorul împinge pala prin buloanele 1 și 3 este F_1 , iar forța care încarcă fusul 2 va fi rezultanta vectorială $R' = \overline{F_1} + \overline{F_i}$. Prelungind direcția trăgătorului (1-2) pînă la intersecția P' cu direcția lui F_i cunoscută și unind P' cu fusul 2, se obține direcția lui R' , care este diagonală în paralelogramul dat de $\overline{F_1}$ și F_i .

Dacă se studiază faza de mișcare imediat la începerea deschiderii, intervin frecările. Cum pala se rotește în sensul ceasornicului, R va trebui să producă un cuplu de frecare $R\mu d/2$ invers mișcării, adică invers ceasornicului, $\mu = 0,2 \dots 0,3$ fiind coeficientul frecării pieselor în apă. Aceasta înseamnă că R trebuie să fie tangent spre stînga la cerculețul μd , în care d este diametrul fusului. Pe de altă parte, sensul basculării trăgătorului, cere ca forța F în trăgător să fie tangentă simultan la ambele cerculețe, cu μd_1 înclinat spre dreapta, astfel că direcția lui F este determinată, ca și intersecția ei P cu direcția F_i . Din P se trasează R tangent la cercul μd al fusului și se construiește paralelogramul $F_1 F_i$ cu diagonală R (forțele desenate pînă în fig. 204-sus).

Într-unul din buloanele A cu care se prinde trăgătorul de inelul de reglaj acționînd forța F_1 , se va descompune în F_{11}

tangential și F_{1r} radial. Pe inel lucrează $z_0 \cdot F_{1t}$ forțe tangențiale, care dau momentul $M_s = z_0 \cdot F_{1t} \cdot D_A / 2$ la inel. Inelul este răsucit de două brațe $D_1 E_1$, $D_2 E_2$ (fig. 202) și în fiecare trebuie să lucreze forța tangențială $T = (1 + \mu) M_s / 2r_s = 0,3 \cdot F_{1t} \cdot D_A \cdot z_0 / r_s$, fiind r_s raza lui D_s pînă în centrul turbinei O și $\mu = 0,2$ coeficientul de frecare în ochiurile D_1 și D_2 . Momentul în jurul axului de reglaj F este $M_F = 2Tr$, în care raza $r = FE_2$ (fig. 202). Pînă la servomotorul regulatorului mai sînt frecări în bucașa lui F și în articulația de legătură cu servomotorul, care fiind în aer și bine gresate, dau $\mu = 0,05 \dots 0,1$. Astfel, se cunosc forțele și momentele în toate organele mecanismelor de reglaj, în afara regulatorului propriu-zis.

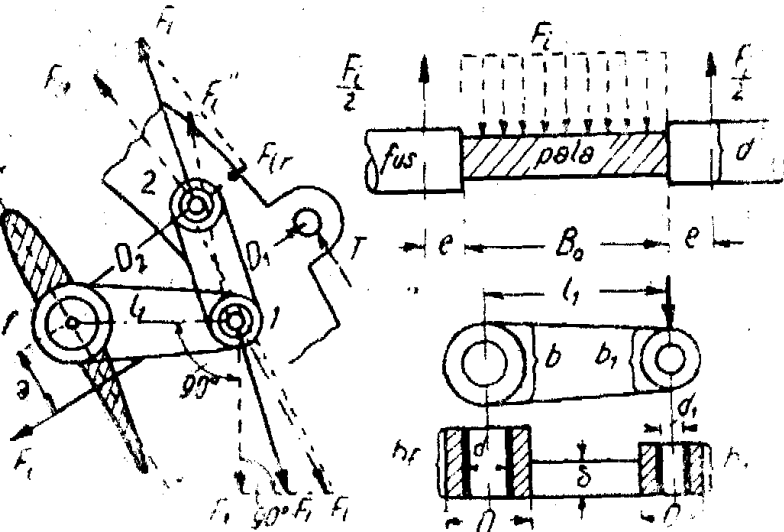
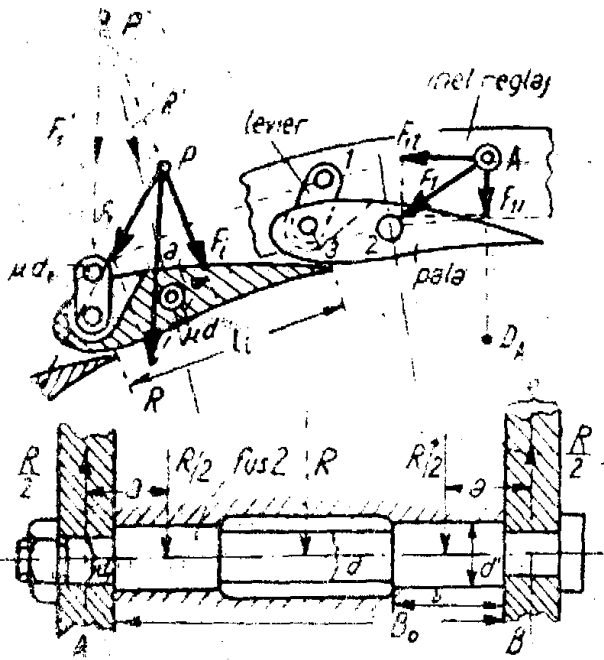


Fig. 204. a-Calcul de rezistență la stator
b-Calcul pentru mecanisme exterioare

organele mecanismului, ca în cazul precedent.

Trebuie acordată atenție sensului lui R și F_{1r} , care se schimbă ori de câte ori se trece de la pală la fus sau bulon, respectiv la bulonul de reglaj, după principiul acțiunii și reacțiunii, de exemplu, dacă în fig. 204-sus R este împingerea palei asupra fusului, reacțiunea transmisă de fus asupra palei este $-R$, și la fel la trăgător. Pe de altă parte, forțele își mai schimbă sensul, dacă mecanismul trage pala în sensul închiderii sau o împinge în sensul deschiderii admise. Pentru că analiza amănunțită a transmisiei momentelor de la pală la servomotorul reglato-

rului este anevoioasă și sînt greu de stabilit diverșii coeficienți de frecare în diferitele organe se dau în literatura tehnică diverse formule empirice pentru lucrul mecanic de închidere A (kgm) maxim la turbine F :

$$A = 30 Q \sqrt{HD_1} \quad (190)$$

este formulă sovietică, în care D_1 (m) diametrul mediu pe muchea de intrare în rotor;

$$A = k \frac{Q}{\sqrt{2gH}} (H + 10) \quad (191)$$

unde H este căderea, în m ; Q -- debitul în m^3/s ; $k = 60 \dots 100$ la mecanismele turbinelor deschise și $40 \dots 80$ la cele închise ;

$$A = K \frac{P}{\sqrt{H}} \quad (192)$$

P este puterea, în CP și $K = 1,5 \dots 1,8$ la turbine cu melc spirală, $K = 2,2 \dots 2,5$ la camera deschisă și $K = 2,5 \dots 3,5$ la căderi mici și dimensiuni mari ale turbinei ;

$$A = k' Q \sqrt{H} \quad (193)$$

coeficientul $k' = 14,5 ; 16 ; 20 ; 25$ la $n_s = 100 ; 150 ; 225 ; 300$;

$$A = 100 B_0 D_2^2 (H + 0,5) \quad (194)$$

D_2 (m) este diametrul de ieșire (exact D_{2c}) ; B_0 în m, înălțimea statorului ;

$$A = (1400 \dots 1800) D_1 H B_0 s_0 \quad (194')$$

D_1 este diametrul mediu la intrare ;

s_0 -- deschiderea ortogonală între palele statorice la ieșire ;

$$A = (0,3 \dots 0,5) P \quad (195)$$

P este puterea, în CP.

La aplicațiile numerice formulele (190)—(195) dau valori diferite între ele, deoarece formulele nu țin seamă de toți factorii și, mai ales, fiindcă în literatura variată din care s-au luat formulele nu se specifică totdeauna dacă este vorba despre lucrul maxim cu coeficienți de siguranță accidentali, sau fără aceștia, sau dacă prin lucrul mecanic se înțelege acel mediu în timpul unei închideri complete. De aceea, nu se poate pune bază pe aceste rezultate, ci trebuie studiată problema în fiecare caz în parte, prin metoda analizei cinematice cum s-a arătat, pînă cînd se ajunge la lucrul mecanic pe care îl execută servomotorul regulatorului.

Cunoscînd cea mai mare încărcare a fusului și anume forța R (fig. 204), se calculează fusul ca o grindă sprijinită liber în mijlocul capacelor (fig. 204-jos). Deschiderea între reazeme este $B_0 + e$, unde lucrează reacțiunile $R/2$ în sus, iar R se transmite în două părți cu cîte $R/2$ spre fusul de diametru d , la distanțele a de la reazeme.

Se vede că la cele două reazeme momentele sînt $M_A = M_B = 0$, iar în dreptul forțelor $R/2$ avem $M_{max} = 0,5 Ra = \sigma W = \sigma \frac{\pi}{32} d^3$ care dă $d = 1,72 \sqrt[3]{R \frac{a}{\sigma}}$, unde $\sigma = 500 - 750$ kg/cm² la oțel 37,11 cazul III, sau $\sigma = 700 - 1050$ kg/cm² la oțel 50.11, cu a în cm, R în kg și d rezultat în cm. Diametrul din mijlocul fusului fiind d , cel pe care lucrează pala pe lungimile b marginale este $d' = d + (0,1 - 0,2)$ cm. Capetele nu se calculează la încovoiere, ci la presiunea specifică în bueșă $p = \frac{R}{2e d_1} < 30 - 60$ kg/cm², de unde rezultă diametrul d_1 . Pala se verifică la încovoiere, în secțiunile caracteristice, de exemplu în dreptul fusului, grosimea palei fiind δ , din care se scade golul fusului în interior d și $M_{max} = F_i a$ fiind cunoscut, se calculează $W = \frac{B_0}{6\delta} (\delta^3 - d^3)$ și rezultă :

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W} = \frac{6 \delta a F_i}{B_0 (\delta^3 - d^3)},$$

care trebuie să fie sub σ admisibil.

Se mai verifică secțiunea în apropierea ciocului palei $\delta' B_0$ la momentul M parțial care acționează acolo, fiind $\sigma = \frac{6 M}{B_0 (d')^2}$.

Trăgătorul se verifică la întindere și compresiune cu forța F_1 maximă în momentul începerii deschiderii și în momentul terminării închiderii, fiind $\sigma = F_1^{max}/S$, cu S secțiunea transversală, socotită la ochiuri și separat la mijlocul trăgătorului.

Inelul de reglaj se verifică la eforturile combinate, date de $z_0 \cdot F_{1r}$ forțe radiale și $z_0 \cdot F_{1t}$ forțe tangențiale.

Arborele de reglaj perpendicular în F (fig. 202), trebuie să

aibă în cm diametrul $d_p = 5,6 \sqrt[4]{\frac{l A}{x G} \left(\frac{r}{s}\right)^2}$ dacă l (cm) este lungi-

mea lui, $x = 0,005$ la reglaj automat și $0,02$ manual, r raza pîrghiei și s cursa ei periferică de la deschidere la închidere.

La mecanismele statorului turbinelor cu melc, toate organele de manevră a palelor sînt scoase din apă, deci pot fi întreținute

și supravegiate ușor (fig. 203). Pala cu cele două fusuri formează un singur corp. Pe pală lucrează rezultanta presiunilor hidrodinamice, care, pentru poziția închis, este totodată cea mai mare forță F , cu brațul de pîrghie (a) față de fus (fig. 204-stînga). Pe capul superior al fusului este împănată pîrghia $f - 1$, de lungimea l_1 , în al cărui capăt 1 lucrează forța F_1 ortogonală la l_1 asupra bulonului trăgătorului 1-2, care trage cu $-F_1$ pîrghia de sus (reacția lui $+F_1$).

Teoretic, cuplul de pală ($F_i a$) va fi egal cu ($F_1 l_1$), iar practic, apar frecările în bușele 10 și 11 a fuselor (fig. 203), care dau momentul $\pm M_f$, lucrînd invers sensului mișcării de rotație a fusului. Ținînd seamă că în bușe sistematice de bronz și oțel cu gresaj sînt frecări vom avea $M_f = 0,1 F_i a$, așa că rezultă $F_1 = 1,1 a F_i / l_1$. Cum trăgătorul 1-2 se găsește pe aceeași direcție cu F_1 se obține forța în el F'_1 (fără frecări în articulațiile 1-2) ca ipotenuza triunghiului format de cateta F_1 și de cealaltă paralelă la direcția l_1 . În realitate, trebuie ținut seamă de frecări. Trasînd cercurile de frecare μd în 1 și 2, se duce direcția forței F'_1 tangent în diagonală la ambele cercuri de frecare. Mărimea lui F'_1 rezultă că ipotenuză tot în triunghiul cu F_1 , însă mai înclinat față de F , deci F'_1 este mai mare decît F_1 .

La mișcarea inversă, frecările își schimbă sensul și se duce F''_1 tangenta inversă la cele două cercuri de frecare, cînd F'_1 este mai mic decît F_1 , dar mai mare decît F_1 .

Astfel atît la mișcarea în sensul deschiderii, cît și la mișcarea în sensul închiderii, se cunoaște forța F'_1 respectiv F''_1 care acționează bulonul 2.

Se poate apoi descompune, la echilibru fără mișcare, F_1 în F_u tangențial pe inel și F_{tr} radial, respectiv cînd începe mișcarea într-un sens sau în celălalt F'_u F''_u și F'_{tr} F''_{tr} . Pe inelul de reglaj însă împing $z_0 F_u$ forțe tangențiale la diametrul D_2 , plus frecările respective ale inelului. Cele două brațe ale inelului acționează cu diametrul D_i , adică trebuie să exercite momentul $T \cdot D_i = z_0 \cdot F_u \cdot \frac{D_2}{2} + M_{fr} = 1,15 \cdot z_0 \cdot F_u \cdot D_2 / 2$, sau forța tangențială $T = 0,575 \cdot z_0 \cdot F_u \cdot D_2$, respectiv T' și T'' corespunzînd cazurilor frecării în cele două sensuri, cu forțele F'_u și F''_u .

Componentele radiale F_{tr} produc deformații radicale ale inelului, fie în sensul micșorării, fie în cel al măririi diametrului inelului după cum este așezat trăgătorul. Astfel se poate cunoaște întreaga cinematică și dinamică a tuturor pieselor care formează mecanismele de legătură a palelor statorice cu regulatorul. Calculul rezistenței palei statorice propriu-zise de tipul regla-

jului interior se face considerîndu-se pala ca o grindă încastrată, (fig. 204-dreapta), cu încărcarea uniformă dată la poziția închis de forța $F_i = \gamma H \cdot B_0 \cdot l_i$, pe lungimea B_0 și cu reacțiunile $F_i/2$ pe ambele părți la cîte $e > 0,05 B_0$. Momentul maxim este la mijlocul palei $M_{max} = \frac{F_i}{8} (B_0 + 4 \cdot e) > 0,15 \cdot F_i \cdot B_0$, iar modulul de rezistență W_x se calculează grafic pentru profilul palei față de axa x care trece prin centrul fusului și ortogonală la F_i . Astfel rezultă $\sigma = 0,15 F_i B_0 / W_x$, care trebuie să fie sub rezistența admisibilă la încovoiere (500–750 kg/cm² pentru oțel 37,11).

Diametrul fusului antrenat d , care în fig. 203 s-a notat cu 4, și cu lungimea h_1 cunoscută, are două momente :

– încovoierea dată de forța F deplasată paralel în capul de sus și fusul încastrat la locul palei, care are momentul maxim la locul de încastrare jos $M_b = F_1 h_1 = 1,1 a F_i h_1 / l_1$, fiind stabilit anterior $F_1 = 1,1 a F_i / l_1$;

– torsiunea cu momentul $M_t = F_1 l_1 = 1,1 a F_i$. Momentul combinat $M_i = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + M_t^2} =$

$$= 0,385 a F_i \frac{h_1}{l_1} + 0,715 a F_i \sqrt{\frac{h_1^2}{l_1^2} + 1}$$

sub forma $M_1 = k \cdot F_i \cdot a / l_1$, cu $k = 0,385 \frac{h_1}{l_1} + 0,715 \sqrt{\frac{h_1^2}{l_1^2} + 1}$

astfel că din $W = \frac{M_i}{\sigma} = \frac{\pi}{32} d^3$, rezultă $d = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot F_i \cdot \frac{k a}{\sigma l_1}}$, înlocu-

ind valoarea k de mai sus, diametrul fusului d (cm) cu toate dimensiunile date în kg și în cm va fi :

$$d = \sqrt[3]{(3,92 \frac{h_1}{l_1} + 7,28 \sqrt{\frac{h_1^2}{l_1^2} + 1}) \frac{F_i a}{\sigma l_1}} \quad (196)$$

Pirghia notată în fig. 203 cu 5, avînd dimensiunile conform schiței din fig. 204 jos, se calculează astfel :

– În secțiunea de lîngă butucul mare, notată cu lățimea b și grosimea δ , acționează momentul $M_b = F_1 (l_1 - 0,5 D)$, cu modulul $W = \delta b^2 / 6$ și se obține $\sigma = 6 F_1 \frac{l_1 - 0,5 D}{\delta b^2} < \sigma_{ba}$ admisibil ;

– În secțiunea b_1 de lîngă butucul mic, momentul încovoiator este $M_{b_1} = 0,5 F_1 D_1$ și $W = \delta b_1^2 / 6$, deci $\sigma = 3 \frac{F_1 D_1}{\delta b_1^2} < \sigma_b$;

— În secțiunea axială prin butucul mare $M_b = F_1 l_1$ și $W = (D^3 - d^3) h_j / 6D$ trebuie să fie la încovoiere :

$$\sigma = \frac{F_1 l_1 h_j}{6D} (D^3 - d^3) < \sigma_{ba}$$

Tot aici trebuie verificată presiunea pe bușe cu diametrul d și înălțimea h_j , anume presiunea trebuie să fie $p = F_1 / h_j d < p_a$, cu $p_a = 30 - 60 \text{ kg/cm}^2$;

— În butucul mic neexistînd moment, se verifică $p = F_1 / h_1 \cdot d_1 < p_a$

Trăgătorul 1-2 (fig. 204) servește la turbinele cu mele și cu reglaj din exterior, drept piesă de rupere, fiind piesa cea mai ieftină și mai ușor de înlocuit. La turbine se întîmplă să scape printre grătarele de la captare ale instalațiilor, mai ales ale celor vechi, uneori cu bare deformate, bucăți de lemn; de asemenea, se poate bloca sau înțepeni un organ în întregul mecanism. În asemenea cazuri, eforturile produse în toate organele depășesc mult pe cel maxim normal și prin urmare se rupe piesa cea mai puțin rezistentă din sistem. Această piesă este trăgătorul, care avînd forma din fig. 204, cu lățimea λ și grosimea δ , va trebui astfel dimensionat, încît să se rupă cînd forța F'_i crește la mai puțin de dublul valorii maxime normale, deci $\sigma = 2F'_i / \lambda \delta \geq \sigma_e$ trebuie să fie egal sau ceva mai mare decît rezistența la rupere prin întindere (σ_e).

Pentru a înlesni ruperea la suprasarcini, se adoptă uneori trăgătorul de formă încovoiată ca o semilună și se calculează la rupere pentru încovoiere.

Tijele inelului de reglaj se calculează la forța tangențială maximă T^{max} , care rezultă ca una dintre T , T' și T'' calculate anterior și anume se verifică la întindere, la compresiune și la flambaj, ținînd seamă de faptul că secțiunea tijei nu este totdeauna circulară. Inelul la prima verificare, trebuie să aibă o secțiune radială $S_r > 1,5 T^{max} / \sigma_{za}$; la a doua verificare se calculează ca inel, după teoria elasticității la eforturile combinate.

4. CALCULUL MELCULUI

S-a văzut în capitolele anterioare că majoritatea turbinelor F se execută cu carcasa sub formă de spirală, denumită mele. Numai la turbinele de mică putere și cădere se întîlnesc camere de admisie deschise, iar la puteri mici și căderi mijlocii se folosesc rareori turbine cazan.

Rolul melcului constă în următoarele :

— să facă legătura între vana de admisie și statorul turbinei ;
— să creeze o mișcare corespunzătoare cuplului hidraulic constant ;

— să fie calculat ținând seama de legea continuității, după care debitul scade pe măsură ce apa intră în stator ;

— să repartizeze cât mai uniform debitul și vitezele pe circumferința statorului ;

— să poată primi racordul la regulatorul de presiune, necesar împotriva loviturilor de berbec din conducta forțată ;

— să formeze carcasa rezistentă pe care se sprijină sau se fixează alte organe ale turbinei.

După poziția axului turbinei, melcul poate avea un ax vertical sau unul orizontal. După felul materialului, melcul poate fi construit din :

— oțel turnat ca piesă unică, sau la dimensiuni mari, din două, trei sau patru bucăți asamblate ;

— tolă sudată la presiuni moderate, aproximativ 10—15 at ;

— tolă nituită etanș la presiuni sub 10 at, soluție considerată astăzi costisitoare și învechită ;

— beton armat sau beton blindat cu tolă la turbinele rapide cu ax vertical, pentru căderi sub 50 m, la puteri mari sau foarte mari ;

— beton simplu la turbinele *F'* — foarte rapide la căderi sub 15 m și gabarite moderate.

a) Stabilirea formei și calculele hidromecanice ale melcului metalic

La melcul metalic, indiferent că este turnat din oțel (în nici un caz din fontă) sau sudat din tolă, secțiunea este circulară, iar de la un anumit grad de înfășurare, trece la forma eliptică, (fig. 205). Spre interior, melcul este deschis cu o formă cilindrică, racordată hidrodinamic la înălțimea statorului B_0 . Raza interioară $r' = r''_0 + \Delta r$, unde cercurile, respectiv elipsele, ating axa de simetrie verticală, se determină ținând seamă de raza exterioară a statorului r''_0 , la care se adaugă radial spre exterior o gardă Δr , necesară așezării palelor antestatorice fixe. La unghiul $\varphi_x \sim 350 - 355^\circ$ (notat pe fig. 205 cu x), melcul formează cu interiorul tubului de la intrare un cioc înclinat spre radială, la care dispare complet și secțiunea eliptică. Unghiul φ se măsoară cu $\varphi_1 = 0$ la secțiunea *I* și crește în sensul ceasornicului (fig. 205).

Secțiunea circulară $\pi d^2/4$ trece în cea eliptică la un anumit φ_v , pentru care diametrul circular rezultat din calculul care urmează se apropie la circa $d \sim 1,2 B_0$. Scăzînd mai departe d , nu se mai poate face o racordare de trompă hidrodinamică la înălțimea statorului B_0 , astfel că se trece la elipsă la locul unde $2a = 1,2 B_0$. De la φ_v corespunzînd acestei situații, în sus pînă

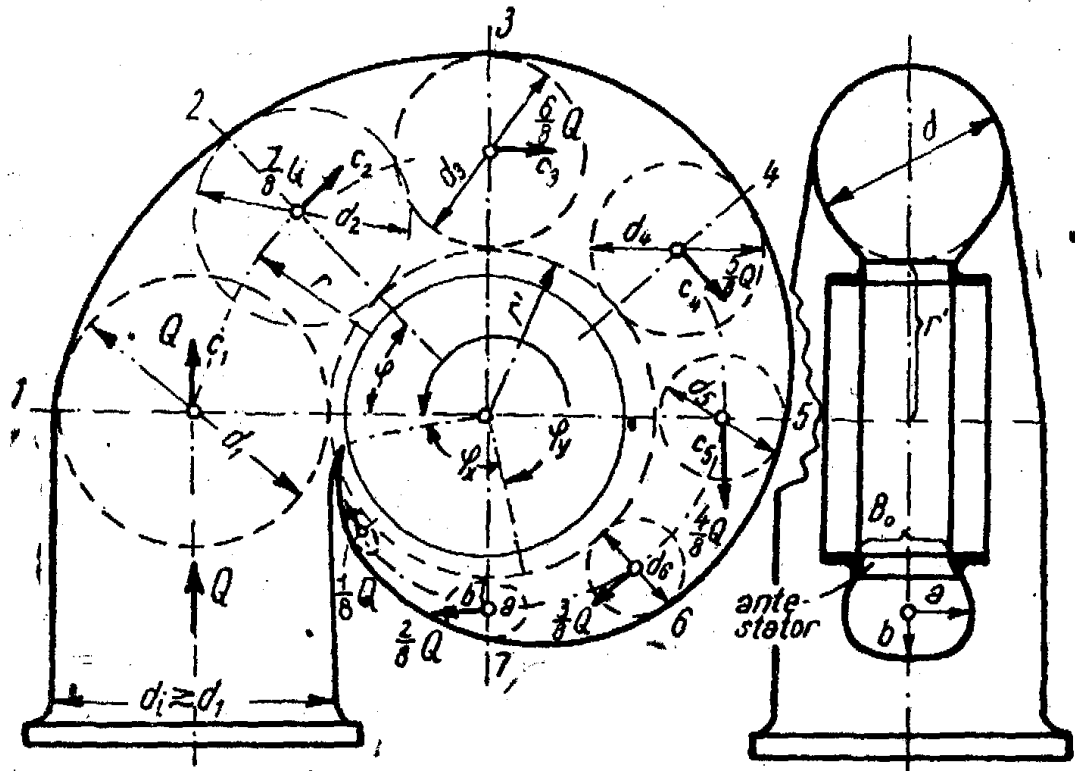


Fig. 205. Construcția melcului metalic

la φ_x , se păstrează constantă semiaxa $a = \text{constant}$ și se calculează $b = d^2/4a$ ca să fie asigurată secțiunea $\pi d^2/4 = \pi ab$.

Pentru calcule practice φ se împarte în cît mai multe părți egale, cel puțin 16 (în fig. 205 s-au ales opt părți pentru a ilustra metoda prin figură mai simplă, secțiuni notate de la 1 la 9).

În secțiunea de intrare cu d , viteza este $c_i \leq k_i \sqrt{2gH}$ în care $k_i = 0,2$ la un melc din oțel turnat, $0,15-0,17$ la tolă sudată, $0,13-0,14$ la un melc din beton sau beton armat. În orice caz, la căderi mai mari decît $H > 180$, oricît ar da formula lui c_i viteza se limitează la cel mult 12 m/s , pentru a nu se produce pierderi de sarcină exagerate în melc.

De asemenea, la căderi mici, formula nu mai este valabilă, deoarece viteza la intrare nu poate scădea sub $3-4 \text{ m/s}$.

Diametrul de intrare rezultă astfel din ecuația continuității

$$d_i = \sqrt{\frac{4Q}{\pi c_i}} = 0,536 \sqrt{\frac{Q}{k_i \sqrt{H}}}; \text{ iar } Q = \pi d^2 c_i / 4.$$

În locul unghiului crescător φ se poate introduce variabila $m = 1 - \frac{\varphi^0}{360^0}$, astfel că la secțiunea 1, unde $\varphi = 0$, va fi $m = 1$ și debitul care străbate secțiune circulară $mQ = Q$. La $\varphi = 90^0$ este $m = 0,75$, adică prin secțiunea 3 trec numai $6/8$ din debit, restul intră, în stator. În sfârșit, la $\varphi = 360^0$, fiind $m = 0$, debitul este nul, adică a intrat integral în stator. Cu această variabilă m , rezultă în orice secțiune după ecuația continuității $m \cdot Q = \frac{\pi}{4} d^2 c_u$.

Pe de altă parte, melcul fiind un organ nerotitor, el nu poate prelucra cuplul hidraulic, care rămâne constant pe tot melcul $M_h = \gamma \frac{Q}{g} c_u r = \text{constant}$.

Deci va fi $c_u r = \text{constant}$ în orice secțiune, sau $c_u (r' + 0,5 d) = c_i (r' + 0,5 d_i) = \text{constant}$, astfel că, scăzînd raza pînă în centrul cercului $r' + 0,5 d$, va crește viteza în axul punctat al melcului. Pe periferia cu r' , la rază constantă, viteza de rotație absolută a apei c este constantă. Pe lîngă această viteză, mai există și o componentă radială c_r (egală cu c_m meridian) dată de legea continuității, astfel că rezultanta $c = \sqrt{c_r^2 + c_m^2}$ se dirijează după tangentele la o spirală logaritmică, în acest caz axa punctată, a melcului.

Introducînd în legea $mQ = \frac{\pi d^2 c_u}{4}$ în locul vitezei absolute pe direcția rotației $c_u = c_i \frac{r' + 0,5 d_i}{r' + 0,5 d}$, apoi $d_i = 0,536 \sqrt{\frac{Q}{k_i \sqrt{H}}}$ și $c_i = k_i \sqrt{2gH}$, prescurtînd constanta generală cu $K = \frac{Q}{\pi k_i \sqrt{2gH} \left(r' + 0,268 \sqrt{\frac{Q}{k_i \sqrt{H}}} \right)}$ toate valorile fiind cunoscute numeric, se obține legea diametrului melcului ca o ecuație de gradul al II-lea a cărei soluție, considerînd real numai semnul pozitiv, este :

$$d = K m + \sqrt{K^2 m^2 + 4 K r' m} \quad (197)$$

Calculul se face cu ajutorul tabelelor pentru diferite valori φ , m și d și împărțind fig. 205 cu radialele 1, 2, 3 etc., se măsoară peste r' radial spre afară d calculat. Astfel se obțin puncte care dau peretele exterior al melcului, respectiv cu $r' + 0,5 d$ se obține axa melcului. Metoda precedentă permite să se obțină

formula autorului (197) și forma spiralei. În literatura de specialitate se găsește pentru razele secțiunii melcului

$$r = d/2, \text{ formula } r = \frac{\varphi'}{C} + \sqrt{2 r' \frac{\varphi'}{C}} \quad (198)$$

în care φ' , măsurat în grade, este invers cu φ anterior, și anume la secțiunea de intrare $\varphi' = 360^\circ$ și scade în sensul ceasornicului după o rotație completă la $\varphi' = 0$, iar constanta este $C = 720 \frac{\pi g H \eta_h}{Q \omega}$ cu randamentul hidraulic maxim $\eta_h = 0,95$ și cu

$$\omega = \frac{\pi}{30} n, \text{ ceea ce dă } C = 202\,000 \frac{H}{Qn} \quad (199)$$

Ambele metode nu țin seamă de pierderile de sarcină. Întrucît în melcul turbinelor aceste pierderi sînt foarte mici, de ordinul 1% din cădere, (la turbine foarte mari) ele pot fi neglijate în calcule.

Antestatorul este format din nervuri, care consolidează gura interioară a melcului. Nervurile trebuie să aibă profile de aripi încovoiate după spirala logaritmică din stator, cu α_0 constant. Nervurile formează un al doilea rînd de pale, înaintea celor statorice care fiind fixe, se numesc antestator. Numărul palelor antestatorice este de preferință $z_0/2$, dacă din calculele de rezistența de rigidizare a melcului nu rezultă o grosime a nervurilor antestatorice exagerată. În cazuri speciale numărul nervurilor se poate mări la peste $z_0/2$.

b) Melcul de beton armat

La turbinele *F*-rapid și la cele *E*, *K*, melcul se execută din beton armat la căderi sub 50 m și din beton simplu la căderi de cel mult 15 m. Forma este diferită de aceea a melcului metalic, deoarece: secțiunea nu mai este circulară, ci trapezoidală, sau dreptunghiulară cu muchii rotunjite, iar în vederea în plan, melcul nu mai are forma unei spirale pure, cum arată fig. 206. Față de axa de intrare orizontală, la 45° , se găsește punctul *A*, din care începe repartiția debitului pe periferia statorului, crescînd debitul admis succesiv. Astfel, la punctul *B* a trecut $Q/3$ prin stator, la *C*, debitul $2 Q/3$ și din nou în *A* cu Q integral. Unghiurile dintre *AOB*, *BOC* și *COA* sînt egale, de cîte 120° . Nervurile verticale N_1 și N_2 sînt niște pale fixe din beton armat, care împart debitul de la intrarea lui, în trei canale cu cîte $Q/3$.

Se vede cum de la bordul de fugă F_2 al nervurii N_2 , linia punctată reprezintă linia de flux ψ , care desparte canalul II de III. Tot astfel F_1 se prelungeste cu linia ψ pînă în punctul B.

Secțiunile transversale din partea de sus a fig. 206, constau dintr-un poligon 1-2-3-4-5, combinat dintr-un dreptunghi 2-3-4-5 și dintr-un triunghi 1-2-5, cu vârful la ieșirea din palele antestatorice (as).

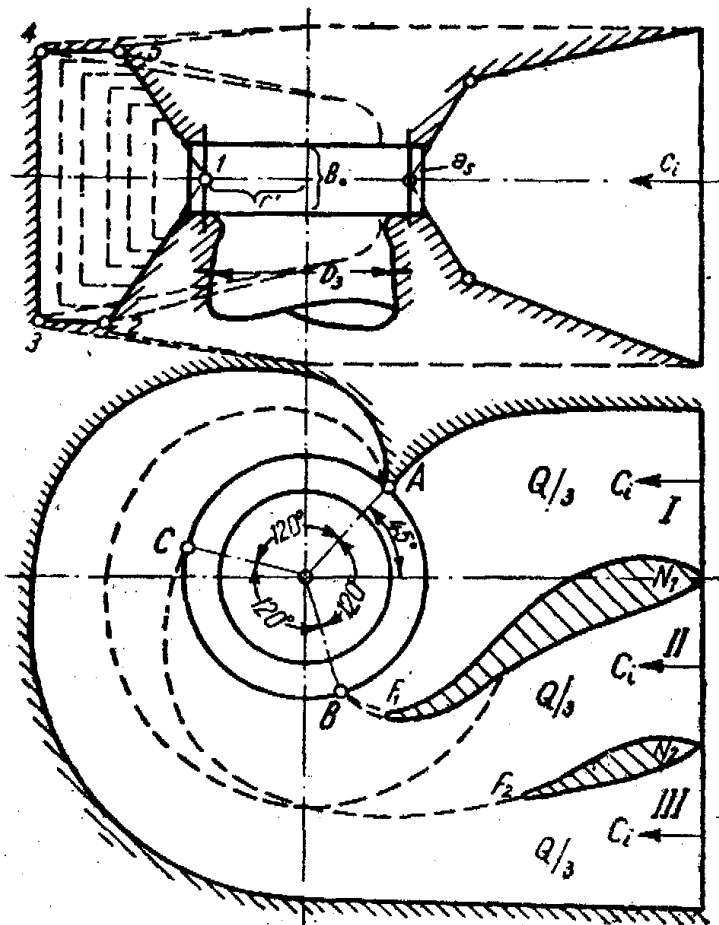


Fig. 206. Melcul turbinelor F — foarte rapide

zează pe considerarea tronsonului de spirală ca tronson de cazan a cărui grosime de perete este

$$s = (p + \Delta p) \frac{d}{2 p_{za}} + s_r \text{ (cm)} \quad (200)$$

în care p este presiunea statică maximă (γH_b),

$\Delta p = k \cdot p$ — lovitura de berbec în kg/cm^2 , limitată la $k = 0,5$ la căderi sub 150 m, și $k = 0,3$ la căderi de la 150 la 300 m și $k = 0,25$ la căderi peste 300 m,

d diametrul, în cm

σ_{za} — rezistența admisă la întindere în kg/cm^2 . Sporul s_r este dat împotriva ruginirii, obișnuit 0,1—0,2 cm.

După secțiunea considerată, începînd cu aceea de la intrare d_1 , trecînd prin d_1, d_2 etc., se obțin grosimi s scăzînde. Cînd se

c) *Calculul de rezistență a melcului.*

La melcul metalic, fiecare tronson, considerat tăiat radial cu lungimea tangențială elementară Δl , formează un inel deschis jos, dar rigidizat prin palele antestatorice. Un prim calcul de rezistență se ba-

trece la elipsă, se schimbă calculul; totuși, se poate da foarte acoperitor rezultat din (200), înlocuind $d = 2a$, a fiind semi-axa mare a elipsei.

Pe tronșonul de melc din fig. 207, *a*, acționează pe jumătatea din dreapta forța $\Delta F = (d + \Delta r) (p + \Delta p) \Delta l$ (kg), dacă aici presiunile p și Δp sînt date în kg/m^2 , iar d , Δr și Δl , în m. În centrul gurii deschise acționează spre stînga și spre dreapta forțele $\Delta F_a \sim \Delta F / 2$. Socotind Δl distanța periferică în axul x , care corespunde, la diametrul D_x , lui $\Delta l = \pi D_x / z_{as}$, notînd cu z_{as} numărul palelor antestatorice (nervuri), care au fiecare aria S_{as} în cm^2 , rezultă efortul de întindere într-o nervură :

$$\sigma = \frac{\Delta F}{2S_{as}} = \frac{\pi D_x}{2S_{as} z_{as}} (d + \Delta r) (p + \Delta p) < \sigma_{za} \quad (201)$$

La început se admite S_{as} din considerații hidrodinamice; apoi se verifică prin formula 201, mărind sau micșorînd aria nervurii sau mai simplu numărul lor z_{as} , pînă cînd σ scade sub rezistența admisă la întindere σ_{za} .

Pe de altă parte, la turbinele cu ax vertical flanșa superioară a gurii interioare a melcului se mai încarcă cu o forță F repartizată pe toată periferia, datorită greutateii unor organe de turbină sau a generatorului. La melcul sub presiune de apă, forța F lucrează împotriva lui ΔF_a (fig. 207, *b*), ușurînd efortul de întindere în palele antestatorice; dimpotrivă, la melcul gol lucrează forța F în sensul compresiunii celor z_{as} pale

$$\sigma = \frac{F}{z_{as} S_{as}} < \sigma_{da}$$

La melcul cu gabarite mari și cu presiuni interioare mari se reduce grosimea tolei, dacă se betonează melcul într-un bloc de beton (fig. 207, *c*), în care caz betonul preia majoritatea eforturilor și momentelor încovoietoare din secțiunea transversală a melcului, tola servind mai mult ca un blindaj. În acest caz diminuează mult și forța F , deoarece generatorul se sprijină pe blocul de beton, peste puțul cu diametrul D_p .

Melcul cu gabarite mari nu se mai poate turna din oțel dintr-o singură bucată, ci din două, asamblate prin flanșe orizontale (fig. 207, *d*), sau chiar din patru cadrane de melc. Într-o

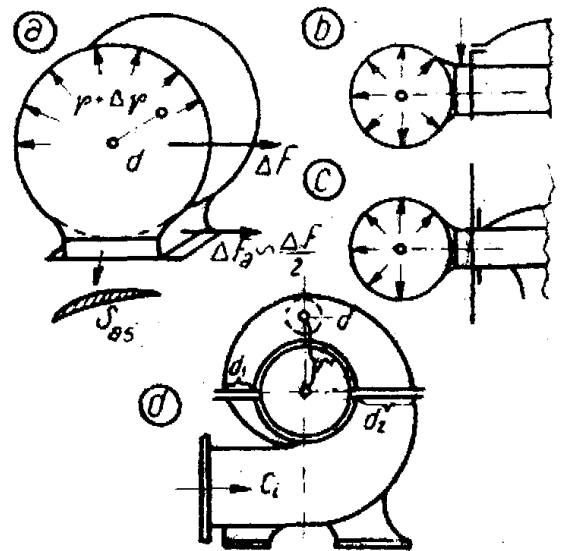


Fig. 207. Dimensionarea melcului

secțiune cu flanșe, diametrul melcului fiind d , forța pe fiecare flanșă dirijată spre exterior $(p + \Delta p) \pi d^2/4$ trebuie preluată de N buloane de diametrul δ , cu efortul de întindere $\sigma = d^2 (p + \Delta p)/N \delta^2 < \sigma_{\text{ad}}$.

Melcul din beton armat se calculează în principiu la aceleași forțe, cu deosebirea că la turbinele F — rapide, elicoidale și K căderea fiind mică, dar dimensiunile mari și secțiunea dreptunghiulară, trapezoidală sau poligonală, se folosese calcule de rezistență a betonului armat.

5. CALCULUL ASPIRATORULUI

Cu ocazia descrierii turbinelor s-a arătat că rolul aspiratorului este :

— să permită așezarea rotorului turbinei la înălțimea H_s peste nivelul aval, iar la turbinele cu contrapresiune, cu H_s sub nivelul aval;

— să recupereze energia cinetică $(c_3^2 - c_4^2)/2g$ de la secțiunea de intrare S_3 și ieșire $S_4 > S_3$ din aspirator;

— să permită la turbinele cu ax orizontal cotirea ieșirii apei, din direcția orizontală spre aceea verticală, respectiv la turbinele cu ax vertical, dar căderi mai mici, cotirea din direcția verticală în cea orizontală.

Importanța recuperării cinetice nu este aceeași la toate turbinele cu suprapresiune, deoarece la F — lent și normal $(c_3^2 - c_4^2)/2g$ reprezintă numai de la 1 la 5% din cădere, pe cînd la F — rapid, crește la 8—15%, iar la K — rapid pînă la 25—30%.

a) Calculul aspiratoarelor.

(1) Metoda bazată pe presiunea de aspirație

În capitolul legilor fundamentale ale turbinelor s-a arătat, printre alte aplicații ale legii Bernoulli, și aceea pentru un aspirator de turbină verticală (fig. 155 jos), după care presiunea la intrarea în aspirator a rezultat din formula 18,d :

$$p_3 = p_a - \gamma \left(\frac{c_3^2 - c_4^2}{2g} + H_s - 0,5 B_0 - \Delta h - \Delta h_r \right).$$

S-a mai arătat că înălțimea barometrică este

$$H_b = 10,33 - \frac{A}{900} = \frac{p_a}{\gamma}$$

în care A este altitudinea peste nivelul mării, că

B este înălțimea statorului,

Δh — distanța de la marginea de jos a statorului și ieșirea din rotor,

Δh_r — pierderea de sarcină de la intrarea pînă la ieșirea din aspirator.

Mai trebuie precizat că transformarea vitezelor în presiune se face cu pierderi care se pot exprima prin înmulțirea termenului cinetic cu randamentul aspiratorului η_a . La un aspirator vertical fără coturi și după forme hidrodinamice, se obține: $\eta_a = 0,95 - 0,98$, la aspiratoare simple tronconice; $\eta_a = 0,6 - 0,8$, la un aspirator curbat just $\eta_a = 0,7 - 0,8$, cifrele mari fiind valabile la dimensiunile mari ale aspiratorului și viceversa.

În acest fel, p_3 se poate scrie sub forma de înălțime manometrică la intrare în aspirator:

$$h_3 = \frac{p_3}{\gamma} = 10,33 - \frac{A}{900} - \frac{\eta_a}{2g} (c_3^2 - c_4^2) - H_s + 0,5 B_0 + \Delta h + \Delta h_r. \quad (202)$$

De-a lungul muchiei de ieșire a palei rotorice, h_2 diferă foarte puțin de h_3 , fiind cu câteva procente mai mic, datorită diferenței de înălțime cu totul neglijabile dintre punctele de ieșire din rotor și intrarea în aspirator.

La turbinele orizontale, H_s se socotește convențional de la axa turbinei în jos, pînă la nivelul apei și cum cavitația amenință punctul cel mai înalt la ieșirea din rotor, care este cu circa $D_2/2$ mai sus de ax, se scrie:

$$h_3 = \frac{p_3}{\gamma} = 10,33 - \frac{A}{900} - \frac{\eta_a}{2g} (c_3^2 - c_4^2) - H_s - 0,5 D_3 + \Delta h_r. \quad (203)$$

În literatura de specialitate se găsește o indicație vagă, recomandîndu-se ca la ieșirea din rotor, sau intrarea în aspirator: $\frac{p_3}{\gamma} = 2 - 3$ (m), adică vidul relativ să nu fie mai mare

decît $\frac{p_a - p_3}{\gamma} = 7 - 8$ (m).

După autor trebuie ca înălțimea presiunii al intrarea în aspirator să fie

$$\frac{p_3}{\gamma} > H (0,00245 + 0,0000000875 n_s^{2,83}), \quad (204)$$

ceea ce arată că nu la toate turbinele se obține aceeași limită superioară a vidului (aspirației); astfel, de exemplu :

— la turbinele lente cu $n_s = 100$, rezultă $\frac{p_3}{\gamma} > 0,00645 H$;
 deci la $H = 100, 200, 300$ se obține $\frac{p_3}{\gamma} > 0,645, 1,29, 1,94$;
 — la turbinele normale cu $n_s = 200$, va fi
 $\frac{p_3}{\gamma} > 0,0393 H$ pentru $H = 50 \dots 100$ m, $\frac{p_3}{\gamma} > 1,97 - 3,93$ m ;
 — la turbinele rapide cu $n_s = 400$, va fi $\frac{p_3}{\gamma} > 0,205 H$;
 la $H = 5 - 25$ m, care corespunde la n_s atît de mari încît rezultă valori $\frac{p_3}{\gamma} > 1,03 - 5,13$ m.

Limita inferioară a lui $\frac{p_3}{\gamma}$ se obține din formula (204) și la turbinele orizontale, din formula (203) valorile : $A, \eta_a, D_3, c_3 = 4Q/\pi D_3^2$, așa că se pot calcula pierderile de sarcină Δh_r după formula $h_r = \lambda \frac{L}{D} \frac{c^2}{2g}$, din care se obține o relație simplă între cele două necunoscute

$$c_4 = \sqrt{k + H_s} \quad (205)$$

În constanta k sînt concentrate toate valorile cunoscute din formula 201. În același fel se procedează și în cazul unui aspirator cu ax vertical folosind formula 202 în care se cunosc toate valorile afară de c_4 și H_s , din care rezultă o formulă identică (205), cu deosebire că k are o altă valoare.

Cu cît crește H_s , adică cu cît se înalță turbina peste nivelul aval, cu atît crește c_4 și deci scade recuperarea cinetică $\eta_a (c_3^2 - c_4^2) / 2g$, ceea ce reprezintă un mare dezavantaj. Deci H_s trebuie limitat în cazurile cele mai favorabile la circa 5 — 5,5 m.

Dacă, dimpotrivă, se dă turbinei contrapresiune (H_s negativ), adică rotorul se găsește cu H_s sub nivelul aval, se vede din formula (205) că, mărind termenul negativ dat de H_s , va scădea c_4 .

Astfel se poate recupera înălțimea cinetică, respectiv se poate mări corespunzător c_3 , ceea ce conduce la un diametru D_3 mai mic, pentru turbina cu n și n_s mai mare. Acest fenomen a fost descris în alte capitole precedente și este astăzi de mare importanță la aplicarea turbinelor F la căderi foarte mari, pînă la circa 400 m, unde pînă în prezent era folosită turbina P — ultrarapidă, mult mai costisitoare,

(2) Metoda evitării cavitației

S-a arătat mai înainte că la o anumită cădere H , rapiditatea n_s este limitată, pentru a nu se produce fenomenul cavitației, adică ruperea coloanei de lichid, fapt care provoacă coroziunea

palelor, vibrații și scăderea rapidă a randamentului. De asemenea, cavitația limitează înălțimea de aspirație :

$$H_s = 10,33 - \frac{A}{900} - \frac{p_v}{\gamma} - \sigma H. \quad (206)$$

În formula 206 p_v/γ înseamnă înălțimea care corespunde presiunii de vaporizare a apei, care este funcție de temperatura apei ; la 5, 10, 20°, $p_v/\gamma = 0,09, 0,124, 0,24$ m ; H este căderea la turbină, iar σ este coeficientul împotriva cavitației, care trebuie să fie mai mare decât acela critic σ_c dat de formula autorului :

$$\sigma_c = 0,018 \left[0,48 - 0,222 \left(\frac{n_s - 150}{100} \right)^2 + e^{0,007n_s} + 0,0017 \left(\frac{n_s}{100} \right)^5 \right] \quad (207)$$

Este util să fie $\sigma = k_s \sigma_c$, cu coeficientul de siguranță $k_s = 1,18 + 0,001 n_s$, care conduce la valorile numerice din tabela 24.

Tabela 24

Coeficientul cavitației σ în funcție de rapiditatea n_s după (207)

n_s	50	100	150	200	300	350	400
σ_c	0,030	0,044	0,060	0,082	0,154	0,311	0,420
σ	0,037	0,056	0,080	0,113	0,228	0,491	0,684

În literatura sovietică, de exemplu în bibliografia 2, se indică direct n_s admisibil (nu cel critic), cum s-a arătat la un capitol anterior, prin formula $\sigma = 0,0319 \left(\frac{n_s}{100} \right)^2$, care dă valori prea mici la n_s sub 100 și valori prea mari la $n_s > 300$, și anume conform tabelii 25.

Tabela 25

Coeficientul $\sigma = 0,0319 \left(\frac{n_s}{100} \right)^2$

n_s	50	100	150	200	300	400
σ_s	0,008	0,0319	0,072	0,127	0,287	0,51

Din datele turbinelor normalizate sovietice, care se bazează pe turbine perfect cunoscute în exploatare, am recalculat valorile lui σ în funcție de debitul dublu unitar $Q'_1 = \frac{Q_{max}}{\sqrt{H} D_1^2}$ respectiv de n_s , cum arată tabela 26.

Tabela 26

Coefficientul $\sigma = f(n_s \text{ și } Q'_1{}^{max})$

$Q'_1{}^{max}$	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
n_s	60	80	120	160	200	240	280	320
σ	0,044	0,046	0,055	0,073	0,100	0,135	0,200	0,286

Fiind deci cunoscuți σ , H , A și p_v/γ , se calculează $H_s = \text{const} - \sigma H$ la turbine cu aspirație, după formula 206. La turbinele cu contrapresiune H_s fiind negativ, se obține (la același H) un coeficient $\sigma = \frac{k + H_s}{H}$ cu atît mai mare, cu cît crește H_s , deci contrapresiunea. Ori pe curba $\sigma = f(n_s)$ se vede că la σ crescător va crește și n_s , deci turbinele cu contrapresiune pot funcționa cu rapidități n_s mult mai mari, la aceeași cădere H , decît turbinele cu aspirație, la care $\sigma = \frac{k - H_s}{H}$ va scădea cu cît va crește H_s și deci va scădea și n_s . Aceasta confirmă și constatarea analogă făcută în cuprinsul aliniatului (1) precedent.

Cu ajutorul acestor calcule se determină relațiile dintre σ , H_s , H , n_s și dintre dimensiunile turbinei și ale aspiratorului.

b) Forma aspiratoarelor.

În capitolele precedente au fost descrise diferite tipuri de aspiratoare și schițate în numeroase figuri anterioare, de exemplu

În fig. 87 — tipul a — este reprezentat aspiratorul vertical drept, care recuperează foarte bine energia cinetică la ieșirea din turbină, datorită formei sale de pîlnie hidrodinamică. Tipul b este combinat sus cu o curbă de la direcția orizontală la aceea verticală, partea de jos avînd o formă analogă tipului a. Tipul c este un aspirator curbat din direcția verticală spre cea orizontală sau ușor oblică, formă indicată în cazul turbinelor F — rapide, ale celor elicoidale sau K .

În fig. 88 sînt reprezentate aspiratoare „hidrocon”, care au în interior un sîmbure de beton, sau de beton blindat cu tolă pentru a evita zona din jurul axului, pusă în pericol de vârtejul de cavitație, iar la tipul *b* se obține prin melcul inferior și recuperarea componentei de rotație a apei ieșite din rotor la regimuri diferite de acela cu ieșire ortogonală $\alpha_2 = 90^\circ$.

În fig. 110 este reprezentat aspiratorul turbinei orizontale de putere moderată, iar în fig. 113, aspiratorul turbinei duble.

La turbinele mici, cu căderi reduse, considerente de ordin economic impun aspiratoare tronconice foarte scurte, mai ales la microturbinele sovietice, așa cum se pot vedea în fig. 121 și 122 pentru aspiratorul cotit, sau în fig. 123 pentru turbine gemene. Un aspirator asemănător este acela de formă tronconică scurtă reprezentat în fig. 130 și folosit la microcentralele sovietice.

La căderi mici și mijlocii, dar la puteri mari, aspiratorul are o formă similară celei din fig. 126, în care, după tronconul 14 urmează curba 15, divizată la dimensiuni mari de o aripă 16, fuzelată hidrodinamic, susținută de o nervură verticală centrală 17.

La turbine cu contrapresiune, aspiratorul este lung și curbat puternic, după cum reiese din fig. 127, spre deosebire de turbinele cu aspirație din fig. 128, unde aspiratorul se înscrie în jurul forme hidrodinamice. Din motive de uzinare, ultimul aspirator din fig. 128 se confecționează din trei tronsoane tronconice, asamblate prin sudură.

Aspiratoarele unor centrale speciale au forme deosebite, așa cum se vede în fig. 138, 142, 146, 148.

La turbinele de puteri mari, care trebuie să dea randamente bune, se studiază aspiratoare hidrodinamice. Cu cît crește rapiditatea, cu atît este mai important rolul recuperator al aspiratorului, pentru ca la unele turbine *K* să ajungă să fie prelucrate prin aspirație chiar 30% din cădere în aspirator și numai restul în rotor.

Forma hiperboloidă la aspiratorul vertical simplu, este determinată de considerente de ordin hidrodinamic. Conform fig. 208 *a*, ordonata *z* este socotită cu $z = 0$ la radierul de sub aspirator, z_3 și z_4 la intrarea și ieșirea din aspirator, cu razele $r_3 = 0,5 D_3$ și $r_4 = 0,5 D_4$, iar la o înălțime variabilă *z* cu *r*, viteza *c* trebuie să satisfacă două condiții :

— căderea liberă teoretică $c = \sqrt{2gz}$, sau $z = c^2/2g$;

— cuplu hidraulic constant $cr = k$, sau $c = k/r$.

Înlocuind pe $c^2 = k^2/r^2$ din a doua condiție în prima, rezultă :

$$z = k^2/2g r^2 \quad \text{sau} \quad \psi = r^2 z = k^2/2g = K \text{ constant.} \quad (208)$$

care este ecuația unui hiperboloid (fig. 208, a și b). Dacă se dau constantei diferite valori parametric crescînde, se obține la $k = 0$ axa turbinei, de exemplu la K_1 , meridianul primei linii de flux ψ_1 , care prin rotație dă suprafața unui hiperboloid de rotație, apoi K_2 pentru ψ_2 etc.

Echipotențialele corespunzătoare sînt reprezentate prin

$$\varphi = 2Kz^2 - Kr^2, \quad (209)$$

care sînt curbe ortogonale la ψ (fig. 208 b). Unădintre curbele φ_0 care trece prin 0 indică totodată locul unde viteza apei este minimă; în consecință, este indicat să se plaseze ieșirea z_4 în locul unde φ_0 cade ortogonal pe cămașa exterioară a aspiratorului. Nivelul apei se găsește însă cu garda $\Delta H \sim 0,3 - 0,6$ mai sus, pentru a evita intrarea aerului pe aspirator în sus, la locul de deasupra lui z_3 (la ieșirea din rotor z_2), unde s-ar strica vidul.

Aria de ieșire circulară πr_4^2 trebuie să fie egală cu aceea pe cilindrul $2\pi \cdot r_4 \cdot z_4$, adică $\pi r_4^2 = 2\pi r_4 z_4$ sau $r_4 = 2z_4$, de unde rezultă $z_4 = 0,5 r_4$, întrucît razele r_3 și r_4 au rezultat din calcul cu ajutorul formulelor 202, 204, 206 din aliniatul precedent.

Mai departe rezultă $z_3 = z_4 + H_s + \Delta H$, în care H_s a fost stabilit anterior și $\Delta H \sim 0,3 - 0,6$ (cifra crește cu diametrul rotorului și căderea H).

Astfel sînt cunoscute suficiente elemente pentru a calcula din $r^2 z = r_3^2 \cdot z_3 = r_4^2 \cdot z_4 = K$ toate razele necunoscute r la diferite înălțimi z .

S-a mai încercat și forma teoretică $r^3 \cdot z = k$, care este mai zveltă sus, dar mai plată la ieșire, fără a obține însă randamente mai bune.

Forme hidrodinamice obținute prin reprezentări conforme.

În capitolul studiului cîmpului prin rotor s-a analizat o formă hidrodinamică rezultată dintr-o reprezentare conformă

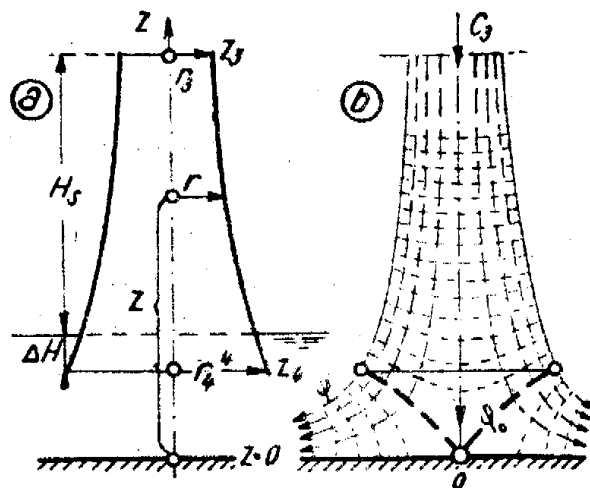


Fig. 208. Calculul aspiratorului drept

pentru care meridianele liniilor de flux ψ și echipotențiale φ au rezultat funcții de rază r și înălțime z , variabile :

$$\psi = \left(\frac{r^2}{2} + \frac{r^4}{16} + \frac{r^6}{36} + \dots \right) \cos z \quad (210,a)$$

$$\varphi = \left(1 + \frac{r^2}{4} + \frac{r^4}{16} + \dots \right) \sin z. \quad (210,b)$$

Întregul câmp rezultat din calculul acestor funcții a fost reprezentat în fig. 172, 175, și 176, pentru diferite forme de aspiratoare hidrodinamice, cu care ocazie s-a explicat și procedeul de calcul.

Aceste forme, spre deosebire de $r^2z = K$ și $r^3z = k$, dau la intrarea în aspirator, forma cilindric circulară, ceea ce este mai corect hidrodinamic la turbine normale și lente. În schimb la turbinele rapide, unde după ieșirea din rotor se face o evazare conică, se potrivește mai bine hiperboloidul $r^2z = K$, sau $r^3.z = k$.

c) Date sovietice pentru calculul aspiratoarelor.

Randamentul hidraulic al turbinei $\eta_h = \eta/\eta_{mec}$ (η = randamentul global al turbinei și η_{mec} = randamentul mecanic) este funcție nu numai de pierderile de sarcină h_r , de la vana de intrare pînă la ieșirea din rotor, raportate la căderea H , dar și de viteza de intrare în aspirator și de randamentul recuperării în aspirator η_a :

$$\eta_h = 1 - \frac{h_a}{H} - (1 - \eta_a) \frac{c_3^2}{2g}. \quad (211)$$

Randamentul aspiratorului η_a depinde de coeficientul ζ al pierderilor de sarcină prin aspirator $h_{ra} = \zeta c_3^2/2g$, de raportul secțiunilor de intrare $S_3 = \pi D_3^2/4$, de ieșirea din aspirator S_4 și de coeficientul $\alpha = 1,5 - 2$ și anume :

$$\eta_a = 1 - \zeta - \alpha \left(\frac{S_3}{S_4} \right)^2 \quad (212)$$

În fig. 209 se arată, după bibliografia 4, p. 305, schema aspiratoarelor utilizate mai frecvent, indicîndu-se pentru fiecare tip de aspirator η_a .

În fig. 210 se reprezintă o diagramă sovietică, în care se dă, pentru diferite căderi H , raportul $x = L/D_3$ la turbine cu diferite n_s , apoi viteza de ieșire c_4 în funcție de cădere. Acestea

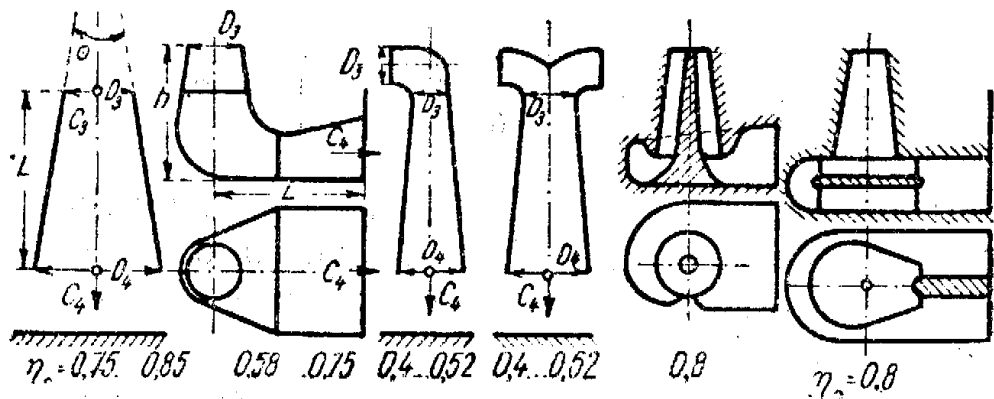


Fig. 209. Randamentul aspiratoarelor (Mașinostroenie XII, pag. 305)

reprezintă date foarte prețioase pentru proiectarea aspiratorului. La fel sînt arătate din datele din tabela 27, valorile maxime ale

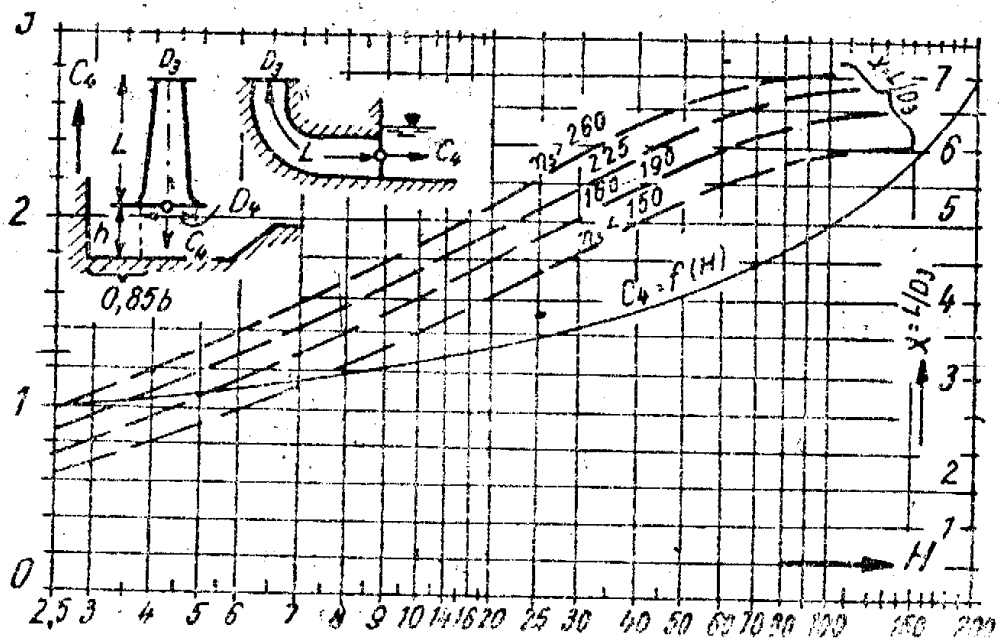


Fig. 210. Diagrama de calcul sovietică pentru aspirator

adîncimii h sub aspirator, lățimea canalului de fugă aferentă unei turbine cu $B = D_4 + 2b$ și distanța $0,85 b$ pînă la peretele din spate.

În ce privește aspiratoarele cotite pentru turbina F — rapidă, ele seamănă perfect cu acelea ale turbinelor elicoidale și K și se vor trata separat.

Date caracteristice pentru aspiratoare

h/D_4	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
b/D_4	0,67	0,58	0,53	0,48	0,45

6. ALTE DETALII CONSTRUCTIVE ALE TURBINELOR *F*

Majoritatea detaliilor constructive au fost tratate la capitolul descrierea turbinelor, astfel că și aici se dau unele completări.

Rotorul *F* se fixează în multe feluri pe arbore, așa cum arată schematic fig. 211—212 la ax vertical și 213 la ax orizontal.

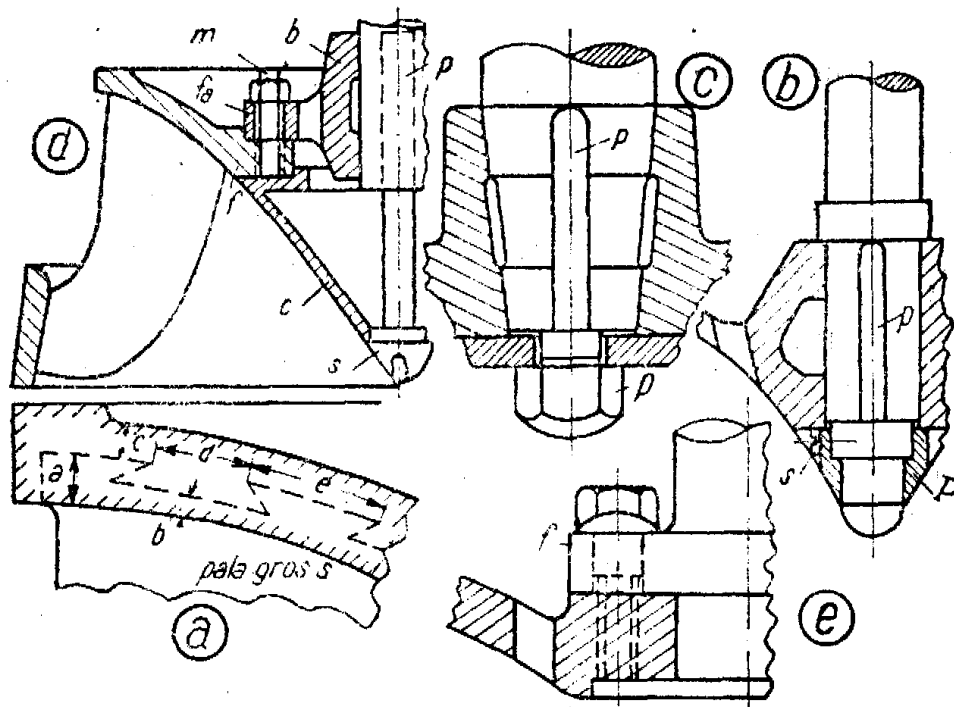


Fig. 211. Fixarea rotorului de arborele vertical

La palele presate din tolă de grosimea s , marginile palei, turnate ulterior în coroana interioară și exterioară au creștături în formă de coadă de rândunică (fig. 211 *a*), la care dimensiunile se recomandă în funcție de s și anume: $a = 3,5 s$; $b = 1,5 s$; $c = 2,5 s$; $d = 7 s$; $e = 5 s$.

La puteri mai mici, fixarea rotorului pe arborele ușor conic se face prin pana p împotriva torsiunii (fig. 211, *b*), iar împotriva căderii servește piulița P înșurubată pe capul fuzelat f al arborelui și cu șurubul de siguranță s . O altă variantă, cu pana p

și piulița P este reprezentată în fig. 211,c. La puteri mijlocii, rotorul cu flanșa interioară f se fixează prin buloane (calculate anterior) de flanșa f a butucului b , împănate cu p pe butuc (fig. 211,d) și cu capota c fuzelată, prinsă cu șurubul terminal de arbore. La rotoare de mari puteri, înșurubarea se face direct pe

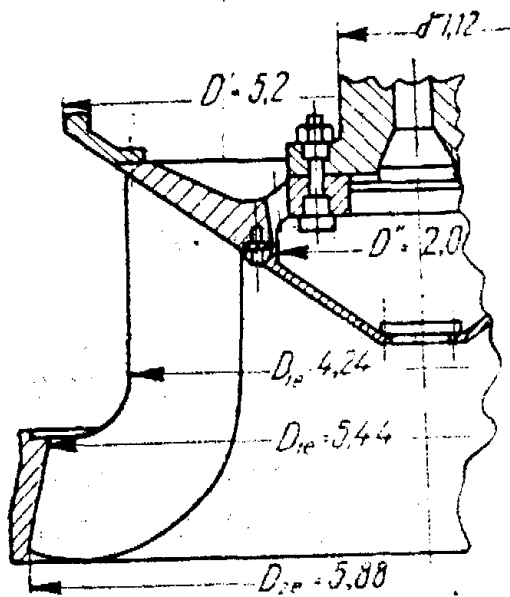


Fig. 212. Rotorul nou Dneproghes

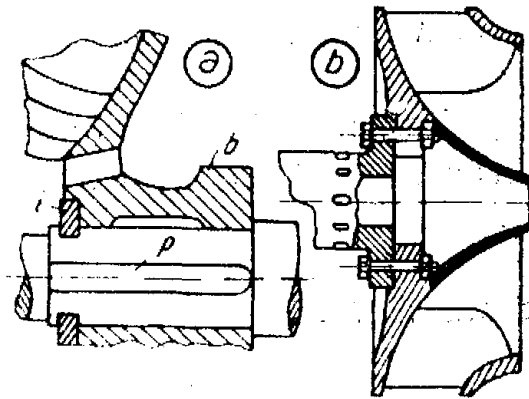


Fig. 213. Rotoare horizontale

flanșa capului arborelui f , prin m buloane (fig. 211,e). În fig. 212 se arată modul de fixare a rotorului de 100 000 CP, la $H = 36,3$ m. folosit la turbinele noi sovietice montate în 1951 în centrala Dneproghes, care au dat randamente maxime de $\eta = 93\%$ (v. detalii în bibliografia 3).

La arborele orizontal care traversează aspiratorul, se fixează butucul rotorului b prin pană simplă p și cu inelul i , introdus

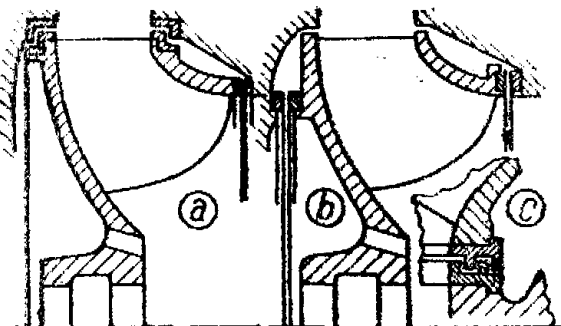


Fig. 214. Fantele (întrefierul) rotoarelor F

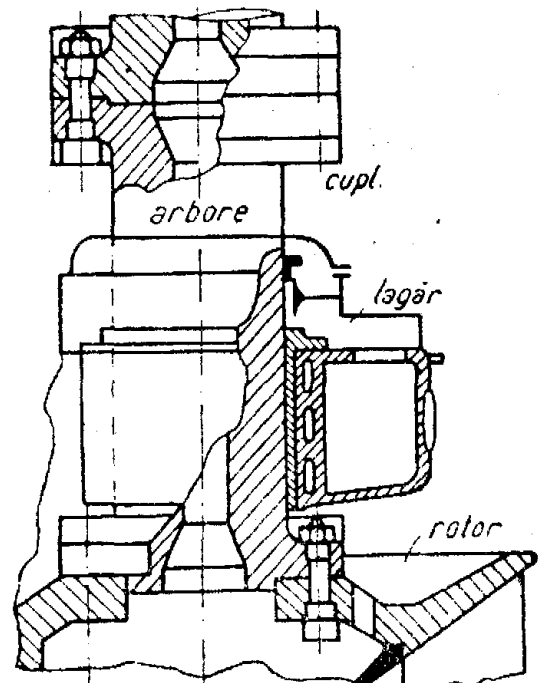


Fig. 215. Lagărul și cupla turbinei Dneproghes

prin două jumătăți în șanțul arborelui și fixat pe butuc prin câteva șuruburi de siguranță (fig. 213,a).

La rotoarele pe arbore orizontal în consolă (fig. 213,b), fixarea se face pe flanșa arborelui f cu m buloane, iar capota fuzelată se înșurubează pe coroana interioară a rotorului.

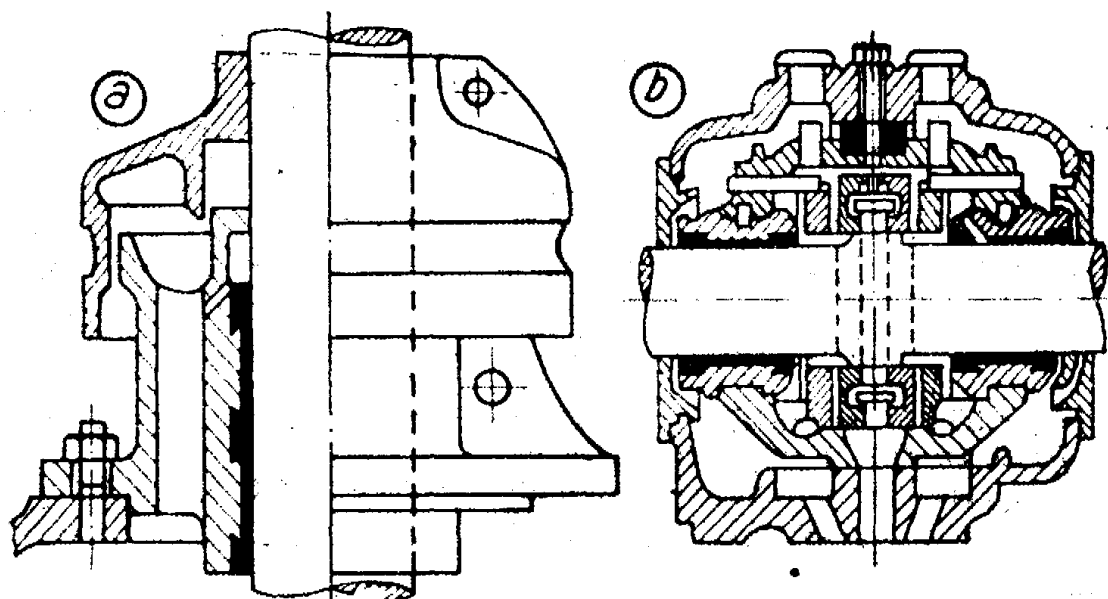


Fig. 216. Lagăr de ghidaj vertical și orizontal

Fantele dintre rotor și stator se prevăd cu inele de uzură care pot fi înlocuite (fig. 214,a-b), iar la căderi mari, chiar cu labirint (214,c).

Lagărul de ghidaj, care se află deasupra rotorului cu ax vertical, are forme obișnuite (fig. 215), care reprezintă noua turbină de la Dneproghes, la care se vede sus și cupola mecanică spre arborele generatorului. La turbinele mici, lagărul de ghidaj vertical este asemănător celui reprezentat în fig. 216,a și pentru ax orizontal, lagărul este reprezentat în fig. 216,b. La turbinele cu ax vertical de puteri și dimensiuni mai mari, pe lângă lagărele de ghidaj ale rotorului și generatorului, se așază deasupra generatorului crapodina cu pivot din fig. 217, care lucrează cu segmenti așezați concentrici cu arborele, avînd peliculă de ulei antrenat în sensul rotației de unghiul de atac al segmentelor. Organele principale sînt: a — carcasa inferioară a crapodinei; b — suportul elastic; c — inelul fix, d — segmentii rotativi; e — capul-butuc al pivotului; f — inelul de

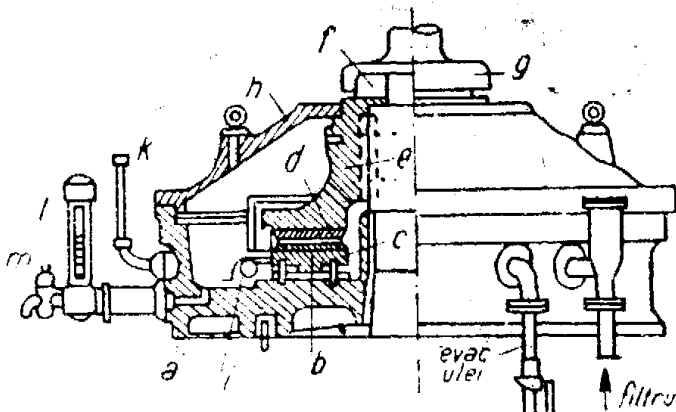


Fig. 217. Crapodina cu pivot și segment

sustinere; g — capota inelului; h — capota siperioară; i — distribuitor inelar al uleiului sub presiune dat de o pompă separată; k — termometrul; l — indicatorul de nivel al uleiului; m — robinetul de golire.

Asemenea crapodine, de diferite tipuri constructive, admit presiuni pe segmenti pînă la $60-80 \text{ kg/cm}^2$, la temperaturi $60-75^\circ$ și coeficienți de frecare $0,002-0,004$ și au fost construite pînă la forțe axiale de peste $1\,000 \text{ t}$.

Alte detalii constructive ale turbinelor F se văd în numeroasele figuri de la capitolul nî care sînt descrise turbinele.

7. APLICATII LA CAPITOLUL VIII

Aplicația 37: Să se calculeze gabaritele și diagramele de viteze pentru o turbină F foarte lentă, cu $Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 300 \text{ m}$.

Soluția: considerînd randamentul indicativ de $\eta = 0,875$, rezultă puterea $P = 13,33 \cdot 1.300 \cdot 0,875 = 3\,500 \text{ CP}$.

Rapiditatea se calculează la:

$n = 1\,000 \text{ rot/min}$, $n_s = n P^{1/2} H^{-5/4} = 0,0474 n = 47,4$, fiind sub rapiditatea critică $n_c = \frac{27\,000}{H + 46} = 13 = 65$, cu coeficientul de siguranță împotriva cavității ($65 - 47,4$): $47,4 = 0,37$ suficient de mare (37%).

Ținînd seamă de valorile $\sqrt{Q/\sqrt{H}} = 0,24$ și $n_s = 47,4$, se pot calcula dimensiunile turbinei după metoda statistică menționată în partea teoretică (fig. 184)

$$D_{1e} = D_{1i} = \left(0,307 + \frac{160}{n_s} + 0,000\,000\,83 n_s^2\right) \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} = 0,885 \text{ m, ales } 0,9 \text{ m}$$

$$D_{2e} = \left(0,68 + \frac{85}{47,4} - \frac{460}{(47,4)^2}\right) 0,24 = 0,544 \text{ m, ales } 0,54 \text{ m};$$

$$D_3 = \left(0,766 + \frac{65,3}{47,4}\right) 0,24 = 0,514 \text{ m, ales } 0,50 \text{ m};$$

$$B_0 = (0,05 \sqrt{47,4} - 0,001 \cdot 47,4 - 0,25) D_{1e} = 0,042 \text{ m, ales } 0,04 \text{ m}$$

Vitezele se obțin după formulele din partea teoretică:

$$u_1 = \pi D_1 n / 60 = 52,3 \text{ m/s}; \quad D_1 = 47,1 \text{ m/s}; \quad u_2 = 52,3 \text{ m/s}; \quad D_2 = 28,2 \text{ m/s};$$

$c_{m1}/(\pi B_0 D_{1e} \epsilon_1) = 8,4$, cu $Q_0 = 0,9 \text{ m}^3/\text{s}$ și $\epsilon_1 = 0,95$, $P_0 = 3\,200 \text{ CP}$ la Q_0 și $\eta_0 = 0,89$ optim;

$$c_{m2} = \frac{0,9}{\pi \cdot 0,05 \cdot 0,95 \cdot D_{2e}} = 11,2 \text{ m/s, cu } B_2 = 0,05 > B \text{ (citit în fig. 184)}$$

$$c_{u1} = \frac{14,05 P}{Q_0 D_{1e} n} = 55,6 \text{ m/s și } c_{u2} = 0.$$

De-a lungul traiectoriei canalului mijlociu calculat, produsul $c_{u1} r$ se repara-tizează liniar și anume: $c_{u1} \cdot r_1 = 55,6 \cdot 0,45 = 25,0 \text{ m/s}$; $c_{u1} r_a = 25 \frac{2}{3} = 16,67$

m/s ; $c_{u1} r_b = 25 \frac{1}{3} = 8,33 \text{ m/s}$ și $c_{u2} r_2 = 0$, din care au rezultat $c_{ua} = 42,7$

m/s și $c_{ub} = 25,25$ m/s, apoi diagrama și una din cele 12 pale rotorice din fig. 184

Aplicația 38 : Pentru una dintre uzinele hidroelectrice realizată după proiectele autorului, cu $Q = 4$ m³/s și $H = 68$ m, să se stabilească numărul de unități :

Soluția : Fiind vorba despre o putere mică se studiază prin comparație numai soluțiile cu :

– o unitate de $P = 13,33 \cdot 68 \cdot 400,825 = 2\,990$ CP și $n_s = \frac{n}{68} \sqrt{\frac{2\,990}{68}} = 210$ cu $n = 750$ rot/min ;

– două unități, de jumătate putere $1\,495$ CP, $n_s = \frac{210}{\sqrt{2}} = 148,5$ la $n = 750$ rot/min.

Intrucît debitul mediu anual $Q_m = 1,2$ m³/s este disponibil oricînd, datorită existenței unui lac de 11 mil. m³ (astăzi în funcțiune), se pot calcula orele de utilizare $T_0 = E/P = 8\,760 \cdot 1,2/Q$ în funcție de debitul consumat de turbine după tabela 28.

Tabela 28

Orele de utilizare T_1 la diferite debite din aplicația 38

Q	1,2	1,5	2,0	2,5	3	3,5	4
T_1	8 760	7 010	5 250	4 205	3 500	3 000	2 630

Această uzină hidroelectrică este caracterizată de o exploatare de vîrf cu ore de utilizare reduse, dar energie de vîrf prețioasă.

Soluția cu două unități are avantaje față de cea cu o unitate : exploatare mai elastică, randament global anual mai bun, nu necesită rezervă de putere mare, fabricarea și montarea se fac mai simplu la unități mai mici (turbinele au fost fabricate la noi), generatoarele electrice sînt mai mici și uzinate mai ușor în R.P.R. Dezavantajele lor sînt : o investiție mai mare la partea electromecanică și o diferență mai mică în defavoarea soluției la partea constructivă a sălii mașinilor. Soluția cu o singură unitate, la $Q = 1,5$ m³/s, dă :

– la un lac plin, $H = 75,5$ m ; $P = 1\,245$ CP ; $n_{sc} = 164$; astfel sînt posibile numai soluțiile cu $n = 750$ sau $1\,000$ rot/min ;

– la un lac mijlociu, $H = 64,5$ m ; $P = 1\,064$ CP ; $n_{sc} = 176$, care dă o singură soluție $n = 750$ rot/min ;

– la un lac gol, $H = 42,1$ m ; $P = 695$ CP, $n_{sc} = 216$, cu soluția $n = 750$ rot/min.

Soluția cu două unități dă la $Q = 2$ m³/s ;

– la un lac plin, $H = 69,3$ m ; $P = 1\,525$ CP ; $n_{sc} = 170,4$, o singură soluție $n = 750$ rot/min ;

– la un lac mijlociu, $H = 58,3$ m ; $P = 1\,281$ CP ; $n_{sc} = 184,1$, cu soluția $n = 750$ rot/min ;

– la un lac gol, $H = 40$ m ; $P = 880$ CP ; $n_{sc} = 225$, cu două soluții $n = 600$ sau 750 rot/min.

Din compararea datelor de mai sus rezultă că, în ambele soluții turația cea mai favorabilă este $n = 790$ rot/min și că sînt mai multe avantaje în cazul soluției cu două turbine, așa cum de altfel s-a adoptat la construirea uzinei (fig. 120 arată aceste turbine).

Aplicația 39. Să se calculeze forțele axiale pe rotorul turbinelor montate recent la Dneproghes (fig. 212).

Soluția : Această turbină a mai fost analizată în aplicațiile Nr. 27—36, din care rezultă căderea $H = 36,3$ m și debitul $Q = 234,5$ m³/s, apoi puterea $P = 102\ 000$ CP, randamentul $\eta = 0,90$ la plină sarcină (0,93 la cea optimă), și turația $n = 83,3$ rot/min. Ținând seamă de notațiile din fig. 198, acest rotor schițat în fig. 212 are $r' = 2,6$ m ; $r'' = 1,0$ m ; $r''' = 0,56$ m ; $r'''' = r_e = r_{2e} = 2,94$ m ; $r_{1e} = 2,72$ m și $r_i = r_{2i} = 1,30$ m.

Forța axială pe z pale se calculează conform formulei (169) demonstrate în partea teoretică :

$$F_a = A\pi (r_e^2 - r_i^2) \gamma H = 0,478 \pi (2,94^2 - 1,30^2) \cdot 1\ 000 \cdot 36,3 = 379\ 000 \text{ kg}$$

în care $A = \eta_h \left[1 - \frac{2g H \eta_h}{u_e^2 \left[1 + \frac{r_i^2}{r_e^2} \right]} \right] = 0,478$, cu $\eta_h = \eta/\eta_m = 0,9/0,98 = 0,918$,

$$u_e = \pi r_e n / 30 = 25,6 \text{ m/s.}$$

Forțele pe coroanele rotorului se calculează conform formulelor 170 și 171

$$F_1 = \gamma H \pi (r'^2 - r''^2) \left[\frac{u_{1e}^2}{2g H r_{1e}^2} \left(\frac{r' - r''}{8} - \frac{r''}{4} \right) + (1 + \zeta'') \frac{c_m''}{2gH} + \frac{p_3}{\gamma H} \right] =$$

$$= 319\ 000 \text{ kg}$$

$$F_2 = -\gamma H \pi (r_{1e}^2 - r_{2e}^2) \left[\frac{u_{1e}^2}{2g H r_{1e}^2} (r_{1e}^2 - r_{2e}^2) + (1 + \zeta''') \frac{c_m'''}{2gH} + \frac{p_3}{\gamma H} \right] =$$

$$= 34\ 300 \text{ kg}$$

Forța F_1 este dirijată în jos (convențional pozitivă), iar F_2 tot în jos, raza de ieșire r_{e2} fiind mai mare decât r_{1e} la intrare, iar diferitele mărimi cunoscute :

$$u_{1e} = \pi r_{1e} n / 30 = 23,7 \text{ m/s ; } \zeta'' = \zeta''' = 1 ; c_m'' = c_2 = Q / \pi r_{2e}^2 = 8,6 \text{ m/s ;}$$

$$c_m''' = c_2 = 8,6 \text{ m/s ; } \frac{p_3}{\gamma} = 6 \text{ (estimînd vidul relativ la 4 m), sau } p_3 / \gamma H = 0,165.$$

Față de formula (171), unde figurau razele r' și r'''' la rotorul lent fig. 198 la rotorul din această aplicație de tip rapid, în locul lui r' trebuie introdus $r_{1e} = 2,72$ m.

Forța de reacție R , datorită încovoierii vînei de apă dirijată în sus (negativă) se calculează după formula (172)

$$R = -\frac{4\gamma Q^2}{\pi g D_3^2} = \frac{4 \cdot 1\ 000}{\pi \cdot 9,81} \left(\frac{234,5}{5,88} \right)^2 = -205\ 800 \text{ kg, fiind}$$

$$D_3 = 2 r_{2e} = 5,88 \text{ m.}$$

Greutatea sistemului în rotație este estimativă la $G = 100\ 000$ kg.

Rezultanta tuturor forțelor axiale va fi, după formula (175) :

$$P_a = 319 + 34,3 - 205,8 + 379 + 100 - 626,5 \text{ t.}$$

Pentru această forță P_a se dimensionează crapodina și pivotul ei.

Aplicația 40. Să se calculeze forța pe o pală statorică închisă, cu datele aplicației 39.

Soluția : Înălțimea statorului s-a citit după planul turbinei $B_0 = 2,0$ m căderea $H = 36,3$, maximă, cu 30 % lovitură de berbec $H_{max} = 1,3 H = 47,2$ m,

Cu notațiile din fig. 201-jos se citesc pe planșa statorului turbinei Dneproghes $l_i = 0,79$ m ; $a = 0,04$ m ; în consecință, forța pe o pală fără frecări va fi :

$$F_i = \gamma H_{max} l_i B_0 = 1\ 000 \cdot 47,2 \cdot 0,79 \cdot 2,0 = 74\ 580 \text{ kg,}$$

iar momentul față de fusul de rotație al palei, cu frecări la $z_0 = 24$ pale conform formulei (181):

$$M_{max} = 1,5 \gamma H_{max} l_i B_0 a z_0 = 107\,400 \text{ kgm.}$$

La alte poziții, momentul este mult mai mic și devine minim atunci când palele sînt deschise.

Aplicația 41: Care va fi lucrul mecanic de reglaj dat de formulele empirice aproximative (191) — (195), de exemplu pentru turbina din aplicațiile 39—40.

Soluția: Datele Q , H , D_1 și P necesare, au fost extrase din Bibliografia 3 și fig. 212.

$$A = 30 Q \sqrt{HD_1} = 93\,300 \text{ kgm,} \quad (190)$$

în care $D_1 = 0,5 (D_{1e} + D_{1i}) = 4,84 \text{ m}$

$$A = k \frac{Q}{\sqrt{2gH}} (H + 10) = 32\,600 \text{ kgm,} \quad (191)$$

în care $H = 36,3 \text{ m}$; $Q = 234,5 \text{ m}^3/\text{s}$ și $k = 80$;

$$A = K \frac{P}{\sqrt{H}} = 1,8 \frac{102\,000}{\sqrt{36,3}} = 30\,500 \text{ kgm,} \quad (192)$$

în care $P = 102\,000 \text{ CP}$;

$$A = k'Q \sqrt{H} = 25 \cdot 234,5 \sqrt{36,3} = 35\,300 \text{ kgm,} \quad (193)$$

fiind la $n_s = 300$; $k' = 25$;

$$A = 1\,400 \cdot D_1 \cdot H \cdot B_0 \cdot s_0 = 147\,500 \text{ kgm,} \quad (194)$$

unde $D_1 = 4,84$; $B_0 = 2 \text{ m}$ și $s_0 = 0,30 \text{ m}$;

$$A = 0,4 P = 40\,800 \text{ kgm,} \quad (195)$$

Valorile numerice cuprinse între 30 500 și 147 500 kgm arată că formulele empirice nu corespund realității.

Aplicația 42. Verificarea diametrului arborelui turbinei din aplicația 39.

Soluția: La $P = 102\,000 \text{ CP}$, $n = 83,3 \text{ rot/min}$, diametrul arborelui turbinei din aplicațiile anterioare este $d = 1,12 \text{ m}$. După formula dezvoltată în partea teoretică, la un arbore vertical care transmite numai torsiune a rezultat

$$d = k \cdot \sqrt[3]{P/n} = 1,12 \text{ m, deci, } k = \frac{1,12}{\sqrt[3]{102\,000/83,3}} = 0,105. \text{ În teorie s-a}$$

indicat în funcție de oțel coeficientul 0,10—0,12 la diametrul dat în centimetri, ceea ce corespunde lui $k = 0,105$ calculat aici.

Aplicația 43. Să se determine ecuația numerică pentru diametrul variabil al melcului turbinei din aplicația 39.

Soluția: cu $k_i = 0,17$ la tolă sudată, $H = 36,3 \text{ m}$, $Q = 234,5 \text{ m}^3/\text{s}$ și $r = 4 \text{ m}$ (citit pe planșa turbinei) rezultă constanta melcului:

$$K = \frac{Q}{\pi k_i \sqrt{2gH} (r' + 0,268 \sqrt{Q/k_i \sqrt{H}})} = 2,02.$$

Diametrele succesive ale secțiunii melcului, conform fig. 205 și formulei (197), sînt;

$$d = 2,02 \text{ m} + \sqrt{4,08 \text{ m}^2 + 32,3 \text{ m}}$$

La intrare, pentru $m = 1$, rezultă $d = 8,04 \text{ m}$, după primul cadran:

$m = 0,75$; $d = 6,66$ m; după al doilea cadran: $m = 0,5$; $d = 5,15$ m și după al treilea: $m = 0,25$; $d = 3,40$ m.

Folosind formula (198) $r = \frac{\varphi'}{C} + \sqrt{2r \frac{\varphi'}{C}}$, în care cu ajutorul formulei (199)

constanta $C = 202\,000 \frac{H}{Qn} = 374$ se obține, la $n = 83,3$ rot/min. De aici rezultă

diametrele $d = 2r$ cu $r = 0,002\,67 \varphi' + \sqrt{0,0214 \varphi'}$, deci la intrare $\varphi' = 360^\circ$, $d = 7,46$ m; la $\varphi' = 270^\circ$ rezultă $d = 6,24$ m; la $\varphi = 180^\circ$, $d = 4,88$ m; la $\varphi' = 90^\circ$, $d = 3,26$ m.

Se constată că formula (198) dă valori cu $-4,2$ la $-7,2\%$ mai mici decât formula (197), care provine din coeficientul vitezei diferit la cele două metode

Aplicația 44. Să se calculeze aspiratorul vertical drept, pentru datele arătate mai jos, după metoda presiunii de aspirație.

Soluția: Se consideră datele turbinei stabilite anterior: $Q = 10$ m³/s; $H = 100$ m; $n_s = 148$; $n = 428$ rot/min; $D_2 = 1,2$ m; $B = 0,12$ m; $\Delta h = 0,2$ m; $A = 900$ mdM, $H_s = 5$ m impus din motive de ordin constructiv, pierderile de sarcină prin aspirator $\Delta h_r = 0,4$ m, randamentul aspiratorului $\eta_a = 0,8$, iar viteza la intrare în aspirator $C_3 = 4Q/\pi D_3^2 = 8,85$ m/s. Viteza c_1 este necunoscută.

Din formula (202) se calculează înălțimea manometrică la intrarea în aspirator:

$$\begin{aligned} \frac{p_3}{\gamma} &= 10,33 - \frac{900}{900} - \frac{0,8}{2g} (8,85^2 - c_4^2) - 5 + 0,5 \cdot 0,12 + 0,2 + 0,4 = \\ &= 1,80 + 0,0407 c_4^2 \end{aligned}$$

Pe de altă parte, formula (204) arată limita inferioară admisibilă:

$$\frac{p_3}{\gamma} > 100 (0,002\,45 + 0,000\,000\,008\,75\,207^{2,83}) > 1,50 \text{ m.}$$

Adăugînd o rezervă de siguranță de 50%, se poate admite $\frac{p_3}{\gamma} = 1,5 \cdot 1,5 = 2,25$, valoare care, introdusă în formula (202), dă $c_4 = \sqrt{\frac{2,25 - 1,8}{0,0408}} = 4,0$ m/s.

În consecință, diametrul de ieșire din aspirator se calculează cu acest c_4 din ecuația continuității $D_4 = \sqrt{4Q/\pi c_4} = 1,78$ m.

Aplicația 45. Să se calculeze înălțimea de aspirație H_s a turbinei precedente după metoda evitării cavitației.

Soluția: Cu ajutorul formulei (206) se calculează înălțimea de aspirație $H_s = 10,33 - \frac{900}{900} - 0,24 - 100 \sigma = 9,09 - 100 \sigma$ cu $p_v/\gamma = 0,24$.

Cum în aplicația (44) $n_s = 148$, din formula (207) se obține coeficientul de cavitație critic $\sigma_c = 0,058$, care pretinde cu coeficientul de siguranță $k = 1,25$ valoarea $\sigma = k \cdot \sigma_c = 0,072$. În consecință, ecuația (206) dă $H_s = 9,09 - 100 \cdot 0,072 = 1,89$, mai mic decât în aplicația 44. Reiese de aici că în acest caz se poate obține o viteză la ieșirea din aspirator c_4 mai mică, deci o recuperare de energie cinetică mult mai mare decât în aplicația 44.

Dacă se ține seamă de tabela 26 cu coeficientul $\sigma = f(n_s, Q_1)$, se obține $\sigma = 0,067$, puțin mai mic decât cel precedent, rezultînd $H_s = 9,09 - 100 \cdot 0,067 = 2,39$ m.

2. CALCULUL SI PROIECTAREA TURBINELOR *E* SI *K*

După cum s-a văzut la clasificarea și descrierea turbinelor această categorie reprezintă tot turbine cu suprapresiune, diferite puțin de cele *F*-rapide.

Într-adevăr, toate organele fixe : melcul, statorul, aspiratorul, arborele, lagărele și echipamentul hidromecanic auxiliar sînt perfect similare organelor fixe ale turbinelor *F*-ultrarapide.

Rotorul în schimb, se deosebește fundamental, și anume la tipul elicoidal el constă dintr-un butuc fuzelat cu două pînă la șase pale în formă de aripi de elice, cu pasul fix. Rotorul turbinei *K* este caracterizat prin pasul variabil, comandat de regulatorul automat, care este cu acțiune dublă și simultană, răsucind palele statorice cu α variabil și palele rotorice cu β variabil în timpul rotației, astfel că fiecărui regim de funcționare să-i corespundă relația $\beta = f(\alpha)$ dată de diagramele de viteză.

În ce privește randamentul turbinelor, s-a arătat de la început — în fig. 62 — că față de turbinele *F* și *P*, turbina elicoidală are randamentul de forma unei parabole ascuțite defavorabile la debite diferite de cel optim ; în schimb, turbina *K* are un randament foarte aplatizat și favorabil, datorită dublului reglaj.

Din punct de vedere constructiv, turbinele *E*, *K* și *SK* au fost descrise anterior și reprezentate în fig. 130—147.

1. ANTEDIMENSIONAREA TURBINELOR *E* ȘI *K* DUPĂ DIFERITE METODE

Majoritatea considerațiilor făcute în capitolul VIII—1 pentru turbinele *F* sînt valabile și pentru turbinele *E*, *K*, așa că aici se pot rezuma metodele speciale aplicate numai la turbinele *E* și *K*.

a) *Metoda similitudinii*

Orice dimensiune liniară a turbinei reale, fără indici, se obține din dimensiunile turbinei alese ca model cu indicele m , $D = \lambda D_m$ etc., prin înmulțire cu parametrul similitudinii :

$$\lambda = \frac{n_s}{n_{sm}} \frac{n_m}{n} \sqrt{\frac{H\eta}{H_m\eta_m}} \quad (110)$$

La alegerea modelului, se recomandă ca n_s să nu difere de n_{sm} cu mai mult decît $\pm 5\%$. Felul aplicării este identic cu cel descris la turbina F .

b) *Metoda statistică*

Pe baza prelucrării unui mare număr de turbine E și K executate, autorul a dedus o serie de formule pentru dimensiunile turbinelor E și K , notate în fig. 34 și 130.

Diametrul rotorului la intrare și ieșire :

$$D_1 = D_2 = \left(0,37 + \frac{270}{n_s} \right) \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} \text{ m ;} \quad (213)$$

Diametrul statorului la ieșire :

$$D_0 = \left(0,52 + \frac{175}{n_s} \right) \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} \text{ m ;} \quad (214)$$

Înălțimea statorului :

$$B_0 = (0,13 + 0,01\sqrt{n_s}) D_1 \text{ m ;} \quad (215)$$

Diametrul butucului rotorice :

$$D_b = (0,25 + 0,0002 n_s) D_1 \text{ m ;} \quad (216)$$

Înălțimea dintre mijlocul statorului și mijlocul rotorului :

$$h = (0,40 - 0,44) D_1 \text{ m} \quad (217)$$

Rapiditatea limită, admisă la o anumită cădere H și o anumită înălțime de aspirație H_s , la contrapresiune H_s ($-$), și la înălțimea barometrică $H_b = 10,33 - \frac{A}{900} - \frac{p_v}{\gamma}$ este diferită de aceea a turbinelor F , și anume :

$$n_s \leq \frac{30\,000}{24 + H \frac{H_b + 1,5}{H_b - H_s}} - 100 \quad (218)$$

Cu aceste formule se pot antedimensiona rotorul și statorul turbinelor E și K .

c) *Metoda sovietică pentru turbine nenormalizate*

Diametrul de intrare D_1 în rotorul E și K , ca și turația se obțin din formulele :

$$D_1 = (0,70 - 0,75) \sqrt{\frac{Q}{V\bar{H}}} \quad (219)$$

$$n = (140 - 160) \frac{\sqrt{H}}{D_1} \text{ rot/min} \quad (220)$$

Diametrul butucului $D_b = b \cdot D_1$, se obține cu valorile $b = 0,35$; $0,40$, respectiv $0,42$ la $H = 6 - 16$ m, respectiv $H > 16$.

Raza cu care se trasează profilul butucului, cu centrul pe mijlocul palei, este $R = (0,8 - 1,0) D_1$, iar înălțimea statorului $B_0 = 0,4 D_1$.

Numărul palelor rotorice se indică în literatura sovietică astfel: $z = 5$ la $H = 25$ m, $z = 4$ la $H = 10 - 25$ m și $z = 3$ la $H < 10$ m.

Raportul lungimii profilului palei l față de împărțirea periferică $t = \pi D/z$ este $l/t = 0,7 - 1$ la periferia palelor și $l/t = 0,9 - 1,2$ lângă butuc.

d) *Metoda Vadot*

Notînd n în rot/min, P în CP și H (căderea) în m, diametrul rotorului se calculează din

$$D_1 = 14,8 n^{-0,85} P^{0,175} H^{0,0625} \quad (221)$$

Înălțimea statorului este $B_0 = 0,4 D_1$ m.

Diametrul butucului D_b și numărul de pale z rezultă din tabela 29.

e) *Metoda Thomann*

Prin coeficienții de viteze definiți cu $k_{u1} = u_1/\sqrt{2gH}$ la intrare, $k_{u2} = u_2/\sqrt{2gH}$ la ieșirea din rotor, $k_{u3} = u_3/\sqrt{2gH}$ la intrarea în aspirator, $k_{ub} = u_b/\sqrt{2gH}$ la butuc, $k_0 = c_{m0}/\sqrt{2gH}$.

La ieșirea din stator, se obțin datele de antedimensionare după tabela 30.

f) *Metoda turbinelor E și K-sovietice, normalizate*

Ca și pentru turbinele F , industria hidromecanică sovietică, în frunte cu uzinele metalurgice „Stalin” din Leningrad LMZ, a normalizat o serie de tipuri de turbine elicoidale (notate în literatura sovietică prin inițialele $\Pi\varphi$) și tipuri Kaplan, dintre

Tabela pentru valorile diametrului butucului D_b și ale numărului de pale rotorice z la turbine elicoidale E și K

H	n_s	D_b/D_1	z
< 3	> 950	0,35	3
3—10	950—800	0,40	4
10—16	800—600	0,45	5
16—25	600—500	0,50	6
> 25	< 500	0,55	7

Tabela 30

Dimensionarea turbinelor E și K prin coeficienții de viteze

n_s	300	400	500	600	700	800	900
k_{u1}	1,00	1,22	1,43	1,61	1,78	1,94	2,08
k_{u2}	1,04	1,26	1,47	1,64	1,81	1,97	2,10
k_{u3}	1,08	1,30	1,50	1,67	1,84	2,00	2,12
k_{ub}	0,65	0,68	0,71	0,73	0,75	0,76	0,77
k_0	0,27	0,29	0,31	0,325	0,34	0,345	0,35
B_0/D	0,30	0,33	0,358	0,386	0,414	0,442	0,470
Q_0/Q	0,83	0,88	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

care se arată ca exemplu numai tipul K-70 reprezentat în fig. 218 și K-90 în fig. 219.

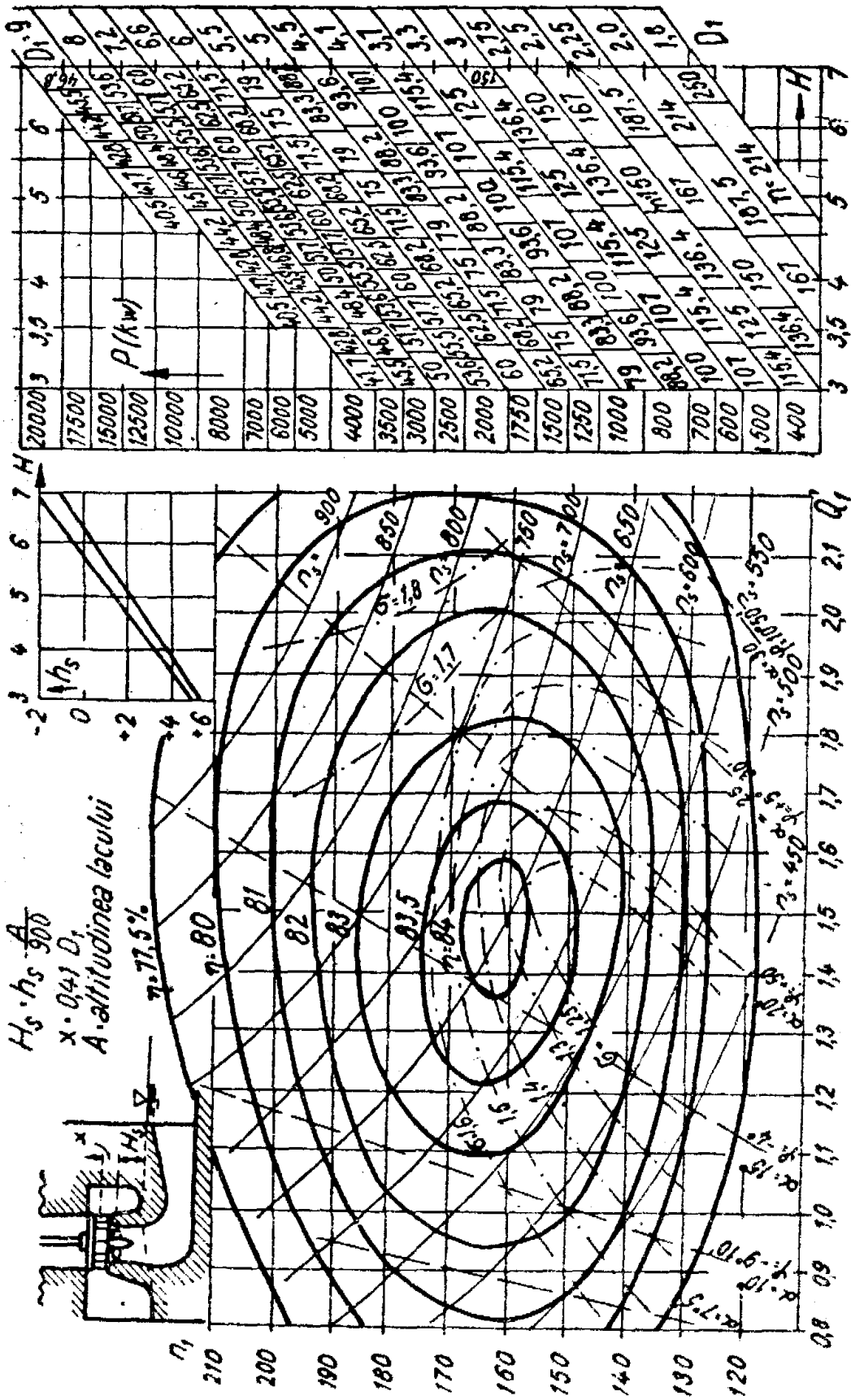


Fig. 218. Topograma turbinei sovietice normalizată K - 70 ($D_1 = 0,46$ m)

Folosirea topogramelor din aceste figuri și a abacei respective, cu puterea P (kW) în funcție de căderea H (m), la diferite turații n (rot/min) și diametre de rotor D_1 (m), cum și diagramei înălțimii de aspirație, este analogă cu cele explicate pe larg la turbinele F . Această metodă dă rezultate foarte precise, dacă se cunosc suficiente tipuri normalizate, care să cuprindă întregul domeniu al lui n_s .

2. CALCULUL ȘI PROIECTAREA ROTORULUI E ȘI K

Gabaritele turbinelor elicoidale E și K fiind stabilite în aliniatul precedent după metodele arătate, se pot proiecta rotorul și palele rotorice.

Cîmpul de flux se determină în acest caz pe cale mai simplă decît cea folosită la turbinele F , deoarece suprafețele de flux ψ sînt niște cilindri concentrici axei turbinei și suprafețele echipotențiale φ sînt planuri ortogonale la ax.

Pentru studii prealabile este suficient să se determine intersecțiile palei cu trei suprafețe deflux, date prin meridianele paralele la ax: una în exteriorul palei ψ_1 în dreptul lui $D_1 = D_2$, una ψ_b lângă butucul cu diametrul D_b , și una ψ_m în mijloc, cu diametrul $D_m = 0,707 \sqrt{D_1^2 - D_b^2}$.

Desfășurarea cilindrilor corespunzători lui D_1 , D_m și D_b se face direct, fără reprezentarea conformă, fiind vorba despre intersecțiile suprafeței palei cu cilindrii desfășurați în plan.

a) Teoria simplificată a palelor elicoidale

Circulațiile definite în hidrodinamică prin $\Gamma = \int_0^{2\pi} c \cos \alpha = 2\pi c_u r$ sînt reprezentate în fig. 220 pentru o turbină elicoidală, și anume: înaintea rotorului se produce o circulație $\Gamma_1 = 2\pi \cdot c_{u1} \cdot r_1$, după rotor $\Gamma_2 = 2\pi \cdot c_{u2} \cdot r_2$, iar în jurul celor z pale: $z\Gamma_p = \Gamma_1 - \Gamma_2 = 2\pi (c_{u1} r_1 - c_{u2} r_2)$ cu Γ_p circulația în jurul unei pale.

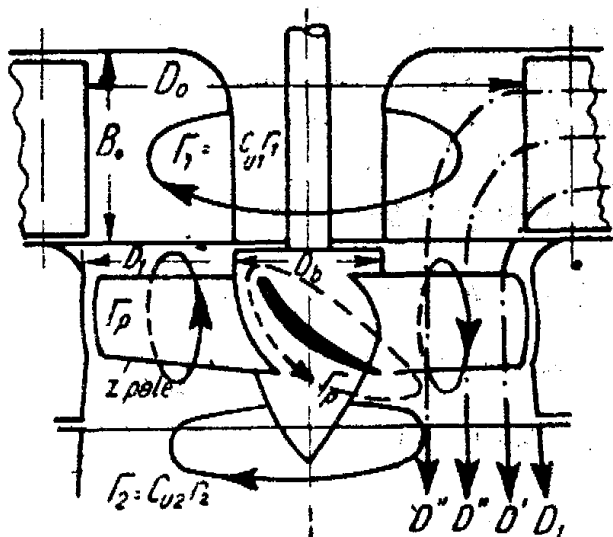


Fig. 220. Schema circulațiilor în turbina elicoidală

Aceste circulații produc cuplul hidraulic (kgm) și puterea hidraulică în CP :

$$M_h = \gamma \frac{Q}{g} (c_{u1} r_1 - c_{u2} r_2) = \frac{\gamma}{2\pi g} Q z \Gamma_p \quad (222)$$

$$P_h = \frac{\pi n}{30.75} M_h = 0,02268 Q n z \Gamma_p = \frac{\gamma}{75} Q H \eta_h \quad (223)$$

Astfel rezultă relația pentru circulația în jurul palelor :

$$z \Gamma_p = \Gamma_1 - \Gamma_2 = 589 \frac{H}{n} \eta_h \quad (224)$$

Cu cât crește turația n , și, în consecință, rapiditatea n_s , cu atât scade numărul palelor, respectiv Γ_1 , adică c_{u1} . În consecință, unghiul de intrare α_1 crește, întrucît a fost stabilit anterior $\operatorname{tg} \alpha_1 = c_{m1}/c_{u1}$. Numărul de pale minimal teoretic este 2, iar practic, variază între 3 și 6, în funcție de n_s , pentru a asigura un reglaj bun al palelor rotorului (la turbinele K dublu reglate). În consecință, circulația în jurul unei pale nu poate fi mai mare decît $\Gamma_p < 200 \frac{H}{n} \eta_h$.

Această circulație produce, după Jukovski, o portanță (fig. 221, a) $R_z = \rho w \Gamma_p \frac{D_1 - D_b}{2}$ normală la viteza relativă medie $w = 0,5 (w_1 + w_2)$ între intrarea și ieșirea din pală. Pe de altă parte, se mai poate scrie după aerodinamică $R_z = \rho C_z S w^2/2$ cu $S = (D_1 - D_b) l/2$, în care l este profunzimea profilului palelor în lungul profilului și $\rho = \gamma/g$, densitatea fluidului. În mod analog se scrie și forța de rezistență R_x , de altfel mult mai mică decît R_z .

$$R_z = \frac{\rho}{2} w \Gamma_p (D_1 - D_b) = \frac{\rho}{4} C_z w^2 l (D_1 - D_b) \quad (225, a)$$

$$R_x = \frac{\rho}{4} C_x w^2 l (D_1 - D_b); \quad R = \sqrt{R_x^2 + R_z^2} \quad (225, b)$$

Din relația primă a lui R_z se scoate $\Gamma_p = w C_z l/2$ și se obține astfel profunzimea necesară a aripii $l = 2 \Gamma_p / w C_z$, fiindcă w se cunoaște din diagrama vitezelor și C_z , din polara profilului de aripă adoptată.

Din fig. 221, a se vede că datorită forțelor R_x și R_y și implicit a rezultantei lor R , se produc o forță tangențială T asupra

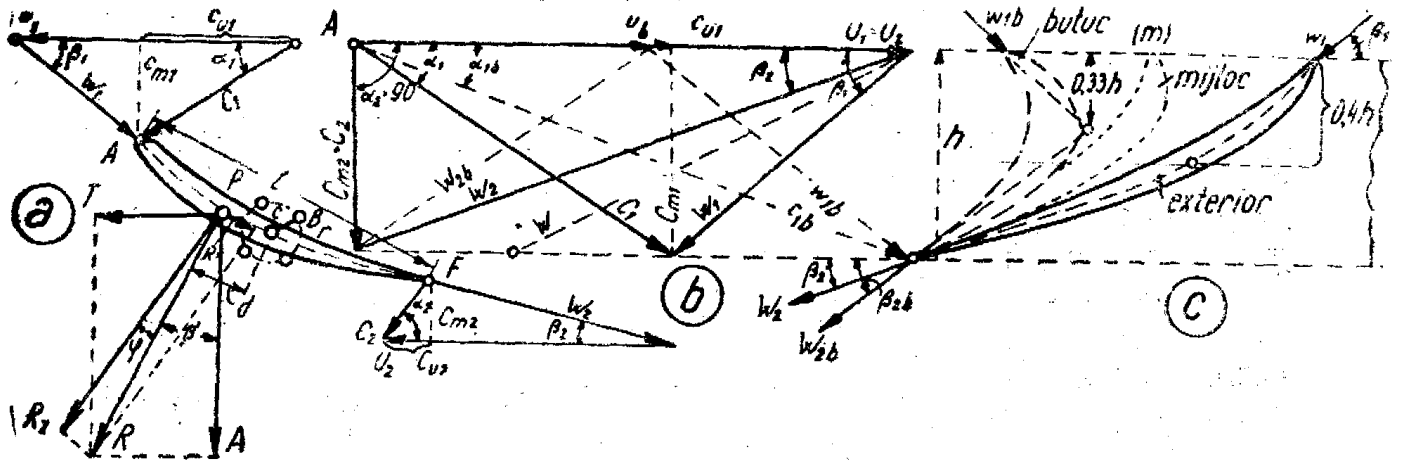


Fig. 221. a) Forțe pe pală b) Diagrama vitezelor c) Diagrama profilului

palei și o forță axială A de împingere asupra crapodinei pentru fiecare pală de :

$$T = R \sin \beta' = \rho \Gamma_p w \sin \beta_1 \frac{D_1 - D_b}{2} = \rho \Gamma_p c_{m1} \frac{D_1 - D_b}{2}$$

$$A = R \cos \beta' = \rho \Gamma_p (u_1 - c_{u1}) \frac{D_1 - D_b}{2}$$

Se observă că $\beta' \propto \beta_1$, iar $w \propto w_1$; $c_{m1} = w \sin \beta_1$; $w_1 \cos \beta_1 = u_1 - c_{u1}$ după cum se vede din diagrama vitezelor reprezentată în fig. 221, b. De asemenea, aceste forțe pentru o singură pală se mai pot scrie sub forma:

$$T = R_x \sin (\beta' + \varphi) - R_x \cos (\beta' + \varphi) \quad (226, a)$$

$$A = R_x \cos (\beta' + \varphi) + R_x \sin (\beta' + \varphi) \quad (226, b)$$

Saltul de presiune înainte și după rotor provine din A , și anume: la z pale $\Delta p = zA/S$, în care, înlocuind forța A și

$$S = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_b^2), \text{ se obține:}$$

$$\Delta p = \left[C_x \cos (\beta' + \varphi) + C_x \sin (\beta' + \varphi) \right] \frac{z \rho w^2 l}{\pi (D_1 + D_b)}$$

Randamentul hidraulic al rotorului η_h se poate scrie sub forma $\eta_h = \frac{zTu}{\gamma QH}$ în care introducându-se T și $Q = \frac{\pi}{4} (D_1 - D_b) \times (D_1 + D_b) w \sin (\beta' + \varphi)$

va rezulta :

$$\eta_h = w \omega l z \frac{C_z - C_x \operatorname{ctg}(\beta' + \varphi)}{\pi g H (D_1 + D_b)} \quad (227)$$

Randamentul hidraulic, reprezentat în funcție de Q , ne dă aproximativ o parabolă. Coeficienții C_z C_x se determină din polarele profilelor, așa cum se cunosc în aerodinamică. Pentru anumite profile obținute prin reprezentări conforme, de exemplu, Jukovski, Trefftz, Toussaint, Carafoli etc., aceste valori se pot obține și pe cale teoretică. Rezultatele teoretice se verifică experimental în suflerii aerodinamice sau în canale hidraulice. Randamentul total al turbinei $\eta = \eta_h \eta_m$ se obține cu η_h din (227) și cu randamentul mecanic η_m .

Diagrama vitezelor (fig. 221, b) se obține analog cu turbinele F și anume la intrare, pentru diferite diametre scăzând parametric de la D_1 la D_b , se calculează vitezele periferice :

$$u_1 = \pi D_1 \frac{n}{60}, \quad u'_1 = \pi D'_1 \frac{n}{60} \text{ etc.}$$

Vitezele absolute meridiane se obțin din ecuația continuității

$$c_{m1} = \frac{4Q}{\pi (D_1^2 - D_b^2) k} = c'_{m1}, \text{ în care coeficientul de strangulare a}$$

secțiunii este $k = 1 - \frac{4zs}{\pi(D_1 + D_b)}$, z fiind numărul palelor și s ,

grosimea lor. Componentele de rotație ale vitezelor absolute se calculează din cuplul hidraulic $M_h = 716,2 \frac{P}{n} = \rho Q c_{u1} r_1$, dacă la regimul de funcționare optimă $c_{u2} = 0$ va fi egal cu zero și puterea P este dată în CP. Deci cu $r_1 = 0,5 D_1$ se obține

$$c'_{u1} = \frac{14,05 P}{n Q D_1}$$

Procedeul de calcul se repetă pentru diferitele diametre.

La ieșirea din palele rotorului, este creată condiția pentru obținerea randamentului maxim, prin anularea componentei $c_{u2} = 0$, iar componenta meridiană este $c_{m2} \sim c_{m1}$, fiind vorba despre turbine axiale-elicoidale. Calculul trebuie efectuat la debitul $Q_0 < Q$ și Q fiind debitul la plină sarcină, iar Q_0 , acela la care turbina dă randamentul η_0 optim. La turbinele elicoidale $Q_0 = (0,85 - 0,95) Q$ va crește proporțional cu n_s și viceversa Q_0 mic la n_s mic.

Aceste viteze fiind calculate, se poate construi diagrama vitezelor conform fig. 221, b și anume : dintr-un punct A se duce orizontal u_1 și c_{u1} , iar în capul lui c_{u1} se trasează vertical în jos c_{m1} și, unind capetele lui u_1 cu c_{m1} , se obține triunghiul de intrare

la diametrul exterior D_1 . Triunghiul de ieșire se obține cu $u_2 = u_1$, unit cu capul de jos al lui $c_{m2} = c_2$. Astfel se obțin, grafic unghiurile absolute α_1 și $\alpha_2 = 90^\circ$, precum și cele relative β_1 și β_2 , împreună cu vitezele absolute c_1 și $c_2 = c_{m2}$ și cele relative w_1 și w_2 . Procedeu se repetă pentru mai multe diametre, astfel în figură se arată punctat triunghiurile pentru butuc.

Planul palelor (fig. 221, c) rezultă din triunghiurile de viteză. Înălțimea palelor h este funcție de profunzimea (lungimea) necesară l , așa cum se calculează mai jos. La intrare se trasează tangentele la profil cu β_1 și β_2 . Scheletul profilului de aripă este parabola, care se construiește din aceste două tangente; iar în jurul scheletului se construiește profilul aerodinamic după una din metodele reprezentărilor conforme, sau după forme de profile experimentate, și care se găsesc în literatură. La fel se procedează pentru alte diametre, așa cum se arată în fig. 221, c punctat pentru diametrul butucului, respectiv punctat fin pentru un diametru mijlociu. Din acest plan se construiește planul desfășurat al palei, după care se execută modelul pentru turnătorie, sau matrițele pentru pale presate și stanțate din oțel special.

Pentru profunzimea palelor s-au obținut pe de o parte $l = \frac{2\Gamma_p}{2wC_z}$, iar în literatura de specialitate se mai găsește indicată formula :

$$l = \frac{\varepsilon \rho \Gamma_p \omega}{C - \frac{C_2}{r^2}} \sqrt{r^2 - a} \quad (228)$$

în care $C = gH_s - 0,5 \omega (k_1 + k_2)$, iar $C_1 = \frac{1}{8} (k_1 + k_2)^2$; $\varepsilon \sim 1,6-2,8$ dat experimental în funcție de unghiul de atac α , cu constantele $k_1 = c_{u1} r_1$ și $k_2 = c_{u2} r_2$, cu $a = \frac{2}{\omega^2} (k_1 \omega - c_m^2)$ și $\omega = \pi n/30$. iar H_s sub limita critică de aspirație, determinată de condiția evitării cavitațiilor, cum s-a arătat la aspiratoarele turbinelor. Pericolul cavitației limitează reducerea suprafeței palei, prin raportul l/t , dacă l este profunzimea palei, iar $t = \pi D/z$ este împărțirea periferică între pale. Experiențele au arătat că acest raport nu poate coborî sub valoarea :

$$\frac{l}{t} \geq A - Bn_s + cn_s^2$$

La două pale, în limitele $n_s = 750-1\ 000$, avem coeficienții $A = 3,26$; $B = 0,004\ 94$ și $C = 0,000\ 001\ 883$. La trei pale,

avem la limitele $n_s = 600 - 800$ coeficienții $A = 3,076$; $B = 0,004\ 735$ și $C = 0,000\ 001\ 65$, iar la patru pale, în limitele $n = 450 - 700$ avem $A = 2,541$; $B = 0,0041$ și $C = 0,000\ 001\ 6$.

b) Metoda sovietică pentru calculul palelor rotorice

Această metodă grafico-analitică descrisă în Bibliografia 4, p. 290—292, este de o deosebită valoare și ușor de aplicat.

După ce s-a stabilit pentru care debit de calcul $Q_0 = (0,8 - 0,9) Q$ trebuie obținut regimul de funcționare optim al turbinei, se împarte în profilul rotorului spațiul inelar $D_1 - D_b$, de preferință în $m = 6$ intervale cilindric-inelare de arie egală :

$$S = \pi \frac{D_1^2 - D_b^2}{4m}$$

Pentru fiecare din acești cilindri se construiește profilul palei după metoda următoare.

Pentru construirea diagramei de viteze a palei pe unul din acești cilindri, se calculează întâi valoarea constantei $K = g \cdot \eta_h \cdot H / u$ cunoscută numeric, deoarece viteza periferică $u = \pi \cdot D \cdot n / 60$ este dată de diametrul cilindrului respectiv (care scade de la D_1 la D_b). Se calculează apoi diferitele componente de viteze :

$$c_{u2} = 0,2 K ; w_{u\infty} = 0,6 K ; c_{ur} = ak ; c_n = \frac{2t}{\pi l} K ;$$

$$c_{u1} = 1,2 K ; w_{z\infty} = \frac{-4Q}{\pi (D_1^2 - D_b^2)} ; c_{zr} = b K ; \operatorname{tg} \beta_\infty = \frac{-w_{z\infty}}{w_{u\infty}}$$

Valorile a și b se citesc în punctul P prin interpolare pe abaca din fig. 222, raza polară fiind $l_0 = l \frac{t}{t_0}$ a lui P , iar unghiul

β_∞ este calculat din $\operatorname{tg} \beta_\infty = -w_{z\infty} / w_{u\infty}$ cunoscut numeric. După tipul rotorului se obține raportul dintre lungimea profilului palei (l) și împărțirea periferică $t = \pi D / z$, raport cuprins între $l/t = 0,7 - 1,0$ la periferia palei și $l/t = 0,9 - 1,2$ la butuc. Astfel, toate mărimile din formulele precedente fiind cunoscute numeric, se construiește la o scară convenabilă diagrama vitezelor din fig. 223, *a*. Dintr-un punct A se obține, prin cele două catete $w_{z\infty}$ și $w_{u\infty}$, ipotenuza $\overline{AB} = w_\infty$, înclinată cu unghiul β_∞ față de orizontală (viteze periferice u). Din B se trasează spre dreapta $C_{ur} = \overline{BC}$ și în sus $\overline{CD} = C_{u2}$. Trasînd

din D un arc de cerc cu raza c_n , se duce din A tangenta la acest cerc și se obține punctul E .

Vectorul $w_1 = \overline{AE}$ este viteza relativă la intrare, cu unghiul β_1 citit pe figură.

Tot astfel se procedează pentru ieșire : din B se obține spre

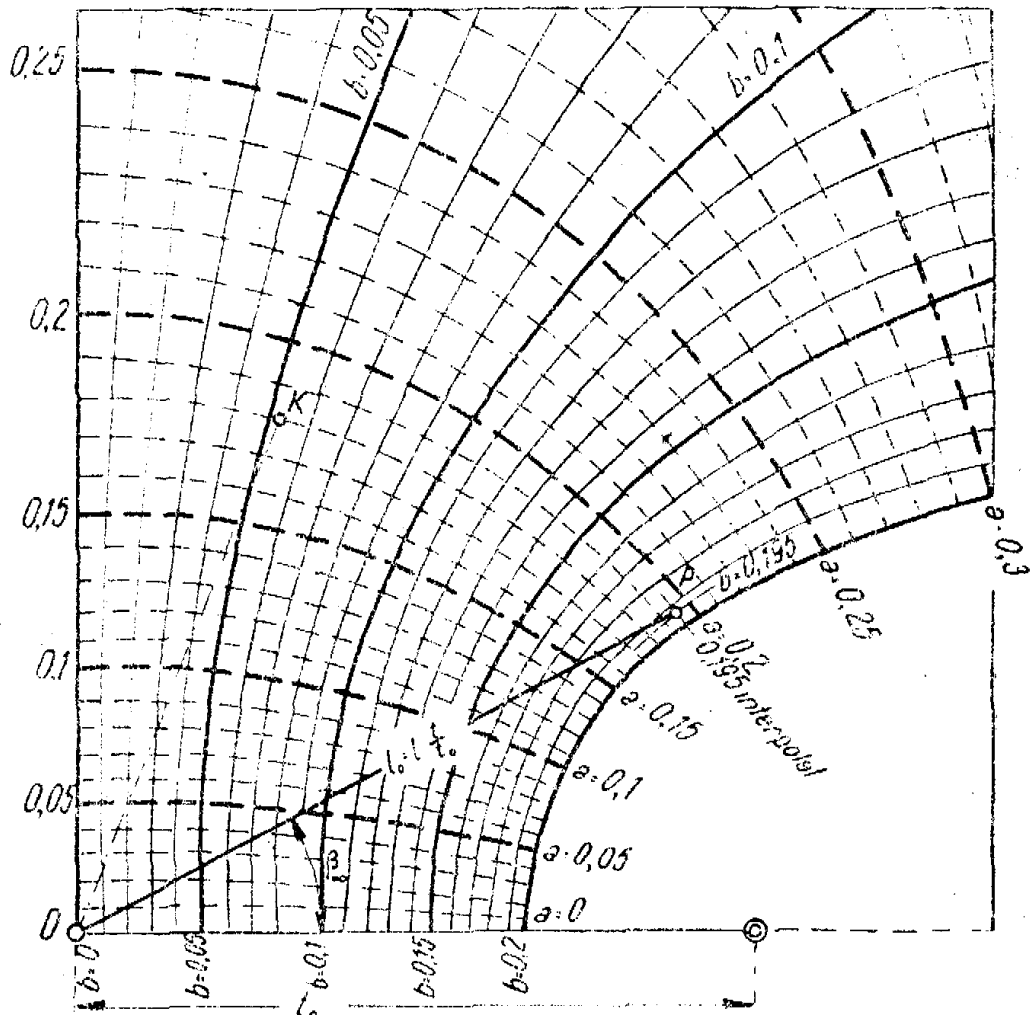


Fig. 222. Abaca parametrilor a și b necesari pentru efectuarea calculului fig. 223, a

stînga $\overline{BF} = C_{ur}$, în jos $\overline{FG} = C_{ur}$, din G arcul de cerc cu raza c_n , iar tangenta din A la acest cerc dă vectorul w_2 și unghiul β_2 .

Pentru înălțimeg h , cunoscută din gabaritele turbinelor model, se construiește întâi poligonul $I-II-III-IV$, pornind de la punctul de intrare I ales arbitrar, cu direcția $I-II$ sub β_1 față de orizontala (u); din II se trasează $II-III$ sub β_∞ și din III direcția $III-IV$ sub β_2 .

Înălțimile lui II și III față de h nu sînt prescrise, dar le putem indica prin $h/3$ conform fig. 223, b . Curba înfășurătoare $I-IV$ a tangentelor $I-II$, $II-III$, $III-IV$ este scheletul profilului de aripă, care se construiește fie prin reprezentări

conforme în jurul scheletului dat, fie adoptînd unul dintre profilele hidrodinamice date în literatură. Profilul este mai gros la butuc și mai zvelt la periferia palei, astfel ca pala să alcătuiască un corp de egală rezistență la forțele și momentele care acționează asupra ei.

c) Folosirea profilelor aerodinamice pentru pale rotorice

Dintre profilele aerodinamice teoretice se calculează și se construiesc grafic cel mai ușor profilele Jukovski, așa cum s-a arătat la capitolul statorului turbinelor *F*.

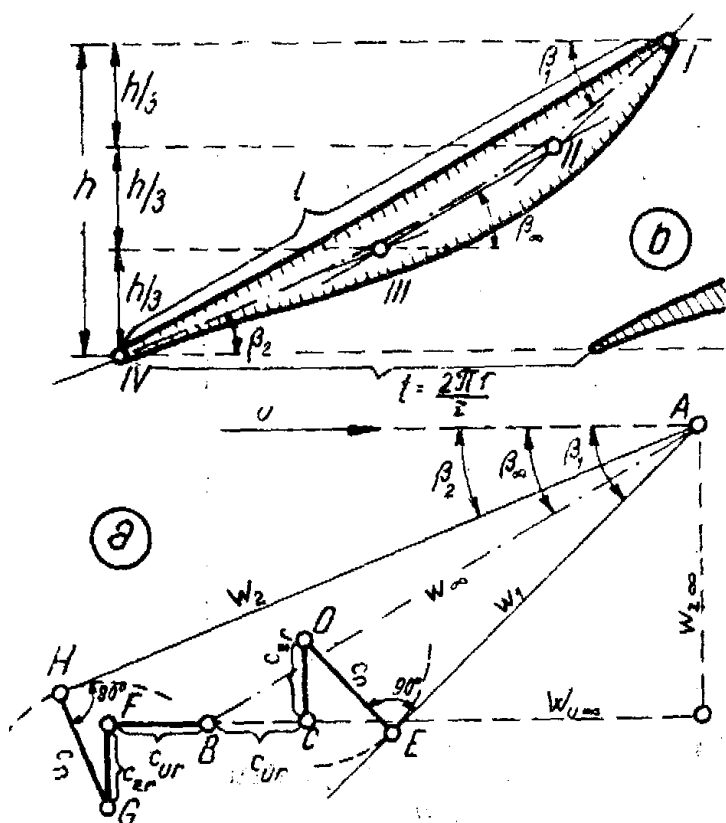


Fig. 223. Construcția palei după metoda sovietică

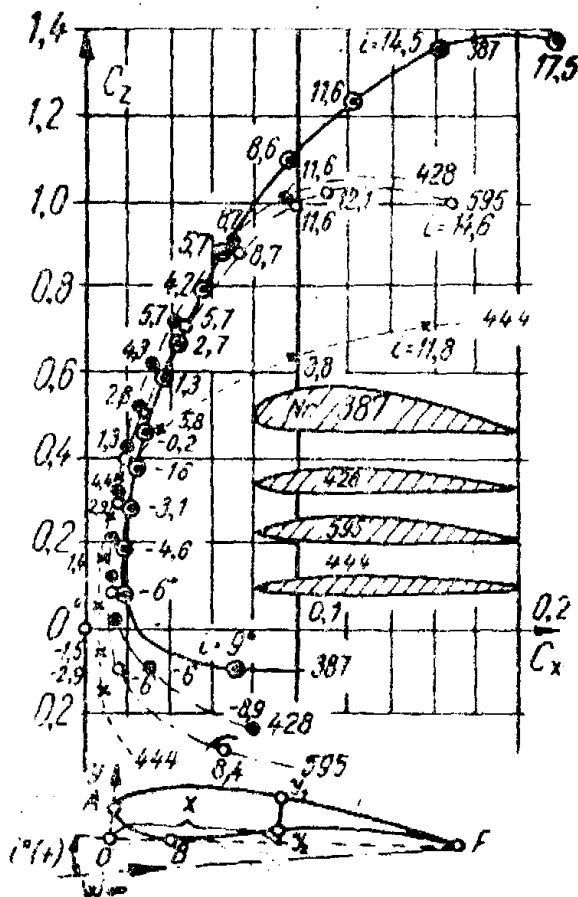


Fig. 224. Exemple de polare pentru pale

În fig. 200 s-a arătat metoda de construcție grafică a unuia dintre infinitatea de profile Jukovski. Toate profilele Jukovski au însă bordul de fugă (*I*) prea ascuțit, așa că trebuie să fie tăiat profilul înainte de punctul *I*, pentru a obține o muchie de ieșire diedrică cu o rotunjire cu rază mică, impusă de nevoile de uzinare și de rezistență a palei.

În manualele de aerodinamică se găsesc culegeri de profile gata calculate și experimentate, printre care pot fi găsite totdeauna profile apte pentru o anumită pală de rotor, *E* sau *K*.

Drept exemplu, se arată în fig. 224 patru asemenea profile, cu polarele $C_z = f(C_x, i^0)$, în care :

C_x — reprezintă coeficientul portanței din formula (225);

C_z — coeficientul rezistenței, ortogonal la C_x ;

i^0 — unghiul de incidență sau de atac al aripii dat de direcția w cu coarda OBF (fig. 224), în care O este proiecția bordului de atac A pe direcția coardei BF .

Fiecărui unghi de incidență i în grade-pozitiv sau negativ — îi corespunde, pentru curba polară a unui profil, un anumit punct arătat în fig. 224, iar acestui punct îi corespund pe ordonată un anumit C_z și pe abscisă un anumit C_x .

Pentru construirea profilului se folosește tabela 31, în care se notează conform fig. 224-jos : lungimea variabilă x de-a lungul profilului, socotită din O spre F , iar y este ordonata ortogonală la x , și anume pentru extradadosul aripii y_1 și intradosul y_2 .

Tabela 31

Coordonatele profilelor de aripi din fig. 224

x %		0	2,5	5	10	20	40	60	80	90	100
Profil Nr. 387	y_1	3,20	7,65	9,40	11,95	14,40	14,60	11,35	6,15	3,25	0,15
	y_2	3,20	1,05	0,55	0,10	0	0,40	0,50	0,30	0,15	0,15
Nr. 428	y_1	1,25	3,50	4,80	6,50	8,20	8,35	6,80	4,20	2,15	0
	y_2	1,25	0,20	0,10	0	0,15	0,40	0,35	0,15	0,05	0
Nr. 444	y_1	0	0,95	1,35	1,90	2,55	2,85	2,25	1,40	0,80	0
	y_2	0	-0,95	-1,35	-1,90	-2,55	-2,85	-2,25	-1,40	-0,80	0
Nr. 585	y_1	2,80	5,15	6,20	7,80	9,25	9,40	7,75	4,60	2,45	0
	y_2	2,80	1,65	1,15	0,70	0,30	0	0	0	0	0

Polarele date în fig. 224 se referă la aripi cu anvergură infinită. La avioane, aripa fiind finită, se calculează C_z și C_x datorită rezistențelor induse după formule, care la turbine nu sînt aplicabile. În adevăr, palele rotorului se rotesc într-un cilindru închis și scăpările marginale sînt foarte mici în fanta inelară mică dintre capul exterior al palei și cilindru exterior fix împrejurul rotorului. Corecția lui C este de -3 la -5% (portanța scade puțin), iar $C_x \leq +10\%$ (rezistența crește față de aripa infinită).

În schimb, la rotoarele elicoidale se produc interreacțiuni între pale, care se calculează numeric foarte greu pe cale teoretică; de aceea, se recurge la corecții date în experiențele cu turbinele model în laborator. Pentru unele pale teoretice au fost deduse formule de corecție a lui C_x și C_w și a circulației Γ , dar aceste pale nu se aseamănă cu cele reale. Dacă se adoptă profile cu C_x sporit cu circa 10% față de cel necesar, se acoperă și interreacțiunile.

d) *Planșa topografică a palei rotorice*

După ce s-au obținut profilele de aripă ale palei pentru mai multe raze variabile de la ax (în fig. 225 se arată numai pentru trei raze: b la butuc, m la mijloc și e la exteriorul palei), pala se poate reprezenta prin curbe topografice, așa cum s-a arătat mai detaliat la rotorul F . Fiecare profil se intersectează cu o serie de plane 0,1, 2, — 18, paralele cu direcția vitezei periferice u (plane ortogonale la axa turbinei) și se reprezintă prin proiecție pe epura în plan a palei (fig. 225-stînga-jos). Curbele obținute prin proiecția punctelor 0,1, 2 — de pe extradados dau curbele topografice punctate, iar cele de pe intrados dau curbele pline.

Pe baza acestor planuri topografice, se poate confecționa modelul necesar turnării palelor turnate din oțel sau șabloanele pentru cazul cînd palele se uzinează prin forjare.

3. COMPLETĂRI LA CELELALTE ORGANE, SIMILARE CU CELE DE LA TURBINELE F

a) *Satorul turbinelor E și K .*

Pentru sator au fost calculate în capitolul IX-1: diametrul de ieșire D_0 și înălțimea B_0 . Întrucît turbinele E și K sînt mai rapide decît F — rapid, unghiul de atac la plină sarcină α_0 rezultă mult mai mare decît la F , deoarece $\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{c_{m0}}{c_{u0}} =$
 $= 0,024 \frac{Q^2 n}{B_0 P} = \text{constant}$, conține la numărător debitul la pătrat mult mai mare decît la turbinele F . Componenta vitezei absolute meridiane este:

$$c_{m0} = \frac{Q}{\pi D_0 B_0 \varepsilon_0} \text{ cu } \varepsilon_0 = 0,92 - 0,96 \text{ și cea de rotație } c_{u0} = \frac{14,06 P}{n Q D_0}$$

Numărul de pale satorice se poate estima din

$$z_0 = (14 - 16) \sqrt{D_{1e}} - 2$$

și trebuie corectat ulterior pentru a asigura o închidere bună.

Scheletul profilului palei statorice este mult mai plat decât la statorul F și se asimilează practic cu o dreaptă înclinată cu α_0 față de periferia cercului cu diametrul D_0 . Lungimea palei $l = (1,1 - 1,2) t$, cu împărțirea periferică $t = \pi D_0 / z_0$, se corec-

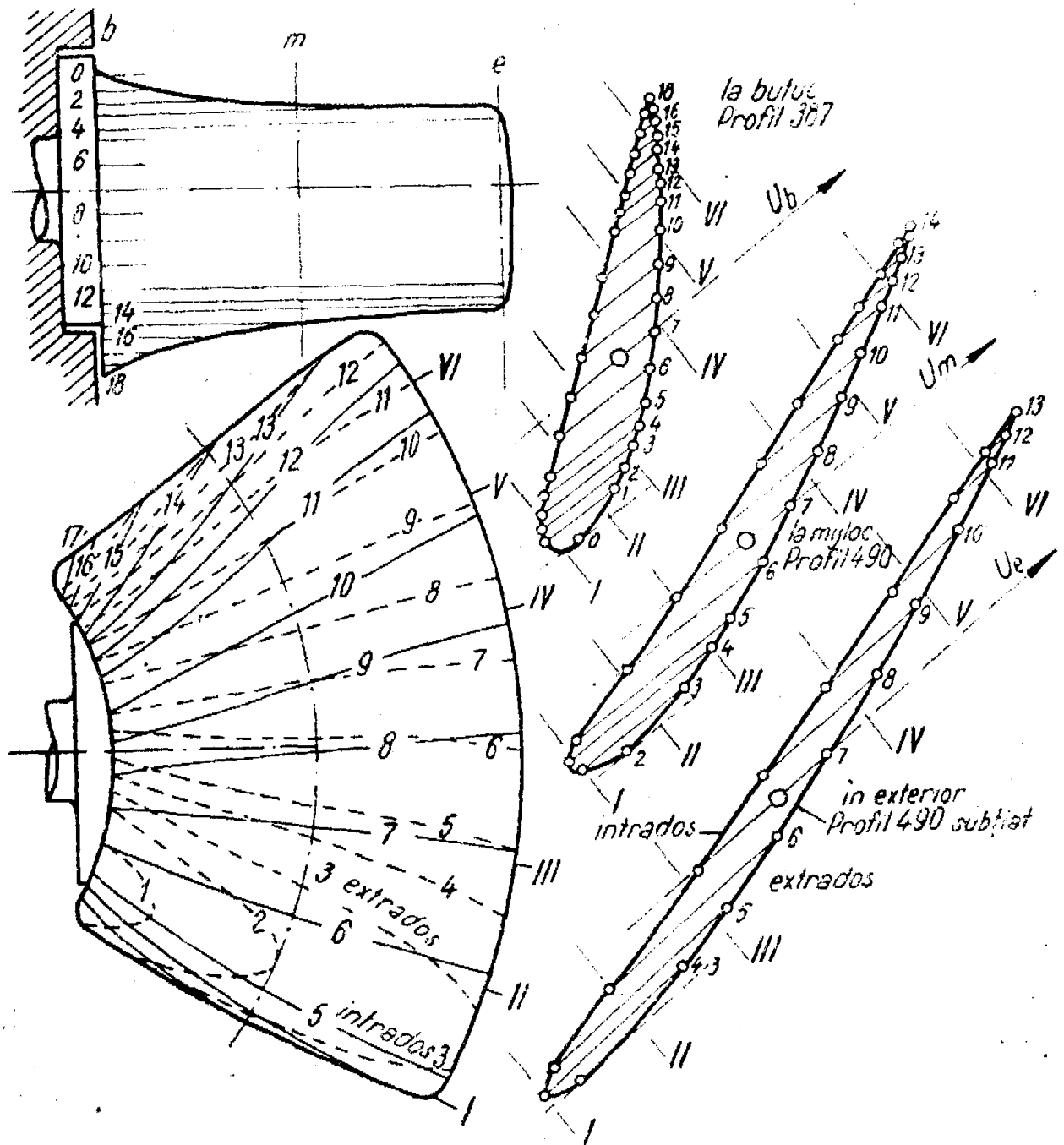


Fig. 225. Planșa palei rotorice (curbele topografice pline pentru intrados și punctate pentru extrados)

tează ulterior pentru obținerea unui bun ghidaj al apei între două pale succesive și pentru închiderea bună, analog ca la F .

Profilul de aripă folosit este tot un profil Jukovski, însă cu scheletul drept, care se obține prin reprezentarea grafică (fig. 200), cu profilul biconvex (simetric față de schelet), dacă se face $\beta = 0$.

Grosimea relativă a profilului rezultă din distanțele $C_1C_0 = C_0C_2$ mai mari pentru aripi groase, sau mai mici pentru aripi zvelte.

Metoda de închidere este aceeași ca și cea arătată în fig. 201 pentru turbina F , numai că se admite ca punctul de închidere J' să se apropie de bordul de atac A la distanța $(0,15 - 0,2) \overline{AJ}$.

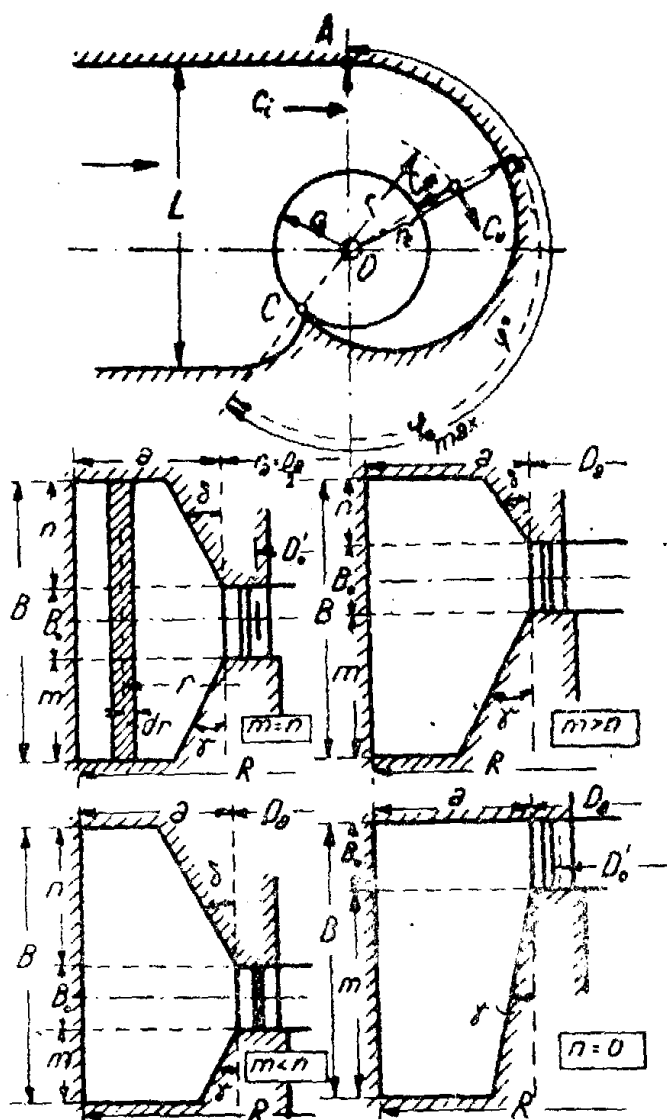


Fig. 226. Forme de melc la turbinele elicoidale

asemănător cu cel al turbinelor F — ultrarapide ($n_s > 400$) (fig. 206). La turbine E, K — lente ($n_s = 300 - 600$), numai în cazul căderilor mai mari decât 25 m, rezultă însă melc fie complet metalic, fie din beton blindat cu tolă. În cazul melcului metalic acesta se aseamănă cu cel din fig. 205 și se calculează după aceleași metode și formule cum s-a arătat la melcul turbinei F .

Melcul de beton și beton armat se calculează după „Bibliografia 1, p. 27—32”, în felul următor :

Admis a apei trebuie să fie uniformă pe toată circumferința statorului, deci componenta radială a vitezei apei $c_r = Q/(\pi D_0 B_0)$

Constructiv sînt valabile și aici fig. 202—204, numai că B_0 este mult mai mare în raport cu diametrul D_0 .

La turbinele SK palele statorice sînt fixe, cu $\alpha_0 = \text{constant}$, iar reglajul admisiei se face prin bascularea paletelor rotative, cum s-a arătat la descrierea turbinelor elicoidale, deci profilul paletelor statorice este mai zvelt, iar la turbine mici, chiar un plan oblic sub α_0 format din tolă sudată de cele două coroane de sus și de jos.

Calculul forțelor la palele deschise și închise, cum și calculele de rezistență sînt identice cu cele pentru statorul turbinelor F .

b) Melcul turbinelor E și K .

Melcul este identic cu acela al turbinelor F — rapide, ca formă și metodă de calcul. La turbinele E, K, SK normale ($n_s = 600 - 800$) și rapide ($n_s = 800 - 1400$), melcul este

va fi constantă pe cercul cu diametrul D_a la muchia exterioară a antestatorului (fig. 226). Pentru D_a și diametrul pînă în axul fuselor palelor statorice D'_0 , se obțin valorile din tabela 32, în funcție de diametrul rotorului D_1 , unde z_0 este numărul palelor statorice.

Tabela 32

Diametrele melcului de beton

D_1 . .	1,20	1,40	1,60	1,80	2,00	2,50	3,00	4,00	5,00	6,00	7,00	8,00	9
D'_0 . .	1,45	1,70	1,90	2,15	2,35	2,90	3,50	4,63	5,80	7,00	8,17	9,30	10,5
D_a . .	2,06	2,41	2,70	3,00	3,34	4,10*	4,80	6,24	7,90	9,45	10,9	12,5	14,0
z_0 . .	10	10	16	16	16	24	24	24	24	24	32	32	32

Pentru componenta de rotație a apei c_u , într-un punct cu raza r variabilă, este valabil cuplul hidraulic constant sau $c_u \cdot r = k = \text{constant}$.

Printr-o secțiune meridiană (plan radial prin axa turbinei sub unghiul φ) trece debitul $Q_\varphi = Q \frac{\varphi^\circ}{360^\circ} = k \int_r^{re} \left(\frac{B}{r} \right) dr$, deoarece $Q_\varphi = c_u B dr$, iar $c_u = k/r$. Unghiul φ^0 se măsoară conform fig. 226 a, de la ciocul amonte, unde $\varphi = 0$, în sens invers mișcării.

Unghiul maxim $\varphi_{max} = 360 \frac{k}{Q_{max}} \int_{ra}^R \frac{B}{r} dr$ este, în mod obișnuit, de $180-225^\circ$. Viteza medie în secțiunea de intrare OA este $c_i = K \cdot \sqrt{H}$, în care la melcul de beton $K = 0,7-0,8$, însă cu viteze limitate la $c_i < 4$ m/s din cauza pericolului de eroziune a betonului, iar la melcul blindat cu tolă, $K = 0,8-0,9$, cu $c_i < 8$ m/s.

Această viteză c_i determină secțiunea de la intrare S_i , a cărei formă se alege — din considerente de ordin constructiv legate de infrastructura centralei și a poziției statorului față de axa melcului — asemănătoare cu cea din fig. 226. Din punct de vedere hidraulic, se pot alege orice raporturi între mn ,

cuprinse în limitele $m = B - B_0$ cu $n = 0$, pînă la $m = 0$ cu $n = B - B_0$.

Raportul B/a în cazul $n = 0$, respectiv raportul $\frac{B-n}{a}$ în cazul $m > n$, respectiv $\frac{B-m}{a}$, în cazul $m < n$ sau $m = 0$, variază între 1,2 și 2,0, fiind cuprinse, mai frecvent, în inter-

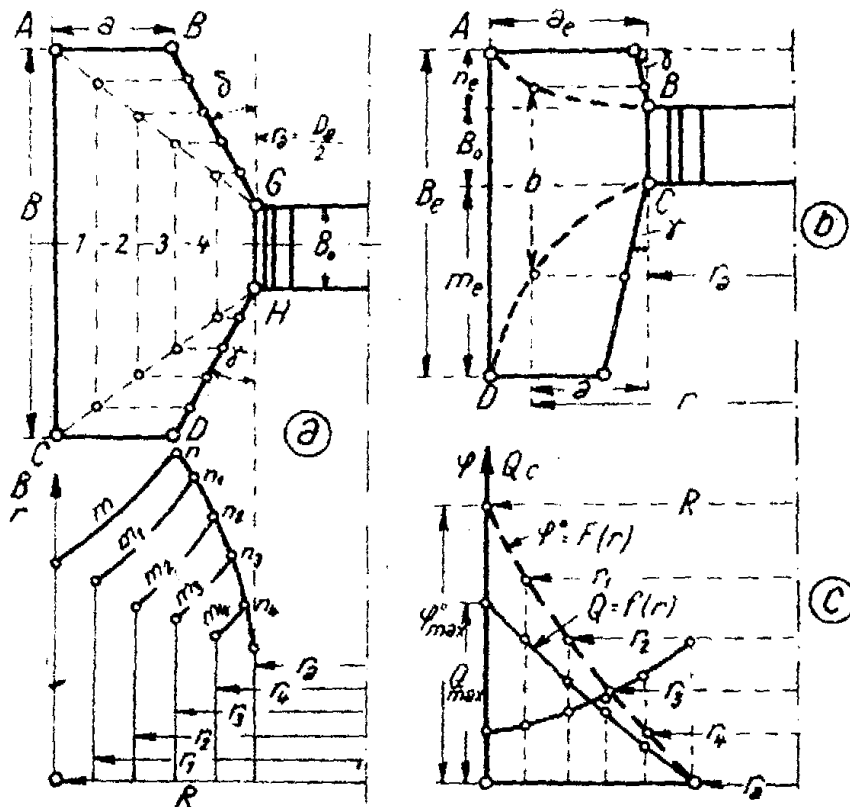


Fig. 227. Calculul grafic-analitic al melcului

valul 1,75—1,85. Atunci cînd trebuie micșorată distanța dintre axele turbinelor se ia valoarea cea mai mare. Unghiul $\delta = 20 - 35^\circ$ este, în majoritatea cazurilor, de 30° , iar unghiul γ este de $20 - 35^\circ$ la forme cu $m > n$, de $10 - 20^\circ$ la $m < n$ și de $10 - 15^\circ$ la $n = 0$.

După construirea secțiunii de intrare $ABGHDC$ din fig. 227, a, a cărei arie $S_i = Q_{\varphi_{max}}/c_s$ este cunoscută numeric, cu $Q_{\varphi_{max}} = Q_{\varphi_{max}^0}/360^\circ$ și Q debitul maxim al turbinei, se trece la determinarea poziției în plan a celorlalte secțiuni ale melcului. Secțiunile succesive se așază astfel, încît punctele exterioare AC să cadă pe dreptele AG și CH (fig. 227, a), sau pe curbele AB și CD (fig. 227, b). În ultimul caz sînt favorabile curbele parabolice: $a = k_1 \cdot \sqrt{n}$ pentru curba AB și $a = k_2 \cdot \sqrt{m}$ pentru CD , în care constantele se determină din $k_1 = a_i/\sqrt{n_i}$ și $k_2 = a_i/\sqrt{m_i}$, pentru a_i, m_i, n_i de la secțiunea de intrare cunoscută numeric.

Presupunând în formula debitului constanta $k = c_a \cdot r = 1$, unitară, va rezulta debitul $q = Q_\phi / k = \int_{r_a}^R \left(\frac{B}{r} \right) dr$ prin integrarea

grafică reprezentată în partea de jos a fig. 227 a. Pe ordonată se desenează valorile B/r în funcție de raza r , la o scară oarecare. Pentru secțiunea de intrare, cu r variind între $r = r_a$ și $r = R$, se exprimă raportul B/r prin curba $m - n - s$. Aria planimetrată, cuprinsă între ordonatele din stînga, cea din dreapta și curba $m - n - s$ exterioară, reprezintă la scara aleasă chiar debitul q la $k = 1$ pentru secțiunea $ABGHDC$.

În același fel se poate calcula și $k = Q_\phi / q_\phi$.

Pentru alte secțiuni intermediare, 1, 2, 3, ..., se construiesc analog curbele $m_1 - n_1 - s$, $m_2 - n_2 - s$ etc.; aria planimetrată a fiecărei secțiuni va da debitele q_1, q_2 etc. Cu constanta k , cunoscută dinainte, se găsește debitele reale $Q_1 = k \cdot q_1$, $Q_2 = k \cdot q_2$, ..., corespunzînd razelor r_1, r_2 , ...; în acest fel se obține curba $Q = f(r)$ (fig. 227, c).

Calculînd unghiurile corespunzătoare $\phi^0 = 360^\circ Q / Q_{max} = F(r)$ se obține grafic curba ϕ^0 din fig. 227, c, la $\phi = 0$, debitul fiind $Q = 0$ și la ϕ_{max} , debitul Q_{max} la raza R . La fel se poate construi și curba vitezelor medii în diferitele secțiuni $c = Q/S = \Phi(r)$ și se trasează forma melcului și în vederea în plan.

c) Aspiratorul turbinelor E și K .

Turbinele E și K au aspiratoare analoge cu acelea de la turbinele F — rapid, astfel că sînt valabile cele expuse la capitolul în care s-a studiat aspiratorul F , cum și calculele în legătură cu fig. 208—210.

În capitolul în care au fost descrise turbinele elicoidale E și K , s-au arătat de asemenea diferite exemple de forme de aspiratoare. În fig. 27 s-au reprezentat cîteva aspiratoare încercate de prof. Kaplan. În fig. 131 este reprezentat aspiratorul drept al unei microturbine sovietice, în fig. 133, un alt aspirator al turbinelor unei centrale sovietice de mare putere, dar de cădere redusă, în care 11 reprezintă conul superior vertical, 12 — curba spre orizontală și 13 — difuzorul în care se recuperează cea mai mare parte din energia cinetică. Fig. 136, cu ansamblul turbinei K , reprezintă aspiratorul secționat paralel cu axa centralei, din care se vede conul superior 13, a, secțiunea prin curbă 13 și de ieșirea din difuzor 13, b. Tot astfel, fig. 139 reprezintă aspiratorul turbinelor unei centrale submersibile cu conul de sub rotorul 7, cu curba 8 și difuzorul 9. Aspiratoare

speciale diagonale sînt reprezentate în fig. 138 *a, b, c* pentru trei tipuri de turbine elicoidale de curent.

Hidroconul din fig. 176 poate fi folosit și la turbinele elicoidale, iar la turbinele elicoidale de curent în tubație hidrodinamică de tipurile arătate în fig. 177, jumătatea din dreapta *O — B* a imaginii de flux se poate folosi ca aspirator, dedus pe cale teoretică.

Viteza de ieșire din aspirator c_4 m/s se dă în literatura sovietică în funcție de căderea H după tabela 33.

Tabela 33

Viteza de ieșire din aspirator c_4 (m/s) în funcție de căderea H (m) la turbinele *E* și *K*

$H =$	2	4	6	8	10	15	20	25	30
c_4	1,00	1,23	1,42	1,58	1,72	1,94	2,12	2,22	2,30

La tipul de aspirator sovietic reprezentat în fig. 228 pentru turbine elicoidale *E* și *K*, se recomandă dimensiunile minime : $h_{min} > 2,15 D_1$; $B_{4min} > 2,4 D_1$ și $L_{min} > 3,5 D_1$, iar cele normale sînt $h = (2,3 - 2,4) D_1$; $B_4 = (2,5 - 3,0) D_1$ și $L = 4 D_1$.

În unele cazuri, la turbinele cufundate adînc sub nivelul avâl, ieșirea din aspirator trebuie amenajată mai sus pentru a o racorda cu fundul fluviului, în așa fel încît de la punctul cel mai adînc x (fig. 228) al radierului aspiratorului pînă la ieșirea *G*, pe lungimea $L_1 + L_2$, unghiul de urcare să fie mai mic decît 12° .

În ultimul caz se modifică și profilul de sus de la *D — E — F*, printr-o rotire împrejurul *D* a formei *DEF*.

Aspiratorul din fig. 228, experimentat de fabrica sovietică de turbine *LMZ*, a dat randamente optime la dimensiunile raportate la diametrul de intrare în rotor D_1 de : $h = 2,3 D_1$; $D_3 = 1,204 D_1$; $L_1 = 1,595 D_1$; $L = 4,239 D_1$; $B_4 = 2,6 D_1$; $h_4 = 1,15 D_1$; $h_3 = 0,602 D_1$; $\beta = 11^\circ 15'$, grosimea maximă a nervurii verticale $b_4 = 0,326 D_1$; $h_3 = 1,204 D_1$; $a = 0,434 D_1$; $a_1 = 1,315 D_1$; $a_2 = 0,096 D_1$; $a_3 = 0,358 D_1$; $a_4 = 0,337 D_1$; $R_6 = 1,035 D_1$; $R_7 = 0,725 D_1$; $R_8 = 0,698 D_1$.

Unghiul α depinde de lungimea orizontală : la $L_2 = 2,4 D_1$ este $\alpha = 10^\circ$ și la $L_2 = 1,8 D_1$ crește $\alpha = 13^\circ$. Lărgimea secțiunii de ieșire produce o oarecare creștere a randamentului, dacă α este micșorat. Lărgimea curbei cotului de jos, cum și

lungirea părții orizontale $L_1 + L_2$ contribuie, de asemenea, la îmbunătățirea randamentului.

Între două aspiratoare cu viteze de ieșire diferite c_4' și c_4 se obține o diferență în plus la un randament η de $\eta + \Delta\eta$, cu :

$$\Delta\eta = (1,5-2,5) \frac{c_4'^2 - c_4^2}{2gH}$$

d) *Folosirea fenomenului ejeției pentru sporirea căderii.*

La uzinele fluviale cu turbine de tip E, K, SK, AC , s-a arătat anterior că la debite pe fluviu $Q > Q_i$, mai mari decât cel instalat Q_i în toate turbinele se produce o scădere tot mai pronunțată a căderii, cu cât crește Q .

Acest fenomen se datorește înnețării dinspre aval a centralei

La multe uzine fluviale de căderi mici, dar cu debite Q_i mari, avem cazul că la debitul Q_{max} sau la acela catastrofal pe fluviu Q_{cat} , căderea uzinei scade aproape pînă la zero.

Împotriva acestui fenomen se pot lua anumite măsuri, care recuperează o parte ΔH din căderea pierdută, folosind fenomenul ejeției, adică al trecerii unui debit suplimentar de ejeție Q_e printre sau peste turbine. Debitul Q_e se ia din excedentul $Q_e = Q_{max} - Q_i$, așa că prin stavile sau peste deversoarele barajului nu mai trece decât debitul $Q_{max} - Q_i - Q_e$, iar Q_e se utilizează ca debit de ejeție.

O soluție de ejeție constă în intercalarea între fundațiile turbinelor a unor conducte de golire de fund, care evacuează atunci cînd sînt ape mari, debitele de ejeție Q_e cu viteze $c_e = \psi \sqrt{2gH}$, superioare vitezelor de ieșire c_4 din aspirator. Datorită acestei ejeții, scade nivelul apei în aval de aspiratoare cu ΔH , astfel că pentru a obține o recuperare de $\Delta H/H = 20\%$, se consumă $Q_e = (8-10) Q_i$.

O altă soluție constă în deversarea apei peste turbine și în racordarea în aval cu o trambulină (fig. 139, 144, 145), la care aceeași recuperare de 20% din cădere se obține consumînd peste deversoare numai circa $4Q_i$, ceea ce este mult mai avantajos decât la prima soluție.

O a treia soluție constă în introducerea unei tubații de injecție în cotul aspiratorului (în fig. 133 tubul 16 trebuie să fie mult mărit și trasat mai hidrodinamic). În acest caz, se obține același efect ca mai sus, cunsumînd în injector un debit de circa $3 Q_i$.

O altă soluție a fost publicată de autor în anul 1924 și în revista Hidrotehnica Nr. 9/1951, în urma studiului efectuat asupra unei uzine fluviale, cu turbine de cîte 140 000 kW fie

care (fig. 229). Pe lângă folosirea deversării peste centrala submersibilă, ceea ce mărește căderea, se produce o recuperare de cădere suplimentară considerabilă prin injectoarele circulare așezate în jurul primului con de la intrarea în aspirator. Aceste dispozitive au fost combinate cu goliri de fund printre turbine, care, pe lângă efectul sporirii căderii, mai sînt necesare și pentru spălarea depozitelor solide strînse în amonte de centrala tip baraj. Această triplă combinație la aceeași uzină fluvială sporește recuperarea ΔH mult mai eficace decît alte sisteme de ejecție parțială.

Înălțimea de aspirație se calculează în același fel ca și la turbinele F și anume $H_s = H_b - \sigma H$, în care coeficientul cavității $\sigma = f(n_s)$ pentru E, K diferă de aceea dați la turbinele F .

În literatura de specialitate se găsesc puține date asupra lui σ la turbine elicoidale E și K ; astfel se cunoaște formula sovietică empirică

$$\sigma = 0,28 + \frac{1}{638} \left(\frac{n_s}{100} \right)^3 \quad (229)$$

Pe baza unor studii statistice asupra cavității am stabilit tabela 34 valabilă pentru turbinele elicoidale:

Tabela 34

Coeficientul cavității la diferite rapidități n_s la turbine E și K

n_s	109,589	136,98	164,38	191,78	219,18	246,575	273,97
n_s	400	500	600	700	800	900	1 000
σ	0,40	0,50	0,68	0,96	1,32	1,74	2,20

Cum $H_b = 10,33 - \frac{A}{100} - \frac{p_v}{\gamma} \infty 10$, se vede că la valori $\sigma H > 10$ este necesară o contrapresiune (H_s negativ), iar nu o aspirație (H_s pozitiv).

Pentru restul calculelor sînt valabile cele arătate la turbinele F .

4. CALCULE DE REZISTENȚĂ SI DETALII CONSTRUCTIVE LA TURBINELE E și K

După cum s-a arătat anterior, turbinele elicoidale E și K , fiind turbine de suprapresiune, se aseamănă cu cele F în sensul că toate organelle cu rol hidraulic : melcul, statorul, aspi-

ratorul sînt identice cu F — rapid, r min nd însă o deosebire constructivă între rotoare.  n consecin , cu excepția rotoarelor, calculele de rezisten  pentru turbinele elicoidale sînt absolut identice cu cele pentru turbinele F .

a) *Calcule de rezisten  la rotor.*

O pală rotorică (fig. 221, a) suportă o for  hidrodinamică $R = \sqrt{R_x^2 + R_z^2}$, care a fost calculată mai înainte după formula (225): $R = \frac{\rho}{4} w^2 l (D_1 - D_b) \sqrt{C_x^2 + C_z^2}$

Densitatea este $\rho = \gamma/g = 102$, profunzimea palei (l)  n sensul lungimii este de asemenea cunoscută ca fiind coarda $l = AF$, diametrul D_1 al rotorului  i D_b al butucului au fost stabilite anterior  i C_x, C_z date de polara profilului ales (fig. 224), iar w este media geometrică d ntre w_1 şi w_2 , notată în fig. 223, a cu w_∞ . Astfel rezultă din calcul for 

$$R = 25,5 w^2 l (D_1 - D_2) \sqrt{C_x^2 + C_z^2}$$

For  R acționează în centrul de presiune P al profilului. Acest centru poate fi calculat din distanța $AP = l C_m / C_z$ de la punctul de atac A (fig. 221 a), deoarece în polarele profilelor se dă şi coeficientul momentului C_m în funcție de C_z (nu s-a mai arătat în fig. 224). Centrul de fixare C al bușei palei în rotorul elicoidal se găsește de preferin  la $AC \leq 0,5 l$, a a că poate fi măsurat  i bra ul de p rghie d al forței R , ob in nd la o pală momentul de răsucire $M_t = Rd$. Buc a, desenată schematic punctat în fig. 221, a, este fixată cu m buloane de butucul rotorului ( n fig. 221, a este ales $m = 4$), astfel că fiecare bulon primește forța tangențială $F_t = Rd/mr$, dacă r este raza de la C până la axa bulonului, cunoscută constructiv. Bulonul se calculează la forfecare datorită acestei forțe, diametrul bulonului fiind deci $\delta = 1,13 \sqrt{\frac{Rd}{mr\tau}}$ obținut din for a $F_t = \frac{\pi}{4} \delta^2 \tau = \frac{Rd}{mr}$

La turbine, K , pala nu este  n surubat  în butuc, ci fusul (2—3) al palei (1), care intră în interiorul butucului gol, este acționat de o p rghie (4) de la rama care mișcă axial, datorită tijeii de reglaj (9)  mpins  de pistonul servomotorului rotoric 7, a a cum s-a arătat în fig. 134  i 135. Diametrul fusului d_f în locul cel mai g tuit (3) se calculează la torsiune $M_t = W_p \tau =$

$$= \frac{\pi}{16} d_f^3 = Rd, \text{ rezult nd : } d_f = 1,72 \sqrt[3]{\frac{Rd}{\tau}}, \text{ cu } \tau < \tau_{ta} \text{ în funcție}$$

de oțelul folosit; de exemplu la ol 37.11 este în cazul III este $\tau = 300-450 \text{ kg/cm}^2$.

Pîrghia (4) se calculează la răsucirea cu forța la capul exterior (5) $F = 1,2 R d / r_p$, r_p fiind raza pîrghiei de la fusul (3) la capul (5) și 1, 2, coeficientul de spor datorit frecărilor estimate la 20%. La diferite distanțe x de la capul (5) spre fus, momentul încovoietor fiind $M_b = Fx = 1,2 R x \frac{d}{r_p} = W\sigma$ se calculează

$W = 1,2 R x \frac{d}{r_p \sigma} = \frac{bh^2}{6}$ și se găsește secțiunea dreptunghică bh necesară. Tija de reglaj (9) primește forța axială totală $F_a = z \cdot F = 1,2 \cdot R \cdot zd / R'$, cu z pale rotorice, care se calculează la întindere, compresiune și flambaj.

Prof. A. Bărglăzan (bibliografia 33), calculează lucrul mecanic total de reglaj al celor z pale rotorice de tipul K după formula empirică :

$$A = (30-40) H D_1^3 \text{ (kgm)}. \quad (230)$$

Pala mai trebuie verificată și împotriva forței centrifuge F_c în mai multe secțiuni caracteristice. Astfel, imediat lângă butuc, G fiind greutatea întregii pale și r_c , raza centrului de greutate al palei (foarte aproximativ $r_c \approx 0,25 (D_1 + D_b)$) se poate calcula forța din $F_c = \frac{G}{g} r_c \omega^2 = 0,000 28 G n^2 (D_1 + D_b)$.

Întrucît la butuc profilul de aripă are aria S_b (cm²), reprezentată în fig. 225, se obține $\sigma = \frac{F_c}{S_b} = 0,000 28 (D_1 + D_b) \frac{G}{S_b} n^2 < \sigma_{za}$ cu $\sigma_{za} = 700-1 000$ la oțel 37.11.

Dacă σ reiese diferit de σ_{za} pentru turația de ambalare $n_a \approx 2n$ (la turbina K , dublă față de cea nominală), profilul de aripă se modifică, în sensul că pala se îngroașă sau se subțiază după o anumită proporționalitate, păstrînd însă scheletul și tipul de profil. La forța F_c majorată cu cota parte care corespunde masei fusului palei, se verifică la palele K zmulgerea fusului, respectiv la turbine elicoidale E cu pasul fix se verifică la întindere cele m buloane, menționate mai înainte.

Arborele rotorului fiind la turbinele E și K în mai toate cazurile vertical, se verifică numai la torsiune, diametrul arbo-

relui, în metri, fiind $d = (0,10-0,12) \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$ cu P (CP) și n (rot/min).

b) Calcule de rezistență la alte organe.

Împingera axială pe rotor, spre jos, este $P_a = zA$, în care forța axială pe o pală a fost determinată (226)

$$A = R_a \cos(\beta' + \varphi) + R_z \sin(\beta' + \varphi),$$

cu notațiile din fig. 221 a. La această forță P_a trebuie calculată crapodina superioară, a cărei suprafață de disc cu segmenti trebuie să fie $S > zA/p$, în care presiunea $p = 40 - 80 \text{ kg/cm}^2$ depinde de tipul crapodinei cu pivot.

Calcululele de rezistență, dezvoltate în capitolul VIII 3 c la turbinele F , sînt valabile la palele statorice și mecanismele de reglaj ale turbinelor E și K care seamănă mai ales cu cele arătate la F — rapid, ael cărei pale statorice sînt identice ca profil.

La poziția închis a palei se exercită forța maximă pe o pală calculată anterior $F_i = \gamma H l_i B_0$ și momentul pentru z_0 pale, inclusiv frecările

$$M_{max} = 1,5 \gamma H l_i B_0 a z_0. \quad (186)$$

În poziția deschis s-a arătat anterior momentul

$$M_a = 1,5 r F_a z_0. \quad (188)$$

cu F_a calculat conform fig. 201.

La microturbine elicoidale se adoptă mecanismele din fig. 202 și 204, cu metodele de calcul expuse în capitolul VIII 3 c. Pentru travaliul de reglaj se recomandă formulele empirice :

$$A = K \frac{P}{\sqrt{H}} \text{ cu } K = 15 - 25 \quad (192)$$

și

$$A = 100 B_0 D_1^2 (H + 0,5). \quad (194)$$

La turbinele E și K mai mari, se adoptă mecanismele de reglaj de la F — vertical după fig. 203 și 204, cu calcululele de rezistență expuse amănunțit în capitolul V 3 c.

Calcululele de rezistență a melcului din beton și beton armat date în capitolul VIII 4, $b - c$ se pot aplica și la turbinele elicoidale.

În ce privește detaliile de ordin constructiv, acestea au fost tratate pe larg în capitolul despre descrierea turbinelor elicoidale și în fig. 130—148. Dintre acestea, pot servi la proiectare fig. 132, 136, 137, 140, 147, care arată amănunțit diferitele organe, asupra cărora nu mai trebuie să se revină.

5. APLICAȚII LA CAPITOLUL IX

Aplicația 46. Să se dimensioneze gabaritele turbinei K cu $H = 20 \text{ m}$, $n = 150 \text{ rot/min}$, $n_s = 600$, pe baza turbinei model cu $H_m = 4$, $n_m = 166,7$, $n_{sm} = 640$, $D_{1m} = 1,0 \text{ m}$, $\eta_m = 0,87$, cunoscînd din planșe toate dimensiunile modelului.

Soluția : Parametrul similitudinii a fost dat anterior de formula (110)

$$\lambda = \frac{n_s}{n_{sm}} \frac{n_m}{n} \left(\frac{H \eta}{H_m \eta_m} \right)^{1/2}$$

Randamentul turbinei la D_1 mărit față de D_{1m} , se estimează la început $\eta = 0,89$, astfel că rezultă diametrul rotorului

$$D_1 = \lambda D_{1m} = \frac{600 \cdot 166,7}{640 \cdot 150} \sqrt{\frac{20 \cdot 0,89}{4 \cdot 0,87}} 1,0 = 2,36 \text{ m.}$$

După prof. Morozov (112) se poate recalcula randamentul turbinei mari $\eta = 1 - (1 - 0,87) \cdot \left(\frac{1}{2,36} \right)^{1/4} = 0,895$ care pretinde o corecție cu totul neglijabilă a diametrului $D_1 = \sqrt{\frac{0,895}{0,890}} 2,36 = 2,37 \text{ m.}$ Cu același parametru de similitudine $\lambda = 2,36$ se înmulțesc toate dimensiunile liniare ale modelului și se obțin gabaritele căutate ale turbinei D_0, B_0, D_1, D_2, D_3 etc.

Aplicația 47. Cum se calculează după metoda statistică gabaritele turbinei E cu $H = 28, 1 \text{ m, } Q = 600 \text{ m}^3/\text{s}$, reprezentată în fig. 229.

Soluția : În revista Hidrotehnica Nr. 8–9 din 1951 acest studiu l-am examinat pe larg pentru o uzină fluvială. De oareceturbina lucrează cu contrapresiune $H_s = 33 - 38,9 = -5,9 \text{ m}$, din formula (218) a rapidității turbinelor E dezvoltată în teorie rezultă :

$$n_s \leq \frac{30\,000}{24 + 28,1 \frac{10,17 + 1,5}{10,17 + 5,9}} \quad 100 \leq 576, \text{ cu}$$

$$H_b = 10,33 - \frac{A}{900} - \frac{P_v}{\gamma} = 10,17.$$

Socotind că randamentul este $\eta = 0,89$ la sarcina maximă, puterea unei turbine rezultă :

$$P = 13,33 QH\eta = 200\,000 \text{ CP. Rapiditatea } n_s = \frac{81}{28,1} \sqrt{\frac{200\,000}{\sqrt{28,1}}} = 561 \text{ la } n = 81 \text{ rot/min}$$

cu $p = 37$ perechi de poli la alternator, care este sub aceea critică 576.

Cu acest $n_s = 561$ se calculează, după formulele statistice (213–217), gabaritele principale :

$$D_1 = D_2 = \left(0,37 + \frac{270}{561} \right) \sqrt{\frac{600}{\sqrt{28,1}}} = 9,04 \text{ m (ales } 9 \text{ m);}$$

$$B_0 = (0,13 + 0,01 \sqrt{561}) D_1 = 3,30 \text{ m;}$$

$$D_0 = \left(0,52 + \frac{175}{561} \right) \sqrt{\frac{600}{\sqrt{28,1}}} = 8,84 \text{ m (ales } 8,8 \text{ m);}$$

$$D_b = (0,25 + 0,0002 \cdot 561) D_1 = 3,26 \text{ m};$$

$$h = 0,42 D_1 = 3,78 \text{ ales } 3,8 \text{ m.}$$

Aplicația 48. Se cere să se dimensioneze turbina din aplicația 47 după formula Vadot.

Soluția: Aplicând formula (221), se obține diametrul rotorului turbinei elicoidale

$$D = 14,8 n^{-0,65} P^{0,175} H^{0,0625} = \frac{14,8}{17,38} 8,49 \cdot 1,233 = 8,90 \text{ m}$$

care este cu numai 1% sub valoarea dată de metoda din aplicația 47, iar $B_0 = 0,4 D_1 = 0,356 \text{ m}$ cu -6% prea mic.

Aplicația 49. Se cere dimensionarea turbinei din aplicația 47 după metoda sovietică a turbinelor nenormalizate.

Soluția: Diametrul rotorului se calculează după metoda sovietică $D = 0,85 \sqrt{\frac{Q}{VH}} = 9,04 \text{ m}$, iar turația $n = 140 \frac{\sqrt{H}}{n} = 82 \text{ rot/min}$ (prima turație sincronă este însă 81). Înălțimea statorului este, la acest diametru, de $B_0 = 0,4 D = 3,62 \text{ m}$.

Aplicația 50. Utilizarea metodei coeficienților de viteză la dimensionarea turbinei elicoidale din aplicația 47.

Soluția: Interpolând coeficienții din tabela 30 pentru rapiditatea calculată anterior pentru această turbină $n_s = 561$ (se admit coeficienții medii între 500 și 600), se obțin: $k_{u1} = 1,52$, $k_{u2} = 1,55$, $k_{u3} = 1,58$, $k_{ub} = 0,72$, $k_0 = 0,32$, $B_0/D_1 = 0,374$. Cum $k_u = \frac{u}{\sqrt{2gH}} = \frac{\pi D n}{60 \sqrt{2gH}}$, rezultă diametrul rotorului

$$D = \frac{60}{\pi} \sqrt{2g} k_u \frac{\sqrt{H}}{n} = 84,6 k_u \frac{\sqrt{H}}{n}. \text{ Cu } H = 28,1 \text{ m și } n = 81 \text{ rot/min se obține}$$

$D = 5,54 k_u$, deci $D_1 = 8,42 \text{ m}$; $D_2 = 8,58 \text{ m}$ (circa 5% mai mic ca în aplicațiile anterioare); $D_3 = 8,76 \text{ m}$, $D_b = 3,99 \text{ m}$. Pentru stator, fiind valabil

$k_0 = c_{m0}/\sqrt{2g \cdot H}$, cu viteza absolută meridiană $c_{m0} = Q/\pi \cdot D_0 \cdot B_0 \cdot \varepsilon_0$ și $B_0 = 0,374 D_1 = 3,15 \text{ m}$, reiese diametrul de ieșire din stator $D_0 = \frac{Q}{\pi B_0 \varepsilon_0 k_0 \sqrt{2gH}} =$

$$= \frac{Q}{\pi 3,15 \cdot 0,95 \cdot 0,32 \sqrt{2g 28,1}} = 8,48 \text{ m (cu } -4\% \text{ sub valoarea din aplicația 47).}$$

Aplicația 51. Aplicarea metodei sovietice, a turbinelor normalizate, la turbina elicoidală precedentă.

Soluția: În toposrama din fig. 219 se alege punctul de funcționare (P) la puterea plină, cu ordonata $n'_1 = 138$ și abscisa $Q_1 = 1,4$. Cum turația era $n = 81 \text{ rot/min}$, rezultă din $n'_1 = n D_1/\sqrt{H} = 138$ diametrul $D_1 = 138 \sqrt{28,1/81} = 9,02 \text{ m}$, iar din debitul dublu unitar $Q'_1 = Q/(D_1^2 \sqrt{H}) = 1,4$ se obține $D_1 = \sqrt{600/1,4 \sqrt{28,1}} = 9,0 \text{ m}$ în perfectă concordanță cu aplicația 47. La turbina model cu $D_{1m} = 0,46 \text{ m}$, pentru care este valabilă topograma, curba de randament

care trece prin punctul P este $\eta_m = 0,84$. Recalculind randamentul turbinei mari se obține, de exemplu după prof. Morozov formula (112), $\eta = 1 - (1 - 0,84) \times \left(\frac{0,46}{9}\right)^{1/4} = 0,924$, randament cu +3,8% mai mare decât acela scontat în aplicația 46. Cu dimensiunile normalizate ale acestei turbine (Bibliografia 1, p. 68) se obțin din $D_1 = 9$ m, celelalte gabarite $D_2 = 1,045 D_1 = 9,4$ m; $B_0 = 0,4 D_1 = 3,6$ m; $D_b = 0,396 D_1 = 3,56$ m; $D_3 = 1,095 D_1 = 9,85$ m.

Aplicația 52. Ce circulație are o pală rotoricească a turbinei calculate în aplicația precedentă :

Soluția : Circulația necesară unei pale rotorice este, după formula (224) $\Gamma_p = 589 \frac{H \eta_h}{n z}$ și cum randamentul hidraulic este $\eta_h = \frac{\eta}{\eta_{mec}} = \frac{0,89}{0,99} = 0,9$, iar numărul de pale $z = 6$, va fi numeric $\Gamma_p = 589 \frac{28,1 \cdot 0,9}{81 \cdot 6} = 30,7$.

Aplicația 53. Să se calculeze valorile necesare aplicării metodei sovietice de calcul a profilului palei rotorice, în cazul turbinei din aplicația 47.

Soluția : În capitolul IX - 2, b s-a arătat această metodă de calcul și deoarece constanta $K = g \cdot \eta_h \cdot H/u = 6,49$ cu $\eta_h = 0,9$; $H = 28,1$ m; $u = \pi D_1 n / 60 = \pi \cdot 9 \cdot 81 / 60 = 38,2$ m/s, se obțin succesiv componentele vitezelor necesare construcției fig. 223, și anume : $c_{u2} = 0,2 K = 1,298$ m/s; $c_{w1} = 1,2 K = 7,788$ m/s; $w_{u\infty} = 0,6 K = 3,894$ m/s; $w_{z\infty} = \frac{-4 Q_0}{\pi (D_1^2 - D_b^2)} = -9,78$ m/s, cu $Q_0 = 0,9$ $Q = 540$ m³/s, $D_1 = 9$ m și $D_b = 3,26$ m conform aplicației 47. Unghiul relativ mediu al palei $\text{tg } \beta_\infty = 68^\circ 20'$ rezultă din $\text{tg } \beta_\infty = \frac{-w_{z\infty}}{w_{u\infty}} = \frac{-9,78}{3,894} = -2,51$. Celelalte componente rezultă de $c_{wr} = a K = 1,17$ m/s, $c_{zr} = b K = 0,338$ m/s și $c_n = \frac{2t}{\pi l} K = 0,796$ m/s, fiind $l/t = 0,8$ la profilul periferic al palei, iar $l_0 = l \cdot t / t_0 = 17,75 / t_0$ cu $t = \pi D_1 / z = \pi 9 / 6 = 4,71$ m, $l = 0,8 t = 3,77$ m. Deci la $l_0 = 0,8 t_0$, se obține în abaca din fig. 222 punctul K , dat de mărimea lui l_0 și unghiul $\beta_\infty = 68^\circ 20'$ și prin K trece curba interpolată care dă valorile $a = 0,18$ și $b = 0,052$. Cu aceste valori se pot construi grafic diagrama de viteze și scheletul profilului de aripă din fig. 223.

Aplicația 54. Ce unghi α_0 formează pala statorului cu periferia, la turbina din aplicația 47 :

Soluția : În capitolul IX - 3, a s-a arătat că $\text{tg } \alpha_0 = 0,024 \frac{Q^2 n}{B_0 P} = 0,024 \frac{600^2 \cdot 81}{3,3 \cdot 200\,000} = 1,06$; deci, unghiul absolut al palei statorice este $\alpha_0 = 46^\circ 40'$. Numărul palelor statorice este $z_0 = 15 \sqrt{D_1} - 2 = 43$.

Aplicația 55. Ce forță și ce moment maxim suportă palele statorice din aplicația 54.

Soluția : Împărțirea periferică este $t_1 = \pi D_0 / z_0 = \pi 8,8 / 43 = 0,643$, lungimea palei $l_0 = 1,15 t_0 = 0,739$ m. Profilul este biconvex, simetric la un unghi atît de

mare $\alpha_0 = 46^\circ 10'$ (aplicația 54) și cu notațiile din fig. 201-jos se pot citi $l_i = 3,70$ m și $a = 1,5$ m. Forța la poziția închis pe o pală rezultă din capitolul IX 4-b : $F_i = \gamma H l_i$; $B_0 = 1\,000 \cdot 28,1 \cdot 3,7 \cdot 3,3 = 343\,000$ kg, iar momentul maxim pentru întregul stator cu $z_0 = 43$ pale, $M_{max} = 1,5 F_i a z_0 = 3\,320\,000$ kgm.

Lucrul mecanic de reglaj rezultă din formulele empirice date în cap. IX 4, b :

$$A = K \frac{P}{\sqrt{H}} = 20 \frac{200\,000}{\sqrt{28,1}} = 755\,000$$
, sau după $A = 100 B_0 D_1^2 (H + 0,5) = 100 \cdot 3,3 \cdot 9^2 (28,1 + 0,5) = 766\,000$ kgm. A este, evident, mult mai mic decât M_{max} corespunzând poziției închis, deoarece imediat după deschidere momentul M_{max} din poziția închis scade rapid spre cel în poziția deschis $M_d < M_{max}$, astfel că travaliul care corespunde tuturor M , de la poziția deschis la cea închis, este mai mic.

Aplicația 56. Ce travaliu de reglaj necesită rotorul K cu dimensiunile din aplicația 47, de la poziția deschis la cea închis.

Soluția : În capitolul IX-4, a s-a dat formula (230) $A = (30-40) HD_1^3$ și admitând coeficientul mijlociu, se obține travaliul de reglaj necesar $A = 35 \cdot 28,1 \cdot 93 = 716\,000$ kgm, care trebuie efectuat de servomotorul rotorului.

Aplicația 57. Ce înălțime de aspirație se obține la o turbină K cu $H = 10$ m și $n_s = 700$:

Soluția : Înălțimea de aspirație se obține din $H_s = H_b - \sigma H$, în care înălțimea barometrică, la altitudinea $A = 100$ și înălțimea de vaporizare $p_v/\gamma = 0,24$, este $H_b = 10,33 - \frac{100}{900} - 0,24 = 9,98$ m. Coeficientul σ se obține pe de o parte din (229).

$$\sigma = 0,28 + \frac{1}{638} \left(\frac{n_s}{100} \right)^3 = 0,818, \text{ iar pe de altă parte din tabela 34.}$$

$\sigma = 0,96$ la $n_s = 700$. Se admite aici valoarea medie

$$\sigma = \frac{0,82 + 0,96}{2} = 0,89 \text{ din care rezultă } H_s = 9,98 - 0,89 \cdot 10 = + 1,08,$$

adică rotorul trebuie plasat cu muchia de ieșire cu 1,08 peste nivelul aval, înălțimea de aspirație fiind +1,08 m.

Aplicația 58. Ce rapiditate n_s dobîndește turbina K din aplicația 57, dacă este supusă la o contra presiune de $H_s = - 5$ m :

Soluția : Din $H_s = H_b - \sigma H = 9,98 - \sigma 10 = - 5,0$ m rezultă coeficientul cavității $\sigma = 1,498$, sau, după formula (229), $\sigma = 0,28 + \frac{1}{638} \left(\frac{n_s}{100} \right)^3 = 1,498$.

Cu acest σ este necesară rapiditatea $n_s = 100 \sqrt[3]{(1,498 - 0,28) 638} = 920$. În consecință, rapiditatea crește cu $\frac{920 - 700}{700} = + 31,4\%$, dacă se introduce

contrapresiunea de 5 m, ceea ce reprezintă un avantaj mare, deoarece la n_s sporit scad atât diametrul turbinei, cît și diametrul alternatorului și scade costul agregatului. În schimb, cresc investigațiile în fundațiile mai adînci ale centralei, așa că problema găsirii soluției optime se reduce la un calcul economic, care, într-un caz concret, se poate rezolva numeric.

Aplicația 59. In legătură cu fig. 229 să se calculeze câștigul de cădere și energie prin aplicarea metodei recuperării căderii prin ejecție, arătată în capitolul IX 3-d

Soluția : La debite pe fluviu Q mai mari decât acela instalat $Q_i = 6\ 000\ \text{m}^3/\text{s}$, se obține o recuperare de cădere $\Delta H = 0,2\ H'$, dacă $Q_e = 3\ Q_i = 18\ 000\ \text{m}^3/\text{s}$ adică $Q = Q_i + Q_e = 24\ 000\ \text{m}^3/\text{s}$. La acest debit, nivelul aval este 44,5 m (fig. 229), iar cel amonte 67 m.

Căderea fiind $H' = 67 - 44,5 = 22,5\ \text{m}$, recuperarea este $\Delta H = 0,2 \cdot 22,5 = 4,5\ \text{m}$.

Debitul care poate fi consumat prin turbine va fi: $Q = Q_i \sqrt{\frac{H' + \Delta H}{H_i}} = 600 \sqrt{\frac{22,5 + 4,5}{28,1}} = 5\ 880\ \text{m}^3/\text{s}$ față de cazul cînd nu avem recuperare $Q' = 600 \sqrt{\frac{22,5}{28,1}} = 5\ 370\ \text{m}^3/\text{s}$ pe lîngă cădere se cîștigă și debitul $Q - Q' = 510\ \text{m}^3/\text{s}$.

Cîștigul de putere va fi, datorită recuperării căderii și debitului, de $\Delta p = 9,81\ \eta [Q(H' + \Delta H) - Q'H'] = 9,81 \cdot 0,9 [5\ 880(22,5 + 4,5) - 5\ 370 \cdot 22,5] = 336\ 000\ \text{kW}$, care reprezintă 24% din puterea instalată (1 400 000 kW).

Acest cîștig se putere se obține însă numai la debitul aproape egal cu ce catastrofal ($25\ 000\ \text{m}^3/\text{s}$), cu frecvență foarte rară. La alte debite mai mici, cîștigul scade tot mai mult, pentru a atinge valoarea zero $\Delta H = 0$ la $Q = 6\ 000\ \text{m}^3/\text{s}$. Printr-o integrație a cîștigului de putere la diferite debite, ținînd seamă de durata lor, se poate obține energia anuală recuperată prin ejecție.

Aplicația 60. Să se efectueze dimensionarea fixării palei rotorice la turbina elicoidală, studiată în aplicațiile 47 și 52.

Soluția : În capitolul IX 4, a s-a calculat forța hidrodinamică pe pală care după formula (225) dă numeric:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_z^2} = 25,5\ w^2\ l\ (D_1 - D_b) \sqrt{C_x^2 + C_z^2} = 25,5 \cdot 10,5^2 \cdot 3,77 \times \sqrt{0,095^2 + 1,1^2} = 11\ 730\ \text{kg}$$

luîndu-se ca exemplu datele turbinei din aplicația 47 și 52, și anume $D_1 = 9$, $D_b = 3,20\ \text{m}$, $w = w_\infty = \sqrt{w_{u_\infty}^2 + w_{z_\infty}^2} = \sqrt{3,89^2 + 9,78^2} = 10,5\ \text{m/s}$, $l = 0,8\ t = 3,77\ \text{m}$.

Profilul palei se alege după acela sub Nr. 387 din fig. 224, care are caracteristicile $C_x = 0,095$, $C_z = 1,1$, $C_m = 0,43$. Distanța centrului de presiune P față de bordul de atac A este (fig. 221, a):

$$AP = \frac{C_m}{C_z} l = \frac{0,43}{1,1} \cdot 3,77 = 1,472\ \text{m}; \quad AC = 0,51\ l = 1,885\ \text{m}$$

deci brațul de

pîrghie față de centrul de rotire al palei rezultă

$d = AC - AP = 1,885 - 1,472 = 0,413\ \text{m}$. Forța tangențială pe unul dintre cele $m = 6$ buloane rezultă din:

$$F_t = \frac{R\ d}{m\ r} = \frac{11\ 730 \cdot 0,413}{4 \cdot 0,2} = 6\ 060\ \text{kg}$$

care dă la forfecare diametrul bulo-

nului de $\delta = 1,13 \sqrt{\frac{R\ d}{m\ r}} \approx 4\ \text{cm}$ cu $\sigma = 500\ \text{kg/cm}^2$.

Aplicația 61. Cum se dimensionează pala din aplicația 60 considerată fixată pentru un rotor K ?

Soluția : Diametrul fusului palei, care la turbina *K*, se răsuțește, a fost dat în capitolul IX-4, a ca fiind

$$d_f = 1,72 \sqrt[3]{\frac{R d}{\tau}} = 1,72 \sqrt[3]{\frac{11\,730 \cdot 41,3}{400}} = 18,2 \text{ cm, cu } \sigma = 400 \text{ kg/cm}^2$$

la torsiune și cu $d = 0,413 \text{ m}$ (41,3 cm) calculat în aplicația 60.

Forța la capătul pîrghiei de răsucire este :

$F = 1,2 R d/r_p = 11\,600 \text{ kg}$, cu raza pîrghiei $r = 50 \text{ cm}$ și în secțiunea periclitată de încovoiere $x = r_p - 0,5 d_f = 40 \text{ cm}$, se obține momentul încovoietor $M = 1,2 R x d/r_p = \sigma W = \sigma b h^2/6$, din care se obține cu $h = 10 \text{ cm}$ și $\sigma = 900$ lățimea pîrghiei :

$$b = 6 \cdot 1,2 \frac{R x d}{r_p h^2 \sigma} = 30 \text{ cm.}$$

Aplicația 62. Să se verifice pala rotorică din aplicația precedentă la centrifugare

Soluția : Pala secționată la butuc are, după profilul 387, aria $S_b = l s_m = 2\,800 \text{ cm}^2$ și greutatea $G \sim 6\,000 \text{ kg}$.

Turația normală fiind $n = 81 \text{ rot/min}$ (apl. 47), la ambalare se obține $n_a = 2 n = 162 \text{ rot/min}$, astfel că după formula dedusă în capitolul IX-4, a, va rezulta rezistența :

$$\sigma = 0,000\,28 (D_1 + D_b) \frac{G n_a^2}{S_b} = 0,00028 (9 + 3,26) \frac{6\,000}{2\,800} 162^2 = 193 \text{ kg/cm}^2$$

mult mai mic decât σ_{za} admisibil la întindere.

CAPITOLUL X

CALCULUL SI PROIECTAREA TURBINELOR *P* DE EGALĂ PRESIUNE

În capitolul IV-3, în cadrul clasificării turbinelor, s-a arătat că turbinele cu egală presiune cuprind zona rapidităților mici, n_d sub 50, că ele transformă, la ieșirea din stator întreaga cădere în înălțime cinetică, de unde rezultă gradul de reacțiune $\rho = 0$, iar rotorul transformă puterea hidraulică cinetică pe cale de impuls, adică de acțiune, în putere mecanică.

Prototipul acestei grupe este turbina Pelton, denumită prescurtat *P* sau turbină cu cupe. Prototipurile mai vechi, utilizate în trecut : Girard, Zuppinger, Banki etc., au fost abandonate deoarece aveau randamente prea mici. În capitolul V-6, au fost descrise aceste tipuri mai vechi și au fost studiate pe larg turbinele contemporane de tipul *P* cu egală presiune (fig. 103--108).

1. TEORIA TURBINELOR *P*

Dintre legile fundamentale ale hidraulicii, la turbinele cu egală presiune se aplică următoarele.

a) *Ecuatia continuității.*

La regim de funcționare permanent cu timpul, ecuația continuității se scrie pentru toate organele fixe ale turbinei sub forma $Q = Sc = \text{constant}$, în toate secțiunile consecutive ale mașinii. De la vana turbinei se ramifică distribuitorul simplu sau dublu spre stator. În distribuitor, viteza este $c_1 = k \sqrt{2gH}$, iar după ecuația continuității $Q = \pi d_a^2 c_a m / 4$, la m distribuitoare de fiecare turbină, rezultă diametrul unui tub distribuitor, după vană, de :

$$d_a = \sqrt{\frac{4Q}{\pi m c_a}} = 0,536 \sqrt{\frac{Q}{km \sqrt{H}}} \quad (231)$$

Se dă coeficientul $k = 0,20, 0,164, 0,145, 0,124, 0,108, 0,095, 0,086$ la căderile $H = 50 \text{ m}; 100 \text{ m}; 200 \text{ m}; 400 \text{ m}; 600 \text{ m}; 800 \text{ m}; 1000 \text{ m}$. Numărul distribuitorilor (m) este identic cu numărul injectoarelor (statoare) și anume la turbina P , monorotorică, cu ax orizontal, va fi $m = 1$, sau $m = 2$, la P — birotorice (gemene) $m = 2$ sau 4 . Turbina P — triplă, deși în trecut s-a executat, este astăzi abandonată, fiind înlocuită de turbina P — ultralentă. La P — monorotorică, cu ax vertical, numărul statoarelor poate ajunge pînă la $m = 4$.

La intrarea în stator, diametrul este $d_s = (2,5 - 2,7) d_0$ și d_0 reprezintă grosimea vînei de apă la ieșirea din stator :

$$d_0 = 0,536 \sqrt{\frac{Q}{\psi m \sqrt{H}}}, \text{ m} \quad (232)$$

cu $\psi = 0,96$ la injectoare cu $d_0 < 0,05 \text{ m}$, apoi $\psi = 0,97$ la $d_0 = 0,12 \text{ m}$ și $\psi = 0,98$ la $d > 0,2 \text{ m}$.

Cu $\psi = 0,975$ mijlociu și la debitul $q = Q/m$ pe un injector se calculează diametrul vînei :

$$d_0 = 0,543 \sqrt{\frac{q}{\sqrt{H}}}, \text{ m.} \quad (233)$$

În interiorul statorului (fig. 107 cu acul tras spre dreapta), r fiind raza axei scurgerii (flux ψ), iar a , lărgimea vînei de apă măsurată ortogonal pe ψ , după legea continuității va fi :

$$c = \frac{Q}{2\pi r a m} = \frac{K}{r a} \quad (234)$$

cu constanta $K = \frac{Q}{2\pi m}$ cunoscută și egală pentru toate punctele statorului.

Pe cupă, s fiind grosimea variabilă a vînei de apă de lățimea l , ortogonală pe s (fig. 44), se poate scrie continuitatea mișcării relative $Q = \frac{s l}{w m}$, cu viteza relativă w , la cupa izbită în plin de debitul unui injector.

b) Ecuația Bernoulli la turbina P .

În distribuitor și în stator se scrie ecuația Bernoulli sub forma :

$$\frac{p}{\gamma} + \frac{c^2}{2g} + z + h_r = \text{constant} = \frac{p_0}{\gamma} + \frac{c_0^2}{2g} + z_0. \quad (235)$$

La rotor se scrie ecuația Bernoulli, ținând seamă de rotație, însă cu condiția presiunii egale la intrarea și ieșirea din rotor $p_1 = p_2 = p_0$, deci :

$$\frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} + z_1 + h_{r1} = \frac{w_2^2 - u_2^2}{2g} + z_2 + h_{r2} \quad (235)$$

de la intrare (1) la ieșire indicele (2).

În interiorul statorului se cunosc vitezele c în fiecare punct al statorului din (234) $c = \frac{K}{r a}$ și după (235) se poate calcula presiunea dinamică :

$$p = p_0 + \gamma H - \frac{\gamma}{2g} c^2 - \gamma h_r = 10\,000 + 1\,000 \left(H - \frac{c^2}{2g} - h_r \right), \quad (236)$$

deoarece $z_0 - z = H$ este căderea netă a turbinei, iar $c_0^2 \sim 0$ este practic nulă la intrarea în aducțiune (în lac) și h_r este pierderea de sarcină de la lac la punctul din stator.

c) *Rapiditatea.*

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{P}{\gamma H}} = n P^{1/2} H^{-5/4} = n_1 \sqrt{P_1} \quad (237)$$

se folosește al fel ca la turbinele cu suprapresiune F , E , K . Aici trebuie însă făcută distincție între n_{si} a unui injector, $n_{sr} = \sqrt{m} n_{si}$ a unui rotor și $n_s = \sqrt{Mm} n_{si}$ a întregii turbine, dacă M este numărul rotoarelor la m injectoare pe un rotor.

d) *Ecuația impulsului.*

La o cupă de turbină cu egală presiune de forma cea mai rudimentară redusă la o simplă placă, viteza absolută a apei fiind $c_0 = \psi \sqrt{2gH}$ cu $\psi = 0,96 - 0,98$ și viteza periferică $u = \pi D n / 60$ se poate scrie forța de impuls

$$F = \gamma \frac{Q}{g} (c_0 - u) \quad (238)$$

și puterea, în CP :

$$P = \frac{Fu}{75} \eta = \frac{\gamma Q}{75 g} \eta (c_0 u - u^2). \quad (239)$$

Anulînd derivata $\frac{\partial P}{\partial u} = \frac{\gamma Q \eta}{75} (c_0 - 2u) = 0$, se obține regimul de funcționare teoretic optim la $u = c_0/2$ și puterea maximă a turbinei :

$$P_{max} = \gamma \frac{Q \eta}{75 g} \frac{c_0^2}{4} = 0,267 d_0^2 \eta c_0^3 \quad (240)$$

cu debitul $Q = \pi d_0^2 c_0 / 4$. La turbina blocată cu viteza periferică $u = 0$, va fi $P = 0$ și forța de impuls $F_{max} = \gamma Q c_0 / g$. La $u = c_0$ corespunzător cazului ambaiarării puterea utilă este nulă : $P = 0$ și $F = 0$, iar la $u = 0,5 c_0$ se obține puterea maximă $P_{max} = 0,267 d_0^2 \eta c_0^3$ și forța de impuls $F = 0,5 F_{max} = \frac{\gamma Q c_0}{2g}$

așa cum rezultă din diagrama din fig. 35.

În realitate, din cauza formei de dublă scoică a cupei Pelton și din cauza pierderilor provocate de unghiurile β_1, β_2 (fig. 44), se obține regimul de funcționare practic optim la $u/c_0 = 0,44 - 0,48$, iar P_{max} este puțin mai mic decât (240), așa cum arată parabola puterii reale, desenată punctat în fig. 35.

e) Similitudinea la turbinele P .

Două turbine P sînt similare hidromecanic, dacă au aceeași rapiditate $n_s = n_{sm}$. Indicii m se referă la turbina considerată model și valorile fără indici, la turbina care se proiectează.

În realitate, cazul identității rapidităților între model și turbina care se proiectează se întâlnește foarte rar, numai întîmplător, așa că în cazul general, se caută n_s cel mai apropiat de n_{sm} , abaterea netrebuind să depășească în mod obișnuit $\pm 5\%$ și în nici un caz, limita superioară $\pm 10\%$. Din cele două rapidități rezultă $n_s = n \cdot P^{1/2} \cdot H^{-5/4}$; $n_{sm} = n_m \cdot P_m^{1/2} \cdot H_m^{5/4}$:

$$\frac{n_s}{n_{sm}} = \frac{n}{n_m} \left(\frac{P}{P_m} \right)^{1/2} \left(\frac{H_m \eta_m}{H \eta} \right)^{5/4} \quad (242)$$

În formula (242) s-a corectat raportul cu randamentele, care afectează căderea, știind că la dimensiuni diferite, randamentul η nu mai este egal cu acela al modelului η_m .

Ținînd seamă că în (232) diametrul vînei de apă era $d_0 = 0,536 \sqrt{\frac{Q}{\psi_m \sqrt{H}}}$, la turbine similare, este identic $m = m_m$ și ψ diferă foarte puțin de ψ_m . În consecință, se poate scrie diametrul vînei de apă la ieșirea din stator $d_0 = k Q^{1/2} \cdot H^{1/4}$, iar la model $d_{0m} = k Q_m^{1/2} \cdot H_m^{-1/4}$, cu $k \sim k_m$. Făcînd și corecția randamentului, se obține parametrul similitudinii statorului λ_s valabil la $n_s = m_{sm}$ și anume

$$\lambda_s = \frac{d_0}{d_{0m}} = \left(\frac{Q}{Q_m} \right)^{1/2} \left(\frac{H_m \eta_m}{H \eta} \right)^{1/4} \quad (243)$$

Diametrul de atac al rotorului D_0 , la care este tangentă axa vînei de apă ieșită din stator, se obține din viteza periferică optimă $u_0 = k_u \sqrt{2gH} = \pi D_0 n / 60$ cu $k_u = 0,46 - 0,48$, așa cum s-a arătat anterior.

$$\text{Rezultă } D_0 = \frac{60}{\pi} \sqrt{2g} k_u \frac{\sqrt{H}}{n} = 84,6 k_u \frac{\sqrt{H}}{n}, \text{ m} \quad (244)$$

care, la perfecta similitudine cu $k_u = k_{um}$ și cu corecția randamentului, dă raportul de similitudine al rotorului λ_r valabil la $n_s = n_{sm}$ anume:

$$\lambda_r = \frac{D_0}{D_{0m}} = \frac{n_m}{n} \left(\frac{H\eta}{H_m\eta_m} \right)^{1/2}. \quad (245)$$

Odată stabiliți λ_s și λ_r , se obțin pentru stator toate dimensiunile turbinei care se proiectează din acelea ale modelului înmulțite cu λ_s , respectiv ale rotorului cu λ_r .

La n_s diferit de n_{sm} , în limite sub $\pm 10\%$, se poate aduce corecția parametrilor λ , ținând seamă de (242), obținând în cazul general:

$$\lambda_s = \frac{n_s}{n_{sm}} \left(\frac{Q}{Q_m} \right)^{1/2} \left(\frac{H_m \eta_m}{H \eta} \right)^{1/4}. \quad (246)$$

$$\lambda_r = \frac{n_{sm}}{n_s} \frac{n_m}{n} \left(\frac{H \eta}{H_m \eta_m} \right)^{1/2}. \quad (247)$$

În ce privește similitudinea randamentului turbinelor P , nu se găsesc date în literatură. Notînd cu P puterea în CP, Q debitul în m^3/s și H căderea în m și ținînd seamă de studiile proprii, se propune pentru randamentul η în funcție de acela a modelului η_m formula valabilă la turbinele P :

$$\eta = (0,99 - 0,15 P^{-1/4}) \left[1 - \left(1 - \frac{\eta_m}{0,99 - 0,15 P_m^{-1/4}} \right) \left(\frac{Q_m}{Q} \right)^{1/8} \left(\frac{H}{H_m} \right)^{1/16} \right] \quad (248)$$

f) Diagrama vitezelor la turbinele P .

Cupa P este formată din două scoici aproximativ elipsoide simetrice, care teoretic încovoaaie vîna de apă cu 180° , de la intrare la ieșire.

Cum însă muchia de intrare trebuie să aibă un ascuțiș suficient de rezistent, ea este diedrică, avînd un unghi relativ de intrare $\beta_1 = 7...15^\circ$ de fiecare parte. La ieșire, se dă la fel un unghi relativ de ieșire $\beta_2 = 4...7^\circ$, impus de condiția ca viteza absolută de ieșire c_2 să evacueze apa din rotor, fără a izbi spatele cupei precedente (fig. 230).

Viteza de ieșire din stator este cunoscută $c_0 = \psi \sqrt{2gH} = \overline{AC}$ cu $\psi = 0,97 - 0,98$; de asemenea $u = k_u \sqrt{2gH} = \overline{AB}$,

cu $k_u = 0,46 - 0,48$ după tipul rotorului. Diagrama de intrare în rotor se obține ducînd sub unghiul β_1 dreapta \overline{BC} , care reprezintă viteza relativă w_1 , iar \overline{AD} reprezintă viteza absolută c_1 , ambele rezultînd ca mărimi din condiția ca \overline{CD} să fie normal la \overline{BD} .

Diagrama de ieșire din rotor se construiește cu unghiul relativ la ieșire β_2 , prin răsucirea lui $w_1 = \overline{BD} = \overline{BE}$ cu un

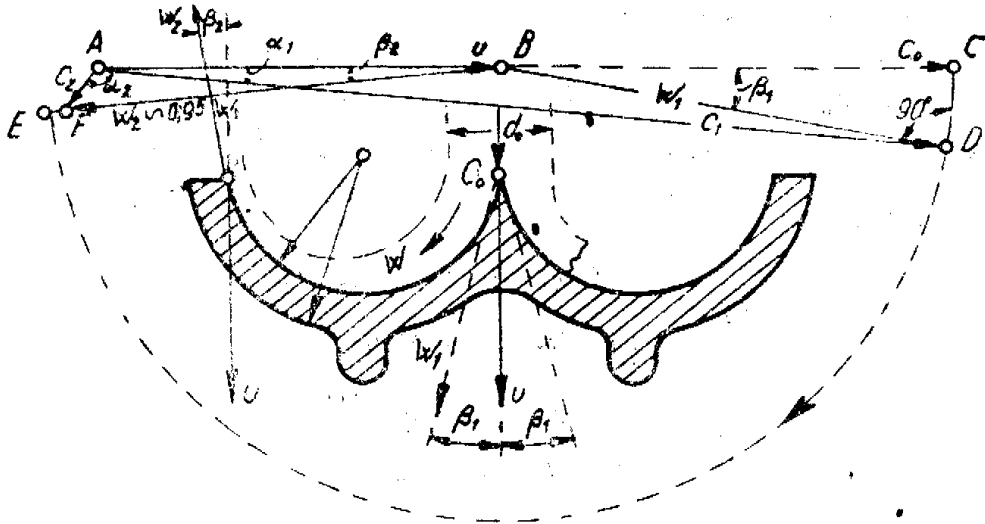


Fig. 230. Diagrama vitezelor turbinei P

arc de cerc în jurul lui B , fiind $w_2 = 0,95 w_1 = \overline{BF}$, iar $c_2 = \overline{AF}$ încheie triunghiul de ieșire ABF .

Cu cât viteza de ieșire absolută c_2 este mai mică, cu atât randamentul turbinei va crește. După teorema cosinus se poate scrie :

$$c_2^2 = u_2^2 + w_2^2 - 2u_2w_2 \cos \beta_2 = (u_2 - w_2)^2 + 2u_2w_2 (1 - \cos \beta_2).$$

Cum unghiul $\beta_2 = 4 - 7^\circ$ și $\cos \beta_2 = 0,998 - 0,993$ (mijlociu 0,995), se vede că al doilea termen este foarte mic (sub 0,01 u_2w_2), deci c_2 depinde mai ales de $u_2 - w_2$, care trebuie să fie minim, ceea ce se realizează la w_2 cât mai apropiat de u_2 .

După ecuația generală a turbinelor, în care la turbina P vitezele periferice sînt egale, $u_1 = u_2 = u$, unghiul $\alpha_1 < \beta_1$ minim $\alpha_1 \sim 4^\circ$, $\cos \alpha_1 \sim 0,998$ rezultă :

$$\eta_o H = u (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2); \quad \eta_h = \frac{u}{gH} (0,998 c_1 - c_2 \cos \alpha_2),$$

adică, randamentul hidraulic este maxim la $\cos \alpha_2 = 0$ sau $\alpha_2 = 90^\circ$ de $\eta_h^{max} = 0,102 uc_1/H$.

Dar viteza periferică este, în cazul cel mai favorabil, $u = 0,48 c_1$, iar $c_1 \sim 0,98 \sqrt{2gH}$, astfel că se obține randamentul hidraulic numeric $\eta_h^{max} = 0,102 \cdot 0,48 \cdot 0,98^2 \cdot 2g = 0,92$ și cu randamentul mecanic optim $\eta_{mec} = 0,99$ rezultă cel mai mare randament al unei turbine moderne și mari $\eta_{max} = \eta_h^{max} \cdot \eta_{mec} = 0,92 \cdot 0,99 = 0,91$, cu circa 2—3% sub randamentul maxim al unei turbine P de mare putere.

2. ANTEDIMENSIONAREA TURBINEI P

a) Metodă proprie de calcul.

Diametrul vînei de apă după ieșire din stator a fost calculat din ecuația continuității (232).

$$d_0 = 0,536 \sqrt{\frac{Q}{\psi_m \sqrt{H}}} \quad (232)$$

iar la turbina monorotorică și mohoinjectoare cu $m = 1$ și $\psi = 0,975$ (mediu), $q = Q$ a rezultat

$$d_0 = 0,543 \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} \quad (233)$$

Diametrul orificiului de ieșire din stator este, de obicei, $d = 1,2 d_0$ și la intrare în stator, $d_i = 2,6 d_0$.

Diametrul mijlociu, de atac, al rotorului se poate calcula din $u = k_u \sqrt{2gH} = \pi D_0 n / 60$, cu $k_u = 0,496; 0,478; 0,465; 0,444; 0,432; 0,425; 0,420$, la $n_s = 1, 5, 10, 20, 30, 40$, și 50 pentru turbina monorotorică (simplă). La turbina geamănă (birotorică), cu două rotoare în paralel pe același ax, deoarece crește $n'_s = \sqrt{2} n_s$ față de n_s monorotoric, se stabilește din $n'_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{P}{\sqrt{H}}}$ cunoscut, $n_s = 0,707 n'_s$ și se găsește k_u respectiv

din diagrama reprezentativă a datelor $k_u = f(n_s)$ tabelare precedente. Diametrul se calculează din $D_0 = 84,6 k_u \frac{\sqrt{H}}{n}$ și cum din teoria similitudinii a rezultat anterior turația dublu unitară $n'_1 = n D_0 / \sqrt{H}$ (la 1 m cădere și 1 m diametru), se vede că $D_0 = n'_1 \sqrt{H} / n$, deci $84,6 k_u = n'_1$, sau $k_u = n'_1 / 84,6$. Se

mai poate scrie $Q'_1 = 3,48 m\psi d_0^2/D_0^2$ și $P'_1 = 32,2 \eta m\psi d_0^2/D_0^2$ (kW) și $n_s = 576 k_u \sqrt{\eta\psi m} \cdot d_0/D_0$.

La turbina cu un singur injector se poate stabili o relație între diametrul vînei d_0 și al rotorului D_0 și anume $n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{P}{VH}}$,

cu $D_0 = n'_1 \frac{\sqrt{H}}{n}$ și $d_0 = 0,543 \sqrt{\frac{Q}{VH}}$ se transformă în :

$$n_s = \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{P}{H \sqrt{H}}} = \frac{nD_0}{\sqrt{H}} \frac{1}{D_0} \sqrt{\frac{\gamma Q H \eta}{75H \sqrt{H}}} = \frac{n'_1}{D_0} \sqrt{\frac{Q\eta}{VH}} = 3,65 \frac{n'_1}{D_0} \frac{d_0 \sqrt{\eta}}{0,543} \quad (249)$$

Deci va rezulta :

$$n_s = 6,72 n'_1 \sqrt{\eta} \frac{d_0}{D_0} \quad (250)$$

sau cu $\eta = 0,9$ raportul este :

$$\frac{D_0}{d_0} = 6,37 \frac{n'_1}{n_s} = 539 \frac{k_u}{n_s} \quad (215)$$

La turbina P ultralentă, la căderi foarte mari și $n_s < 10$ fiind $k_u = 0,465$, rezultă $D_0/d_0 = 539 \frac{0,465}{10} = 25$, la turbine normale cu $n_s = 20$, și $k = 0,444$ raportul este $D_0/d_0 = 539 \frac{0,444}{20} = 12$ în sfîrșit la turbine monorotorice foarte rapide cu $n_s = 30$ scade raportul la $D_0/d_0 = 539 \frac{0,432}{30} = 7,8$.

6) *Metoda dimensionării după literatura sovietică.*

În bibliografia 4, p. 292 se arată diametrul vînei de apă $d_0 = 0,541 \sqrt{Q_{max}/VH_{max}}$, diametrul, ieșirii din orificiul injectorului $d = 1,25 d_0$, al intrării în stator $d_s = 3,2 d_0$, diametrul cel mai gros al acului injectorului $d_a = 1,55 d_0$, diametrul de atac al rotorului $D_0 = n'_1 \sqrt{H}/n$, iar raportul cel mai favorabil $D_0/d_0 = 8-10$ la căderi mici și $12-20$ la căderi mari. Dacă se ține seamă de notațiile din fig. 231, se poate citi pe diagrama respectivă $z \sqrt{s/d_0}$ din care rezultă numărul cupelor rotōrice z ca și n'_1 în funcție de d_0/D_0 . Se mai vede din fig. 231 că muchia de intrare a cupei se așază față de radială sub 15° .

c) Metoda similitudinii.

Dacă pentru turbina care trebuie proiectată, se găsește un model fie cu aceeași rapiditate $n_s = n_{sm}$, fie cu n_{sm} diferit cu mai puțin decît $\pm 10\%$ de n_s , se poate aplica metoda similitudinii hidrodinamice.

În acest scop se înmulțesc toate dimensiunile organelor fixe (distribuitoare, statoare, deflectoare) ale modelului cu parametrul similitudinii demonstrat prin (246) anterior

$$\lambda_s = \frac{n_s}{n_{sm}} \left(\frac{Q}{Q_m} \right)^{1/2} \left(\frac{H_m \gamma_m}{H \gamma} \right)^{1/4}$$

Astfel se obțin dimensiunile turbinei proiectate $d_0 = \lambda d_{0m}$, $d = \lambda_s d_m$, $d_i = \lambda_s d_{im}$ etc. Pentru rotor se obține diametrul $D_0 = \lambda_r D_{0m}$ cu λ_r care a fost demonstrat anterior (247)

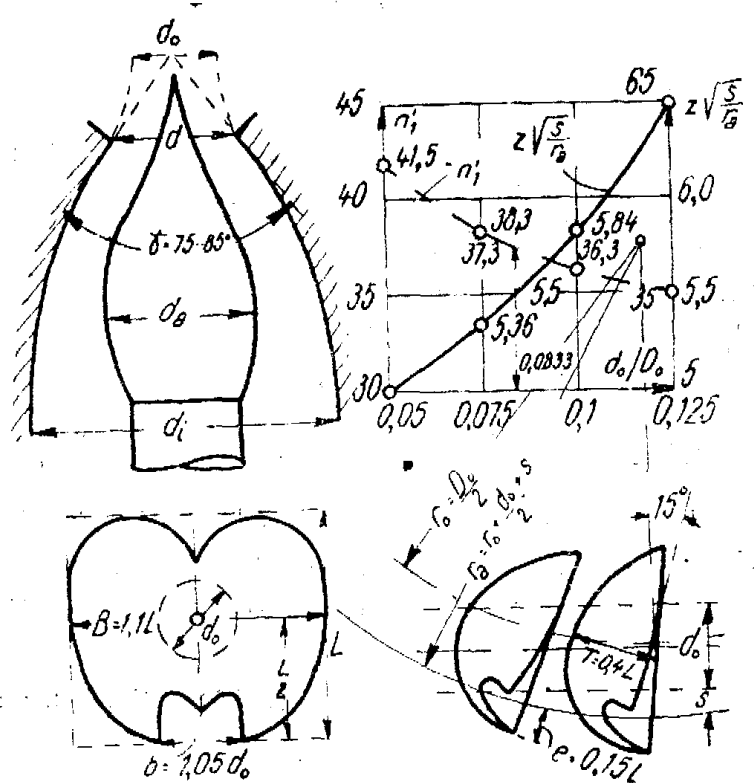


Fig. 231. Dimensionarea după Mašinostroenie

$$\lambda_r = \frac{n_{sm}}{n_s} \frac{n_m}{n} \left(\frac{H \gamma}{H_m \gamma_m} \right)^{1/2}$$

Gabaritele cupelor se înmulțesc de asemenea cu parametrul λ_r . Pentru recalcularea randamentelor se recomandă utilizarea formulei (248) dată mai înainte.

3. CALCULUL ȘI PROIECTAREA ROTORULUI P

După ce prin calculele arătate anterior s-a stabilit pentru un injector rapiditatea n_{st} , ținând seamă că după formula (250) a fost calculat raportul $D_0/d_0 = 539 k_u/n_{st}$ care trebuie să nu depășească limitele optime arătate, va rezulta necesitatea de a se trece la n_s , crescînd la mai multe injectoare m .

Dacă la o turbină monorotorică, în loc de un injector, care dă n_s , se aplică m injectoare, va rezulta, pentru întreaga turbină $n_s = \sqrt{mn_{st}}$. La arborele orizontal însă nu pot fi dezvoltăți constructiv mai mult decît $m = 2$ injectoare, așa că $n_s = \sqrt{2n_{st}}$

nu poate fi depășit. Astfel, la limita de sus $n_{si}^{max} = 20$ la o turbină cu un rotor și două injetcoare, rapiditatea turbinei nu poate depăși $n = \sqrt{2} \cdot 20 = 28,3$. La arborele vertical se pot amplasa maximum patru injeptoare, derivate dintr-un melc concentric, sau dintr-un distribuitor cu mai multe ramificații-pantaloni, în care caz se poate ajunge la $n_s = \sqrt{4} \cdot 20 = 40$.

Dacă din alte motive, arborele trebuie să fie orizontal, se adoptă la rapidități mai mari, soluția cu două rotoare, fiecare cu câte două injeptoare, deci $n_s = \sqrt{2} \sqrt{2} \cdot 20 = 40$, sau, în cazuri excepționale și rare, trei rotoare cu câte două injeptoare $n = \sqrt{3} \sqrt{2} \cdot 20 = 49$. Se observă deci că în ultimul caz ne găsim la limita superioară a domeniului de folosire a turbinei *P*, care depășește condițiile economice și de aci în sus, se trece la turbine *F* — lente cu contrapresiune.

a) *Date din literatura sovietică privind rotorul P.*

Din diagramele și datele numerice găsite în literatura hidrodinamică sovietică s-au alcătuit următoarele tabele 35 și 36, foarte utile pentru dimensionarea turbinelor *P*.

Tabela 35

Date pentru turbina *P* cu un singur injeptor

<i>H</i> (m)	D_0/d_0	n'_1	Q'_1	n_s	<i>z</i> cupe
100	6 — 8	35,5 — 37,5	94,5 — 53	38,8 — 27,6	14 — 18
200	7 — 9	36 — 38	69,2 — 42	33,7 — 24,9	16 — 19
300	8 — 11	36,5 — 38,5	53,0 — 28,2	29,9 — 20,6	17 — 20
400	9,5 — 12,5	37 — 39	37,7 — 21,7	25,5 — 18,4	18 — 21
500	11 — 14	37,5 — 39,5	28,2 — 17,3	22,4 — 16,5	19 — 23
750	16 — 19	38 — 40	13,2 — 9,4	15,5 — 12,5	24 — 28
1 000	23	39,5	6,4	10,7	27 — 31

Tabela 36

Randamentul (η %) a turbinei *P* cu $d_0 = 0,055$ (m)

n_s	Sarcina %				n_s	Sarcina %			
	100	75	50	25		100	75	50	25
6	84,2	85,2	85,2	80,8	20	86,5	87,5	87,5	83,0
8	85,3	86,3	86,3	81,7	22	85,7	86,7	86,7	82,5
10	86,2	87,2	87,2	82,7	24	84,7	85,7	85,7	81,7
12	86,8	87,8	87,8	83,3	26	83,7	84,7	84,7	81,0
14	87,2	88,2	88,2	83,7	28	82,5	83,5	83,6	80,0
16	87,2	88,2	88,2	83,6	30	80,5	81,8	82,3	79,0
18	87,0	88,0	88,0	83,5	32	78,0	80,0	80,7	77,8

Se observă că la un singur injector, randamentul scade mult la n_s mai mari decît 24; de asemenea, el scade și sub valori acceptabile la $n_s < 8$.

Pentru turbine mai mici decît aceea din tabela 36, randamentul scade cu $\Delta\eta = 0,5, 1,8, 5,5$ și 14% la $d_0 = 0,04, 0,03,$

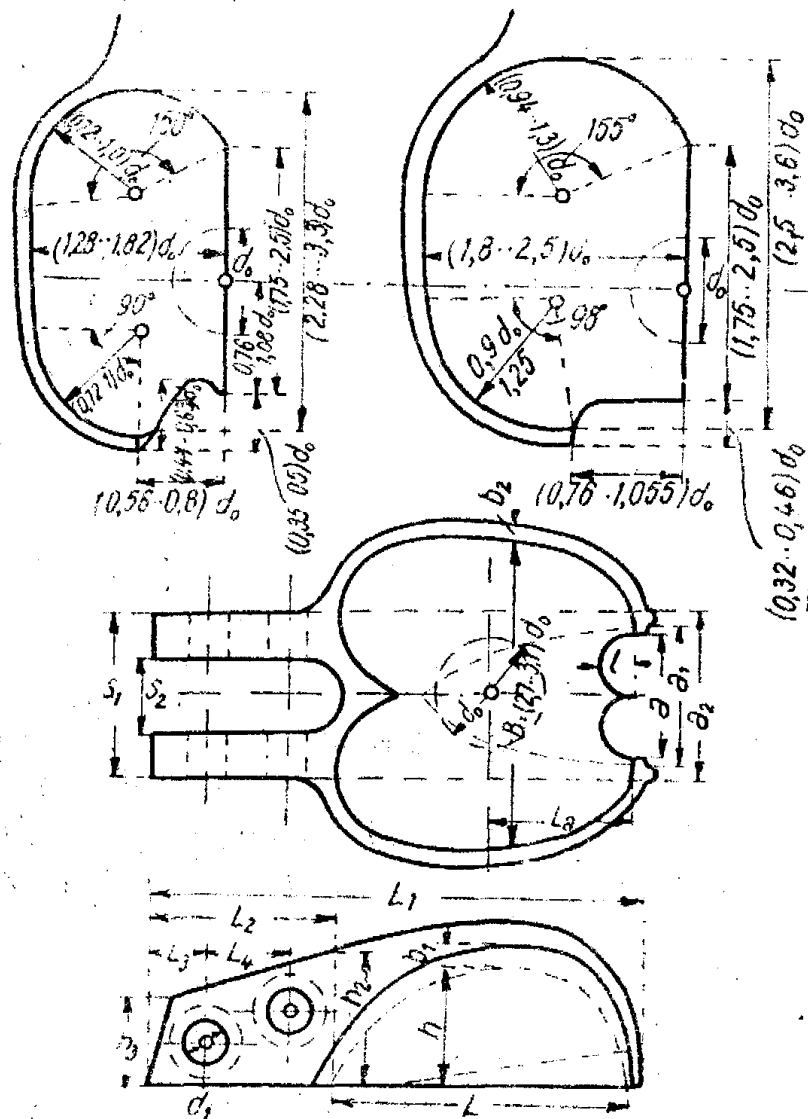


Fig. 232. Cupe P – de tip sovietic

0,02, 0,01 m. La un diametru al vînei sensibil mai mare decît 0,055, randamentul turbinei P crește așa cum arată formula (248).

De asemenea, randamentul va scădea la alte căderi decît aceea de calcul pentru care s-a întocmit tabela anterioară, de exemplu la o turație constantă și o variație a căderii cu $10-20\%$ în ambele sensuri (creștere sau scădere), randamentul scade cu $1-5\%$.

Cînd variază turația cu $\pm 5-10\%$ la cădere constantă, randamentul scade de asemenea cu -1% la -5% .

Turbinele P sovietice mai mari, cu $P = 22\,000$ kW, la $H = 543$ m, $n = 500$ rot/min, $Q = 2,6$ m³/s, cu $m = 2$ injectoare, $z = 20$ cupe, $D_0 = 1,65$ și $d_0 = 0,165$ m, au dat randamentul optim de 90,2% la 60% d.n sarcina plină. Turbinele de 30 000 kW, însă cu un singur injector, au atins randamentul de 91,5%.

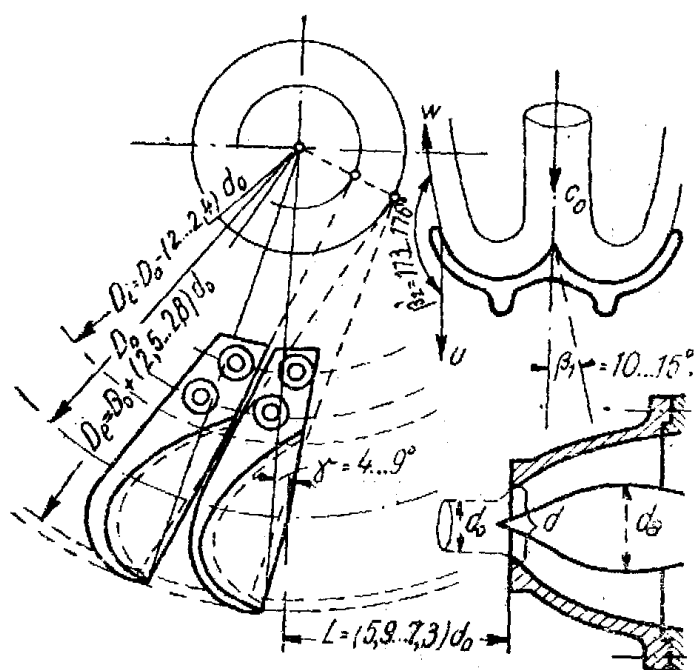


Fig. 233. Dispoziția rotorului și statorului

După normele sovietice se aleg dimensiunile cupelor: $B = (2,7-3,1) d_0$, iar celelalte valori se aleg în funcție de B , de exemplu la $B = 100$ mm vor fi $L = 94,5$; $h = 38$; $a = 37$; $L_a = 52$; $L_1 = 160$; $L_2 = 60$; $L_3 = 18$; $L_4 = 27$; $h_2 = 45$; $h_3 = 28$; $a_1 = 45$; $a_2 = 52$; $l = 10,5$; $b_1 = 6$; $b_2 = 4$; $S_1 = 48$; $S_2 = 24$; $d_1 = 14$ mm.

În fig. 233 este reprezentată așezarea cupelor pe rotor, în modul recomandat în literatura sovietică.

b) Proiectarea rotorului.

Rotorul se compune dintr-un disc pe arbore, avînd pe el fixate periferic z cupe de forma unor scoici duble elipsoide sau ovoide. Cupele au la mijloc o muchie de cuțit, care despică vîna de apă cilindrică cu diametrul d_0 , în două lame, răsucite de-alungul scoicii cu circa 1750.

În majoritatea cazurilor, cupele se uzinează separat și se fixează prin înșurubare și împănare pe discul rotoric.

O altă metodă de lucru prevede turnarea din oțel a grupurilor de cîte două sau trei cupe solidare și montate pe disc.

La rotoare nu prea mari se toarnă toate cupele odată cu discul. Soluția depinde de capacitatea fabricii de turbine, de a turna piese atît de complicate.

Fiecare cupă are periferic în exterior o tăietură de formă specială, care permite cupelor succesive să taie din vîna cîte o

felie de apă, astfel încît întreaga vîna să atace simultan mai multe cupe (două pînă la trei). În acest fel se uniformizează predarea cuplului hidraulic rotorului și nu apar izbituri sau vibrații. Pe o cupă care intră în vîna cu vîrfurile muchiei A , în timpul rotației vîna se ridică relativ pe muchie în sus, atîngînd

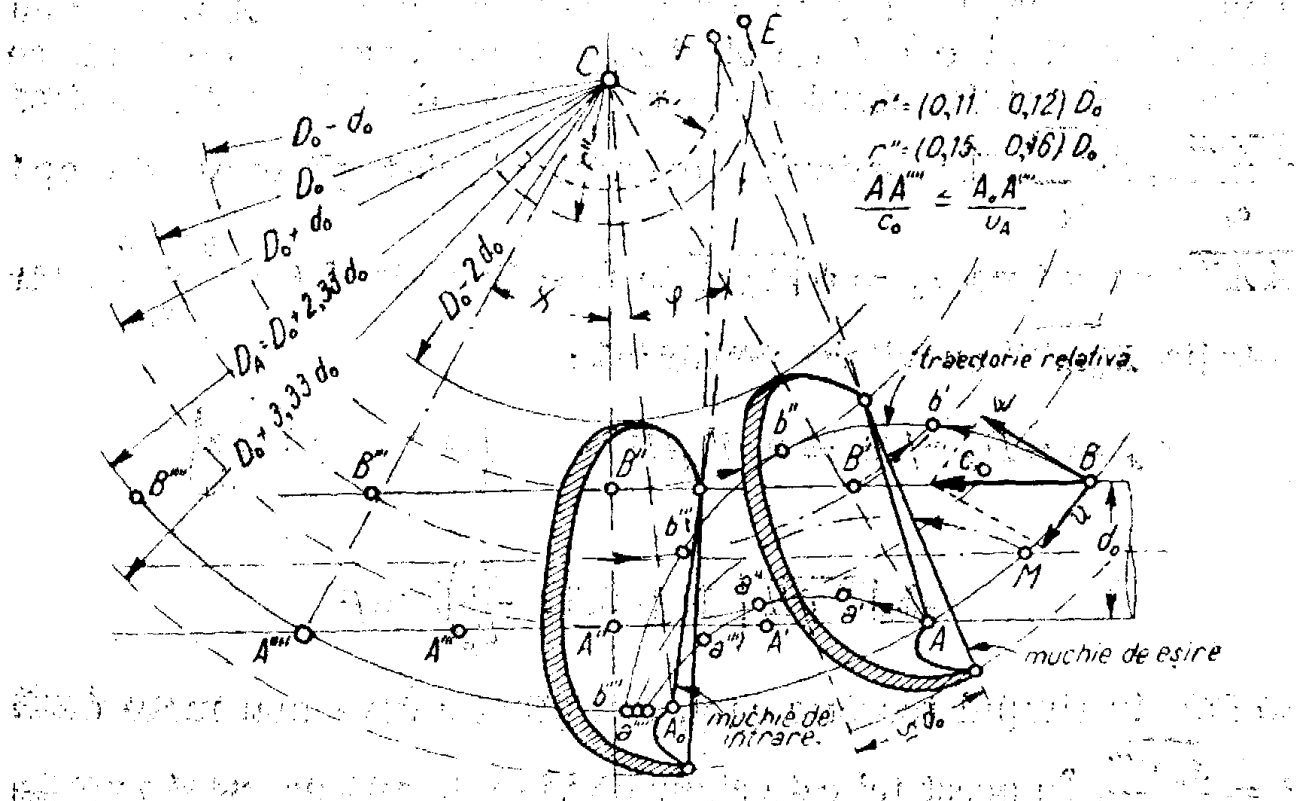


Fig. 234. Construcția cupelor turbinei P .

punctul cel mai înalt, iar de acolo înainte vîna părăsește cupa tot la muchia A , răsucită între timp cu un anumit număr de grade.

În fig. 234 se arată modul în care se proiectează așezarea pe rotor a cupelor și numărul lor.

(1) Stabilirea cupelor prin calcul cinematic.

În jurul centrului C al turbinei se trasează o serie de cercuri, și anume :

- Cercul cu diametrul D_0 , calculat după una dintre metodele precedente, care este tangent la axa vînei de apă cu grosimea d_0 , calculat anterior ;
- Cercul interior cu $D_0 - d_0$, tangent la marginea de sus a vînei de apă ;
- Cercul cu $D_0 + d_0$ tangent la exteriorul vînei de apă ;
- Cercul cu $D_A = D_0 + 2,33 d_0$ trasat prin muchiile exterioare A ale cuștitului cupei ;

- Cercul exterior al cupeilor cu $D_0 + 3,33 d_0$;
- Cercurile mici, cu $r' = (0,11 - 0,12) D_0$ și $r'' = (0,55 - 0,16) D_0$.

Se fixează în desenul din fig. 234 punctul A al vârfului muchiei cupei, în poziția în care se găsește la marginea inferioară a vînei de apă. Dacă cupa următoare are punctul A răsucit cu unghiul central φ dat de $A-C-A_0$, atunci condiția de a nu se pierde apă printre două cupe va fi dată de relația cinematică $\frac{\overline{AA''''}}{c_0} = \frac{\overline{A_0A''''}}{u_A}$. Într-adevăr, drumul absolut parcurs de apă

$\overline{AA''''}$ cu viteza $c_0 = \psi \sqrt{2gH}$ se face în timpul $t = \frac{\overline{AA''''}}{c_0}$, iar

rotația $\overline{A_0A''''}$ cu viteza periferică :

$$u_A = \pi D_A n/60 = u_0 D_A/D_0 = u_0 \left(1 + 2,33 \frac{d_0}{D_0} \right) = k_u \sqrt{2gH} \left(1 + 2,33 \frac{d_0}{D_0} \right), \text{ m/s}$$

se face în timpul teoretic egal, sau practic ceva mai mare decît $t = \frac{\overline{A_0A''''}}{u_A}$. În acest fel este sigur că vîna de apă nu poate părăsi muchia cupei înainte de punctul A'''' și nu scapă nici o picătură de apă nefolosită energetic.

Din relația cinematică precedentă rezultă $\overline{A_0A''''} \geq \frac{u_A}{c_0} \overline{AA''''}$

sau înlocuind valorile u_A și c_0 , va fi

$$\overline{A_0A''''} \geq \frac{k_u}{\psi} \left(1 + 2,33 \frac{d_0}{D_0} \right) \overline{AA''''}. \quad (221)$$

Întrucît $\overline{AA''''}$ se măsoară pe desen, iar valorile $k_u \psi d_0 D_0$ au fost stabilite anterior, se vede că arcul $\overline{A_0A''''}$ este cunoscut și în consecință, se poate fixa poziția punctului A_0 .

Măsurînd pe cerc distanța $\overline{AA_0}$, care reprezintă împărțirea periferică, va rezulta numărul de cupe al rotorului $z \geq \frac{\pi D_A}{\overline{AA_0}}$

care trebuie să fie un număr întreg, ceea ce a fost prevăzut inițial cînd s-a scris că $\overline{A_0A''''}$ este egal sau mai mare decît $\frac{u_A}{c_0} \overline{AA''''}$.

După ce numărul cupelor a fost stabilit, se trasează direcția muchiei de intrare în cupă, ducînd din A o tangentă AE la cercul cu r'' , iar muchia de ieșire se obține prin tangenta AF la cercul cu raza r' . Cupa se dezvoltă apoi în profil după una din formele de cupe, care au fost verificate și găsite corespunzătoare.

(2) Calculul analitic al numărului de cupe

În literatura de specialitate se găsește o formulă empirică :

$$z \sim 0,35 \frac{D_0}{d_0} + 12 \quad (251)$$

care dă numai o indicație cu totul aproximativă.

Pe de altă parte, în edițiile anterioare ale cursului autorul a arătat că :

$$z = \frac{\pi}{\lambda - \frac{u_0}{c_0} \left(1 - \frac{d_0}{D_0}\right) \operatorname{tg} \lambda} \quad (252)$$

reprezintă o aproximație mai aproape de realitate, fiind cunoscut unghiul λ din epură.

Se propune o altă formulă, mai exactă, care dă numărul cupelor :

$$z = 6,83 \frac{D_0 + 2,33 d_0}{A A'''} + \text{rotunjirea la primul număr întreg} \quad (253)$$

(3) Metoda traiectoriilor relative

Fiecare punct din vîna de apă, intrînd în zona cupelor rotative, este caracterizat prin trei viteze : viteza absolută c , viteza relativă w și viteza de rotație u , care formează un triunghi de viteze $\bar{c}_0 = \bar{w} + u$ (vectorial). Traiectoria absolută a fiecărui punct este reprezentată în fig. 234 prin orizontala care trece prin acel punct, de-a lungul vitezei c_0 ; ea poate fi fotografiată în timpul rotației, cu aparatul fixat în afara turbinei. Traiectoria relativă, la care vitezele w sînt tangente, este o parabolă, care urcă și apoi coboară, așa cum o poate arăta un aparat fotografic, sau cinematografic, rotit concentric cu arborele turbinei.

Traiectoria relativă se construiește pe cale grafică (fig. 234). Pentru punctul A se împarte distanța orizontală $\overline{AA'''}$ în cît mai multe tronsoane egale, de exemplu patru : $AA' = A'A'' =$

o cupă cu muchia în B , în momentul când atinge vina de apă, iar în D , este muchia următoarei cupe. Pasul dintre cele două muchii, $t = \pi D_A / z$, este cunoscut din construcția dată în fig. 234, unde acest pas este reprezentat de arcul $\overline{AA_0}$ pe cercul cu diametrul D_A .

Din B se măsoară orizontal distanța $tc_0 = \overline{BH}$, care este cunoscută numeric, iar prin punctul H se duce radiala CHG .

Împărțind arcul \overline{AG} în două jumătăți, se obține punctul x , care, unit prin radiala cu C , dă punctul central P , pe axa vinei de apă.

În acest punct P se cunoaște viteza absolută c , se poate calcula viteza periferică $u_P = \pi D_P n / 60$ și din construcția paralelogramului de viteze, se obține viteza relativă w . Muchia de intrare căutată va fi normală la vectorul vitezei relative w , în punctul P .

În lipsa fig. 234, dar fiind construită traiectoria relativă prin A din fig. 235, a , se recomandă pasul pentru următoarea cupă de $t = (0,75 \dots$

$\dots 0,9) \overline{Aa''''}$, coeficientul mai mic fiind valabil la debite pe injector mici și coeficientul mai mare la debite mai mari, ceea ce echivalează cu n , mai mari.

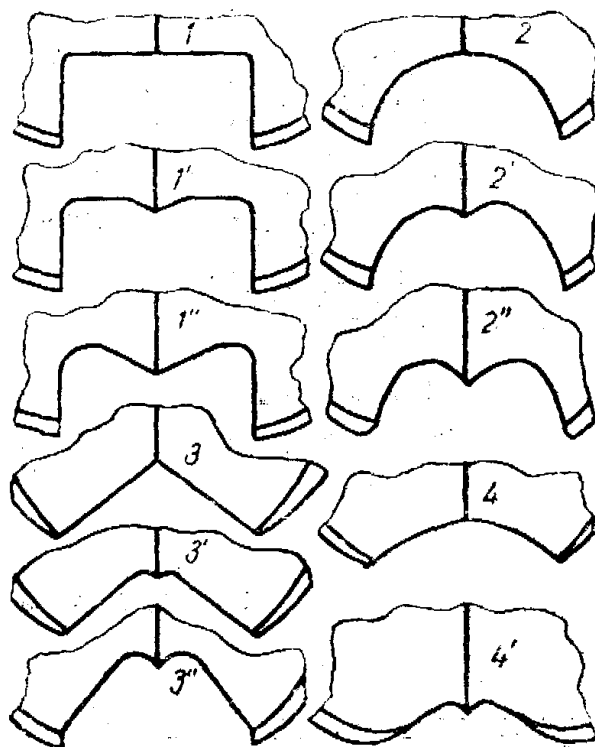


Fig. 236. Diferite forme de tăieturi.

(4) Forma tăieturii periferice a cupei

Rolul tăieturii periferice a cupei a fost arătat anterior; menționăm numai că ea trebuie să aibă o lărgime (a) mai mare decât d_0 pentru ca vina de apă să treacă liber prin tăietură, așa cum s-a arătat la diferitele tipuri de cupe reprezentate în fig. 231, 232. Forma tăieturii, privită din fața cupei, are multe variante, așa cum se vede din fig. 236. Forma de bază primitivă dreptunghiulară s-a dezvoltat în $1'$ și $1''$ prin pronunțarea vârfului proeminent al muchiei. Forma semicirculară 2 s-a dezvoltat succesiv în $2'$ și $2''$, cea triunghiulară 3 a luat formele $3'$ și $3''$, iar cea eliptică 4 s-a rotunjit în $4'$. Azi întâlnim mai

frecvent ultimele forme 1'', 2'', 3'' și 4', fără a se da o precădere uneia dintre ele.

Felul cum vîna de apă atacă cupa, succesiv, în timpul rotației este ilustrat de fig. 237. Aci se vede cum din poziția de jos 1, vîna 2 intră în suprafața s_2 pe cupă, apoi în poziția 3 cu s_3 , în 4 cu s_4 (atac plin al cupei), după care în poziția 5, scade

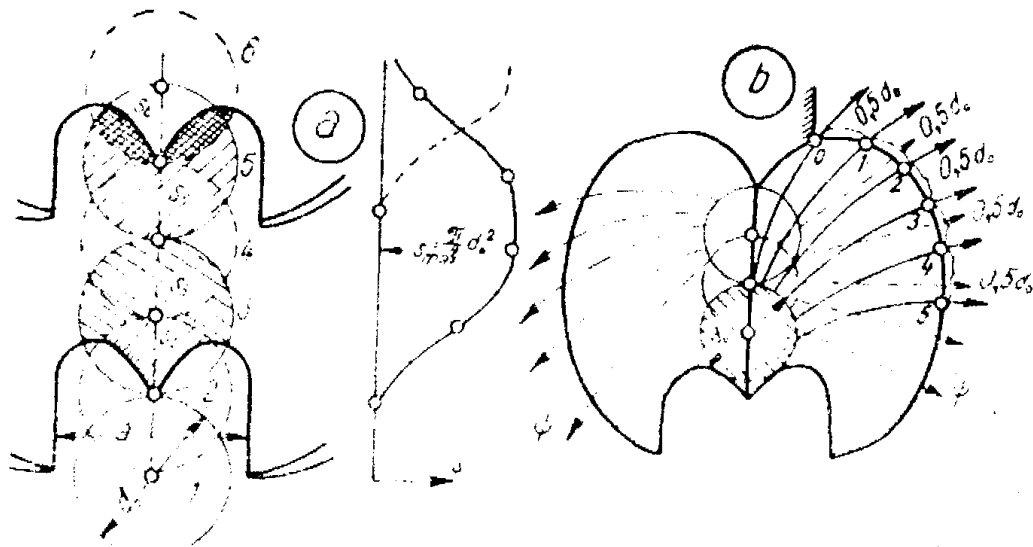


Fig. 237. Vîna de apă atacînd cupa

suprafața la s_5 , restul fiind preluat de cupa următoare. În poziția 6, numai s_6 mai atacă prima cupă (de jos), restul a trecut pe cupa următoare (de sus).

Diagrama reprezentată în fig. 237, a arată, față de cursa pe ordonată, aria de apă s decupată de vîna (abscisa s), care trece din zero printr-un maxim $s = \pi d_0^2/4$, pentru a scădea din nou la zero. Între timp se suprapune, peste prima curbă $s = f(\text{cursă})$, a doua curbă a cupei următoare.

În fig. 237, b se vede modul cum se împrăștie spre ieșire vîna de apă deviată de scoicile cupei. La poziția vînei aproape de vîrf exterior, liniile de flux ψ sînt date de un fascicol cu tendințe centripete, iar în poziția opusă (sus), punctată gros, sînt centrifuge. Între acestea există o poziție mijlocie, cînd liniile se repartizează simetric (curbele punctate fin).

Fig. 238 reprezintă schița vînei de apă tăiată succesiv de diferitele cupe, în care s-a imobilizat relativ rotorul, în schimb s-a basculat direcția vînei din poziția 1 în 2 spre 3, corespunzînd rotației relative a cupei față de vîna.

Din suprafețele hașurate se vede cum trece o parte (a) a vînei (I), de la cupa I la cupa II și partea (b) la cupa III.

respectiv la poziția (2) partea (a') trece pe cupa III, restul atacă în plin cupa II.

Debitul nu părăsește cupa pe toată periferia și nici uniform. În fig. 237, b, s-a desenat, pentru poziția de jos a vînei jetului (hașurat), debitul din injector fiind Q/m (Q este debitul turbinei, iar m — numărul injectoarelor), iar pentru jumătatea de cupă $Q/2m$. Astfel se obține repartiția de jos.

Între punctul 0, 1, 2, 3, 4, 5, distanța pe periferia cupei fiind egală $0-1 = 1-2 = 2-3 = 3-4 = 4-5 = 0,5 d_0$, vor trece pe (0-1) 16% din $Q/2m$, pe (1-2) 21%, pe (2-3) 23%, pe (3-4) 21% și pe ultimul tronson (4-5) 19% din $Q/2m$.

Proiectarea în detaliu a cupei se face prin intersecții paralele cu axa turbinei și prin intersecții paralele cu muchia cupei.

Din asamblarea intersecțiilor rezultă un plan al cupelor, cu curbe topografice, așa cum se arată la aplicațiile care urmează. Detaliile constructive și calculele de rezistență se arată de asemenea într-un subcapitol separat.

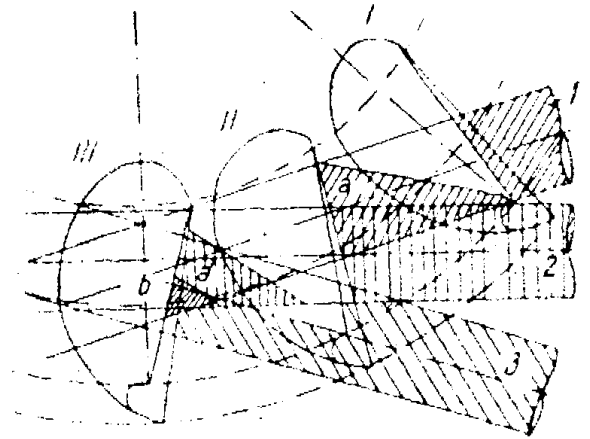


Fig. 238. Traversarea apei prin rotor

4. CALCULUL SI PROIECTAREA STATORULUI P

a. Formele și dimensionarea statorului

Statorul turbinelor cu ax orizontal se compune din unul sau două injectoare de fiecare rotor, iar la cele cu ax vertical, din două, trei, sau patru injectoare, derivate dintr-un melc concentric cu turbina.

Injectorul trebuie să transforme întreaga cădere H în înălțime cinetică, adică în viteza absolută de ieșire $c_0 = \psi \sqrt{2gH}$ cu $\psi = 0,97 \dots 0,98$. Vîna de apă după ieșire trebuie să fie cilindrică, cu diametrul $d_0 = 0,536 \sqrt{\frac{Q}{\psi m \sqrt{H}}}$ (232). La turbina de tip monorotor și monoinjector, întrucît $m = 1$ și $\psi = 0,975$ va fi deci :

$$d = 0,543 \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} = 0,543 Q_1 \quad (233)$$

Forma ajutorului și a capului acului injector trebuie să fie hidrodinamică. Astfel se obține coeficientul vitezei $\psi = c_0 / \sqrt{2gH}$

Dacă d este dat în decimetri, iar căderea H , în metri, atunci debitul (l/s) prin orificiu, va fi $Q = Q_1^* d_0^2 \sqrt{H}$. Pentru ajutorul din fig. 240, cu $d_0 = 1$ dm și $H = 1$ m, s-au obținut $Q_1^* = 6,6$; 12; 15,5; 18,4; 20,6; 22,2; 23,5; și 24 (l/s), la cursa variabilă $s = 0,1$; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; și 0,8 (măsurată în decimetri).

În fig. 231 și 233 s-a reprezentat un injector de tip sovietic, recomandat în Bibliografia 4, iar în fig. 233 se vede modul lui de așezare față de rotor.

Se recomandă ca diametrul conductei distribuitoare spre stator să aibă valoarea $D_c = (3,5 \dots 4,5) d_0$, sau o viteză $c_c = (0,05 \dots 0,075) \sqrt{2gH}$.

Numai la căderi mai mici decât 100 m, se poate

recomanda coeficientul sporit $c_c = (0,09 \dots 0,1) \sqrt{2gH}$, iar la căderi mai mari decât 500 m, coeficientul de 0,05...0,06. Curbele distribuitorului trebuie să aibă raza de curbura destul de mare, de $R \geq 2 D_c$.

b. Calculul forțelor pe ac

În poziția închis, când în fig. 241 punctul A ajunge în d , corespunzând punctului de închidere B , se echilibrează între ele; rămân însă neechilibrate presiunile pe proiecția orizontală a suprafeței inelare din stînga $\frac{\pi}{4} (d^2 - d_i^2)$, care dau o forță în sensul închiderii $F_i = - \frac{\pi}{4} (d^2 - d_i^2) \gamma H$. Diametrul tijei acului d_i rezultă din calculele de rezistență.

Diametrul ajutorului $d > d_0$ se ia după una din fig. 239 sau 240, în funcție de d_0 .

De altfel, sensul forței de închidere F_i poate fi ușor modificat, pentru ca forța să devină pozitivă, adică să tindă să deschidă acul, dacă diametrul tijei d_i se face mai mare decât d al orificiului. Pentru a evita o tijă mai groasă decât necesită calculele de rezistență a tijei, pe capul opus acului se fixează, la locul unde trece tija prin cotul tubului statoric, un piston sau o îngroșare a tijei la un diametru $d_i > d$.

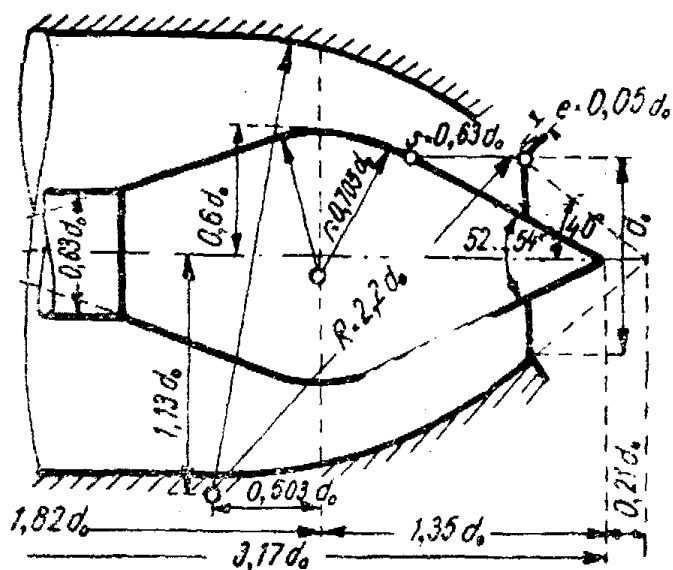


Fig. 240. Stator tip sovietic

În poziția deschis parțial sau total (fig. 241), în fiecare punct de pe axa vînei de apă inelare ia naștere o viteză

$$c = \frac{Q}{2\pi r a m} = \psi \sqrt{2gH} \frac{d_0^2}{8ram} = 0,554 \frac{\psi d_0^2 \sqrt{H}}{ram} \quad (254)$$

dacă debitul unuia dintre cele (m) orificii este $Q/m = \frac{\pi}{4} d_0^2 c_0$
 $= \frac{\pi}{4} d_0^2 \psi \sqrt{2gH}$, iar Q reprezintă debitul total al turbinei.

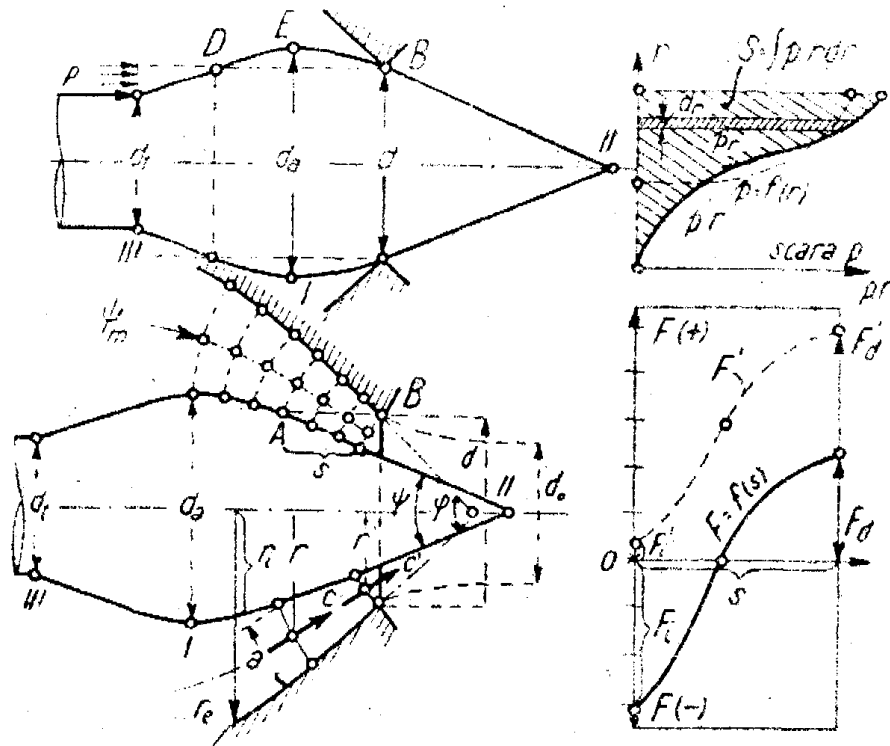


Fig. 241. Calculul forțelor pe acul injectorului

Punctul P în care se calculează viteza are raza (r) pînă în axa tijei acului, (a) este deschiderea canalului inelar în punctul P , măsurată de-a lungul unei linii echipotențiale φ , ortogonală la liniile de flux ψ , care sînt date de peretele ajutorului, de peretele acului și de axa vînei de apă. Ținînd seamă de coeficientul mijlociu $\psi = 0,975$, rezultă (din formula 254) că viteza

în punctul P , are valoarea $c = 0,54 \frac{d_0^2 \sqrt{H}}{ram}$ (255)

Aplicînd ecuația Bernoulli în punctul P , neglijînd frecările din injector, care sînt de ordinul 1...3% din H , se poate serie

$p/\gamma = H - c^2/2g$. Înlocuind $c^2/2g$ cu viteza c din (255), se obține la $m = 1$ presiunea dinamică în kg/m^2 .

$$p = \gamma H - \gamma \frac{c^2}{2g} = \gamma H \left[1 - \psi^2 \left(\frac{d_0^2}{8ra} \right)^2 \right] \quad (256)$$

Se vede că presiunea dinamică (256) este mai mică decât cea statică γH , deoarece paranteza este subunitară.

În punctul P , călător de-a lungul axei vînei de apă inelare, de la III pînă la ieșirea II (vîrfurile acului), deoarece $\psi^2 (d_0^2/8)^2 = K$, constant, presiunea $p = \gamma H \left[1 - \frac{K}{r^2 a^2} \right]$ se calculează la diferite raze (r) și deschideri (a).

Pentru a obține forța pe ac, se consideră numai proiecția orizontală $r dr$, deoarece proiecția verticală se echilibrează fiind axial simetrică, astfel că forța elementară este $dF = 2\pi r dr p$. Integrarea se face mai ușor pe două intervale:

— Între II și I , cu forța spre stînga, în sensul deschiderii (+) și fiind la limită în II raza nulă, iar la I , raza $r = 0,5 d_a$, se obține cu presiunea dată de formula (256) forța:

$$F_{II-I} = 2\pi \int_0^{0,5d_a} p r dr = 2\pi \gamma H \int_0^{0,5d_a} \left[1 - \psi^2 \left(\frac{d_0^2}{8ra} \right)^2 \right] r dr \quad (257)$$

— Între I — III , forța lucrează spre dreapta, în sensul închiderii, cu semnul (—) și se poate calcula din $F_{III-I} = -2\pi \int_{0,5d_i}^{0,5d_a} p r dr$.

Se recomandă să se exprime presiunea prin razele r_e măsurate la ajutoraj și r_i pînă la conturul acului injectorului $p =$

$$= \gamma H \left[1 - \frac{\psi^2}{16} \left(\frac{d_0^2}{r_e^2 - r_i^2} \right)^2 \right], \text{ cînd se poate scrie forța pe ac:}$$

$$F_{III-I} = -2\pi \gamma H \int_{0,5d_i}^{0,5d_a} \left[1 - \frac{\psi^2}{16} \left(\frac{d_0^2}{r_e^2 - r_i^2} \right)^2 \right] r dr \quad (258)$$

Integralele (257) și (258) se rezolvă grafic, așa cum arată una dintre diagramele din fig. 241, și anume: pe ordonată se pune raza variabilă r , pe abscisă, curba presiunilor p (punctată) și curba produsului pr (curba plină). Suprafața hașurată

dă, planimetrată, $S = \int pr \, dr$; deci forța va fi $F = 2\pi S$.
 Forța totală în poziția deschis parțial sau total rezultă :

$$F_d = F_{II-I} + F_{III-I} = 2\pi\gamma H \left\{ \int_0^{0,5d_a} \left[1 - \psi^2 \left(\frac{d_0^2}{8ra} \right)^2 \right] r dr - \int_{0,5d_i}^{0,5d_a} \left[1 - \frac{\psi^2}{16} \left(\frac{d_0^2}{r_e^2 - r_i^2} \right)^2 \right] r dr \right\} \quad (259)$$

Atunci cînd $d_i < d_0$ — și acesta reprezintă cazul general — rezultă, la diferite poziții ale acului de la 0 la cursa maximă s , însă cum arată diagrama a doua din fig. 241 — forța după curba plină.

Forța la poziția închis ($s = 0$) are valoarea $F_i = -\frac{\pi}{4}(d^2 - d_i^2) \gamma H$ și la cea deschis F_d după (259).

Această situație este dezavantajoasă reglajului acului, deoarece la poziția deschis acul trebuie împiedicat de o forță exterioară să nu se deschidă (+), iar la poziția închis trebuie să schimbe de sens (-).

Penru un reglaj ușor, este absolut necesar ca forța să aibă un singur sens de la poziția 0 la s . Sensul poate fi (-) de închidere, sau (+) de deschidere a acului.

Primul caz, unde se manifestă tendința de închidere, este periculos, deoarece la o eventuală dereglare sau la ruperea unui mecanism, acul se închide brusc, într-un timp mult mai scurt decît cel de închidere calculat (T_s), astfel că se produc lovituri de berbec peste cele calculate și conductele forțate sau distribuitoarele pot plesni.

Cazul al doilea provoacă, în caz de accident, deschiderea turbinei, deci ambalarea ei; acest fenomen nu este însă periculos, pentru că intră în funcțiune închizătorul rapid, care acționează independent de regulatorul automat și punînd în funcțiune deflectoarele. De aceea, se recomandă să se aleagă ultima soluție, care dă repartiția forței pe ac $F' = f(s)$ după curba punctată în diagrama din fig. 241. Acest caz se obține în mai multe feluri, dintre care soluțiile cele mai simple sînt :

— Pistonul cu $d_p < d$ (fig. 107), care dă o forță suplimentară pe tija acului, în sensul deschiderii (spre stînga +): $\Delta F =$

$= \frac{\pi}{4}(d_p^2 - d_t^2) \gamma H$, care, adăugată la forțele anterioare, dă : în poziția închisă $F'_i = F_i + \Delta F$, iar în cea deschisă, $F'_d = F_{II-I} + F_{III-I} + \Delta F$, astfel că întreaga curbă $F = f(s)$ se îndreaptă în sus, în poziția punctată din diagrama a doua din fig. 241, în care la $s = 0$, forța F' nu mai este negativă, ci pozitivă în sensul deschiderii.

— Prin resortul de întindere așezat la capul exterior al tijei, resort care exercită forța ΔF (+) în sensul deschiderii.

— Piston servomotor (8); combinat cu resortul de compresiune (9) din fig. 106, care, împreună, dau ΔF (+) necesar. În mod analog s-au reprezentat în fig. 108 pistonul 22 și resortul 23.

c) Deflectorul

Rolul regulatorului de presiune al turbinei F , care se va analiza în capitolul reguletoarelor, este preluat la turbina P de deflector. La descărcări de sarcină bruște, debitul spre rotor este deviat întâi repede de deflector și aruncat spre canalul de fugă, iar apoi, acul injectorului se închide lent, în timpul de închidere T_s , în secunde, calculat pentru limitarea loviturii de berbec. Mișcarea deflectorului și a acului sînt conjugate cinematic prin mecanisme, care vor fi studiate în capitolul reguletoarelor.

În fig. 242 se reprezintă trei scheme principiale de diferite defletoare : (a) deflectorul intră de sus în jos în vîină, soluție obișnuită și preferată, deoarece necesită forțele de manevră cele mai mici, (b) deflectorul intră de jos în sus în vîină, trebuind să învingă forțele hidrodinamice care împiedică mișcarea, deci defavorabil; în schimb, se micșorează distanța dintre rotor și stator și (c) cu deflectorul proiectat ca un cuțit simetric, care despică vîina de apă în două jumătăți, soluție executată mai rar.

În fig. 105, deflectorul (d) lucrează după tipul (a), în fig. 106, deflectorul 5 deviază la fel vîina de apă în jos (2). În fig. 107 și 108 se reprezintă în stînga forma constructivă a deflectorului.

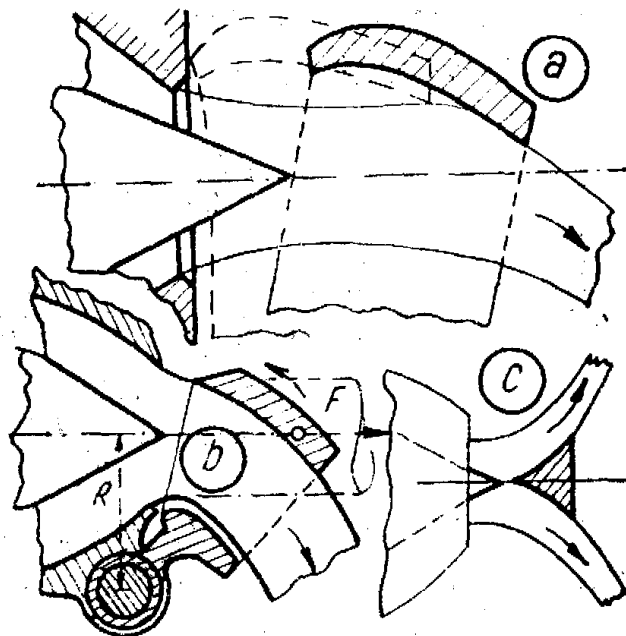


Fig. 242. Tipuri de defletoare

5. DETALII CONSTRUCTIVE SI CALCULELE DE REZISTENȚĂ ALE TURBINEI P

a) Cupele turbinei P

Cupele turbinei P sînt solicitate la două feluri de forțe = forțe tangențiale și forțe centrifuge. Forța tangențială pe o cupă se calculează ca o forță de impuls $T = (w_{u1} + w_{u2}) \gamma Q/g$. Cum viteza relativă este $w = c_0 - u \approx w_{u2}$ și debitul pe cupă maxim nu poate depăși $Q_c = (c_0 - u) \pi d_0^2/4$, se obține, la funcționarea normală cu $u = 0,47 c_0$, respectiv cu $(c_0 - u)^2 = 0,281 c_0^2 = 0,281 \psi^2 2gH$ și $\psi = 0,975$, forța :

$$T = \frac{\pi \gamma}{2g} d_0^2 (c_0 - u)^2 = 838 d_0^2 H. \quad (260)$$

La rotorul blocat cu $u = 0$, dar jetul de apă izbind în plin, se obține forța tangențială maximă :

$$T_{max} = \frac{\pi \gamma}{2g} d_0^2 c_0^2 = 2983 d_0^2 H. \quad (261)$$

La ambalarea teoretică, $u_a = c_0$, rezultă $T = 0$, dar, practic, ambalarea se reduce la $u_a = 1,85 u = 1,85 \cdot 0,47 c_0 = 0,87 c_0$, așa că din (260) rezultă :

$$T_{min} = \frac{\pi \gamma}{2g} d_0^2 (1 - 0,87)^2 \psi^2 2gH = 50,4 d_0^2 H \quad (262)$$

Forța centrifugă pe o cupă, cu greutatea G , socotită în exteriorul secțiunii în care se verifică rezistența, va fi, la regim normal, $u = 0,47 c_0$:

$$C = \frac{G}{g} R_0 \omega^2 = \frac{Gu^2}{gR_0} = \frac{2G}{gD_0} u^2 = 0,84 G \frac{H}{D_0} \quad (263)$$

La rotorul blocat cu $u = 0$, va fi $C_{min} = 0$ și la ambalare cu $u_a = 1,85 u = 0,87 c_0$, crește forța centrifugă la maximum :

$$C_{max} = \frac{2G}{gD_0} 0,87^2 \psi^2 2gH = 2,88 G \frac{H}{D_0} \quad (264)$$

Forțele T și C dau o rezultantă R , care acționează în planul normal la axa turbinei și care are o valoare diferită după regimul de funcționare, la cupa izbită în plin de vîină, și anume :

$$\text{la } u \text{ normal : } R = \sqrt{T^2 + C^2} = H \sqrt{702240 d_0^4 + 0,706 G^2 / D_0^2} ;$$

— la u_0 ambalare : $R = H \sqrt{2540 d_0^4 + 8,83 G^2/D_0^2}$;

— la $u = 0$, rotor blocat : $R = T_{max} = 2983 d_0^2 H$.

Cupele neizbite de vînă suportă forțele C .

Cupa se verifică pe de o parte, în cazul neizbirii cu apă, la solicitarea maximă cu rotația de ambalare prin forța $C_{max} = 2,88 g \frac{H}{D_0}$ (kg), care provoacă efortul de întindere (σ) care trebuie să fie sub rezistența admisibilă σ_{za} la întindere $\sigma = C_{max}/S < \sigma_{za}$. De aici rezultă secțiunea S la locul de fixare pe butuc. La alte secțiuni exterioare, se calculează $C' = 2,88G' \frac{H}{D_0}$, cu G' greutatea restului de cupă înafară de secțiunea considerată, și în mod analog, C'' la G'' și S'' etc.

Se cercetează apoi cupa izbită de vînă, calculînd cu forța rezultantă R_{max} cea mai mare, dată de una dintre cele trei formule precedente. La acest R_{max} se verifică cupa la întindere și la momentul încovoietor față de secțiunea de fixare pe disc $M_{max} = \sigma W$ și se verifică din W obținut, mărimea secțiunii S rezultate.

Se adoptă cea mai mare secțiune S rezultată din toate calculele. Calculul trebuie făcut prin aproximații succesive, admițînd întîi forma și secțiunea periclitată a cupei și verificînd ulterior rezistența, care duce la o altă secțiune și la alte forțe R , respectiv C , după care se repetă calculul, pînă cînd rezultatele coincid.

Formele constructive ale cupelor au fost reprezentate în figurile anterioare, 103—106 și 108. În fig. 106 se arată cîteva feluri de fixare a cupelor pe discul rotorului, și anume : cupe uzinate izolat și fixate prin buloane și pene, iar în partea de jos, și în dreapta fig. 106 cupe turnate duble și fixate prin flanșele în formă de furcă f , în găurile discului rotoric d . Cupele au scoicile σ , cuțitul la mijloc o și tăietura periferică t . Pe lîngă buloanele de fixare se folosesc între grupele de cupe și pene axial-radiale. În anumite cazuri, se execută grupe de cîte trei cupe, turnate cu o singură furcă. Cea mai bună, dar și cea mai dificilă construcție se compune din rotorul turnat cu discul și cupele dintr-o singură bucată, cum se vede în fig. 105 ; alte ori, se toarnă toate cupele pe o singură flanșă-furcă, de formă inelară, care se fixează prin cîteva buloane pe discul rotoric, după cum se vede din fig. 108.

b) Statorul

După cum s-a arătat mai înainte, forțele pe ac variază în funcție de cursa acului injectorului (s), de la F , la poziția închis.

la F_a la acul deschis după curba $F = f(s)$ din fig. 241, când nu avem piston de echilibrare cu diametrul $d_p > d$. Pentru reglaj însă, este mai bună soluția F' cu pistonul d_p (cusba punctată în fig. 241), deoarece F' nu schimbă de sens de la $s = 0$ la $s = \max$, rămânând permanent pozitivă, adică în sensul deschiderii :

$$F'_i = \frac{\pi}{4} (d_p^2 - d^2) \gamma H; \quad F'_a = F_{II-I} + F_{III-I} + \frac{\pi}{4} (d_p^2 - d_t^2) \gamma H$$

în care, $F_{II-I} + F_{III-I}$ s-au calculat în (259). În tija cu diametrul d_t acționează F' , ca forță de întindere, deci efortul trebuie să fie mai mic decât acela admis la întindere $\sigma = 4F'/\pi d_t^2 < \sigma_{sa}$. Tubul distribuitorului are grosimea peretelui :

$$s = (p + \Delta p) \frac{d}{2\sigma} + s_r, \text{ în cm,}$$

dacă d (cm) este diametrul variabil al tubului, p — presiunea hidrostatică și Δp — lovituri de berbec, ambele în kg/cm^2 , apoi efortul $\sigma < \sigma_{sa}$ mai mic decât cel la întindere, în kg/cm^2 , iar $s_r = 0,1 \dots 0,15$ cm, rezerva împotriva ruginirii.

Detaliile constructive ale statorului au fost reprezentate în fig. 107.

Capul acului se fixează prin înșurubare pe conul tije și constă, de preferință, din două bucăți înșurubate între ele, dintre care cea exterioară (din stînga) se uzinează din oțel aliat special, deoarece este supusă unor puternice eroziuni și corozii. După un anumit grad de uzură, aproximativ 10—15 ani, acest cap se schimbă cu o piesă de rezervă. Deoarece tija acului este în general foarte lungă, ea se sprijină în cel puțin trei puncte și anume : în ghidajul din stînga fig. 107, care este susținut față de tub prin trei, patru aripi fuzelate, apoi în ghidajul dat de cilindrul pistonului cu d_p de la mijlocul tije și în sfîrșit, în partea dreaptă în ghidajul dat de capacul exterior al statorului.

Acționarea acului se face la capul exterior din dreapta, de la regulatorul automat, prin mecanismele care se vor descrie în volumul II, în capitolul în care se studiază regulatoarele.

Tipul cel mai simplu de stator este reprezentat în fig. 106, unde tubul distribuitor (6) este o curbă, legată jos la vana turbinei, avînd în partea dreaptă orificiul statoric (3), cu acul injector (7), care străbate tubul curb. În cilindrul de la capul exterior al acului se găsesc : un piston (8) de echilibrare a forțelor F' , un resort (9) și volanul de manevră manuală (10). Acționarea automată se face hidromecanic prin sertărașul 11,

cu pîrghiile 12—13—14, combinate cu sistemul mecanismelor deflectorului (5), date de pîrghiile 16, tija 15 și de servomotorul 17, cu resortul 16 etc.

Statorul este mai complicat dacă este dublu (fig. 105). Devine mai ales anevoioasă conjugarea cinematică a celor două ace și deflectoare, în sensul că ele funcționează normal împreună, dar la sarcini reduse unul este decuplat. Forma exterioară a statorului și mecanismelor de reglaj este reprezentată în perspectivă în fig. 103.

Deflectorul primește forța maximă pe direcția axei vînei

$$\text{de apă} \quad F = \frac{\gamma}{g} Q c_0 = \frac{\gamma \pi}{4g} d_0^2 c_0^2 = 1490 d_0^2 H \quad (265)$$

care solicită deflectorul la încovoiere, care în diferitele secțiuni dă $M_x = xF = \sigma W$. Articulația deflectorului cu diametrul fusului δ este solicitată la torsiunea $M_t = FR = \tau \pi \delta^2 / 4$. Aplicînd ambele momente și condițiile $\sigma < \sigma_{aa}$ și $\tau < \tau_a$, rezultă dimensiunile necesare rezistenței deflectorului.

c) Alte organe ale turbinei P

Carcasa turbinei a fost reprezentată în fig. 105 și 108; la turbinele importante ea se toarnă din oțel, iar la cele mici se confecționează din tole presate după anumite forme și sudate. Lățimea axială a carcasei B trebuie să fie: la $H = 180$ m de $B = 13 d_0$, la $H = 900$ m de $B = 20 d_0$, pentru a ține seama de împrăștierea vînei de apă cu d_0 , la o valoare multiplă a lui d_0 . Intervalul radial dintre periferia cupelor și carcasă trebuie să fie de (4...6) d_0 , pentru a nu se forma vârtejuri compacte, care frînează rotorul.

Prin carcasă se introduce injectorul frînei hidraulice, care bate în spatele cupelor. Puterea frînei depinde de inerția maselor în rotație, respectiv de GD^2 , așa cum se va arăta la reglatoare. În principiu, frîna consumă circa $k = 0,04 \dots 0,06$ din puterea turbinei și cum ea lucrează la aceeași cădere, diametrul vînei de apă a frînei va fi:

$$\delta = 0,543 \sqrt{\frac{kQ}{H}} = (0,108 \dots 0,133) \sqrt{\frac{Q}{VH}}$$

Viteza în conducta care duce la injectorul frînei, fiind $c \leq 0,2 \sqrt{2gH}$ rezultă diametrul ei $d \geq (0,24 \dots 0,29) \sqrt{\frac{Q}{VH}}$ în care, Q este debitul întregii turbine.

Întreaga unitate compusă din turbina P, din generator și din piesele anexe, se proiectează în eazul arborelui orizontal

după scheme asemănătoare celei din fig. 243, cu trei sau patru lagăre, cu una sau două turbine la un generator, respectiv cu volan suplimentar, cînd GD^2 a turbinei plus generatorului nu este suficient pentru un reglaj stabil și un grad mic de iregularitate (v. capitolul „Regulate-toare”).

În ambele părți ale carcasei, în jurul arborelui se dispun labirinte de etanșare

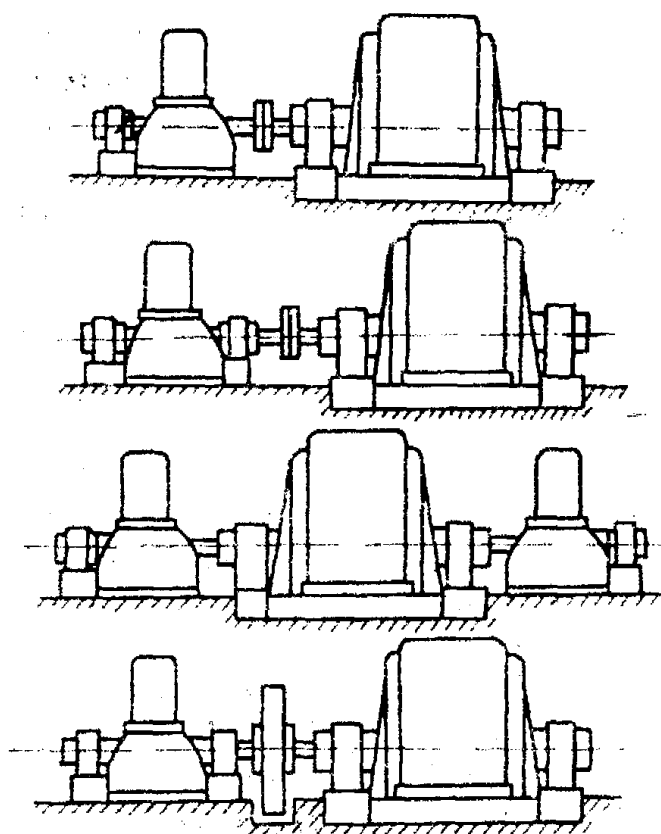


Fig. 243. Grupuri Pelton

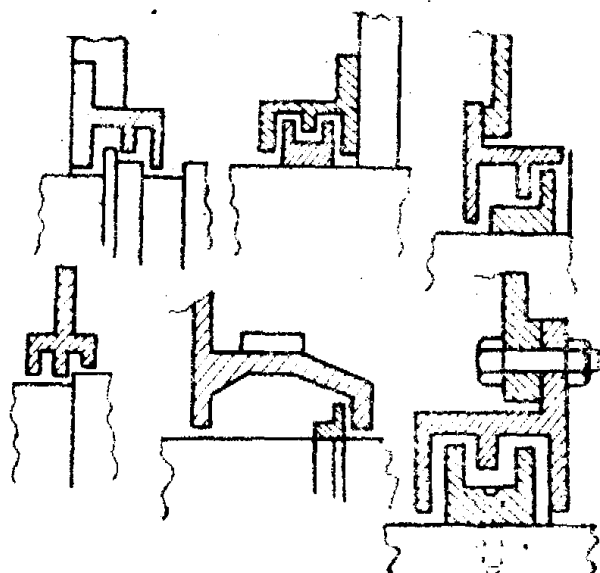


Fig. 244. Labirinte la carcase P

după una dintre schemele reprezentate în fig. 244. Lagărele sînt identice celor de la turbinele F și unul este prevăzut cu dispozitive împotriva forțelor axiale.

Arborele turbinei se dimensionează la poziție orizontală cu diametrul calculat în prima aproximație din $d = 0,14 \sqrt[3]{P/n}$, cu P puterea în CP, n , în rot/min și diametrul, în m. La turbinele cu arbore vertical rezultă $d = 0,1 \sqrt[3]{P/n}$.

Studiul turației critice a permis să se constate că în general, aceasta este mai importantă la turbinele P decît la cele F ; turația se calculează în modul arătat anterior la turbinele F .

Turbinele P cu arbore vertical se folosesc la puteri foarte mari și cînd un rotor are trei pînă la patru injectoare, alimentate dintr-un melc, după cum se schițează în fig. 245, pentru o turbină cu datele: $H = 204$ m, $P = 18\,500$ CP, $Q = 8,2$ m³/s,

$n = 250$ rot/min și $n_c = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{P}{\sqrt{H}}} = 44,1$ la patru injectoare.

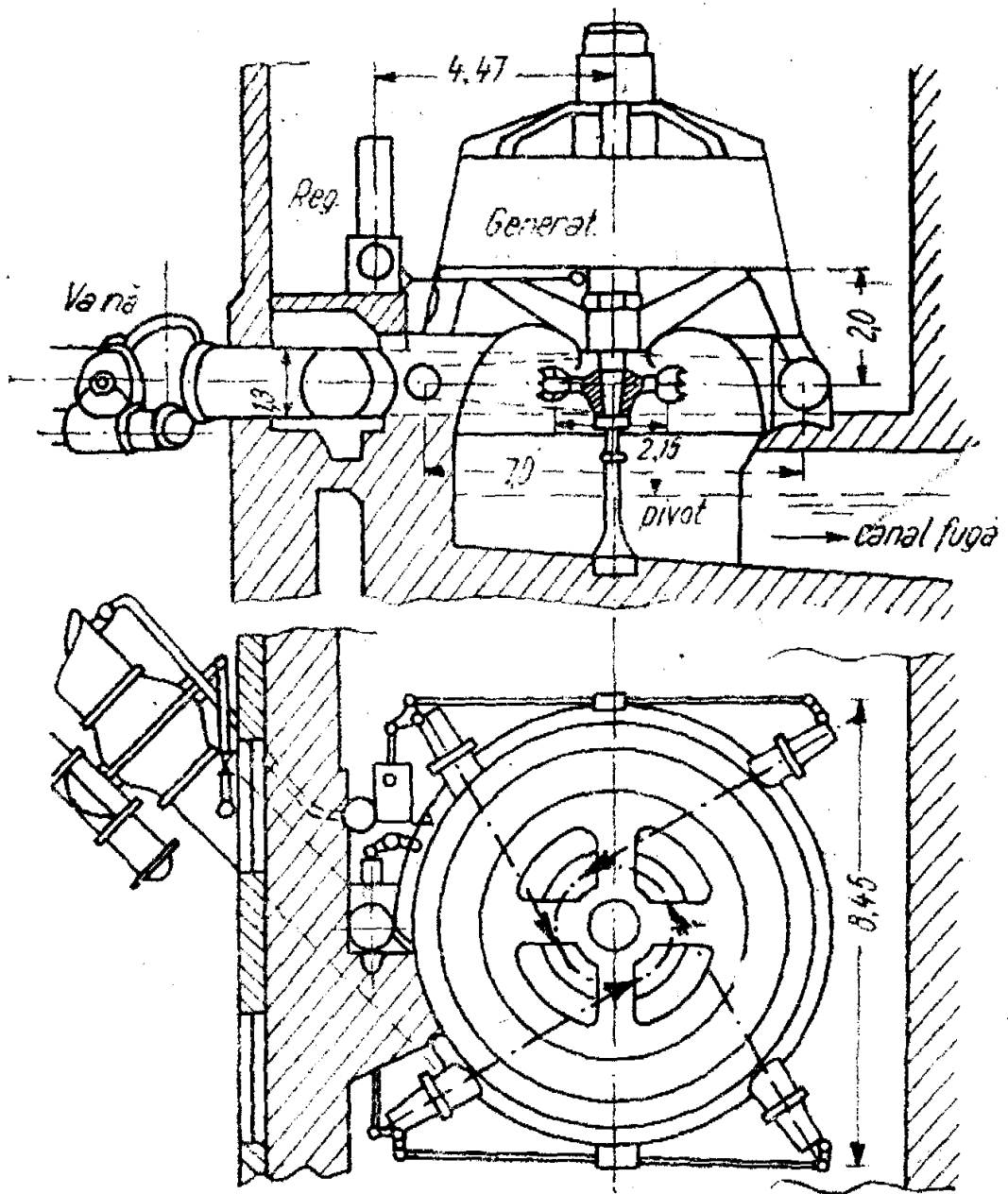


Fig. 245. Turbina P verticală de 18 500 CP

6. CALCULUL TURBINEI *B* CU EGALĂ PRESIUNE

S-a arătat la clasificarea turbinelor, că la turbinele cu egală presiune tipul contemporan este turbina *P*. Dintre turbinele cu egală presiune din trecut se mai utilizează uneori la microcentrale turbina *B* construită de Prof. Bánki (Budapesta), care reprezintă o roată cu apă perfecționată și care se numește aici prescurtat turbina *B*.

Față de turbina *P*, turbina *B* are :

— *dezavantaje* : randament mai mic, puterea prelucrată mică, reglajul mai defavorabil, construcția mai puțin reușită.

— *avantaje* : rapiditatea $n_s = 30 \dots 100$ permite interpolarea unui tip de turbină între *F* — lent și *P* — rapid, sporirea debitului se face prin lățimea *B* mai mare a rotorului *B*, fără a mări diametrul, deci turația n nu este influențată direct de debitul Q ; în sfârșit, construcția din tole sudate este mai simplă decât aceea a turbinei *P*, la puteri mici și căderi moderate.

a) *Admisia și statorul turbinei B*

Admisia se poate face, la căderi mici, ca la roțile cu apă de tipul reprezentat în fig. 150, sau la căderi mijlocii de 20—60 m, prin conducta forțată.

Statorul se racordează la conducta forțată, fiind intercalată o vană și se compune dintr-un ajutoraj periferic, concentric cu rotorul, fie simplu cu o singură limbă reglaj, asemănător celui din fig. 150, fie cu mai multe limbi, care se aseamănă cu palele statorice *F*.

Peretii de ghidaj ai ajutorajului sînt, în apropierea rotorului, spirale logaritmice care se racordează la vana de admisie a turbinei așezată pe direcția conductei forțate. Conform fig. 246, componentele vitezei absolute $c_0 = \psi \sqrt{2gH}$ sînt :

— componenta meridiană $c_{m0} = \frac{Q}{B_0 \varepsilon_0 t_0}$, cu împărțirea periferică $t = \delta_0 D_0 / 2$;

— componenta periferică $c_{u0} = 14,05 \frac{P}{n D_0 Q}$, calculată din cuplul hidraulic.

Pentru unghiul absolut, cu coeficientul de strangulare $\varepsilon_0 = 0,95$ și $t_0 = 0,5 D_0 \delta_0$ rezultă din calcul valoarea :

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{c_{m0}}{c_{u0}} = 0,0712 \frac{n D_0 Q^2}{B_0 \varepsilon_0 t_0} = 0,15 \frac{n Q^2}{\delta_0 B_0 P} = \frac{k}{\delta_0} \quad (266)$$

la turbina *B* se obțin randamente bune, cînd avem unghiul $\alpha_0 = 15^\circ$ la $n_s = 50$ și $\alpha_0 = 20^\circ$ la $n_s = 100$, astfel că la orice n_s se poate obține prin interpolare unghiul α_0 optim.

Lărgimea s_0 , normală în punctul C la curba spirală, trebuie să satisfacă ecuația continuității $Q = \mu B_0 s_0 c_0 = \mu B_0 s_0 c_{m0} / \sin \alpha_0$ care dă $s_0 = \frac{Q \sin \alpha_0}{\mu B_0 c_{m0}}$. Înlocuind $c_{m0} = \frac{Q}{B_0 \varepsilon_0 t_0}$, obținut mai sus, va trebui satisfăcută relația :

$$s = \varepsilon_0 t_0 \sin \alpha_0 / \mu = (0,283 \dots 0,384) t_0, \quad (268)$$

cu $\varepsilon_0 = 0,95$ și $\mu = 0,9$. Coeficientul mic în (268) se referă la $n_s = 50$, iar cel mare, la $n_s = 100$ și între ele se interpolează liniar.

Se recomandă ca s_0 să nu depășească valoarea $s_0 \leq 0,08 D_1$.

b) Rotorul turbinei B

Viteza absolută la intrarea în rotor este $c_1 \sim c_0$ și unghiul absolut $\alpha_1 \sim \alpha_0$ a fost calculat mai înainte. Viteza periferică (u_1) depinde de turația (n) pe care dorim să o obținem, respectînd însă domeniul rapidității $n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{P}{VH}} = 30 \dots 100$ și limitele economice $u_1 = (0,46 \dots 0,52) c_1$, corespunzînd limitelor lui n_s (între limite se interpolează coeficienții liniari). Viteza absolută la intrarea :

$$c_1 = c_0 = \psi \sqrt{2gH} \sim 4,3 \sqrt{H} \quad (269)$$

depinde de căderea netă $H = H_A - h_r$, cu H_A considerat de la nivelul superior al apei pînă la punctul de admisie A (fig. 246) și pierderile de sarcină pe conducta forțată fiind calculate din $h = 0,0826 Q^2 \left(\frac{\lambda L}{d^5} + \frac{\Sigma \zeta}{d^4} \right)$, cum s-a arătat anterior.

Pe de altă parte, dată fiind viteza periferică la intrarea în rotor :

$$u_1 = (0,46 \dots 0,52) c_1 = (1,98 \dots 2,24) \sqrt{H} = \pi D_1 n / 60 \quad (270)$$

se obține diametrul exterior al rotorului :

$$D_1 = (37,8 \dots 42,8) \frac{\sqrt{H}}{n}. \quad (271)$$

Cînd turbina este ambalată, viteza periferică maximă va fi $(u_1)_a \leq c_1 \cos \alpha_1$ ceea ce conduce la turația de ambalare :

$$n_s = \frac{\cos \alpha_1}{(0,46 \dots 0,52)} n \sim (2,1 \dots 1,8) n, \text{ ținînd seama că la } n_s \text{ mici,}$$

avem $\cos \alpha_1 = \cos 15^\circ = 0,966$ și la $n_s = 100$, $\cos 20^\circ = 0,94$.

Pentru a se limita ambalarea aceasta exagerată se poate instala un ecran-regulator la ieșirea din rotor, constînd dintr-un sector de cilindru (s), concentric cu arborele turbinei. Mișcînd

spre dreapta sectorul (s), se obstruează ieșirea, se creează remuu în rotor și turația de ambalare scade (inovație față de turbina B originală).

Diametrul interior este $D_2 = D_3 = kD_1$, cu $k = 0,6$ la căderi mari și n_s mici și $k = 0,5$ la căderi mici și n_s mari.

Diametrul fusului purtător al arborelui se calculează din $d_1 = 0,14 \sqrt[3]{P/n}$, iar la capul neantrenat din $d_2 = (0,6 \dots 0,7) d_1$.

Ținând seamă de notațiile din fig. 246, se obțin valorile:

$$h_3 = 0,5 D_1 - e_2 = 0,5 D_1 [1 - \sin(\varepsilon - \varphi)]; \quad h_2 = e_1 + e_2 = \\ = 0,5 D_1 [\sin \varphi + \sin(\varepsilon - \varphi)].$$

Din suma $h_3 + 0,27 h_2 = 0,5 D_1 [1 - 0,73 \sin(\varepsilon - \varphi) + 0,27 \sin \varphi]$ se poate obține, prin anularea derivatei $\frac{\partial}{\partial \varphi} (h_3 + 0,27 h_2) = 0$, unghiul optim $\varphi = 60^\circ \dots 70^\circ$. În relațiile de mai sus s-a ținut seamă de constatarea experimentală făcută la turbinele B , că la prima trecere prin pală (stînga sus în fig. 246) se prelucrează 73% din înălțimea h și la a doua trecere (dreapta jos), restul de 27% din h .

Unghiul λ se obține ca valoare mijlocie $\lambda \sim 90^\circ$, iar $\varepsilon = 2 \gamma_1 + \lambda$.

Unghiul $\gamma_1 = \frac{360 t_1}{\pi D_1}$ provine din $t_1 = AA' = u_1 T = (1,10 \dots \dots 1,24) l_p$, în care, $T = l_p / w_m = l_p / 0,42 c_1$ este timpul de trecere a apei cu viteza relativă medie $w_m = 0,42 c_1$, prin celula formată de două pale, fiecare pală cu lungimea l_p , rezultată grafic din fig. 246. Numărul palelor rotorului $z = \pi D_1 / t_1$ se calculează din împărțirea periferică (pasul), $t_1 = (0,4 \dots 0,5) (D_1 - D_2)$.

A doua admisie, după ce vîna de apă a străbătut golul din rotor, se face în apropierea punctului (D) cu viteza $c_3 < c_2 \sim \sim 0,518 c_1$ iar ieșirea din rotor în jurul punctului (E) se face cu viteza $c_4 \sim 0,267 c_1$.

Vîna de apă are în dreptul ieșirii (E) grosimea $s_E = s_1 c_3 / c_4 = = 1,94 s_1$, fiind cunoscută grosimea vînei la intrarea în rotor $s_1 \sim s_0$.

Dacă marginea din stînga a vînei la ieșire, în loc de R , ar rezulta în punctul R' situat cu x° în stînga verticalei prin axa turbinei, se corectează unghiul φ rezultat anterior cu $\varphi - x$, astfel ca punctul R să cadă fie pe verticală, fie puțin spre dreapta.

Atît metoda de calcul precedentă, cît și dispoziția generală a turbinei, sînt ameliorate și completate în acest curs față de cea originală dată de prof. Banki.

Analiza pierderilor de sarcină duce la constatarea că se pierd : la stator în întrefier 5%, în celule, inclusiv centrifugarea, 3%, la ieșirea din rotor 7%, suspensia roții $0,267 D_1/H$, deci randamentul hidraulic al unei turbine perfecționate este $\eta_h = 0,85 + 0,267 D_1/H$ (la turbina *B* originală era $\eta_h = 0,8 + 0,4 D_1/H$, mai scăzut). Randamentul total este $\eta = \eta_h \eta_{mec} = (0,95 \dots 0,97) \eta_h$, la puteri cuprinse între 100 și 1000 CP.

7. APLICAȚII LA CAPITOLUL X

Aplicația 63. Pentru turbina *P* cu debitul $Q = 2 \text{ m}^3/\text{s}$, și căderea netă $H = 361 \text{ m}$, să se stabilească similitudinea cu turbina monorotoare, considerată ca model cu $Q_m = 0,8 \text{ m}^3/\text{s}$; $H_m = 225 \text{ m}$; $n_m = 375 \text{ rot}/\text{min}$; $\eta_m = 0,88$ la plină sarcină.

Soluția : Modelul are rapiditatea $n_{sm} = \frac{375}{225} \sqrt{\frac{2 \cdot 110}{225}} = 19,8$, puterea fiind $P_m = 13,33 \cdot 0,8 \cdot 225 \cdot 0,88 = 2 \cdot 110 \text{ CP}$.

Estimînd la început turbina nouă $\eta = 0,9$, puterea va fi $P = 13,33 \cdot 2 \cdot 361 \times 0,9 = 8 \cdot 660 \text{ CP}$ și rapiditatea, $n_s = \frac{n}{361} \sqrt{\frac{8 \cdot 660}{361}} = 0,059 n$.

Pentru o similitudine perfectă, trebuie să fie $n_s = n_{sm}$, sau $0,059 n = 19,8$, de unde, $n = \frac{19,8}{0,059} = 336$. Prima turație sincronă cu $p = 9$ perechi de poli este $n = 3 \cdot 000 : 9 = 333,3$, căreia îi corespunde $n = 19,65$.

După formula (248) se recalculează randamentul, care este practic egal cu cel estimat anterior :

$$\eta = \left(0,99 - \frac{0,15}{8660^{1/4}} \right) \left[1 - \left(1 - \frac{0,88}{0,99 - \frac{0,15}{2110^{1/4}}} \right) \left(\frac{Q_m}{Q} \right)^{1/8} \left(\frac{H}{H_m} \right)^{1/16} \right] = 0,892$$

Parametrii similitudinii sînt dați de formulele (246 și 247)

$$\lambda_s = \frac{19,65}{19,8} \left(\frac{2}{0,8} \right)^{1/8} \left(\frac{225 \cdot 0,88}{361 \cdot 0,89} \right)^{1/4} = 1,40; \quad \lambda_r = \frac{19,8}{19,65} \frac{375}{333,3} \left(\frac{361 \cdot 0,89}{225 \cdot 0,88} \right)^{1/2} = 1,44.$$

Toate dimensiunile statorului modelului înmulțite cu $\lambda_s = 1,40$, dau statorul căutat, respectiv dimensiunile rotorului modelului înmulțite cu $\lambda_r = 1,44$ dau rotorul turbinei proiectate.

Aplicația 64. Să se stabilească dimensiunile turbinei *P* cu $Q = 2,5 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 390 \text{ m}$, după metoda descrisă în capitolul X-2, a.

Soluția : Puterea turbinei va fi, la un randament estimat $\eta = 0,88$, de $P = 13,33 \cdot 2,5 \cdot 390 \cdot 0,88 = 11 \cdot 430 \text{ CP}$ și la $m = 1$ injector rezultă, cu $\psi = 0,975$, diametrul vinei de apă $d_0 = 0,536 \sqrt{\frac{2,5}{0,975 \sqrt{390}}} = 0,193 \text{ m}$. Deoarece acest d_0 dă dimensiuni de cupe prea mari pentru rotorul acestei turbine, se adoptă un rotor cu $m = 2$ injectoare, la care $d_0 = \frac{0,193}{\sqrt{2}} = 0,136 \text{ m}$.

Raportul favorabil pentru : $D_0/d_0 = 539 k_u/n_s$, (250) arată că pentru rapiditatea unui injector $n_{st} = 20$, după cifrele date în text (X-2, a), trebuie să fie

$k_u = 0,444$, deci diametrul rotorului se calculează de $D_0 = 539 k_u d_0 / n_s =$
 $= 539 \frac{0,444}{20} 0,136 = 1,625$ m. Se rotunjește diametrul de atac al rotorului la
 $D_0 = 1,62$ m.

Rapiditatea turbinei cu două injectoare va fi, la $n = 500$ rot/min,
 $n_s = \frac{500}{390} \sqrt{\frac{11\,430}{390}} = 30,8$, deci pe un injector $n_{si} = n_s / \sqrt{2} = 21,75$. Interpolând

pentru noul n_{si} , rezultă valoarea : $k_u = 0,444 - (0,444 - 0,432) \frac{21,75 - 20}{10} = 0,4419$,

care dă : $D_0 = 539 \frac{0,4419}{21,75} 0,136 = 1,49$, ales $D_0 = 1,50$ m, sau $D_0/d_0 =$
 $\frac{1,50}{0,136} = 11,03$ raport considerat foarte favorabil. Cunoscînd d_0 și D_0 , se obțin
 toate dimensiunile turbinei.

Aplicația 65. Să se calculeze datele de bază pentru turbina din aplicația 64,
 după metoda sovietică descrisă în capitolul X-2, b.

Soluția : La debitul maxim pe injector $Q_{max} = \frac{2,5}{2} = 1,25$ m³/s, se obțin

diametrul vînei $d_0 = 0,541 \sqrt{\frac{1,25}{390}} = 0,136$ m, diametrul orificiului $d = 1,25 d_0 =$

$= 0,17$ m intrarea în distribuitorul statorului $d_t = 3,2 d_0 = 0,435$ m și diame-
 trul cel mai gros al acului $d_a = 1,55 d_0 = 0,211$ m.

La căderi mari, se recomandă $D_0 = 12 d_0 = 1,63$ m. Din diagrama din fig.
 231, se pot citi, la $d_0/D_0 = 1/12 = 0,0833$, valorile $n'_1 = 37,3$ și $z \sqrt{s/d_0} = 5,5$;
 deci cu $s = 0,3 d_0$ rezultă $z = 10$ cupe, iar din $n'_1 = n D_0 / \sqrt{H} = 37,3$, rezultă
 turația $n = 37,3 \frac{\sqrt{390}}{1,63} = 452$ rot/min, sau prima turație sincronă $n = 500$ rot/min
 la fel ca în aplicația 64.

Aplicația 66. Pentru două centrale diferite : una cu $H_1 = 224$ m, $Q_1 = 4,25$ m³/s,
 pe turbină, cealaltă cu $H_2 = 400$ m și $Q_2 = 2,45$ m³/s, să se folosească turbine
 cu organe identice.

Soluția : Acest caz a fost realizat la noi la două centrale, și anume printr-un
 calcul adecvat am adus turbinele în situația de a lucra în condiții similare, depă-
 șind însă datele recomandate în teorie.

Turbina 1 a fost realizată cu turația de $n_1 = 375$ rot/min și puterea de $P_1 =$
 $= 13,33 \cdot 4,25 \cdot 224 \cdot 0,886 = 11\,000$ CP și cu rapiditatea de

$$n_s = \frac{375}{224} \sqrt{\frac{11\,000}{224}} = 45,3.$$

S-au apotat două rotoare gemene, fiecare cu două injectoare, (în total $m=4$),
 deci pe injector s-a obținut $n_{si} = n_s / \sqrt{4} = 22,65$. Diametrul de atac al rotorului
 executat a fost $D_0 = 1,52$ m și al vînei de apă $d_0 = 0,156$ m, adică $D_0/d_0 = 9,74$.
 Ținînd seamă de datele din text, se interpolează $k_u = 0,44$ la $n_{si} = 22,65$ și
 $D_0/d_0 = 539 k_u / n_{si} = 10,47$ arată că raportul ales 9,74 este cu -7% sub cel
 optim. Din această nepotrivire s-a garantat un randament de numai $\eta = 0,866$,
 cu 2% sub cel măsurat ($88,6\%$ la plină sarcină).

Turbina 2 a fost executată cu turația $n_2 = 500$ rot/min, cu rapiditatea $n_s = \frac{500}{400} \sqrt{\frac{11\,400}{V_{400}}} = 29,8$ la puterea de $P = 11\,400$ CP pe turbină, cu $\eta = 0,872$ garantat (măsurat de 89% la plină sarcină). Turbina are un singur rotor cu $D_0 = 1,52$ m identic cu turbina centralei 1, numai cu două injectoare, identice constructiv cu cele de la turbina 1, însă cu capul ajutorului modificat pentru a da $d_0 = 0,141$ m, fără a schimba întregul stator. Astfel s-a realizat $D_0/d_0 = 10,78$, cu -4,8% sub rezultatul obținut din $D_0/d_0 = 539 k_u/n_{st} = 539 \frac{0,442}{21,05} =$

$= 11,32$, cît trebuie să fie raportul teoretic la $n_{st} = n_s/\sqrt{2} = 21,05$ pe injector.

Astfel, renunțînd la o diferență mică de randament, s-a reușit să se folosească aceleași organe componente la turbinele din centrala 1 cu cele din centrala 2, făcînd în acest fel importante economii de fabricație a turbinelor și economii de piese de schimb, comune la ambele centrale.

Aplicația 67. Să se antecalculeze o turbină Pelton cu două căderi diferite.

Soluția: Acest caz a fost soluționat pe cale originală la una dintre centralele proiectate de autor și pusă în funcție cu cîțiva ani în urmă. Una dintre căderi reprezintă căderea brută $H_{b1} = 475$ m, respectiv căderea netă $H_1 = 434$ m la $Q_1 = 0,5$ m³/s și la cealaltă turbină, cu $H_{b2} = 345$ m și $H_2 = 323$ m, la $Q_2 = 0,4$ m³/s la o turbină.

Adoptînd soluția obișnuită ar fi trebuit să se instaleze patru turbine P_2 două pentru căderea 1 și două pentru căderea 2, în aceeași centrală fiind concentrate în plus alte două turbine pentru o a treia cădere de 77 m în legătură cu un baraj de 11 milioane m³, astăzi în funcțiune.

Din calculele tehnico-economice s-a ajuns la concluzia că cea mai bună soluție este să se concentreze pe cîte o turbină două căderi diferite, pe două rotoare diferite, montate însă pe același arbore și avînd turație comună. La rezolvarea originală a părții mecanice au contribuit prof. A. Berzănescu laureat al Premiului de Stat și prof. dr. ing. A. Bărglăzan. Această turbină originală funcționează de doi ani și a dat rezultate satisfăcătoare.

Rotorul 1: $P_1 = 13,33 \cdot 0,5 \cdot 434 \cdot 0,87 = 2\,520$ CP, și cu $n_1 = 750$ rot/m,

$$n_{s1} = \frac{750}{434} \sqrt{\frac{2\,520}{V_{434}}} = 19, \quad d_0 = 0,543 \sqrt{\frac{Q}{VH}} = 0,084 \text{ m, s-a ales } d_0 = 0,085 \text{ m}$$

și $d_{0max} = 0,089$ m pentru a putea supraîncărca turbina cu +12% la vîrfuri. La un singur injector rezultă după metoda noastră

$$D_0 = 84,6 k_u \sqrt{H}/n_1 = 84,6 \cdot 0,447 \cdot \frac{\sqrt{434}}{750} = 1,06 \text{ m}$$

fiind la $n_s = 19$ interpolat între datele din textul anterior $k = 0,447$.

Cu $D_0 = 1,06$ m, a rezultat $D_0/d_0 = 1,06/0,085 = 12,5$, fiind necesar de fapt după formula (250) $D_0/d_0 = 5,39 \frac{k_u}{n_s} = 539 \frac{0,447}{19} = 12,68$, deci raportul D_0/d_0 real executat la acest rotor a fost cu numai -1,4% sub acela dat de formula (250).

Rotorul 2: $P_2 = 13,33 \cdot 0,4 \cdot 323 \cdot 0,87 = 1\,500$ CP, $n_2 = n_1 = 750$ rot/min, fiind

pe același arbore orizontal cu rotorul 1, $n_{s2} = \frac{750}{323} \sqrt{\frac{1\,500}{V_{323}}} = 21,2$ a condus la

proiectarea a două injectoare, fiecare cu $n_{st} = n_s/\sqrt{2} = \frac{21,2}{1,415} = 15$ și cu

$d_0 = 0,543 \sqrt{\frac{0,2}{\sqrt{323}}} = 0,0573 \text{ m}$ (ales $d_0 = 0,06$ pentru a satisface supraîncărcările). Diametrul rotorului se calculează din

$$D_0 = 84,6 k_u \sqrt{H/n} = 84,6 \cdot 0,456 \sqrt{323/750} = 0,925 \text{ m},$$

cu $k_u = 0,454$ la $n_{st} = 15$ interpolat după datele din textul X-2, a.

S-a ales $D_0 = 0,933 \text{ m}$ pentru necesitatea supraîncărcării, deci raportul real

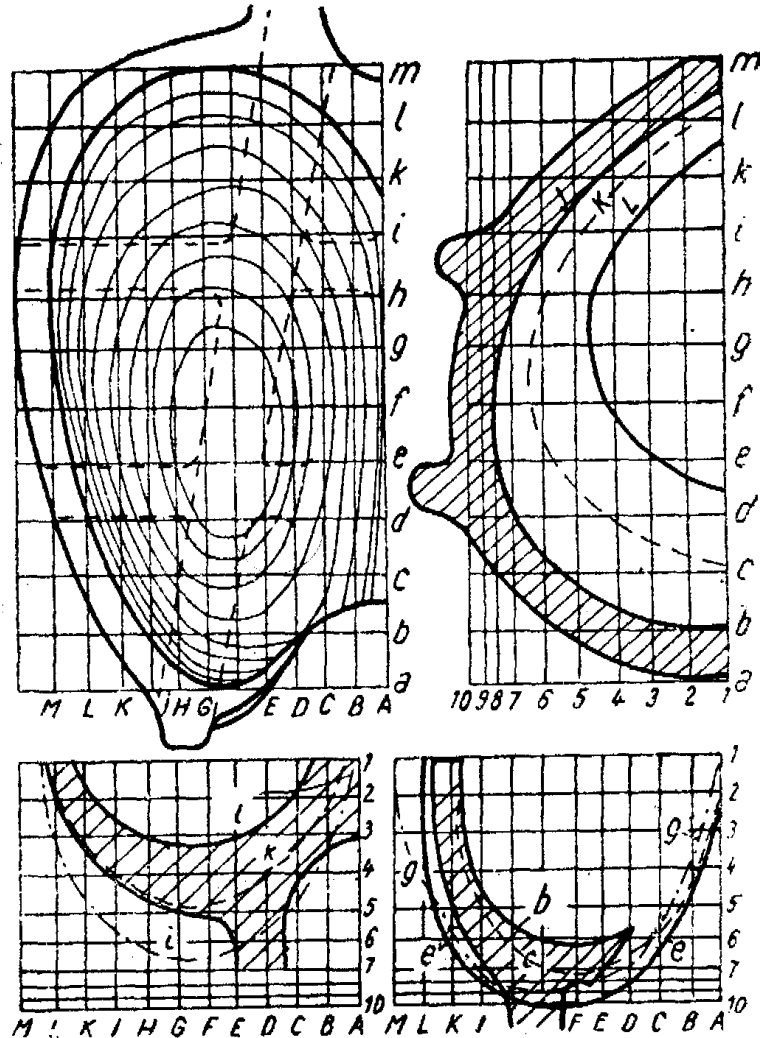


Fig. 247. Cupele rotorului 2 (aplicația 64)

$D_0/d_0 = 0,933/0,0573 = 16,3$ după care s-a executat turbina nu diferă de valoarea dată de formula (250) $D_0/d_0 = 539 \frac{k_u/n_{st}}{15} = 539 \frac{0,454}{15} = 16,3$.

Turbina cu ambele rotoare dînd $P = P_1 + P_2 = 4\,020 \text{ CP}$ (la generator $4\,020 \frac{0,95}{1,36} = 2\,810 \text{ kW}$) a funcționat în timpul exploatării timp de cîțiva ani

cu puteri de vîrf de $3\,100 - 3\,200 \text{ kW}$, deci cu supraîncărcări de $8,5 \dots 14\%$, cum de altfel se și calculase. Randamentul verificat în exploatare la plină sarcină a fost de 88 , iar la sarcină optimă de 89% .

Aplicația 68. Să se construiască epura cupei rotorului 2 din aplicația 67.

Soluția : În aplicația 67 s-au calculat $D_0 = 0,933 \text{ m}$ și $d_0 = 0,06 \text{ m}$ și printr-o epură asemănătoare reprezentată în fig. 234, s-a găsit numărul cupelor $z = 24$,

trece curba izorandament $\eta = 0,82$ a modelului și acestuia îi corespunde, după formula (248), randamentul turbinei mari (rotor 2) la plină sarcină :

$$\eta = \left(0,99 - \frac{0,15}{1500^{1/4}}\right) \left[1 - \left(1 - \frac{\eta_m}{0,99 - \frac{0,15}{15^{1/4}}}\right) \left(\frac{0,0292}{0,40}\right)^{1/8} \left(\frac{323}{51,6}\right)^{1/16} \right] \quad (248)$$

Numeric se obține $\eta = 0,185 + 0,855 \eta_m = 0,886$ la plină sarcină ($\eta_m = 0,82$) iar din încercările din timpul exploatării, s-a obținut $\eta = 0,88$, așa cum s-a arătat în aplicația 67, rezultat care diferă numai cu -1% de formula (248).

Din fig. 248, a se observă că la turbina model randamentele mai mari decât $\eta_m < 0,83$ se obțin la $Q' = 0,0188 \dots 0,0229$, adică la $73,4 - 89,4\%$ din admisia

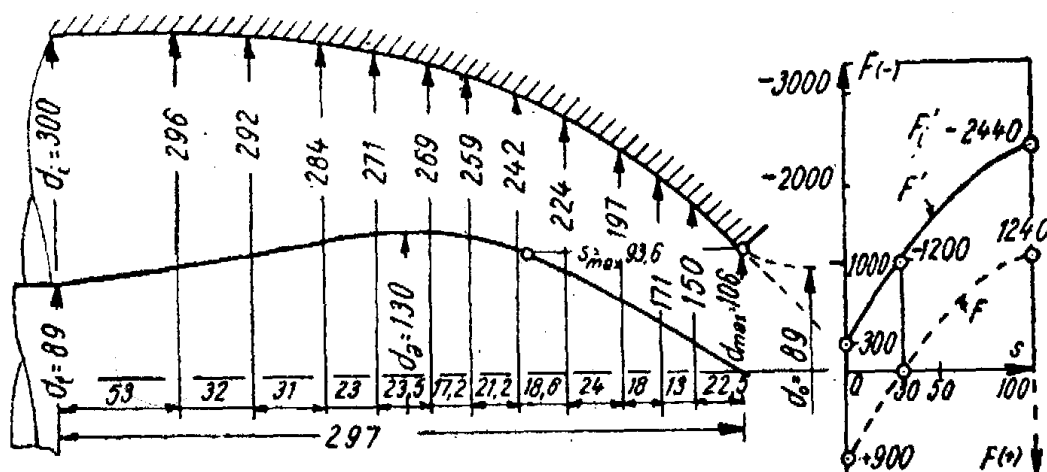


Fig. 249. Forțele pe acul rotor 1 (aplicația 67).

plină, ceea ce conduce la rotorul 2 al turbinei mari la randamentul $\eta = 0,185 + 0,855 \cdot 0,83 = 0,895$. Randamentul maxim măsurat real în exploatare la $3/4$ din admisia plină a rezultat de 89% , cu numai $-0,6\%$ mai mic decât după formula (248).

Ținând seamă de variația căderii nete $H = 345 - k \cdot Q^2$ cu debitul și pierderile de sarcină, se obțin la diferite regimuri de funcționare cu Q variabil punctele date de curba AP , care se menține pe coama muntelui de randament, deci cu randamente maxime.

Aplicația 70. Să se calculeze forțele pe acul injectorului rotorului 1 din aplicația 67.

Soluția : Rotorul 1 are căderea netă $H = 475 - kQ^2 = 434$ m; căderea brută $H_b = 475$ m; debitul $Q = 0,5$ m³/s; $n = 750$ rot/min; $n_s = 19,4$; $P = 2520$ CP; $D_0 = 1,06$ m; $d_{0max} = 0,089$ m. Diametrul orificiului rezultă de $d = 1,19 d_{0max} = 0,106$ m, al tubului înainte de orificiu $d_t = 3,37 d_{0max} = 0,3$ m, al capului îngroșat al acului $d_a = 1,46 d_{0max} = 0,13$ m și al tijei $d_t = d_{0max} = 0,089$ m (fig. 249).

În poziția închis, forța este $F_i = -\frac{\pi}{4} (d^2 - d_t^2) \gamma H_b = -1240$ kg în sensul închiderii (semn minus).

În poziția deschis se obține din formula (259) $F_d = + 900$ kg lucrând în sensul deschiderii acului, iar la 30% din cursa admisiei (a), forța este nulă. O asemenea repartitie a forței nu este admisibilă și pentru a-i da valori negative în sensul închiderii la orice poziție, trebuie adăugat un piston cu forța $F = -1\ 200$ kg, în care caz se obțin $F_i = -1\ 240 - 1\ 200 = -2\ 440$ kg la $s = 0$, $F' = \Delta F = -1\ 200$ kg la $s = 0,3$ și $F'_a = + 900 - 1\ 200 = -300$ kg (v. curba din fig. 249).

Aplicația 71. Să se dimensioneze o turbină B pentru o microcentrală cu $H = 16$ m și $Q = 0,2$ m³/s.

Soluția: Cu randamentul ales indicativ $\eta = 0,8$ la plină sarcină rezultă puterea P și rapiditatea:

$$P = 13,33 \cdot 0,2 \cdot 16 \cdot 0,8 = 34 \text{ CP};$$

$$n_s = \frac{n}{16} \sqrt{\frac{34}{16}} = 0,182 n = 91 \text{ la } n = 500 \text{ rot/min.}$$

Diametrul rotorului exterior D_1 , interior D_2 și diametrul de ieșire din stator D_0 se calculează după formula (271), rotunjind rezultatele:

$$D_1 = 42,5 \sqrt{H/n} = 0,34 \text{ m}; D_2 = 0,55 D_1 = 0,19 \text{ m};$$

$$D_0 = 1,04 D_1 = 0,36 \text{ m};$$

Cu $s_0 = 0,08$ $D_1 = 0,027$ m; $\alpha_0 \sim \alpha_1 = 15^\circ$; $\mu = 0,9$; $\varepsilon_1 = 0,95$, rezultă din formula (268) și (269):

$$t_0 = s_0 \mu / \varepsilon_0 \sin \alpha_0 = 0,1 \text{ m}; c_0 = 4,3 \sqrt{H} = 17,2 \text{ m/s};$$

$$z = \pi D_1 / t_1 = 15,8 \text{ (ales 16 pale)}; t_1 = 0,45 (D_1 - D_2) = 0,0675 \text{ m};$$

$$B_0 = Q / (\mu s_0 c_0) = 0,48 \text{ m}; B = 1,1 \cdot B_0 = 0,53 \text{ m.}$$

Pentru pale se calculează triunghiurile de viteze:

$$c_1 = c_0 = 17,2 \text{ m/s}; u_1 = \pi D_1 n / 60 = 8,9 \text{ m/s}; \alpha_1 \sim \alpha_0 = 15^\circ;$$

$$w_1 = \sqrt{u_1^2 + c_1^2 - 2 u_1 c_1 \cos \alpha_1} = 8,94 \text{ m/s}; \sin \beta_1 = \sin \alpha_1 \frac{c_{u1}}{u_1} = 0,5; \beta_1 = 30^\circ.$$

Unghiul de ieșire este $\beta_2 = 90^\circ$, iar pentru a doua trecere prin rotor $\beta_3 = \beta_2 = 90^\circ$ și $\beta_4 = \beta_1 = 30^\circ$.

Cu aceste valori se cunosc unghiul de intrare β_1 al palei rotorice cu periferia, cum și unghiul de ieșire absolut $\alpha_0 \sim \alpha_1$ din stator și se poate construi fig. 246

Diametrul arborelui la partea de antrenare spre generator este $d_1 = 0,14 \sqrt[3]{P/n} = 0,057$ m (ales 0,06 m), iar la fusul neantrenat, $d_2 = 0,65 d_1$ (ales 0,04 m).

Unghiul $\gamma_1 = \frac{360^\circ}{\pi} \frac{t_1}{D_1} = 30^\circ$ s-a calculat cu $t_1 = u_1 T = 1,1 l_p = 0,089$ m,

și $l_p = 0,081$ m lungimea palei și cum $\lambda = 90^\circ$, unghiul va fi $\varepsilon = 2 \gamma_1 + \lambda = 150^\circ$.

Numărul palelor rotorice se calculează din pasul t_1 la $z = \pi \frac{D_1}{t_1} = \frac{\pi 0,34}{0,089} = 12$

(trebuie să se ajusteze calculul pentru a se obține un număr întreg).

În fig. 250—276 se arată câteva fotografii a diferitelor tipuri de turbine, cu legenda explicativă sub figuri.

BIBLIOGRAFIE

1. Colectivul *Morozov* : Turbinnoe oborudovanie ghidroelektrostanții, 1949.
2. Colectivul *Kviatcovski* : Malie ghidroturbinî (Premiul Stalin, 1950).
3. Colectivul *Kovalev* : Novlie turbinî Dneprovskoi gh. (Premiul Stalin 1951).
4. Masinostroenie : Ghidravliceskie mașini, vol. 12/1948.
5. *Smugliakov L. S.* : Osevie turbinî, 1952 și Propellernie turbinî proșteisei konstrukții, 1944.
5. *Berejnoi A. A.* : Silovlie zdania ghidroelectr. Stanții, 1948.
7. *Kukolevski I. I.* : Vodianie turbinî, atlas, 1937.
8. *Morozov A. A.* : Utilizarea energiei hidraulice, traducere Editura Tehnică, 1952.
9. *Mastkov M. A.* : Principiile proiectării hidroenergetice, traducere E.E.S., 1951
10. *Gubin G. F.* : Ghidroelektriceskie stanții, 1949 și Atlas ghidroelektrostanții, 1948.
11. *Fiterman J. F.* : Montaj i remont ghidroturbin, 1952.
12. *Ganze M., Goldser A.* : Tehnologhia proizvodstva krupnih ghidroturbin, 1950.
13. *Barkov, Popov, Fiterman* : Exploatația ghidroagregatov, 1949.
14. *Barkov H. K.* : Avtomaticeskie regulatori skor. ghidroturb. 1947.
15. *Vladislavlev L. A.* : Remont ghidroturbin, 1948.
16. *Goncearov A. N.* : Skorostnoi montaj krupnih ghidroagregatov, 1952.
17. *Lomakin A.* : Tentrobejnie i propellernie nasosî.
18. Catalog sovietic : Nasosî, 1950.
19. Masinostroenie : Nasosî, 1948, vol. 12, p. 338 — 419 și Ghidravliceskie peredaci, vol. 12, p. 420 — 478.
20. *Salnev B. G.* : Mehaniceskie presi, 1946.
21. *Talu K. A.* : Servoprivodî gusen. mașin, 1947.
22. *Prokofiev V. N.* : Avtomobilnie gidroperedaci, 1948.
23. *Kudravțev A. P.* : Ghidravliceskie turbopередaci.
24. *Granovski S. A.* : ș. a. Construcții ghidroturbin i rascetnih detalei, Mașghiz 1953.
25. Revista sovietică : Ghidrotehniceskoe Stroitelstvo.
26. *Kaplan-Lechner* : Theorie und Bau v. Turbinen, 1931.
27. *Tenot A.* : Turbines hydrauliques et regulateurs, 1930.
28. *Thoman R.* : Die Wasserturbinen, 1931.

29. *Mosonyi E.* : Kisesésü vizerömüvek, Budapest 1949 și Vizerőhasznositas, vol. I 1952, vol. II Budapest 1953.
30. *Pavel D.* : Căderi de apă și mașini hidraulice, vol. I, II/1944, III/1946.
31. *Pavel D.* : Hidraulica teoretică și aplicată, Ed. Tehnică, 1950.
32. *Pavel D.* : Hidroenergetică generală, Editura Tehnică, 1951.
33. *Bărglăzan A.* : Mașini hidraulice două vol. 1951 (Polit. Timișoara).
34. Revista Hidrotehnică : (diferite articole apărute în anii 1950—1953).
35. Revista Energetică : (diferite articole apărute în anul 1953 și 1954).

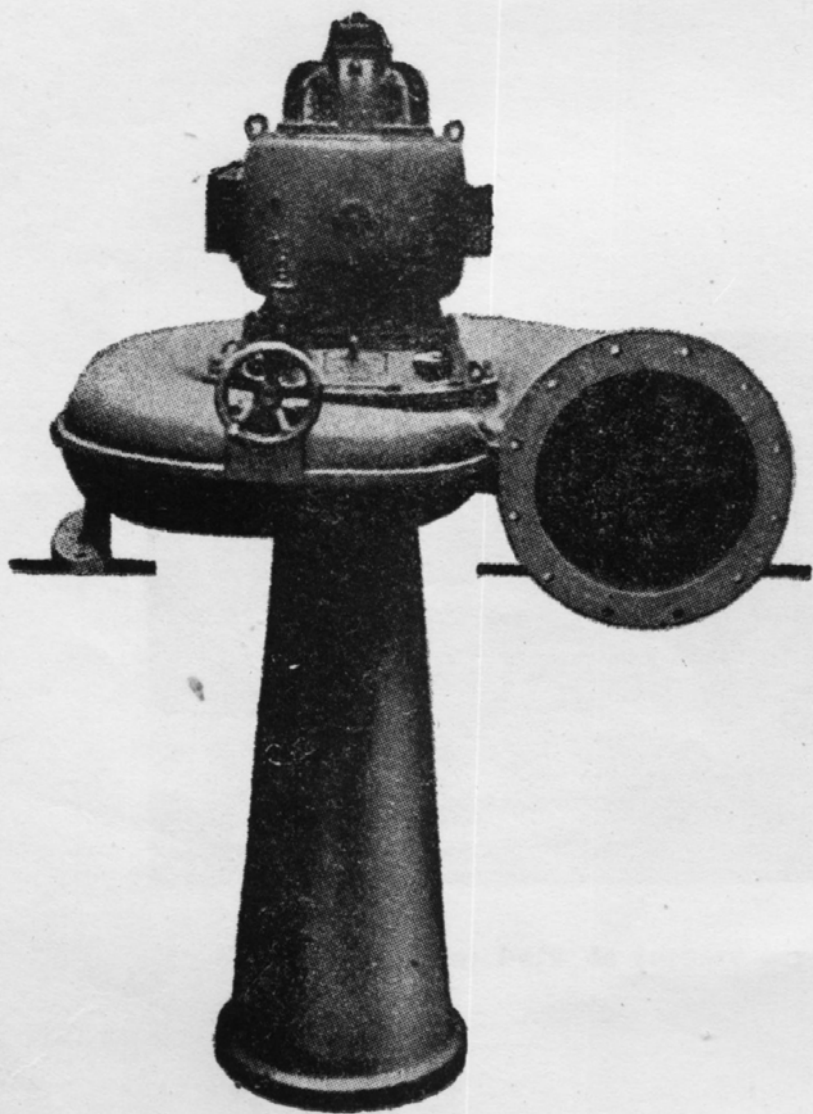


Fig. I. Microturbina *F* — verticală cu generator de curent continuu

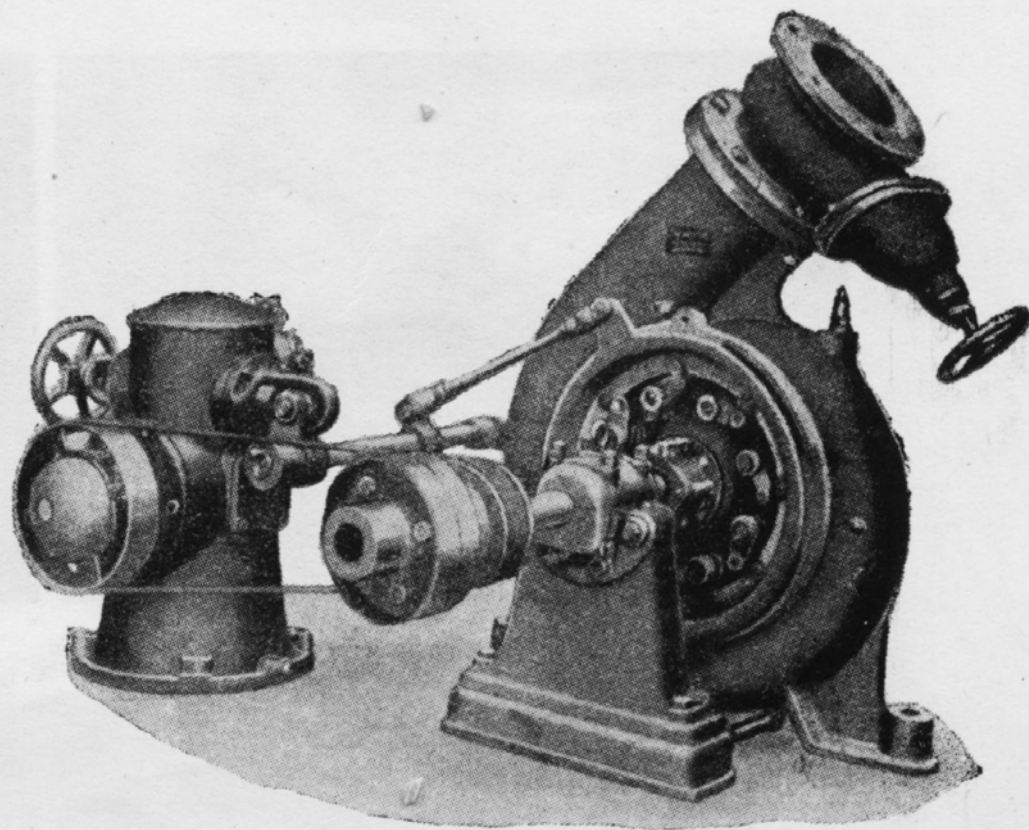


Fig. II. Microturbina *F* — cu ax orizontal

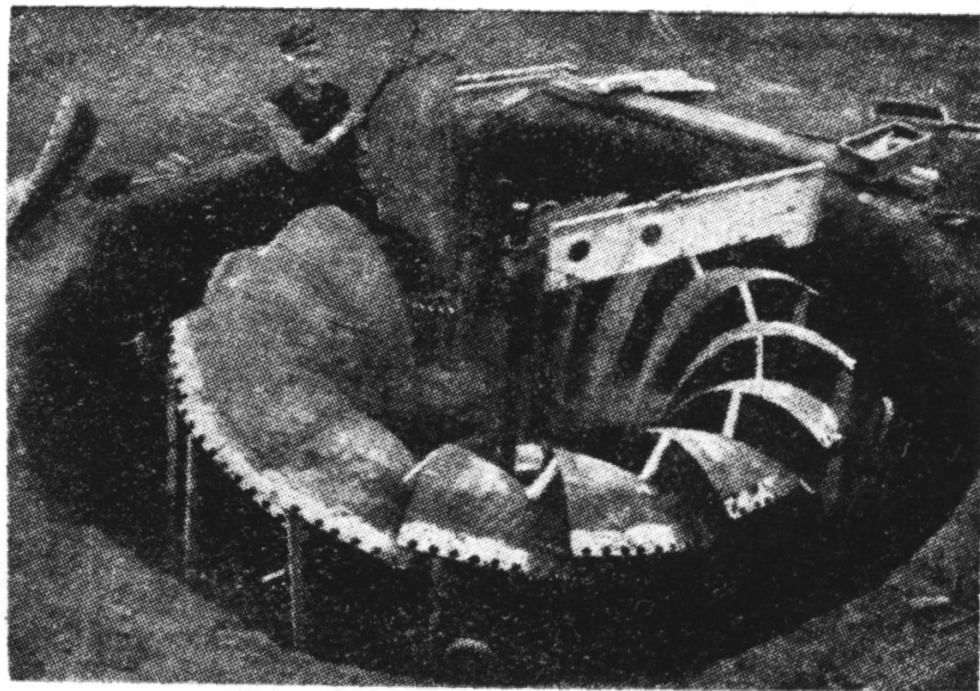
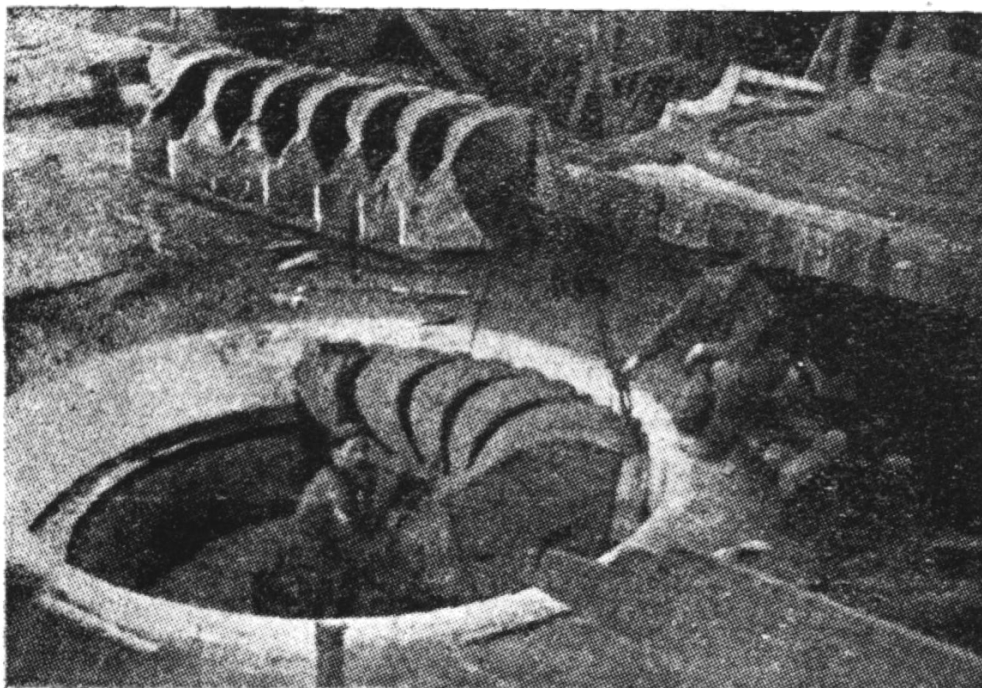


Fig. III. *a)* Fază de turnare a rotorului *F* cu pale turnate *b)* Idem cu pale presate

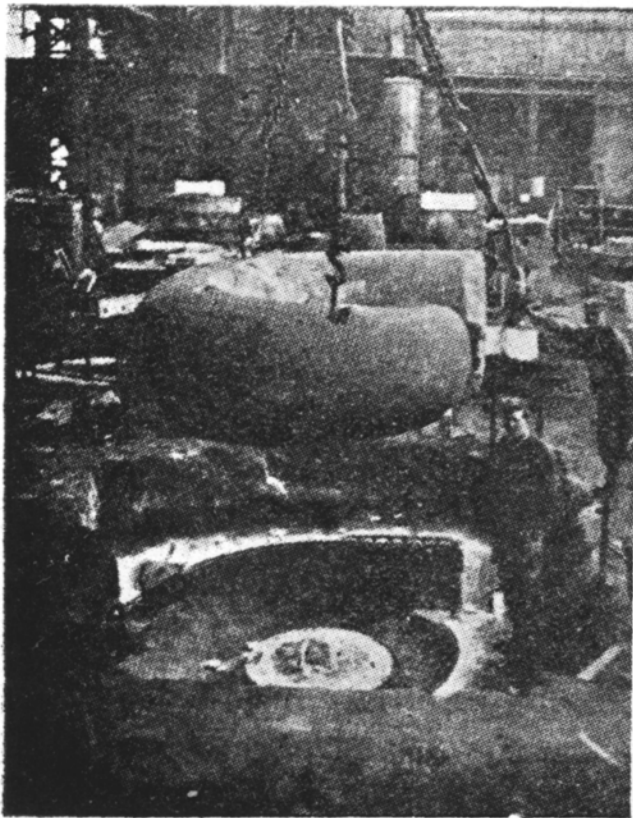


Fig. IV. Turnarea unui melc de turbină *F*

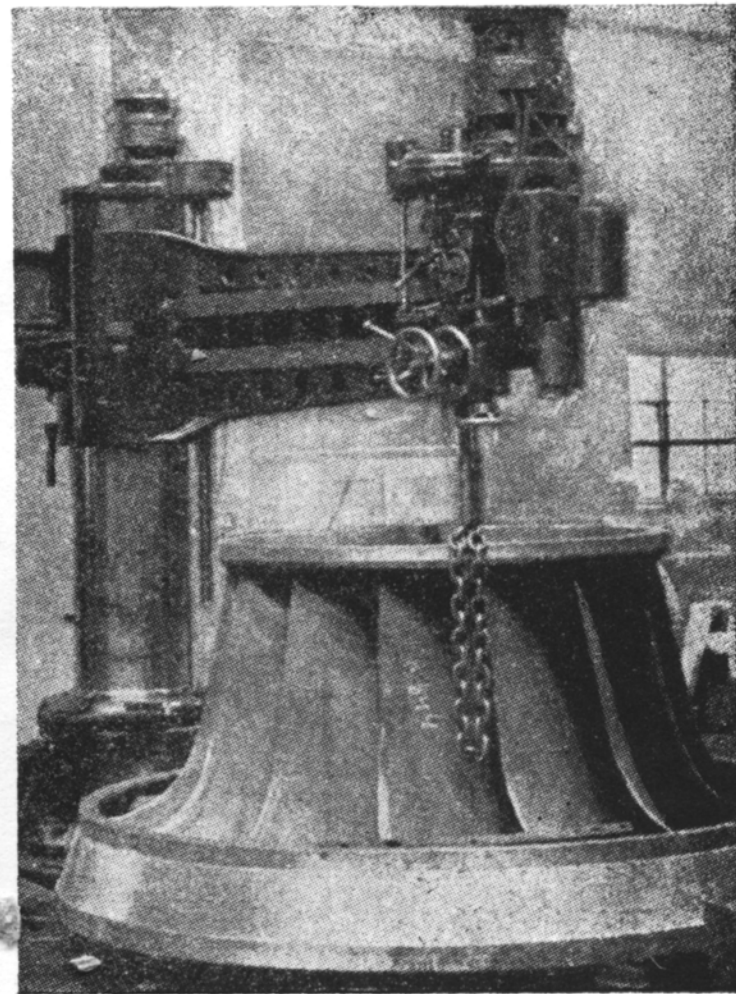
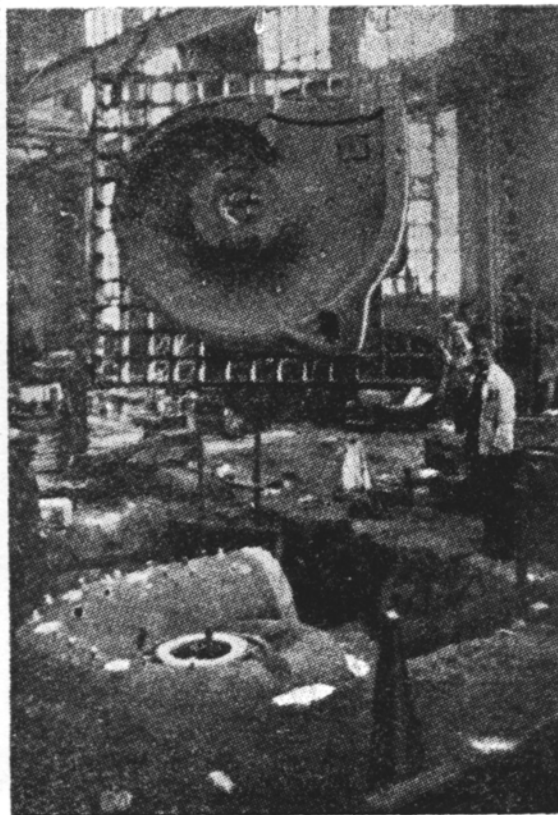


Fig. V. Strunjirea unui rotor *F*

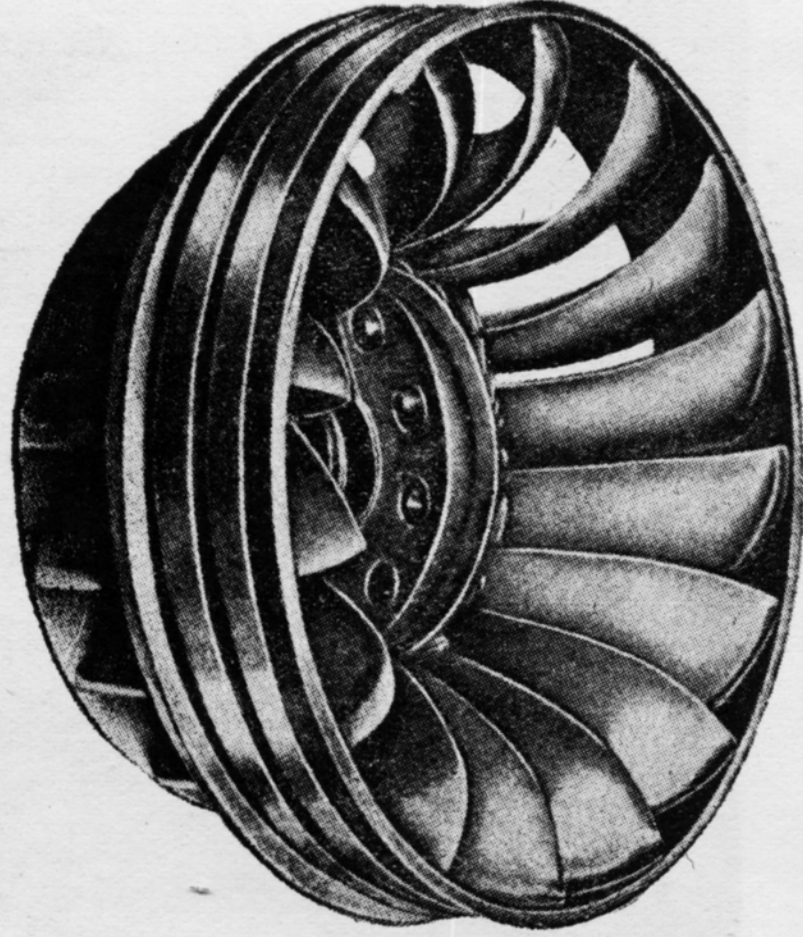


Fig. VI. Rotorul *F* - rapid, de tip sovietic

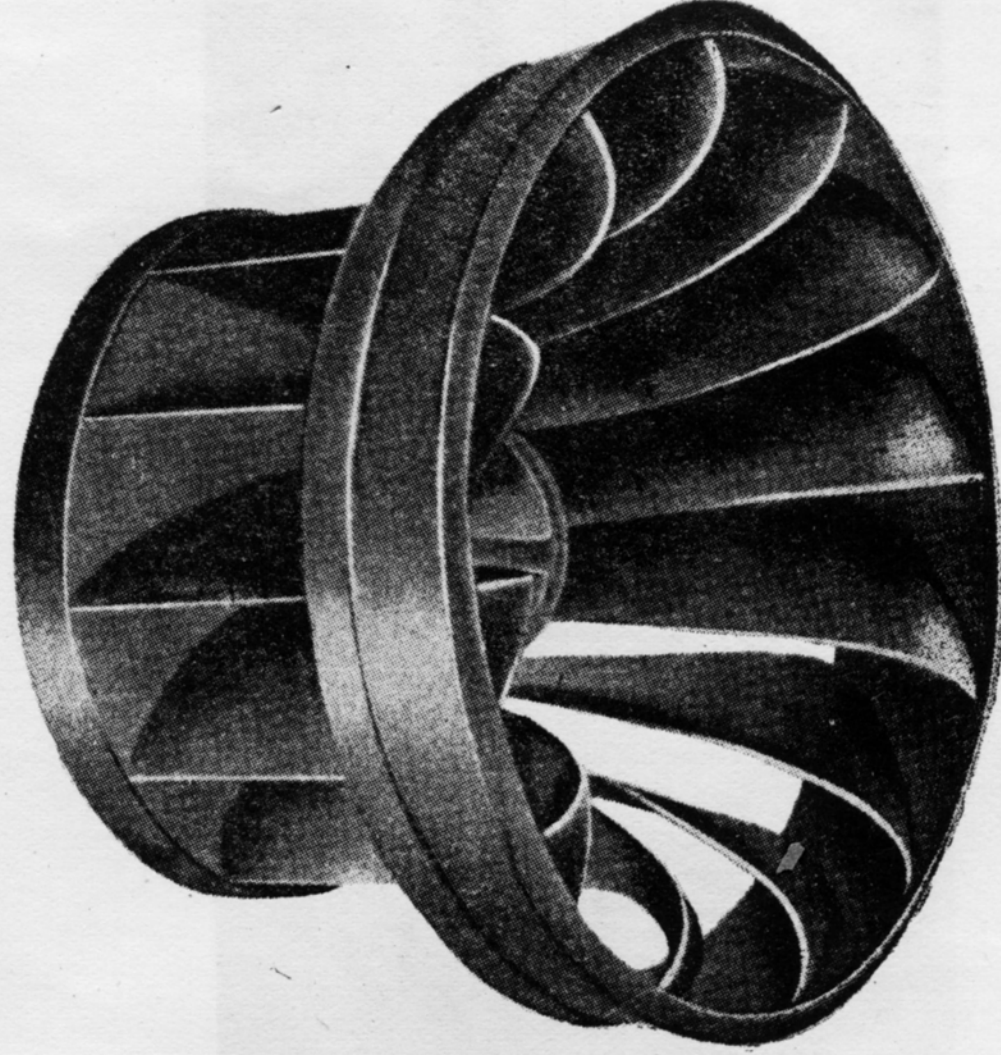


Fig. VII. Rotor *F* - foarte rapid de tip sovietic

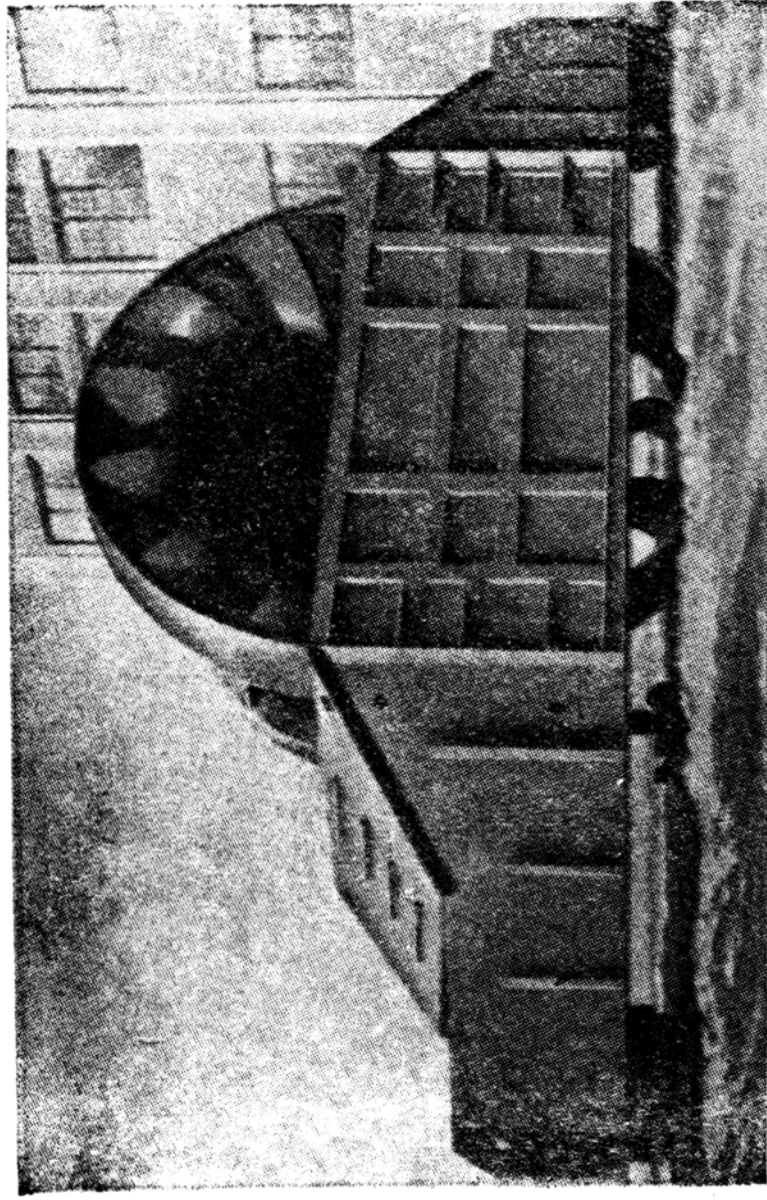


Fig. VIII. Transportul unui rotor

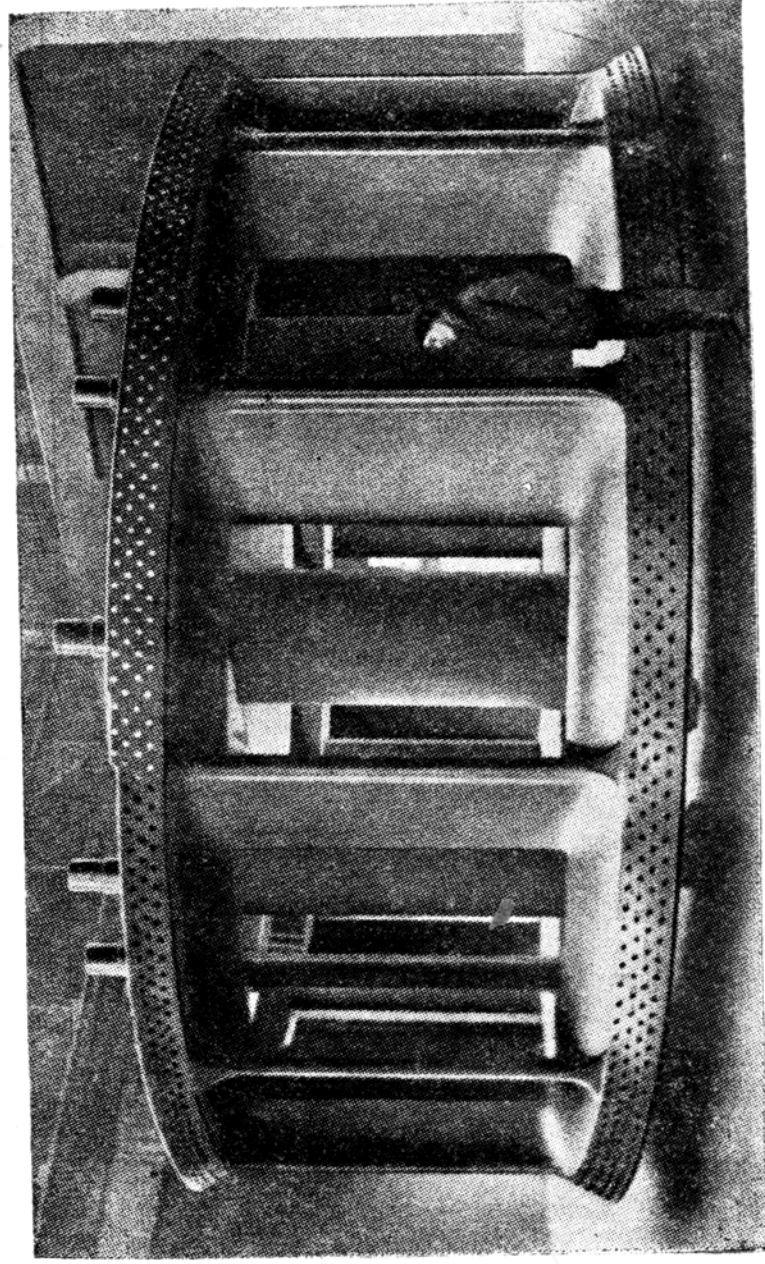


Fig. IX. Antestatorul turbinei *F* de tip sovietic

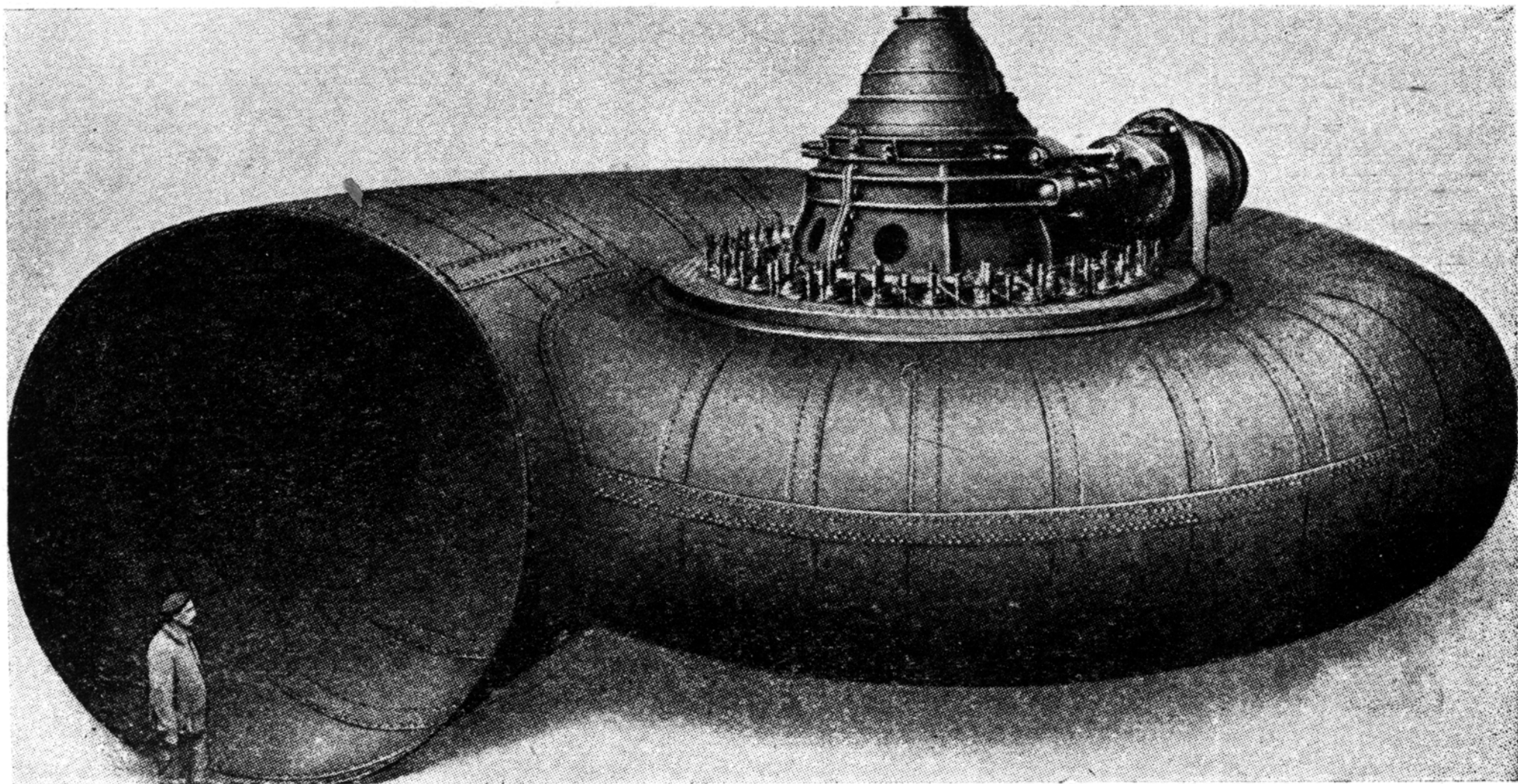


Fig. X. Turbina *F* cu melc sudat. ($P = 33\ 000$ CP, $H = 32$ m)

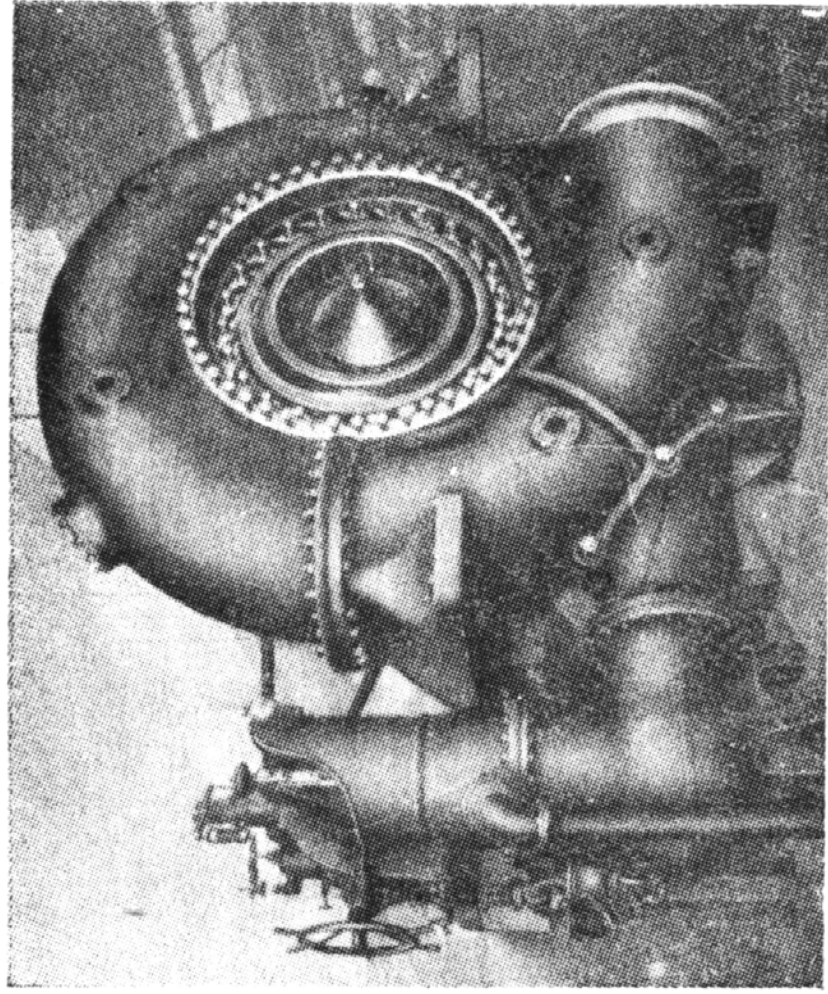


Fig. XI. Turbină *F* – orizontală cu aspiratorul demontat
(în stînga regulatorul de viteză și cel de presiune)

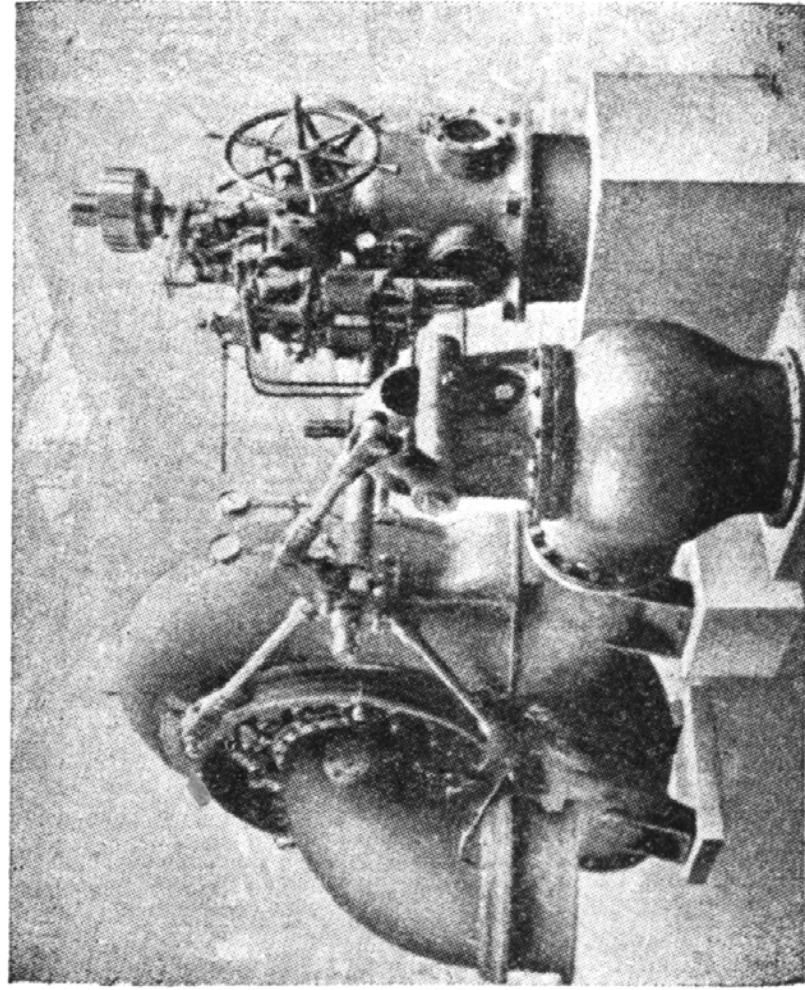


Fig. XII. Turbina *F* montată complet în fabrică

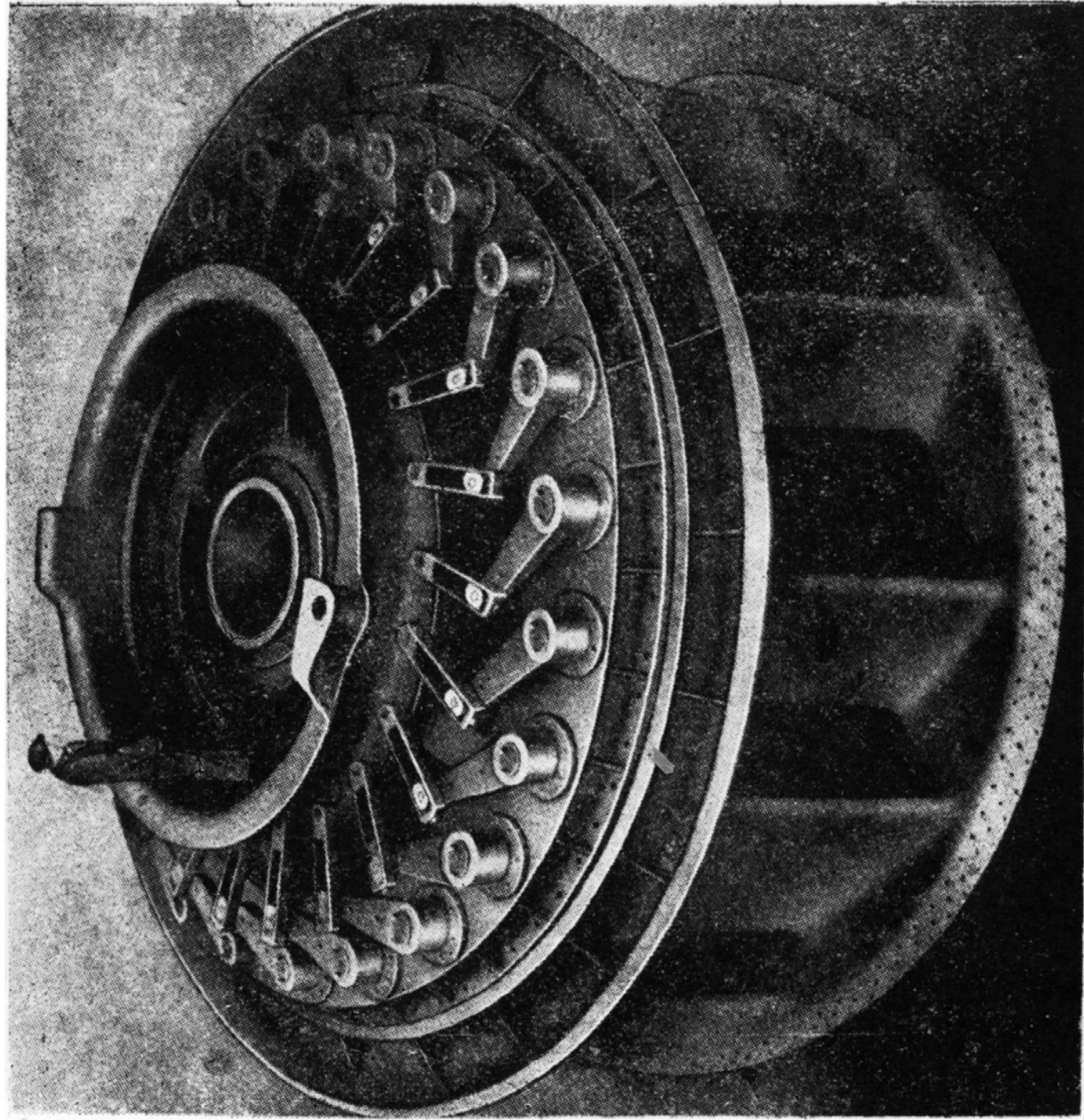


Fig. XIII. Statorul unei turbine *F* cu mecanismele de reglaj construită în U.R.S.S.

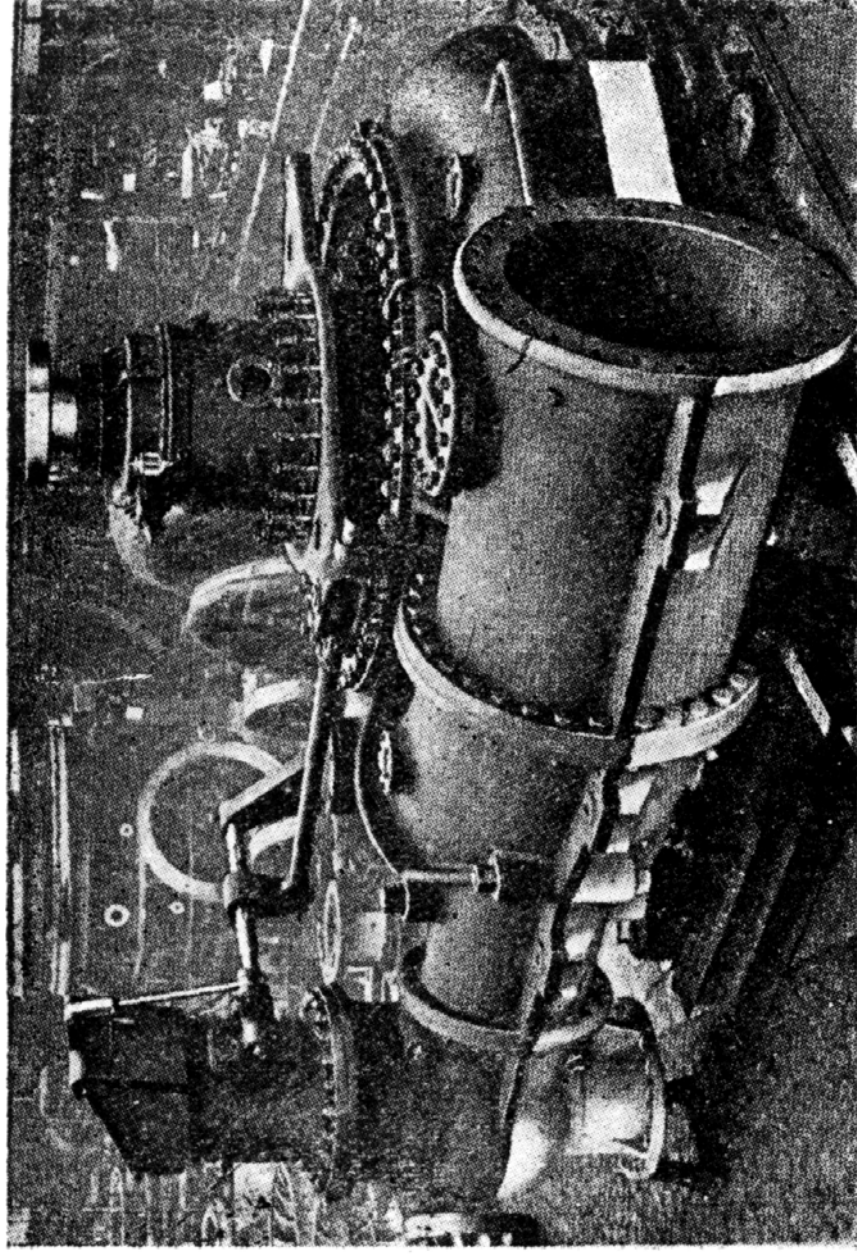


Fig. XIV. Turbină *F* — verticală ($P = 30\ 000$ CP, $H = 260$ m)

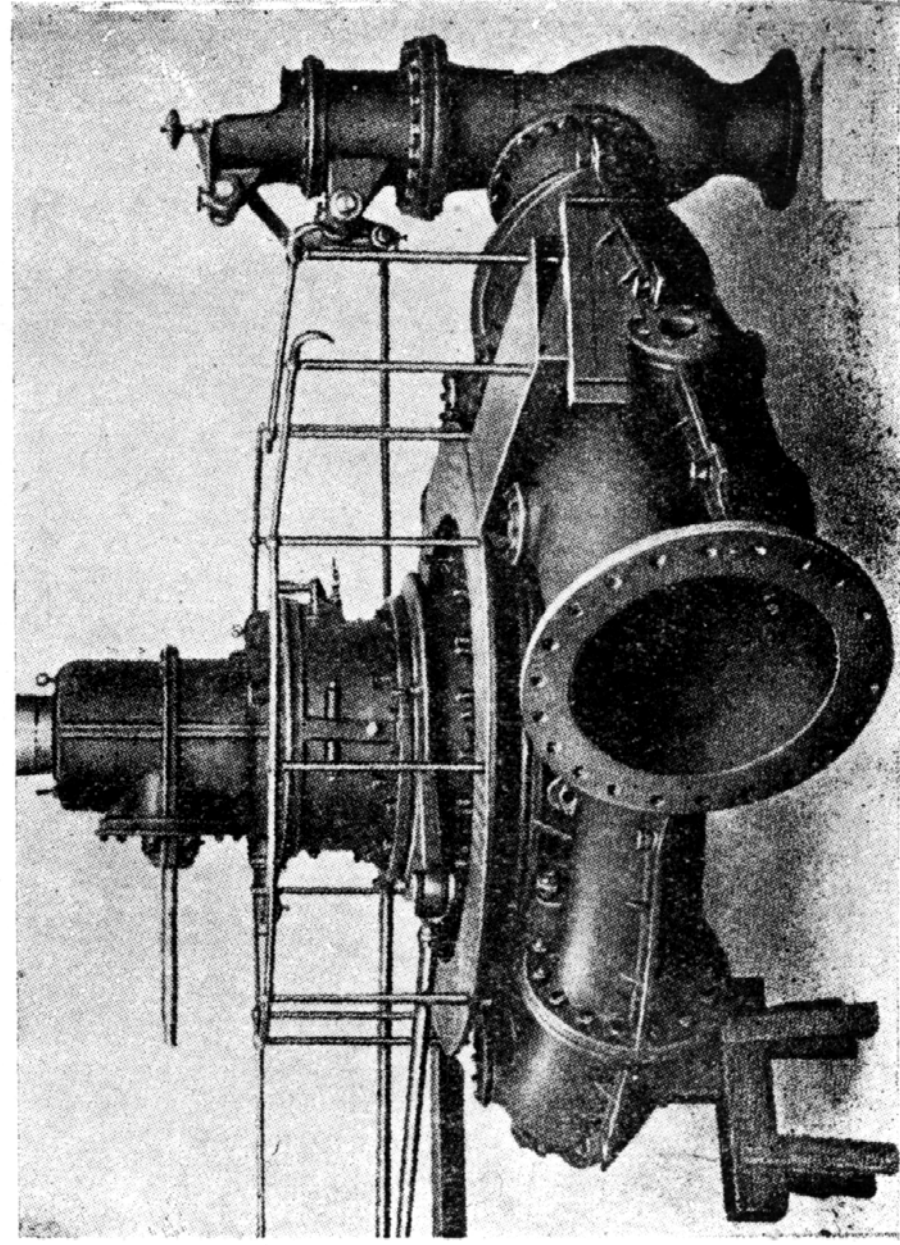


Fig. XV. Turbină *F* — verticală ($P = 18\ 000$ CP, $H = 280$ m)

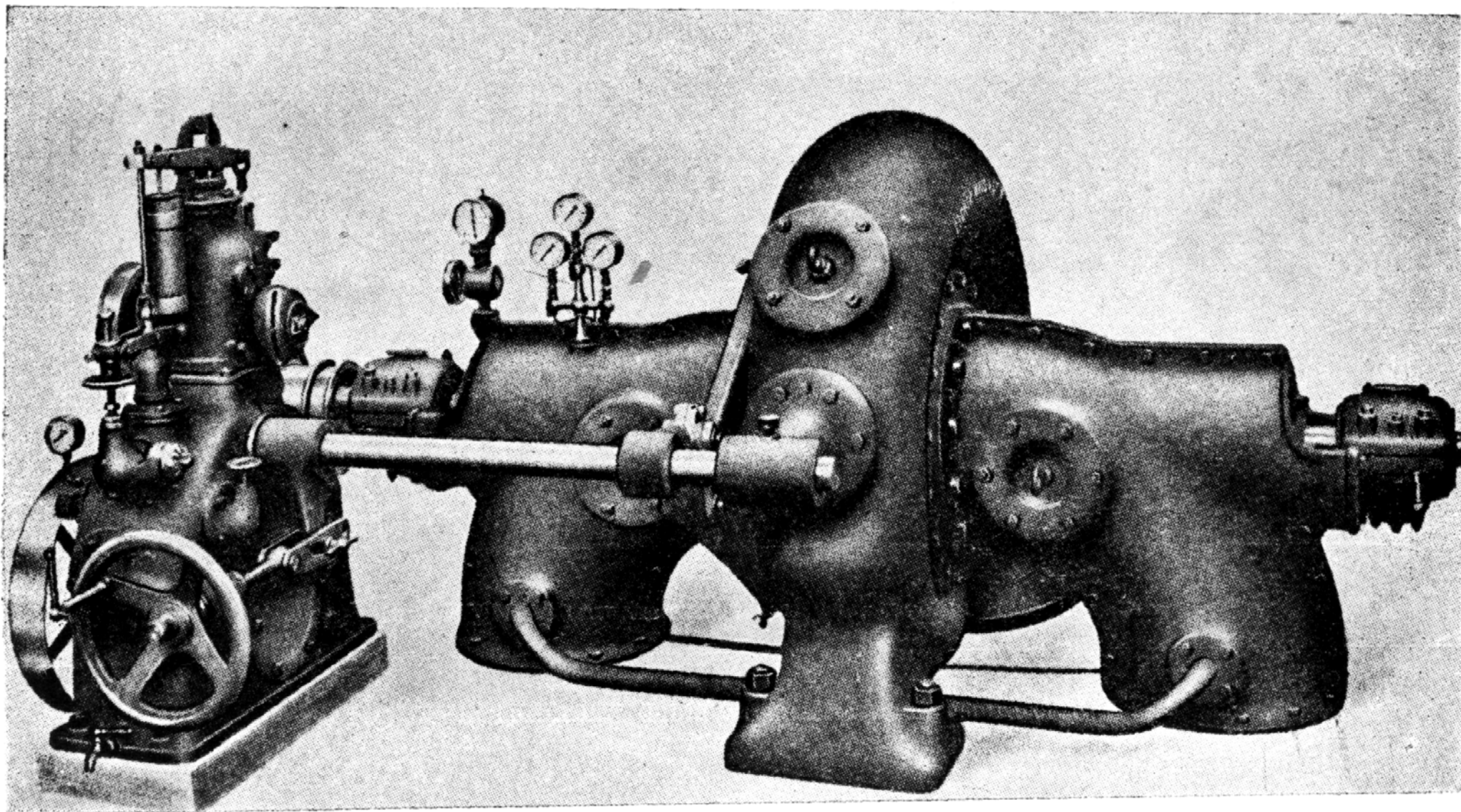


Fig. XVI. Turbină *F* dublă cu mele și două aspiratoare

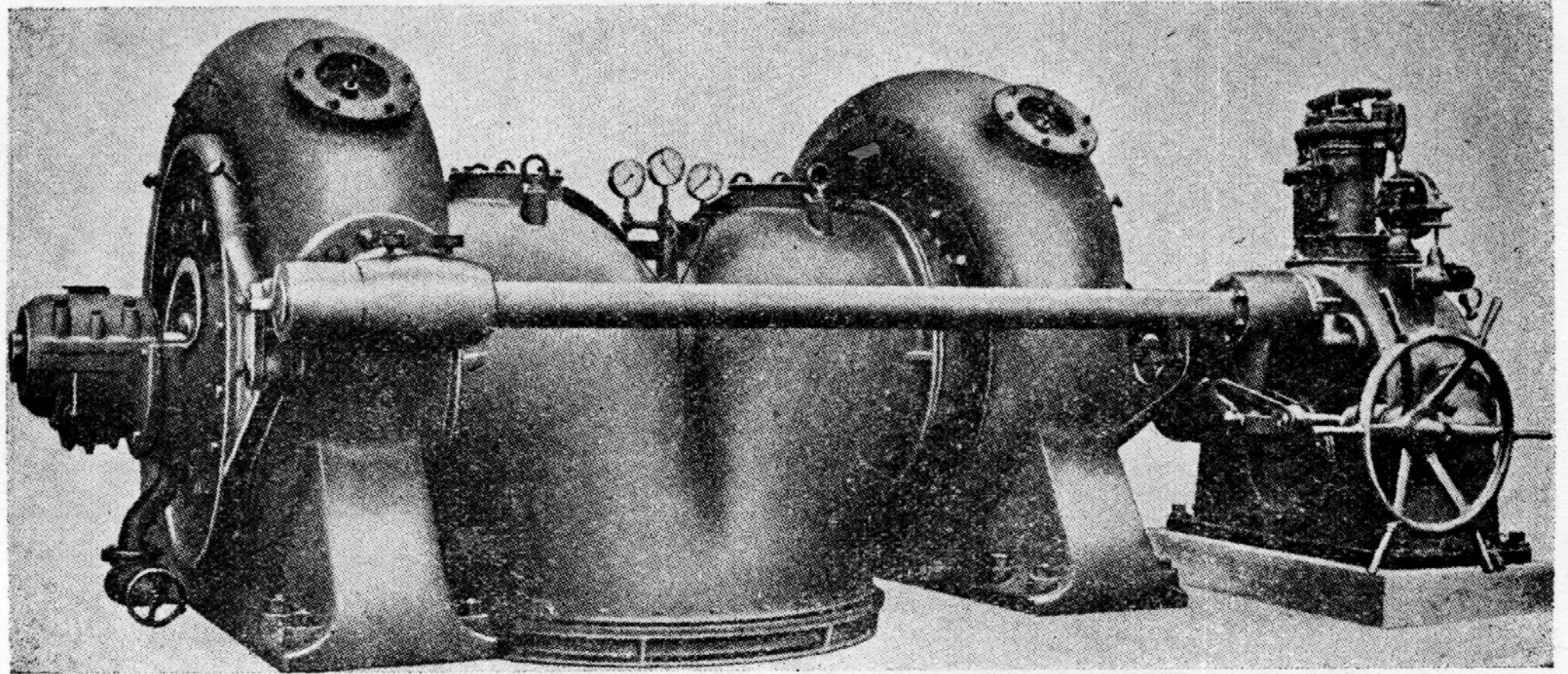


Fig. XVII. Turbină *F* gemene cu ax orizontal și regulator

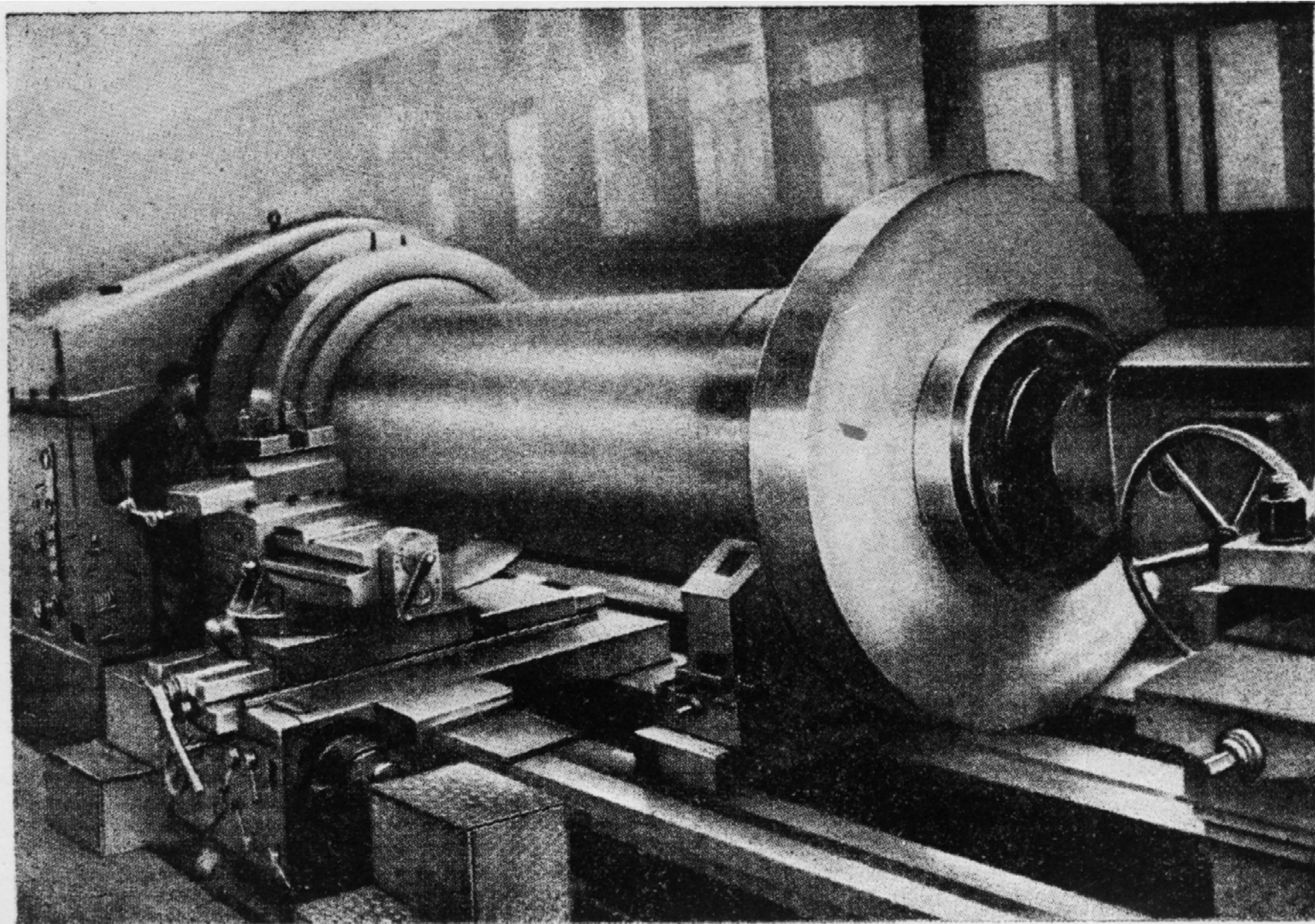


Fig. XVIII. Strunjirea arborelui unei turbine *K* in U.R.S.S.

BIBLIOTECA

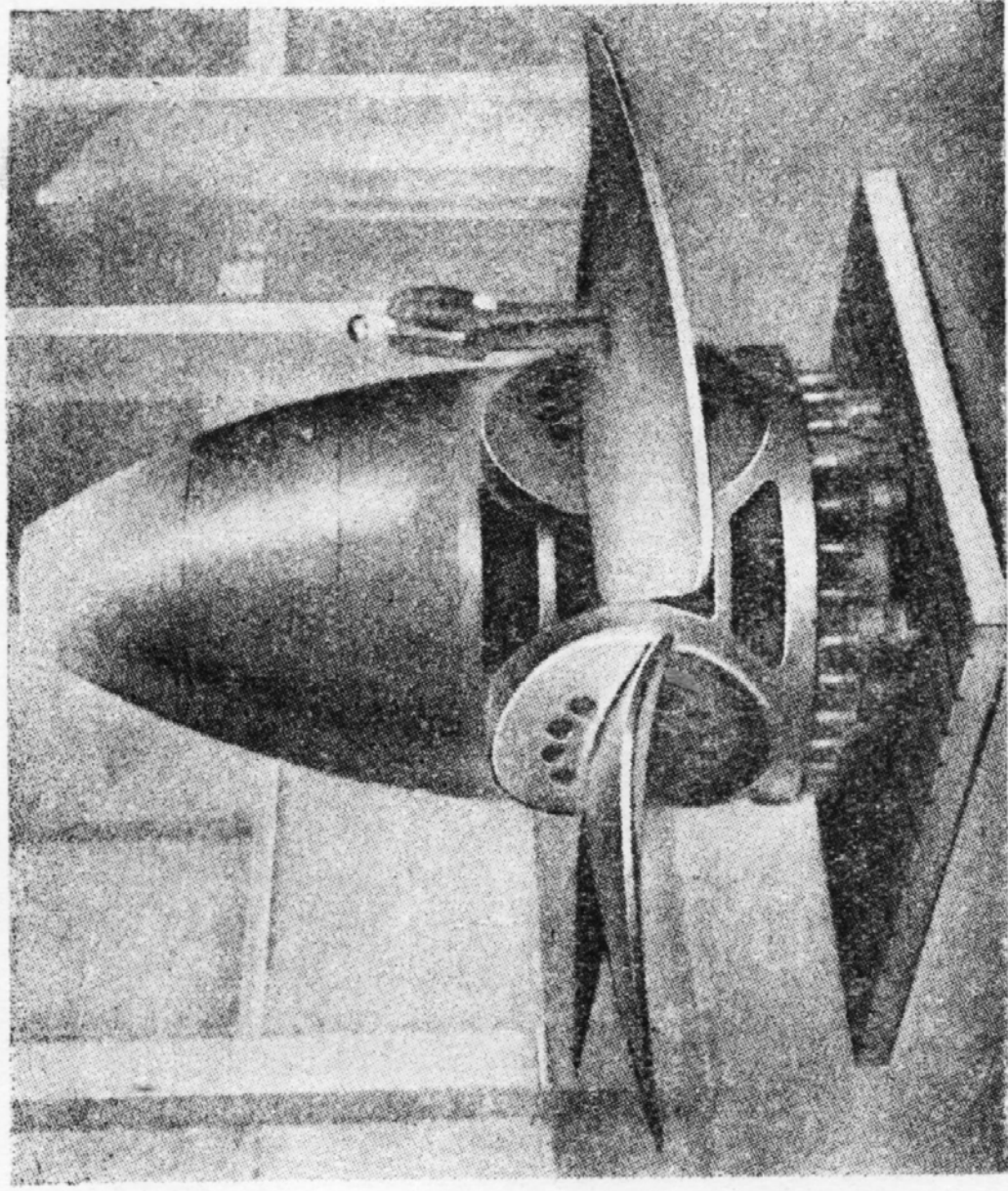


Fig. XIX. Rotor *K* tip sovietic cu pale cu pas reglabil

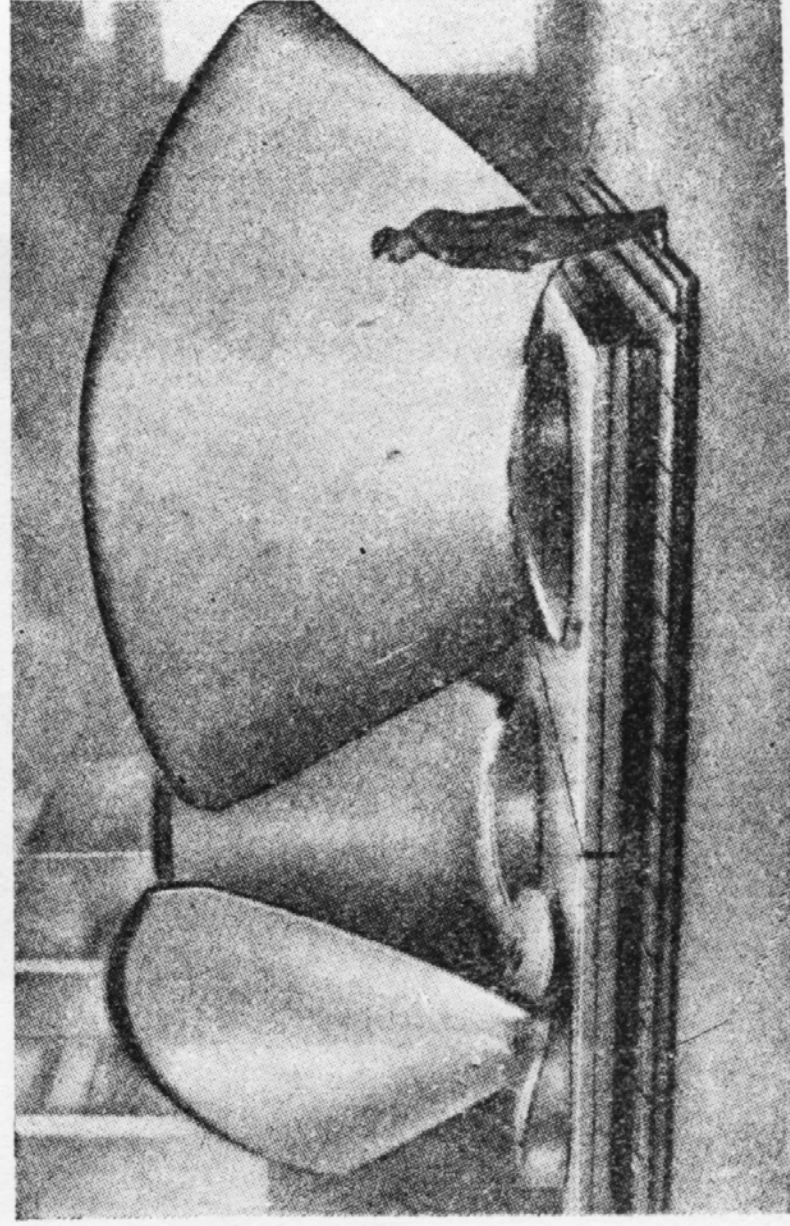


Fig. XX. Palele rotorului *K* se uzinează separat

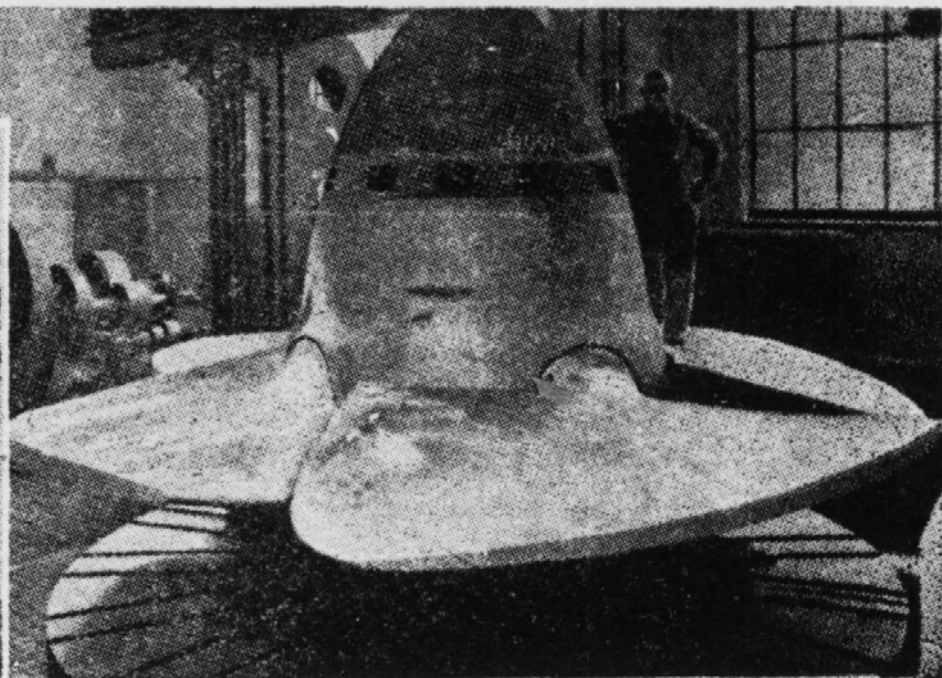
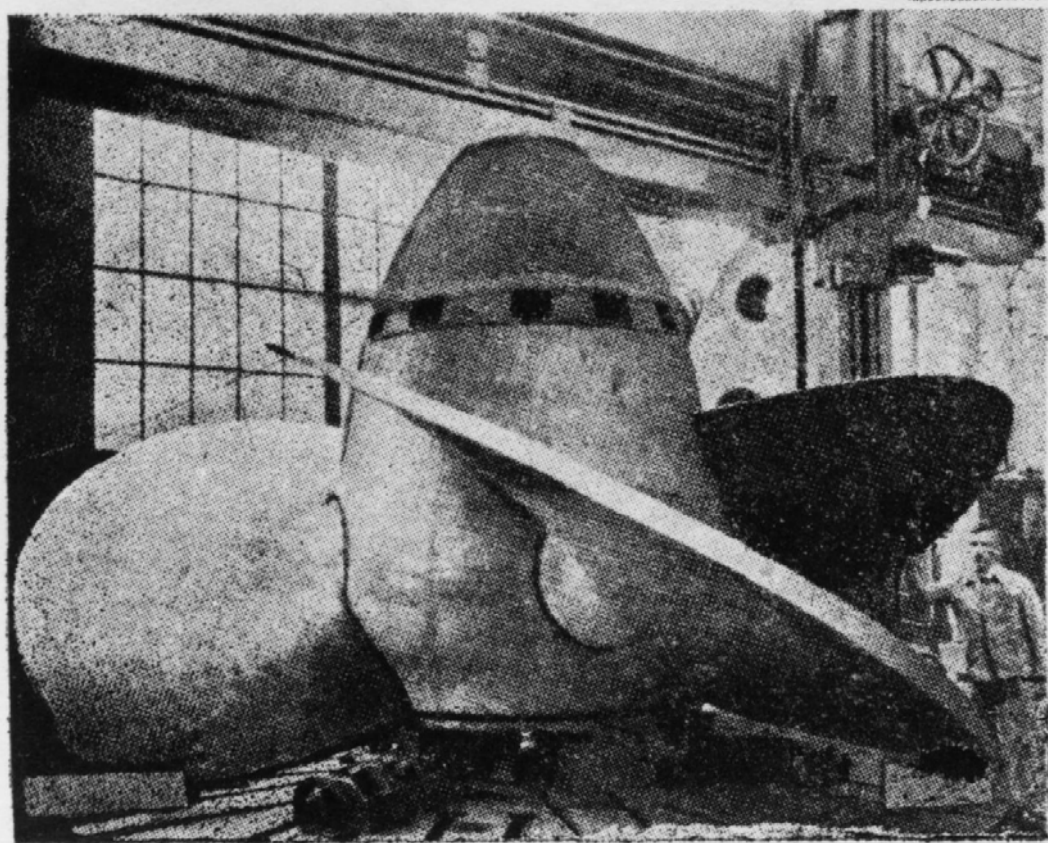


Fig. XXI. Rotor *K* în poziție deschisă și în poziție închis

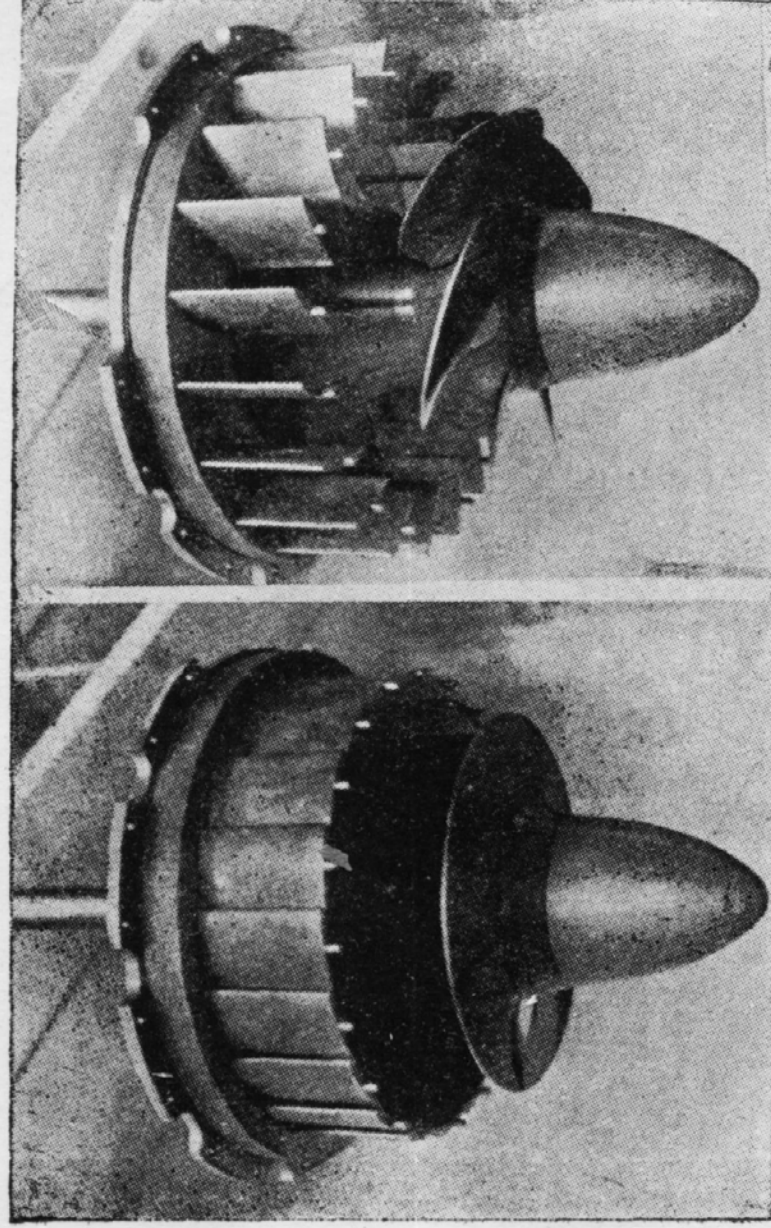


Fig. XXII. Turbină *K* în poziție închis și deschis

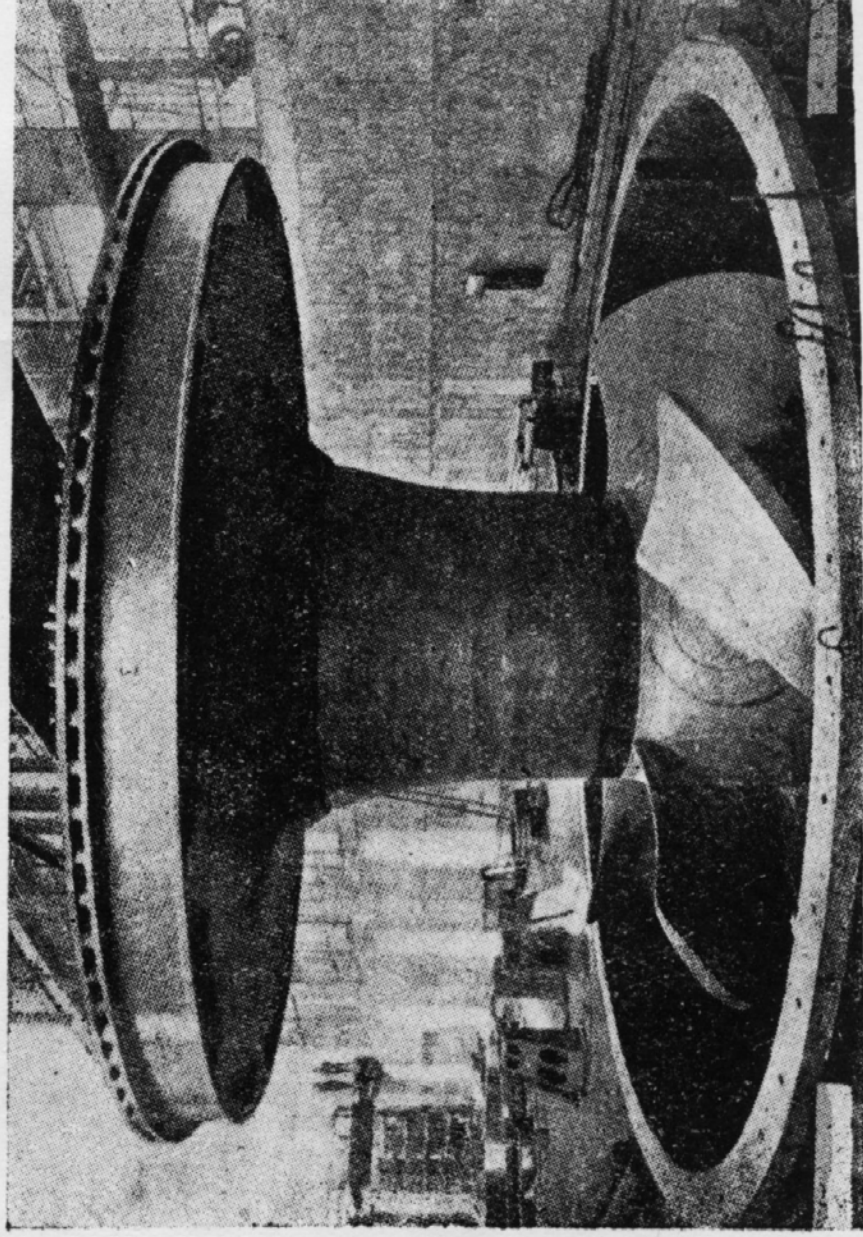


Fig. XXIII. Fază de montaj a rotorului turbinei *K*

Fig. XXIV. Rotoare și statoare de turbine K

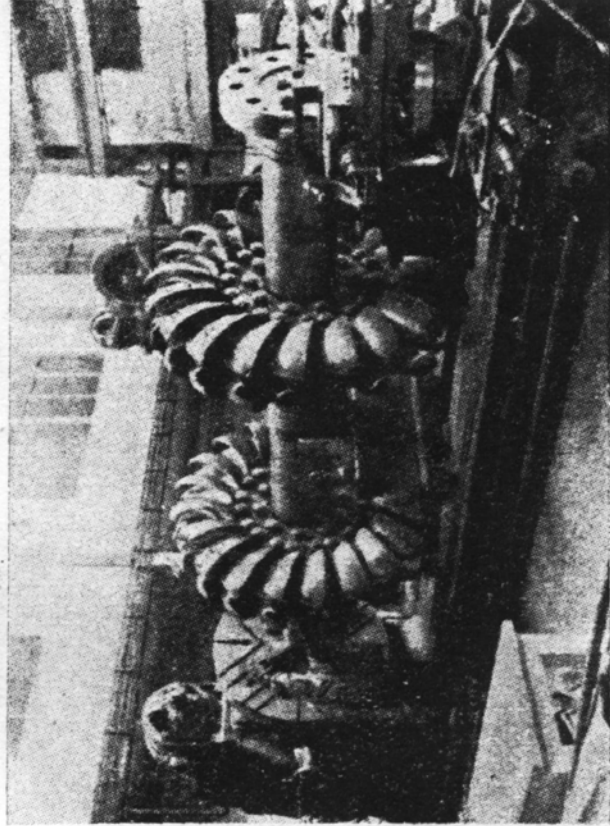
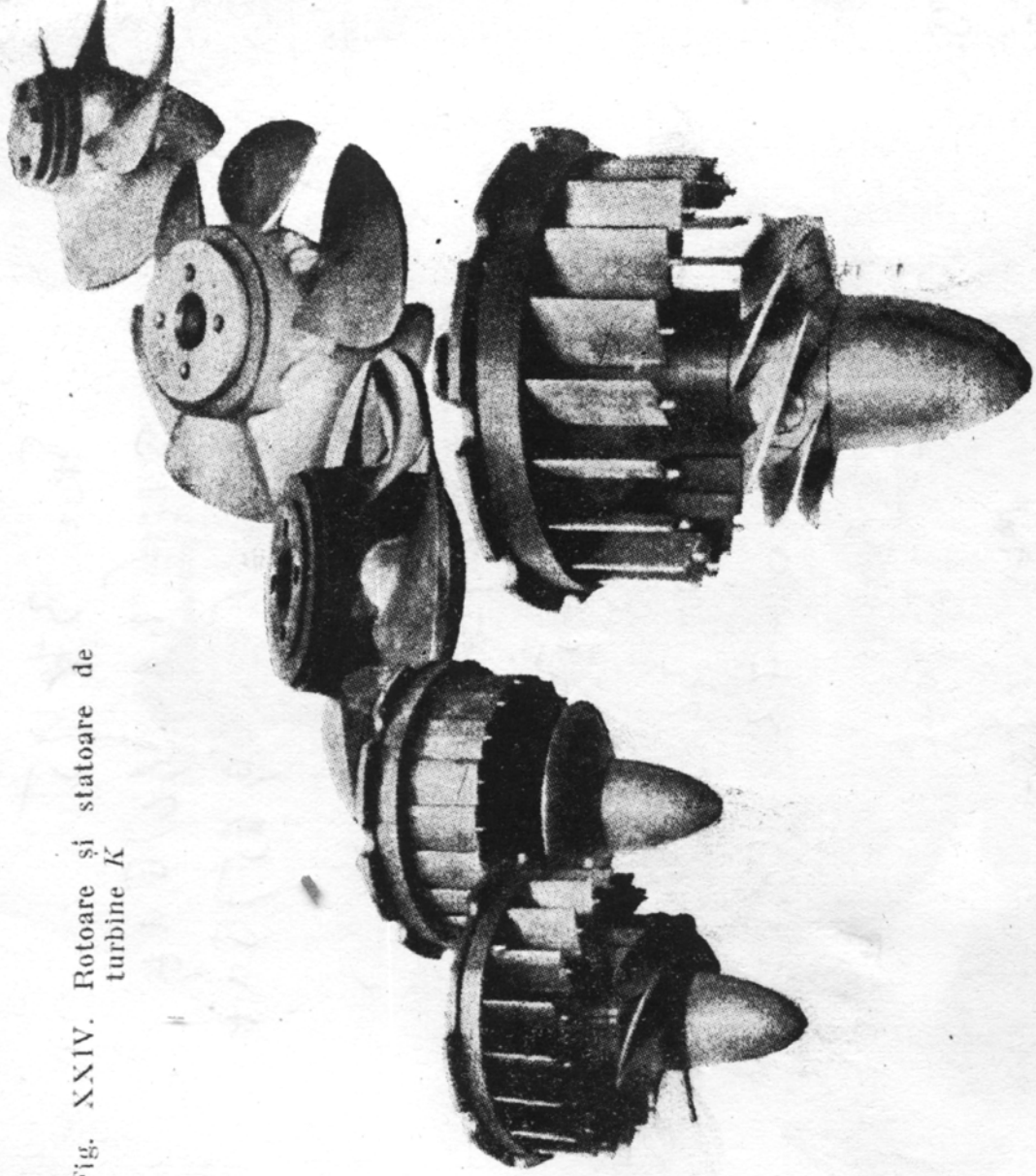


Fig. XXV. Rotoarele turbinei P-gemene centrate pe strung

BIBLIOTECA

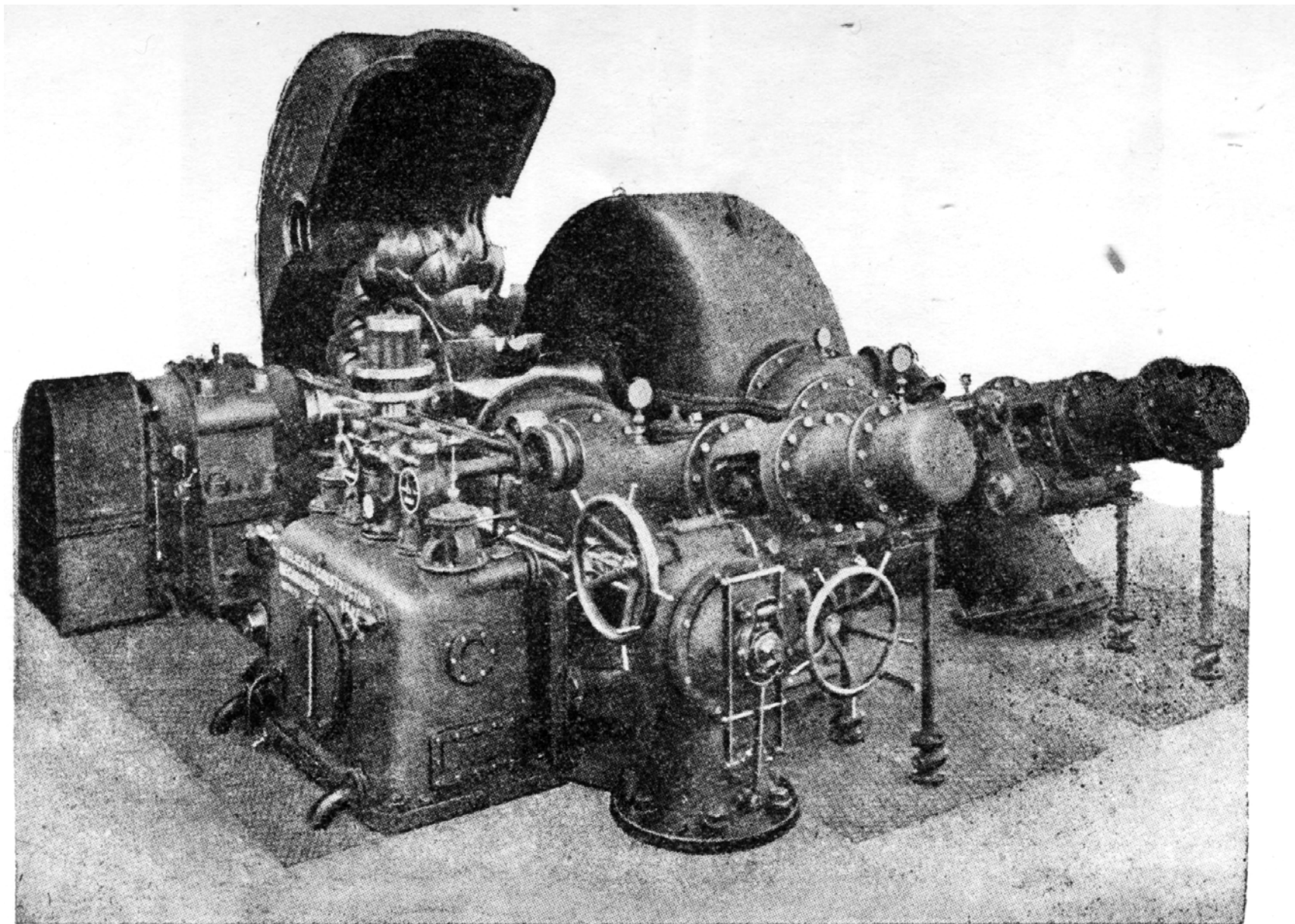


Fig. XXVI. Turbină *P* — gemene (2 rotoare cu injectoare pe arborele comun)

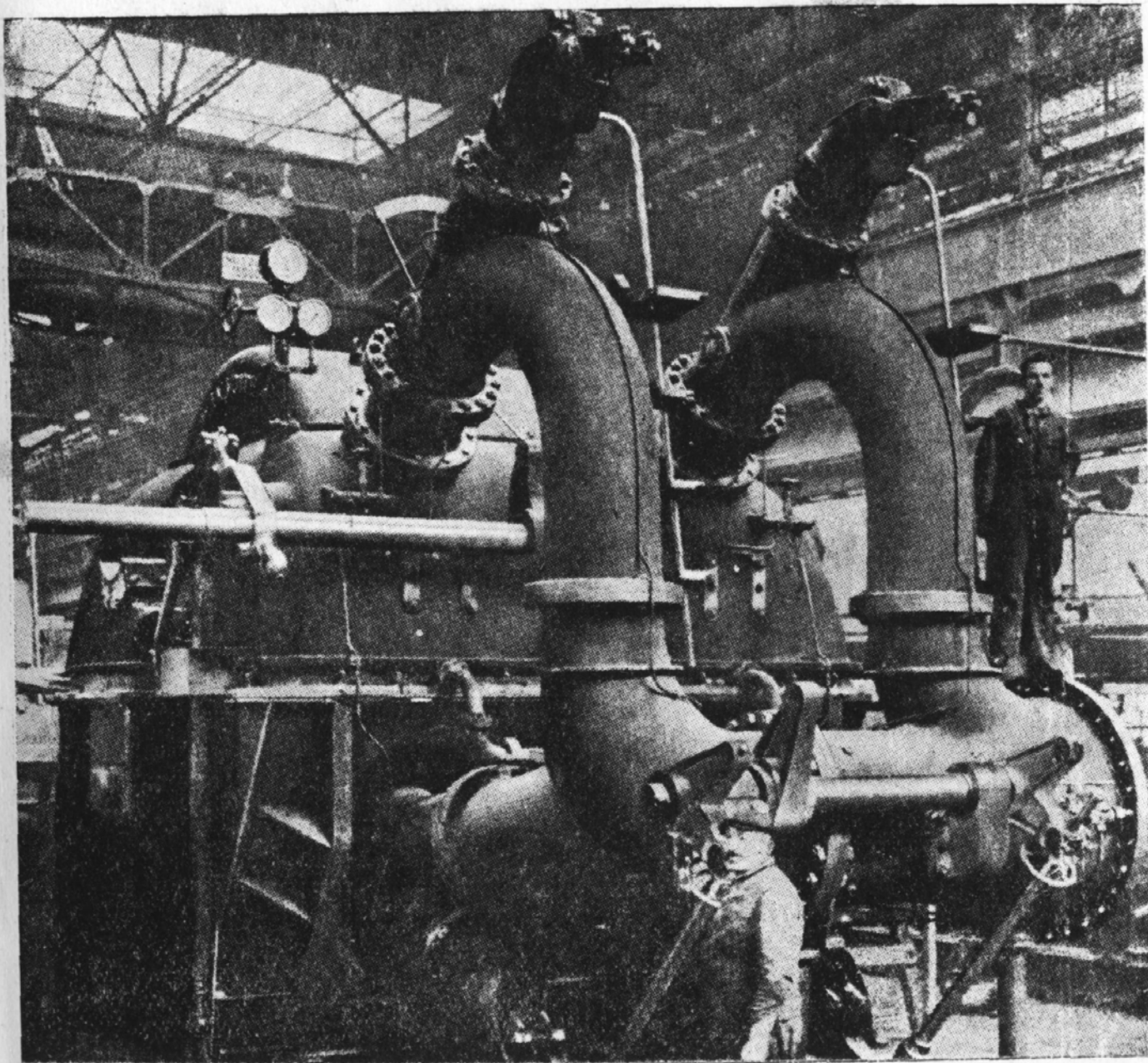


Fig. XXVII, Turbină P — gemene ($P = 30\,000$ CP, $H = 400$ m)