

UDK 621.224.7

Sodoben pristop in smernice pri izbiri črpalke-turbine

FRANC SCHWEIGER — JANEZ GREGORI

1. Uvod

Sodoben gospodarski razvoj in naraščanje življenjskega standarda v svetu terjata vse večjo porabo in potrebo po energiji. Zaradi tega si moramo prizadevati razširiti surovinsko osnovo kakor tudi povečati pridobivanje električne energije. Pri pridobivanju električne energije bodo imele jedrske in toplotne elektrarne pomembno vlogo, pri čemer bodo hidroenergetski agregati opravljali uravnoteženje porabe električne energije predvsem v času konic. Podrobnejša analiza pove, da smo doma že večji del vodne energije izkoristili, vendar pa nam preostaja še znaten del. Razpoložljivo vodno energijo pa lahko umetno povečamo s prečrpavanjem vode na višjo raven. Takšni črpalno akumulacijski agregati so ugoden transformator energije, kar se je pokazalo v pospešeni gradnji vodnih objektov te vrste. Ta pristop zahteva nove tipe turbinskih strojev, in sicer črpalke-turbine, ki v sodobnem razvoju vodnih strojev prevzemajo pomembno vlogo. S temi stroji smo v stanju energijo akumulirati in jo po lastni želji tudi izkoriščati. To energijo potrebujemo za pokritje energijskih konic, ki jo lahko hitro damo na voljo porabnikom. Ocena posameznih pretvornikov energije kaže, da je prav vodna energija tista, ki je lahko prilagodljiva, zato pa v danem časovnem obdobju tudi izredno dragocena. Splošna analiza energijske porabe tudi pokaže, da moramo imeti na voljo določeno količino energijo, ki pokriva »giblivi« del celotne porabe. Takšna analiza pa posredno že narekuje popolnoma določeno zmogljivost črpalno-turbinskih agregatov.

Ne da bi šli v podrobnosti tehničnega razvoja celotnih ali posameznih prečrpovalnih agregatov, lahko ugotovimo, da imamo v sodobnih sistemih v pogonu največ takšnih postrojev, ki v samostojni enoti združujejo črpalno-turbino. Določanje tako hidravličnih kakor tudi geometrijskih parametrov takega agregata pomeni glede na specifičnosti obratovanja zahteven problem. Tokovno polje, povezano s hidrodinamičnimi efekti, se glede na črpalni ali turbinski pogon spreminja, kar narekuje poseben pristop pri hidravličnem oblikovanju in dimen-

zioniranju reverzibilnega agregata. To problematiko lahko širše obvladamo s sistematičnim zbiranjem in analiziranjem že delujočih reverzibilnih agregatov. Osnovna informacija, ki jo navadno iščemo za podana padec in pretok, je izbira primerne tipa črpalke-turbine. Ta izbira pa naj bo za dane razmere hkrati tudi optimalna rešitev.

Optimiranje parametrov po že delujočih agregatih predstavlja ugodno in zanesljivo rešitev tega problema. Zato je namen tega dela statistično podatki in obdelati nekatere hidravlične in geometrijske parametre ter prikazati njihove optimalne rešitve. Prednost takega pristopa je vključitev večine izdelovalcev reverzibilnih agregatov v statistično analizo in hkrati podati primerjavo različnih metod oblikovanja rotorjev, ki so bile razvite v različnih projektnih skupinah širom po svetu. Analiza posameznih parametrov bo podala tudi smer razvoja reverzibilnih agregatov in oskrbela projektante s potrebnimi informacijami. Te informacije bodo projektanti lahko koristno uporabili pri svojih poprejšnjih študijah o vrednotenju hidroenergetskih sistemov.

2. Parametri črpalke-turbine

2.1. Statistični podatki

Razvoj reverzibilnih agregatov prehaja k izkoriščanju vse večjih padcev in pridobivanju velikih moči. Ta usmerjenost pa je tesno povezana s celovitim razvojem tehnike, kar se kaže v ekstremnih izvedbah tako premera rotorja kakor tudi v številu stopenj agregata. Svoje študije bomo omejili na enostopenjske in enotočne izvedbe, ker takšni agregati v večini primerov tudi prevladujejo. Groba ocena doslej izvedenih črpalno-turbin kaže, da te ustrezajo zelo širokemu področju specifične vrtilne hitrosti z izrazito koncentracijo v območju specifične vrtilne hitrosti $n_{qp} = 25 \dots 60$. To območje pomeni po nekaterih poročilih [1] mejo, v kateri dosega reverzibilni agregat zelo ugoden izkoristek z največjo vrednostjo pri $n_{qp} \approx 47$. Tip turbinskega stroja popišemo in določimo z njegovo specifično vrtilno hitrostjo, ki je podana z enačbo

$$n_{qP} = \frac{n \sqrt{Q_P}}{\sqrt[4]{H_P^3}} \quad (1)$$

kjer pomenijo: H_P — višino, Q_P — pretok in n — vrtilno hitrost.

Vse statistično zbrane parametre o reverzibilnih agregatih bomo pokazali v funkcijski odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti n_{qP} , ki se nanaša na velikost, ki pripadajo črpalnemu obratovanju. Parametre, ki jih bomo analizirali, lahko razdelimo v dve osnovni skupini, in sicer:

- hidravlične parametre,
- geometrijske parametre.

Obe skupini parametrov popolnoma določata reverzibilni agregat tako po dimenzijah kakor tudi po njihovih hidravličnih in energijskih karakteristikah. Osnovni hidravlični parameter, ki ima pomembno vlogo pri projektiranju, je višina H , ki jo ustvarja ali porablja hidravlični stroj v črpalnem oziroma v turbinskem delovanju v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti n_q . Ta medsebojna funkcijska odvisnost pa je osnovna informacija, ki jo želimo ugotoviti:

$$H_P = f(n_{qP}) \quad (2)$$

Da bodo dobljene informacije in rezultati še bolj široko uporabljivi, je večina hidravličnih parametrov podana tudi v odvisnosti od brezdimenzijskih vrednosti višine in pretoka.

Po znanih definicijah o brezdimenzijskih vrednostih imamo:

$$\text{energijsko število} \quad \psi_P = \frac{g H_P}{K_p n^2 D_R^2} \quad (3)$$

$$\text{pretočno število} \quad \varphi_P = \frac{Q_P}{K_p n D_R^3} \quad (4)$$

Razmerja, ki jih želimo poiskati in podati, naj imajo naslednjo funkcijsko odvisnost:

$$\begin{aligned} \psi_P &= f(n_{qP}) \\ \varphi_P &= f(n_{qP}) \end{aligned} \quad (5)$$

Univerzalnost in neodvisnost brezdimenzijskih števil od vrtilne hitrosti in od dimenzije stroja pa jim daje veliko prednost predvsem pri primerjavi obratovalnih značilnosti posameznih agregatov.

Podoben pristop uporabljamo pri analizi geometrijskih parametrov, kjer je na osnovi razpoložljivih podatkov podana in določena funkcijska odvisnost

$$\begin{aligned} D_S/D_R &= f(n_{qP}) \\ B_V/D_R &= f(n_{qP}) \\ D_V/D_R &= f(n_{qP}) \end{aligned} \quad (6)$$

S slike 1 razberemo pomen geometrijskih veličin.

Energijski podatki, ki so bili dobljeni za posamezne agregate, pomenijo največje vrednosti, ki jih turbinski stroj dosega v svojem območju obratovanja. Te podatke pa uporabljamo za optimalno točko na osnovi enačbe

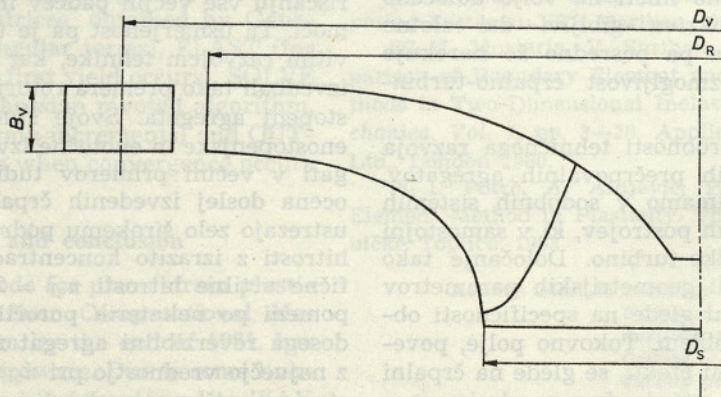
$$n_{qP} = f(H_{\text{maks}}; Q_{\text{maks}}) \approx f(H_{\text{opt}}; Q_{\text{opt}}) \quad (7)$$

katere vrednosti veliko ne odstopajo, in sicer za naslednja razmerja

$$\begin{aligned} Q_{\text{opt}} &= 0,90 Q_{\text{maks}} \\ H_{\text{opt}} &= 0,95 H_{\text{maks}} \end{aligned} \quad (8)$$

2.2. Ovrednotenje statističnih podatkov

Statistične podatke, zbrane za posamezne črpalke-turbine je treba klasificirati in ovrednotiti z metodami matematične statistike. Pogost pristop, ki ga uporabljamo, je iskanje razmerja med dvema parametroma, ki sta med seboj povezana v obliki regresijske krivulje. Statistični podatki dveh korelacijskih parametrov, prikazanih v diagramu, pomenijo množico podatkov, za katero moramo poiskati regresijsko krivuljo. Prav določanje regresijske krivulje pa štejemo med osnovne probleme regresijske in korelacijske analize. Za določitev regresijske krivulje je več metod. Uporabljamo predvsem analitične metode, posebno znana je metoda najmanjših kvadratov, ki jo bomo zaradi njene splošnosti uporabili tudi pri naši statistični analizi.



Sl. 1. Glavne dimenzije rotorja in vodilnika

V splošnem vzamemo za usmerjanje tisto krivuljo, ki se osnovni vrsti podatkov tudi najbolj prilaga. Za merilo stopnje prilagojenosti vzamemo vsoto kvadratov odklonov osnovne vrste od krivulje, kar matematično zapišemo

$$\sum_{i=1}^n (Y_i - T)^2 = \min \quad (9)$$

Kot usmeritev pa vzamemo tisto krivuljo, za katero je vsota kvadratov najmanjša. V primeru premice imamo

$$T = a + b x \quad (10)$$

kjer s parcialnim odvajanjem po a in b dobimo sistem dveh enačb:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n Y_i &= a N + b \sum_{i=1}^n x_i \\ \sum_{i=1}^n Y_i x_i &= a \sum_{i=1}^n x_i + b \sum_{i=1}^n x_i^2 \end{aligned} \quad (11)$$

iz katerih izračunamo parametra a in b .

Za usmeritev druge ali višje stopnje je treba postaviti sistem normalnih enačb. Reševanje teh enačb je zamudno, zato uporabimo računalniški program, ker hitro omogoči določitev koeficientov regresijske funkcije.

Za določitev kakovosti statistične analize je treba določiti še korelacijski koeficient in standardno deviacijo. V naših analizah srečujemo predvsem linearno korelacijo, zato bomo to tudi kratko obravnavali.

V splošnem moramo določiti:

- regresijsko krivuljo,
- koeficient korelacije,
- standardno deviacijo.

Določitev regresijske krivulje je bila poprej kratko omenjena, pri čemer pa večkrat uporabljamo logaritemsko transformacijo, ki vodi v linearno povezavo.

Pri določanju koeficienta korelacije izhajamo iz definicije

$$r_{xy} = \frac{K_{xy}}{\sigma_x \sigma_y} \quad (12)$$

kjer pomenijo

$$K_{xy} = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})(Y_i - \bar{Y}) \quad (13)$$

$\bar{X}, \bar{Y}$ — srednji vrednosti veličin,

n — število veličin,

X_i, Y_i — vrednosti posamezne veličine.

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_i$$

$$Y = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Y_i \quad (14)$$

Vrednost standardne deviacije v smereh x in y je definirana z

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2} \\ \sigma_y &= \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (Y_i - \bar{Y})^2} \end{aligned} \quad (15)$$

Iz tega lahko določimo velikost korelacijskega koeficienta, enačba (12), ki zavzema vrednosti $-1 < r_{xy} < 1$.

3. Optimizacija parametrov črpalke-turbine

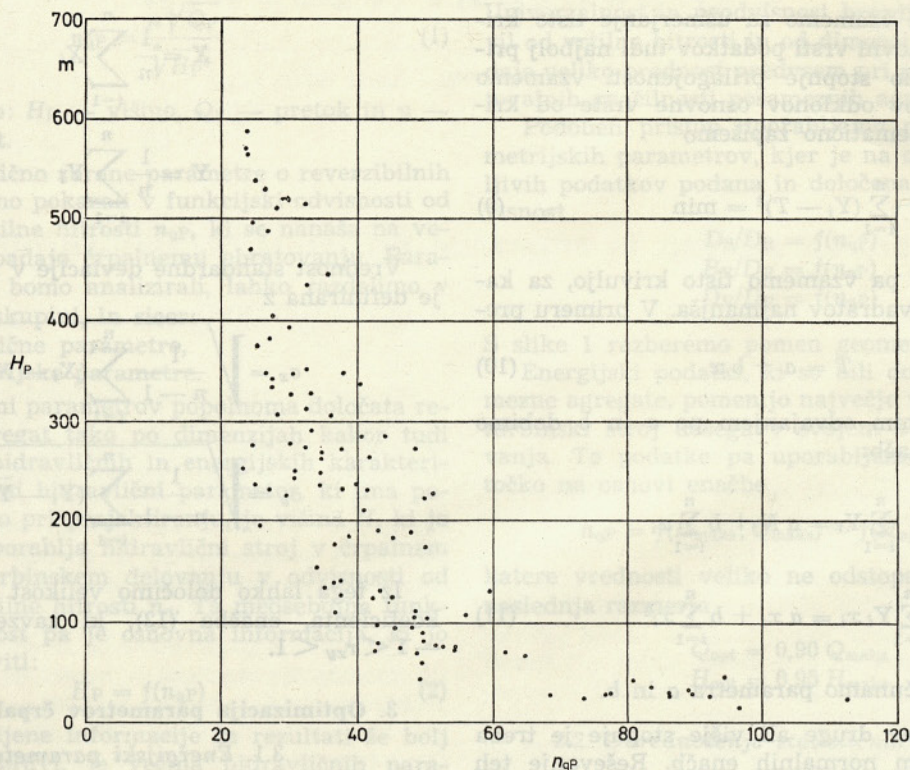
3.1. Energijski parametri

Zbrani podatki o obstoječih črpalno-turbinskih agregatih rabijo kot podlaga za izdelavo osnovnih statističnih diagramov. Medsebojna funkcijska odvisnost zbranih podatkov za posamezne tipe strojev pomeni za zelo široko področje specifičnih vrtilnih hitrosti optimalno karakteristiko. Točke, ki popisujejo in predstavljajo posamezne agregate, oblikujejo polje, kjer naneseemo na absciso specifično vrednost n_{qp} (črpalke), na ordinato pa razpoložljivo višino H_P (črpalke). Polje točk, ki ga predstavlja funkcijska odvisnost $H_P = f(n_{qp})$, je prikazana na sliki 2. To množico točk je treba statistično obdelati ter poiskati krivuljo, ki je iskana funkcijska odvisnost. Statistična analiza vseh podanih agregatov na sl. 2 pa bi v danem primeru dala nenatančne rezultate, saj segajo nekateri podatki v zgodnjo dobo razvoja črpalno-turbinskih enot. Da bi pokazali časovno usmerjenost razvoja črpalno-turbinskih agregatov, smo razdelili celotno dobo na posamezna časovna razdobja. Takšna analiza podatkov omogoča natančen pregled usmerjenosti razvoja, večjo natančnost iskanih krivulj skupaj s korelacijskimi koeficienti kakor tudi razvojne zmožnosti posameznih izdelovalcev.

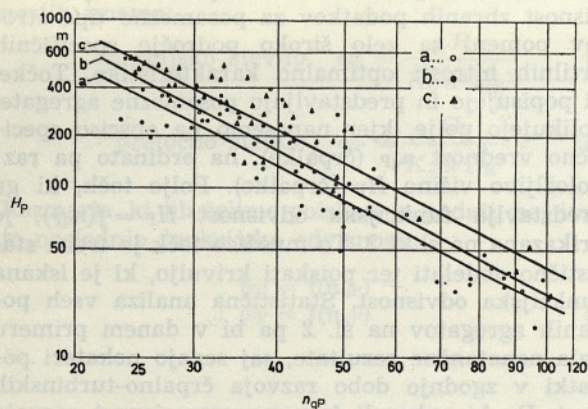
Izbrana so bila naslednja obdobja:

- do leta 1970,
- med letoma 1970 in vključno 1975,
- po letu 1975.

Tako časovno opredeljeni podatki so bili statistično analizirani. Dobljene so bile tri funkcije $H_P = f(n_{qp})$ (sl. 3), kjer vsaka funkcija predstavlja svoje obdobje.



Sl. 2. Odvisnost tlačne višine črpalke H_P od specifične vrtilne hitrosti n_{qP}



Sl. 3. Odvisnost tlačne višine črpalke H_P od specifične vrtilne hitrosti n_{qP}

a — razdobje do leta 1970, b — razdobje med letoma 1970 in 1975, c — razdobje po letu 1975

Funkcijske odvisnosti $H_P = f(n_{qP})$ pa so izražene z enačbami:

Obdobje do 1970 leta:

$$H_P = 251\,541 \cdot n_{qP}^{-2,03} \quad (16)$$

$r = -90,68\%$ korelacijski koeficient
 $\sigma = 75,56$ standardna deviacija

Obdobje od 1970 do vključno 1975 leta:

$$H_P = 449\,809 \cdot n_{qP}^{-2,16} \quad (17)$$

$r = -89,27\%$ korelacijski koeficient
 $\sigma = 81,85$ standardna deviacija

Obdobje po 1975 letu:

$$H_P = 377\,117 \cdot n_{qP}^{-2,017} \quad (18)$$

$r = -93,18\%$ korelacijski koeficient
 $\sigma = 71,73$ standardna deviacija

Usmerjenost razvoja reverzibilnih agregatov je jasno razvidna iz diagrama na sl. 3 kakor tudi iz razmerij, podanih v enačbah (16, 17, 18). Podobno kakor višina H_P so tudi podatki za energijsko število ψ_P obdelani po izbranih obdobjih. Rezultati so podani v diagramu na sl. 4, krivulje pa z razmerji:

Obdobje do 1970 leta:

$$\psi_P = 1,285 - 0,0082 \cdot n_{qP} \quad (16a)$$

$r = -92,15\%$ korelacijski koeficient
 $\sigma = 0,1912$ standardna deviacija

Obdobje od 1970 do vključno 1975 leta:

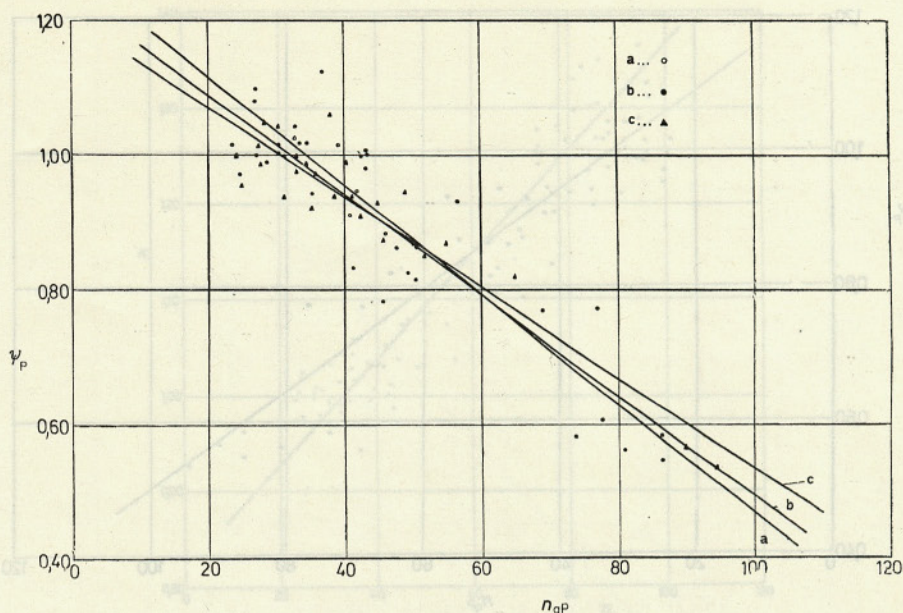
$$\psi_P = 1,243 - 0,0075 \cdot n_{qP} \quad (17a)$$

$r = -87,36\%$ korelacijski koeficient
 $\sigma = 0,1206$ standardna deviacija

Obdobje po 1975 letu:

$$\psi_P = 1,208 - 0,0067 \cdot n_{qP} \quad (18a)$$

$r = -93,65\%$ korelacijski koeficient
 $\sigma = 0,1262$ standardna deviacija



Sl. 4. Odvisnost energijskega števila ψ_P
od specifične vrtilne hitrosti n_{qP}

a — razdobje do leta 1970, b — razdobje med letoma 1970 in 1975, c — razdobje po letu 1975

Razvidna je stalna usmerjenost k povečanju specifične vrtilne hitrosti n_{qP} pri konstantni višini H_P . Ta usmerjenost torej pove, da so agregati zmožni prevzeti večje obremenitve in da so pretočni kanali bolj oblikovani. Ne nazadnje naj poudarimo, da računamo z visoko stopnjo tehnološke sposobnosti izdelovalca sodobnih reverzibilnih agregatov. Porazdelitev na tri časovna obdobja je primerna samo pri funkcijski odvisnosti $H_P = f(n_{qP})$, medtem ko je analiza pokazala pri drugih parametrih, da pomeni delitev na obdobja srednjo vrednost vseh parametrov. Rezultati zadnjega obdobja imajo še posebno prednost, saj je vrednost korelacijskega koeficienta $r = -93,18$, kar pomeni izredno zanesljivost rezultatov ob uporabi enačbe (18). Analiza in primerjava podatkov, prikazanih na slikah 2 in 3, kaže na nujnost in potrebnost po časovni razdelitvi projektiranih agregatov. Razdelitev na izbrana časovna obdobja je bila poljubna, vendar menimo, da je osnovna ideja dobro zajeta.

Statistični podatki višine in pretoka so podani tudi z brezdimenzijskimi števili po enačbah (3) in (4). Diagrama na slikah 5 in 6 podajata statistično krivuljo energijskega in pretočnega števila v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti. Krivulji pa sta analitično podani z razmerjema:

Energijsko število:

$$\begin{aligned} \psi_P &= 1,245 - 0,0074 \cdot n_{qP} \\ r &= -91,05 \% \text{ korelacijski koeficient} \\ \sigma &= 0,146 \text{ standardna deviacija} \end{aligned} \quad (19)$$

Pretočno število:

$$\begin{aligned} \varphi_P &= 0,0018 n_{qP} - 0,0123 \\ r &= 95,16 \% \text{ korelacijski koeficient} \\ \sigma &= 0,0328 \text{ standardna deviacija} \end{aligned} \quad (20)$$

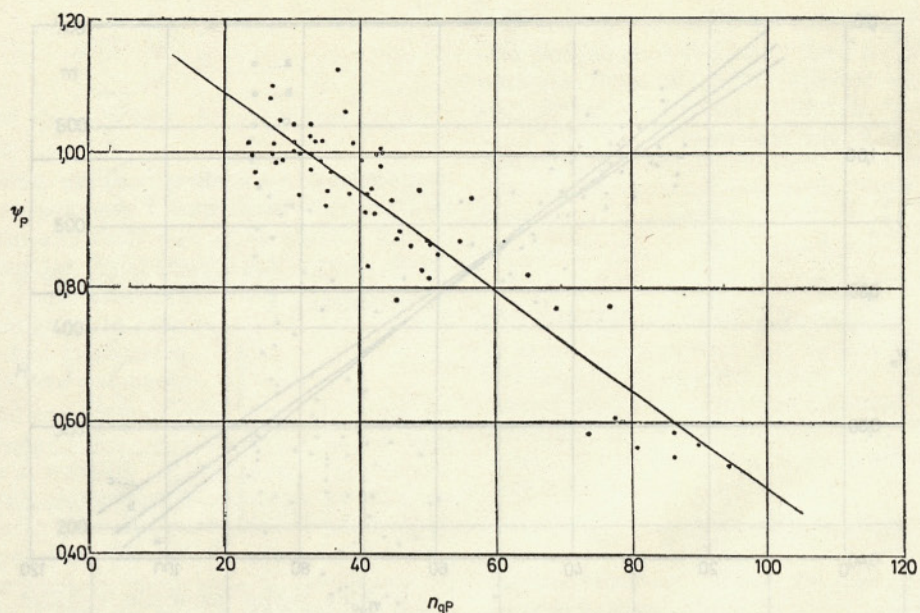
Podani diagrami omogočajo izbrati za določen padeč najprimernejši tip reverzibilnega agregata, ki ustreza sodobnim razvojnim dosežkom. Hkrati pa lahko opredelimo območje razvoja zadnje dobe in tudi ocenimo, kateri tip črpalke-turbine je najprimernejši za naše tehnične zmožnosti. Reverzibilnemu agregatu, ki je podan s specifično vrtilno hitrostjo na osnovi višine H_P (sl. 3), pa lahko določimo energijsko ali pretočno število (sl. 5 in 6), kar že omogoča izračun premera rotorja. Neposreden pristop k izračunu premera rotorja pa je mogoč z brezdimenzijskim številom K_u , ki je definirano takole:

$$K_u = \frac{u_2}{\sqrt{2gH_P}} \quad (21)$$

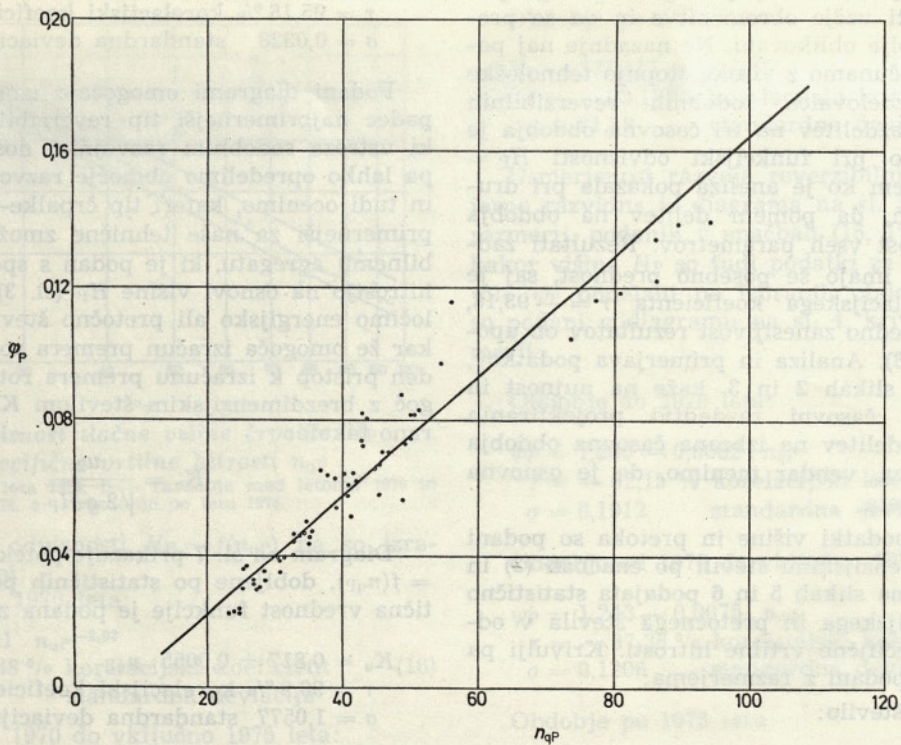
Diagram na sl. 7 prikazuje potek funkcije $K_u = f(n_{qP})$, dobljene po statističnih podatkih. Analitična vrednost funkcije je podana z enačbo

$$\begin{aligned} K_u &= 0,817 + 0,0055 \cdot n_{qP} \\ r &= 90,9 \% \text{ korelacijski koeficient} \\ \sigma &= 1,0577 \text{ standardna deviacija} \end{aligned} \quad (22)$$

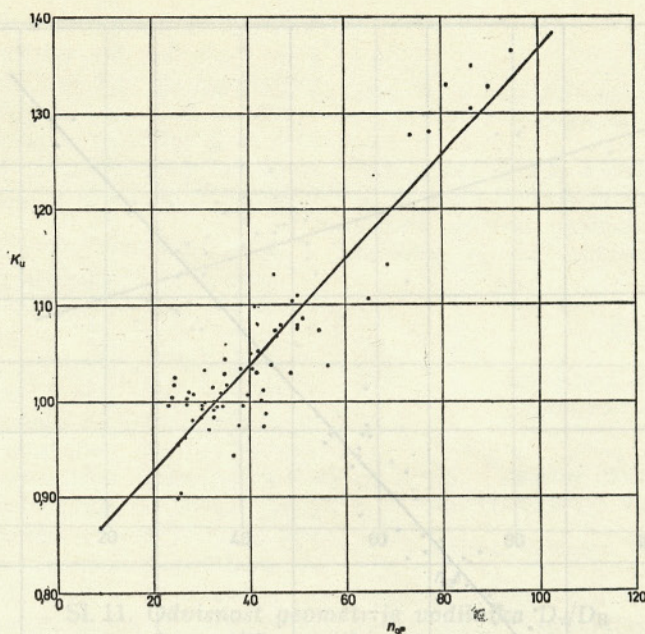
Natančnejše podatke o geometrijskih parametrih črpalke-turbine pa daje njihova statistična obdelava.



Sl. 5. Odvisnost energijskega števila ψ_P
od specifične vrtilne hitrosti n_{qP}



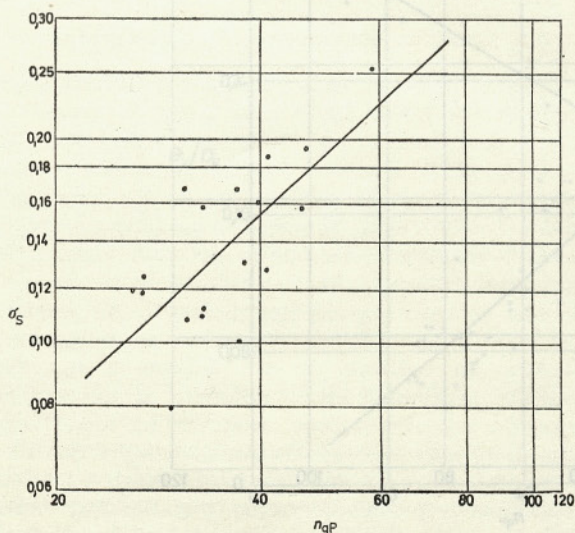
Sl. 6. Odvisnost pretočnega koeficienta φ_P
od specifične vrtilne hitrosti n_{qP}



Sl. 7. Odvisnost koeficienta obodne hitrosti k_u od specifične vrtilne hitrosti n_{qP}

Lega reverzibilnega agregata in njegova namestitev glede na spodnjo vodo daje projektantu pomembno informacijo, saj je od tega podatka odvisno pravilno delovanje črpalke-turbine. Velikost potopitve H_s , ki je funkcija kavitacijskega števila σ_s , je hkrati merilo za razvoj kavitacije. Zaradi pomanjkanja podatkov je razširjanje večje, vendar je rezultat sprejemljiv. Rezultati so podani na sl. 8, njihova analitična vrednost pa je:

$$\begin{aligned} \sigma_s &= 4,969 \cdot 10^{-3} \cdot n_{qP}^{0,930} \\ r &= 70,66 \% \text{ korelacijski koeficient} \\ \sigma &= 0,04736 \text{ standardna deviacija} \end{aligned} \quad (22 \text{ a})$$



Sl. 8. Odvisnost koeficienta kavitacije σ_s od specifične vrtilne hitrosti n_{qP}

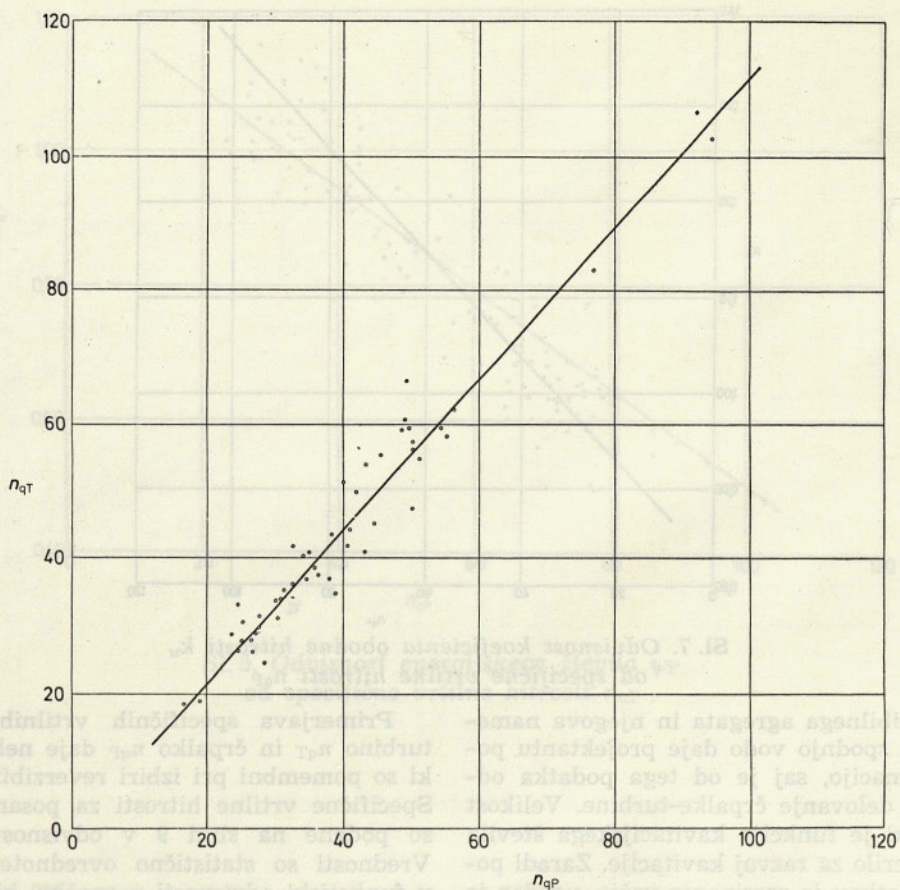
Primerjava specifičnih vrtilnih hitrosti med turbino n_{qT} in črpalco n_{qP} daje nekatere podatke, ki so pomembni pri izbiri reverzibilnega agregata. Specifične vrtilne hitrosti za posamezne agregate so podane na sliki 9 v odvisnosti $n_{qT} = f(n_{qP})$. Vrednosti so statistično ovrednotene ter podane v funkcijski odvisnosti z enačbo, ki povezuje specifično vrtilno hitrost turbine in črpalke:

$$\begin{aligned} n_{qT} &= 1,128 \cdot n_{qP} - 1,145 \\ r &= 97,48 \% \text{ korelacijski koeficient} \\ \sigma &= 18,14 \text{ standardna deviacija} \end{aligned} \quad (23)$$

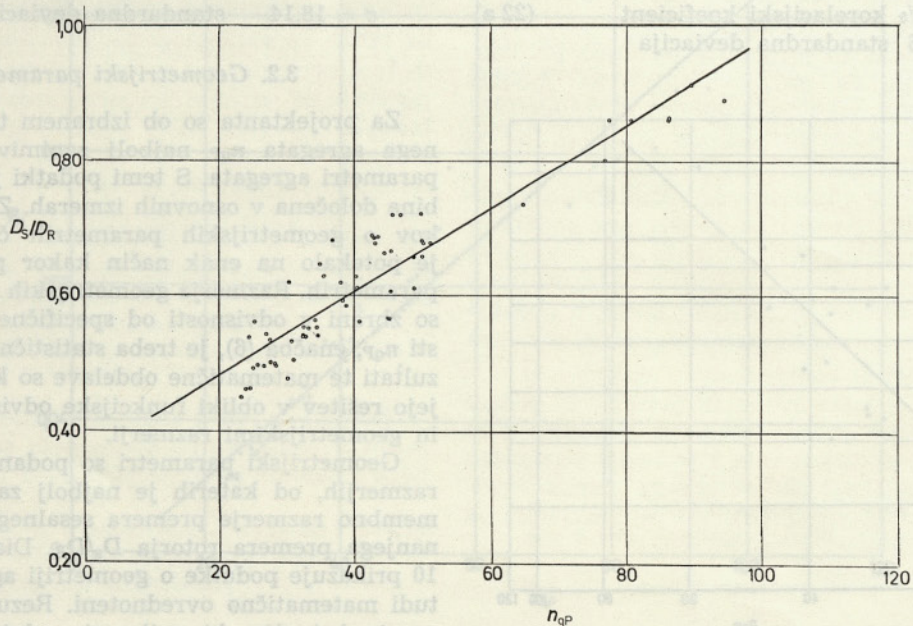
3.2. Geometrijski parametri

Za projektanta so ob izbranem tipu reverzibilnega agregata n_{qP} najbolj zanimivi geometrijski parametri agregata. S temi podatki je črpalca-turbina določena v osnovnih izmerah. Zbiranje podatkov o geometrijskih parametrih črpalca-turbina je potekalo na enak način kakor pri energijskih parametrih. Razmerja geometrijskih parametrov, ki so zbrani v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti n_{qP} , enačba (6), je treba statistično obdelati. Rezultati te matematične obdelave so krivulje, ki dajejo rešitev v obliki funkcijske odvisnosti med n_{qP} in geometrijskimi razmerji.

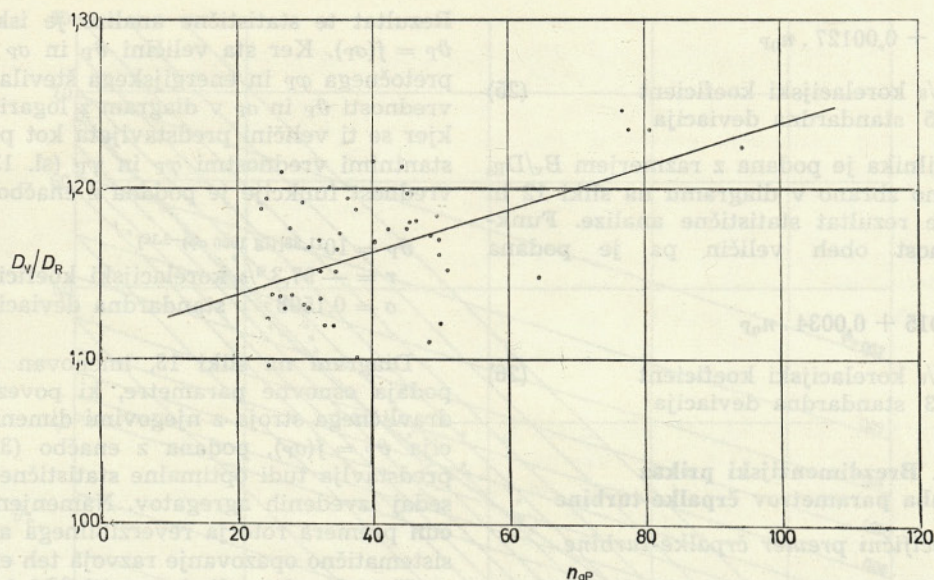
Geometrijski parametri so podani v specifičnih razmerjih, od katerih je najbolj zanimivo in pomembno razmerje premera sesalnega ustja in zunanjega premera rotorja D_s/D_R . Diagram na sliki 10 prikazuje podatke o geometriji agregatov, ki so tudi matematično ovrednoteni. Rezultat te analize pa je krivulja, ki prikazuje odvisnost $D_s/D_R = f(n_{qP})$. Funkcijska odvisnost obeh veličin je podana z enačbo:



Sl. 9. Odvisnost specifične vrtilne hitrosti turbine n_{qT} od specifične vrtilne hitrosti črpalke n_{qp}



Sl. 10. Odvisnost geometrije rotorja D_s/D_R od specifične vrtilne hitrosti n_{qp}



Sl. 11. Odvisnost geometrije vodilnika D_v/D_R od specifične vrtilne hitrosti n_{qp}

$$\frac{D_s}{D_R} = 0,353 + 0,0063 \cdot n_{qp}$$

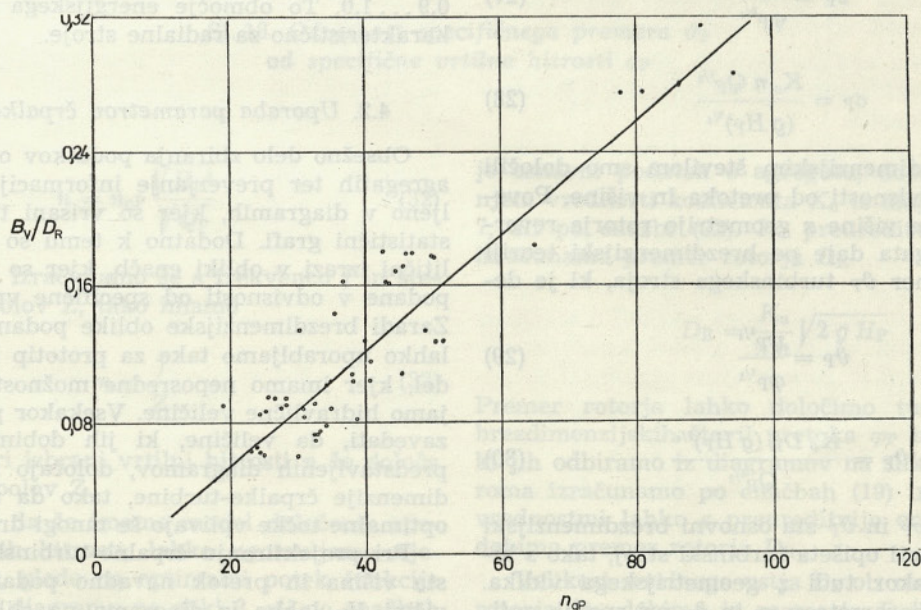
$$r = 93,8\% \text{ korelacijski koeficient} \quad (24)$$

$$\sigma = 0,1204 \text{ standardna deviacija}$$

Enačba (24) oziroma diagram na sliki 10 omogočata neposredno določanje razmerja D_s/D_R . Izračun premera rotorja D_R , podan v prejšnjem poglavju, pa omogoča še izračun sesalnega premera D_s .

Pomanjkanje informacij o dimenzijah posameznih agregatov je zmanjšalo množico točk za statistično obdelavo, vendar pa dobljena vrednost korelacijskega koeficienta zagotavlja veliko zanesljivost rezultatov.

Vodilnik kot naslednji pomembni element reverzibilnega agregata je opisan z dvema geometrijskima razmerjema, in sicer D_v/D_R in B_v/D_R . Diagram na sliki 11 prikazuje podatke, zbrane za statistično analizo, kakor tudi krivuljo, ki je rezultat te analize. Funkcijska odvisnost obeh veličin je podana z enačbo:



Sl. 12. Odvisnost geometrije vodilnika B_v/D_R od specifične vrtilne hitrosti n_{qp}

$$\frac{D_v}{D_R} = 1,112 + 0,00127 \cdot n_{qP}$$

$$r = 54,5 \% \text{ korelacijski koeficient} \quad (25)$$

$$\sigma = 0,0365 \text{ standardna deviacija}$$

Višina vodilnika je podana z razmerjem B_v/D_R , ki je statistično zbrano v diagramu na sliki 12 in krivulji, ki je rezultat statistične analize. Funkcijska odvisnost obeh veličin pa je podana z enačbo:

$$\frac{B_v}{D_R} = -0,015 + 0,0034 \cdot n_{qP}$$

$$r = 93,7 \% \text{ korelacijski koeficient} \quad (26)$$

$$\sigma = 0,0663 \text{ standardna deviacija}$$

4. Brezdimenzijski prikaz in uporaba parametrov črpalke-turbine

4.1. Specifični premer črpalke-turbine

Za sistematično opazovanje in analizo hidravličnih in geometrijskih parametrov turbinskega stroja je prikazovanje z brezdimenzijskimi vrednostmi najprimernejše. Enoten pristop pri obdelavi podatkov, ki so značilni za določen agregat, omogoča splošno uporabo dobljenih informacij kakor tudi hitro primerjavo in opredelitev agregata glede na optimalne statistične vrednosti. Graf funkcije na slikah 5 in 6 v brezdimenzijski obliki podaja optimalne vrednosti pretočnega q_P in energijskega števila ψ_P , ki ju lahko uporabljamo za poprejšnje informacije. Nadaljnji korak pa je združitev obeh števil, to je ϑ_P in σ_P , v novo brezdimenzijsko število, kar se pokaže kot specifična vrtilna hitrost:

$$\sigma_P = \frac{q_P^{1/2}}{\psi_P^{3/4}} \quad (27)$$

oziroma

$$\sigma_P = \frac{K_\sigma n Q_P^{1/2}}{(g H_P)^{3/4}} \quad (28)$$

S tem brezdimenzijskim številom smo določili tip stroja v odvisnosti od pretoka in višine. Povezavo pretoka in višine z geometrijo rotorja reverzibilnega agregata daje po brezdimenzijski teoriji specifični premer ϑ_P turbinskega stroja, ki je definiran takole:

$$\vartheta_P = \frac{\psi_P^{1/4}}{q_P^{1/2}} \quad (29)$$

oziroma

$$\vartheta_P = \frac{K_\vartheta D_R (g H_P)^{1/4}}{Q_P^{1/2}} \quad (30)$$

Parametra σ_P in ϑ_P sta osnovni brezdimenzijski števili, ki v celoti opišeta turbinski stroj, tako s hidravličnega kakor tudi z geometrijskega vidika. Ovrednotenje parametrov σ_P in ϑ_P pri znanih optimalnih hidravličnih in geometrijskih podatkih pa daje polje točk, ki jih je treba statistično obdelati.

Rezultat te statistične analize je iskana funkcija $\vartheta_P = f(\sigma_P)$. Ker sta veličini ϑ_P in σ_P tudi funkciji pretočnega q_P in energijskega števila ψ_P , vnesemo vrednosti ϑ_P in σ_P v diagram z logaritemsko skalo, kjer se ti veličini predstavljata kot premici s konstantnimi vrednostmi q_P in ψ_P (sl. 13). Analitična vrednost funkcije je podana z enačbo:

$$\vartheta_P = 10^{11,38[(\lg 1000 \sigma_P) - 3,36]}$$

$$r = -97,3 \% \text{ korelacijski koeficient} \quad (31)$$

$$\sigma = 0,1598 \text{ standardna deviacija}$$

Diagram na sliki 13, imenovan »tipski graf«, podaja osnovne parametre, ki povezujejo tip hidravličnega stroja z njegovimi dimenzijami. Funkcija $\vartheta_P = f(\sigma_P)$, podana z enačbo (31), pa hkrati predstavlja tudi optimalne statistične vrednosti do sedaj izvedenih agregatov. Namenjena je za izračun premera rotorja reverzibilnega agregata in za sistematično opazovanje razvoja teh enot.

Krivuljo $\vartheta_P = f(\sigma_P)$ na sliki 13 lahko še dalje poenostavimo, če upoštevamo, da večina agregatov sega v območje $n_{qP} = 20 \dots 60$, kar pa je hkrati tudi območje najboljšega izkoristka teh agregatov. Če upoštevamo to dejstvo, lahko celotno območje razdelimo na dva dela, in sicer naj prvo območje zajema vrednosti $n_{qP} = 20 \dots 60$, drugo območje pa vrednosti $n_{qP} > 60$ ($\sigma_P > 0,4$). S ponovno statistično analizo lahko ugotovimo za območja do $n_{qP} = 60$ ($\sigma_P = 0,4$) naslednje razmerje:

$$\vartheta_P = 506 \cdot (1000 \sigma_P)^{-0,871}$$

$$r = -98,15 \% \text{ korelacijski koeficient} \quad (31 a)$$

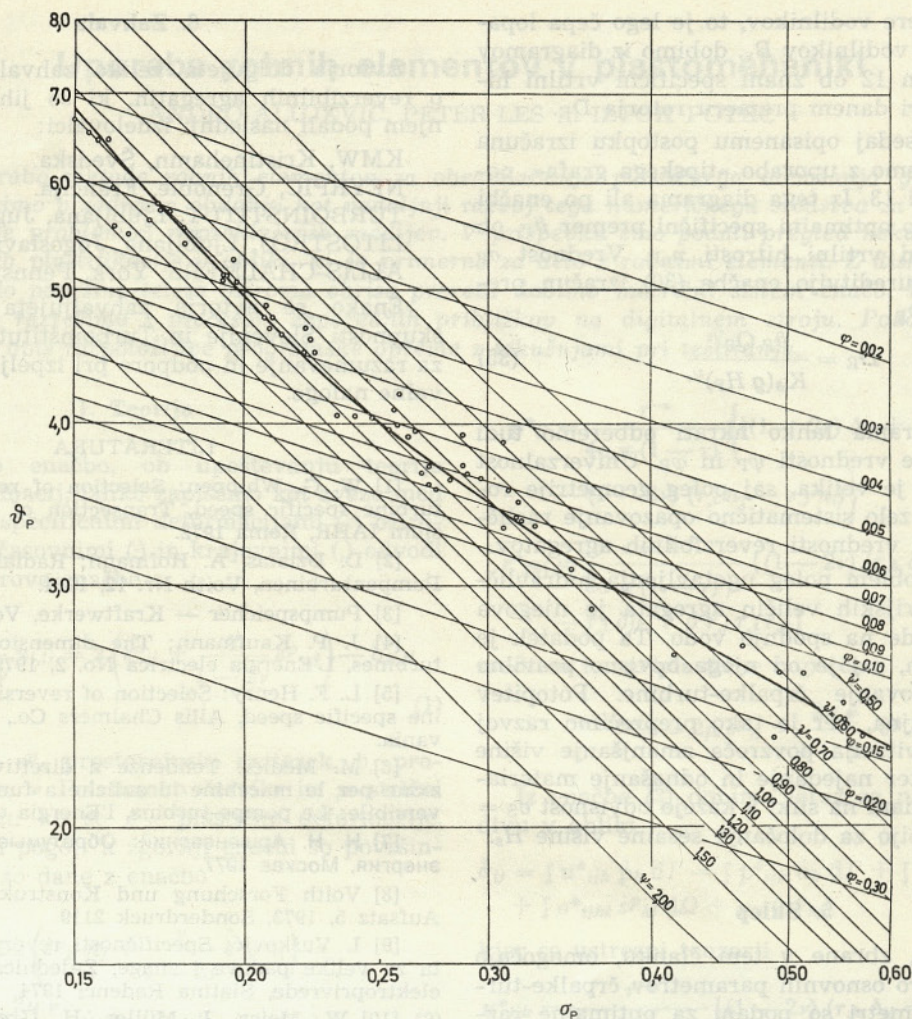
$$\sigma = 0,1472 \text{ standardna deviacija}$$

ki se tesno ujema s potekom linije ψ_P v območju 0,9 ... 1,0. To območje energijskega števila pa je karakteristično za radialne stroje.

4.2. Uporaba parametrov črpalke-turbine

Obsežno delo zbiranja podatkov o reverzibilnih agregatih ter preverjanje informacij je predstavljeno v diagramih, kjer so vrisani tudi optimalni statistični grafi. Dodatno k temu so izdelani analitični izrazi v obliki enačb, kjer so vse vrednosti podane v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti. Zaradi brezdimenzijske oblike podanih veličin jih lahko uporabljamo tako za prototip kakor za model, kjer imamo neposredne možnosti, da preverjamo hidravlične veličine. Vsekakor pa se moramo zavedati, da veličine, ki jih dobimo z uporabo predstavljenih diagramov, določajo samo okvirne dimenzije črpalke-turbine, tako da na samo lego optimalne točke vplivajo še mnogi drugi dejavniki.

Pri projektiranju črpalno-turbinskega agregata sta višina in pretok navadno podana. Pri znani višini H_P lahko iz diagrama na sliki 3 določimo specifično vrtilno hitrost n_{qP} . S tem pa po preureditvi enačbe (1) izračunamo vrtilno hitrost



Sl. 13. Odvisnost specifičnega premera ϑ_p od specifične vrtilne hitrosti σ_p

$$n = n_{qp} \frac{\sqrt[4]{H_P^3}}{\sqrt{Q_P}} \quad (32)$$

Vrtilno hitrost izračunamo še s frekvenco f in številom parov polov Z , tako imamo

$$n = \frac{f}{Z} \quad (33)$$

Enačba (33) pri izbrani vrtilni hitrosti n že določa število parov polov Z .

V primeru, da že imamo model določenih specifičnih vrtilnih hitrosti, lahko ugotavljamo nje-govo uvrstitev, glede na optimalni potek funkcije $H_P = f(n_{qp})$ po diagramu na sliki 3, ali po enačbah (16, 17, 18). Nadaljnji potek izračuna je določanje geometrije črpalke-turbine. Premer rotorja D_R , ki

je osnovni podatek o agregatu, dobimo z odbira-njem vrednosti koeficienta K_u iz diagrama na sliki 7, ali po enačbi (22). Po preureditvi enačbe (21) izračunamo premer rotorja D_R

$$D_R = \frac{K_u}{\pi n} \sqrt{2gH_P} \quad (34)$$

Premer rotorja lahko določimo tudi z uporabo brezdimenzijskih števil pretoka φ_P in energije ψ_P , ki jih odbiramo iz diagramov na slikah 5 in 6 ozi-roma izračunamo po enačbah (19) in (20). S temi vrednostmi lahko s preureditvijo enačb (3) in (4) dobimo premer rotorja D_R .

Velikost sesalnega ustja D_S ob znanem premeru rotorja D_R dobimo iz razmerja D_S/D_R , ki ga od-beremo iz diagrama na sliki 10 ali pa izračunamo po enačbi (24).

Osnovne mere vodilnikov, to je lego čepa lopate D_v in višine vodilnikov B_v , dobimo iz diagramov na slikah 11 in 12 ob znani specifični vrtilni hitrosti n_{qP} in pri danem premeru rotorja D_R .

Vsemu do sedaj opisanemu postopku izračuna se lahko izognemo z uporabo »tipskega grafa«, podanega na sliki 13. Iz tega diagrama ali po enačbi (31) izračunamo optimalni specifični premer ϑ_P , ob znani specifični vrtilni hitrosti n_{qP} . Vrednost σ_P omogoča s preureditvijo enačbe (30) izračun premera rotorja D_R

$$D_R = \frac{\vartheta_P Q_P^{1/2}}{K_\phi (g H_P)^{3/4}} \quad (35)$$

Iz istega diagrama lahko hkrati odberemo tudi brezdimenzijske vrednosti ψ_P in φ_P . Univerzalnost tega diagrama je velika, saj poleg geometrije rotorja omogoča zelo sistematično opazovanje različnih statističnih vrednosti reverzibilnih agregatov.

Dodaten problem poleg ugotavljanja hidravličnih in geometrijskih veličin agregata je njegova namestitvev glede na spodnjo vodo. Ta podatek je zelo pomemben, saj je od njega odvisno pravilno in varno delovanje črpalke-turbine. Potopitev agregata je nujna, ker le tako preprečimo razvoj kavitacije. Kavitacija povzroča zmanjšanje višine oziroma moči ter najedanje in odnašanje materiala. Podatki, podani na sliki 8 kažejo odvisnost $\sigma_S = f(n_{qP})$ in rabijo za določanje sesalne višine H_S .

5. Sklep

Informacije, zbrane v tem članku, omogočajo zanesljivo izbiro osnovnih parametrov črpalke-turbine. Vsi parametri so podani za optimalne razmere obratovanja agregata, in sicer kot črpalke. Celotno delo lahko strnemo v naslednje skupine:

— Statistična analiza zbranih podatkov skupaj z rezultati je zelo zanesljiva informacija o črpalno-turbinskih agregatih.

— Podatki so posebej ovrednoteni za hidravlične in geometrijske veličine z visoko vrednostjo korelacijskega koeficienta.

— Izbrani pristop omogoča tudi opazovanje smeri razvoja črpalno-turbinskih agregatov.

— Podani grafi z vnesenimi podatki o posameznih agregatih, dajejo dober pregled o možnosti izbire posameznih veličin in njihovi usmerjenosti.

— Hidravlični in geometrijski parametri so podani tudi v brezdimenzijski obliki, s čimer se splošnost uporabe diagramov še povečuje.

— Vpeljan je »tipski graf«, ki izčrpno opiše reverzibilni agregat, in to v brezdimenzijski obliki.

Ta sistematični pristop in statistična analiza podatkov podajata rezultate, ki so pomembni za projektanta kakor tudi za sistematično opazovanje razvoja reverzibilnih agregatov. Nekateri podatki so časovno razdeljeni, medtem ko so drugi ovrednoteni kot celota.

6. Zahvala

Avtorja dolgujeta veliko zahvalo za podatke o reverzibilnih agregatih, ki so jih z razumevanjem podali naslednji izdelovalci:

KMW, Kristinehamn, Švedska.

NEYRPIC, Grenoble, Francija.

TURBOINSTITUT, Ljubljana, Jugoslavija.

LITOSTROJ, Ljubljana, Jugoslavija.

ALLIS-CHALMERS, York, Pennsylvania, ZDA.

Enako se avtorja zahvaljujeta Raziskovalni skupnosti Slovenije in Turboinštitutu v Ljubljani za razumevanje in podporo pri izpeljavi te raziskovalne naloge.

LITERATURA

- [1] W. G. Whippen: Selection of reversible pump-turbine specific speed, Transaction of the 6th symposium IAHR, Roma 1972.
- [2] D. Dzialis, A. Hofmann: Radiale, Umkehrbare Pumpenturbinen, Voith Nr. 12, 1964.
- [3] Pumpspeicher — Kraftwerke, Voith 1429.
- [4] J. P. Kaufmann: The dimensioning of pump-turbines, L'Energia elettrica No. 2, 1979.
- [5] L. F. Henry: Selection of reversible pump-turbine specific speed, Allis Chalmers Co., York, Pennsylvania.
- [6] M. Medici: Tendenze a direttive di progettazione per le macchine idrauliche a funzionamento reversibile: Le pompe-turbine, L'Energia elettrica 2, 1979.
- [7] H. H. Аршеневский: Обратимые гидромашины, энергия, Москва 1977.
- [8] Voith Forschung und Konstruktion, HEFT 21, Aufsatz 5, 1973, Sonderdruck 2119.
- [9] I. Vučković: Specifičnosti reverzibilnih agregata za velike padove i snage, Zajednica jugoslovenske elektroprivrede, Slatina Radenci 1974.
- [10] W. Meier, J. Müller, H. Grein, M. Jaquet: Pumpenturbinen und Speicherpumpen, Escher Wyss, Mitteilungen 2, 1971.
- [11] M. Okala, J. Sato, N. Suzuki: High-head pumped storage plants in Japan, Water Power & Dam Construction, Nr. 10, Oktober 1979.
- [12] W. G. Whippen, H. A. Mayo: Trends in selection of pump/turbines, Allis Chalmers Hydro-Turbine Division, August 21, 1974.
- [13] G. E. Pfafflin: Future trends in hydro pumped-storage equipment Hydro-Turbine Division Allis Chalmers Corporation, April 30, 1974.
- [14] G. E. Pfafflin: U. S. Trends in pumped/storage technology, presented to the Power and energy systems technical sales seminar powertech 80, Allis Chalmers Co. July, 1973.
- [15] T. Werner: Mögliche Grenzen der Umsetzung großer Fall- und Förderhöhen in einer Laufradstufe von Pump-Speichermaschinen aus der Sicht der Strömungsvorgänge, Sonderdruck aus »Voith Forschung und Konstruktion« Heft 21, Aufsatz 5, Mai 1973.

Naslov avtorjev: dr. ing. Franc Schweiger

red. prof. Fakultete za strojništvo
in znanstveni svetnik pri Inštitutu
za turbinske stroje v Ljubljani,

in
Janez Gregori, dipl. ing.,

Inštitut za turbinske stroje v Ljubljani