

kajti njegova karakteristika je v področju obratovalne vrtilne hitrosti zelo strma in je zato s spremembo kotne hitrosti občutno spremenljiv vrtilni moment, ki ga oddaja.

Podobni pomisleki veljajo tudi za izvedbe grednih vezi z ukrivljenimi karakteristikami.

Če torej s pravilno določitvijo prožnosti gredne vezi izločimo možnost obratovanja v resonančnem območju, je ocenitev zvojne obremenitve med obratovanjem enostavna:

$$M_z = M_o + \zeta_i M_i + 2 M_p + 2 M_h.$$

Pri pogonih z asinhronskimi motorji se pojavljajo sunki z zagonskim momentom 2 do 3 M_o , torej zvojna nihanja z obremenitvijo do 6 M_o .

RAZVOJNE MOŽNOSTI

Oglejmo si najprej razvojne možnosti, ki izhajajo iz glavnih značilnosti današnjih konstrukcij in njihovega dosedanjega razvoja.

1. Mogoča je še nadaljnja izpopolnitev nosilnosti prožnih členov pri grednih vezeh, če jih še smotrneje obravnavamo kot vzmeti. Za primerjavo in oceno posameznih vrst vzmeti sta v navadi faktorja vrednosti oblike in teže vzmeti. Ne moremo trditi, da bi bile pri današnjih grednih vezeh uporabljane oblike že najugodnejše. Potreba po popolni izrabi vzmetnega materiala postaja vedno občutnejša, ker prehajamo na izvedbe z večjo prožnostjo.

2. Mogoče je še nadaljnje zvečanje zvojne prožnosti, deloma s tem, da se priredi oblika vzmeti, deloma pa tudi z manj previdnim dimenzioniranjem. Tudi ta smer razvoja je zelo potrebna, saj današnje izvedbe ne morejo zadrževati prenosa momentnih sunkov zaradi obremenitve.

Iz popravljene definicije o delovanju prožnih grednih vezi povzemamo naslednjo možnost:

3. Tudi področje za uporabo zelo prožnih grednih vezi se lahko razširi. Ker dopuščajo povezavo in obratovanje dveh strojev z različnimi stopnjami ne-

enakomernosti, nadomeščajo v mnogih področjih vztrajnike.

Analiza zvojnih obremenitev grednih vezi kaže, da so podane v glavnem s karakteristikami pogonskega stroja, v veliki večini primerov asinhronskega motorja in da se moramo prav posebno ozirati na obratovalne pogoje ob zagonu. Močnejše dimenzioniranje vzmeti zaradi preobremenitev zmanjšuje njih prožnost. Iz tega lahko zaključujemo naslednje:

4. Obravnavanje prožnih grednih vezi kot dela celotnega elektromotorskega pogona daje za veliko večino primerov možnost za točno določitev obremenitev in skupno zaščito proti preobremenitvam in s tem osnovo za primerno prožno oblikovanje.

Za zaključek lahko ugotovimo, da razvoj današnjih prožnih grednih vezi še ne sme veljati za zaključen. Predvsem je mogoče še precej povečati zvojno prožnost, za kar je danih dovolj možnosti. Sebe potem bodo gredne vezi lahko postale to, kar potrebujemo, namreč priprave za tako povezavo pogonskih in delovnih strojev, da se razen normalnega vrtilnega momenta ne bodo prenašale od stroja na stroj nobene druge obremenitve. Za radialne in aksialne obremenitve je stvar že urejena, saj jih prevzemajo ležaji stroja, na katerem so nastale. Nesmiselna bi bila zahteva po določitvi večjega motorja zato, ker gredna vez od delovnega stroja prenaša močne aksialne obremenitve. Da delamo nekaj podobnega zaradi dodatnih zvojnih nihálnih obremenitev, niti ne občutimo. Vendar obetajo nakazane možnosti za razvoj zelo prožnih grednih vezi, da lahko tudi neenakomernosti vrtilnih momentov lokaliziramo na stroj, na katerem nastajajo, in jih ne prenašamo na priključen stroj. Take popolne gredne vezi bodo tudi v razvoju pogonskih naprav in delovnih strojev prinesle bistvene poenostavitve. Zato posvečajmo tudi njihovem razvoju primerno pazljivost.

Avtor: prof. dr. ing. Branko Kozina,
Oddelek za strojništvo tehniške fakultete, Ljubljana

DK 621.311.21—791.2

Stalna kontrola pretočnih količin na nizekotlačnih hidroelektričnih centralah

MILOŠ SFILIGOJ

Nizekotlačne hidrocentrale so najtežje dostopne za meritve pretočnih količin vode. Z opisano metodo pa dosežemo možnost stalne kontrole turbinskih agregatov oz. celotne hidrocentrale, hkrati pa daje ta kontrola, če je stalna, možnost, da se vodijo hidrološki podatki (seveda se ti lahko ugotavljajo samo, če z meritvami ugotovimo absolutne količine vode).

Kakor je znano, lahko vsak pretok fluida določimo z enačbo:

$$Q = K \sqrt{\Delta h} \quad (1)$$

Če imamo vodo, pomenijo: Q = volumenski pretok vode [m^3/s],

Δh = piezometrično razliko tlakov, merjenih v dveh točkah [$m H_2O$],

K = pretočno konstanto, ki je v vsakem primeru različna in jo je običajno potrebno določiti eksperimentalno.

Pri vseh hidrocentralah, kjer je dotok vode po tlačnem cevovodu, je razmeroma preprosto dobiti mesta, kjer se pojavlja dovolj velika tlačna diferenca. Že trenje v ravnem cevovodu da poten-

cialno razliko, ki pa je za odčitavanje Δh premajhna. Zato se običajno izbirajo taka mesta, kjer se pojavljajo še razlike v kinetični energiji, kakor n. pr. na koničnih delih, krivinah in kjer nastajajo večje izgube, n. pr. na odcepkih.

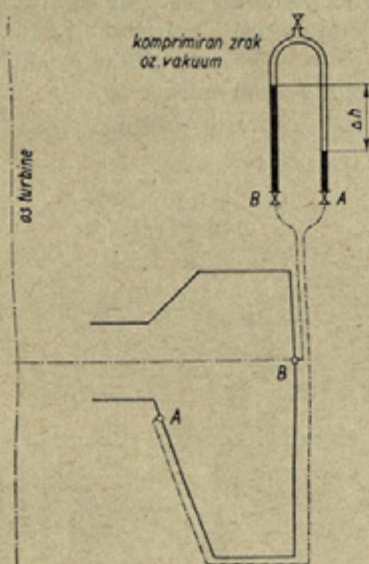
Pri nizkotlačnih hidrocentralah ni teh možnosti, ker ni cevovoda. Pač pa je primerno mesto v spirali (sl. 2), kjer izberemo v ugodnem prerezu spirale dve mesti A in B in tam priključimo manometer, ki meri diferenco tlakov med tema točkama.

Če se hočemo računsko čimbolj približati določitvi enačbe (1), se je potrebno nasloniti na dve supoziciji:

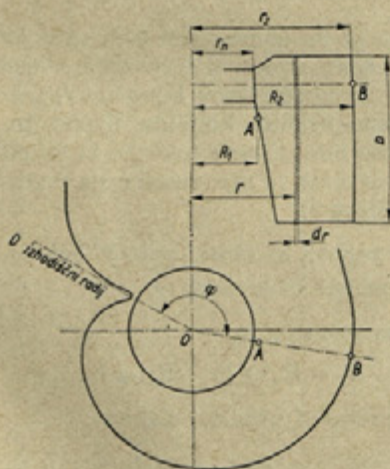
1. Da se tekočina v spirali giblje po zakonu potencialnega vrtnca:

$$rc = k = \text{konst} \quad (2)$$

c = obodna hitrost na polmeru r .



Sl. 1.



Sl. 2.

2. Da velja enačba za ravninski ponor:

$$Q_0 = 2\pi r c_m = \text{konst}$$

Q_0 = volumenski pretok

c_m = meridionalna hitrost (višina je vzeta = 1).

Pri turbinah pomeni to, da je vtok po celotnem obodu enakomeren. Delni natok je odvisen od kota natoka φ :

$$Q = Q_0 \frac{\varphi}{2\pi} \quad (3)$$

Na sliki 2, ki prikazuje prerez skozi turbinsko spiralo, uvedemo naslednje oznake:

r = polmer od osi turbine [m],

r_n = notranji polmer prereza spirale [m],

r_z = zunanji polmer prereza spirale [m],

R_1, R_2 = polmera odvzemov tlakov v A in B [m],

Q_0 = celotna količina vode, ki teče skozi turbino [m^3/s],

Q = količina vode, ki teče skozi izbrani prerez spirale [m^3/s],

b = višina spirale [m],

φ = zunanji kot, ki ga oklepa prerez A—B s koncem spirale 0—0 [rad],

c = obodna hitrost vode [m/s].

Za fluid, ki teče skozi prerez A—B, velja enačba:

$$Q = \int_{r_n}^{r_z} c b dr \quad (4)$$

Če uvedemo izraz (2), dobimo:

$$Q = k \int_{r_n}^{r_z} b \frac{dr}{r} \quad (4a)$$

S predpostavko, da ima tekočina po prerezu A—B spirale enako energijo, lahko pišemo Bernoullijevo enačbo za točko A oziroma B:

$$\frac{p_A}{\gamma} + z_A + \frac{c_A^2}{2g} = \frac{p_B}{\gamma} + z_B + \frac{c_B^2}{2g}$$

kjer pomenijo:

p = tlak,

z = geodetsko višino (nad poljubno izbranim nivojem),

c = obodno hitrost.

Ker so hitrosti v točkah A in B zaradi supozicije ad 1) različne, se razlikujejo tudi tlaki v točkah A in B. Med točkama A in B priključeni manometer bo torej pokazal razliko tlakov:

$$\Delta h = \left(\frac{p_B}{\gamma} + z_B \right) - \left(\frac{p_A}{\gamma} + z_A \right) = \frac{c_A^2 - c_B^2}{2g}$$

V smislu enačbe (2) velja:

$$c_A = \frac{k}{R_1}; \quad c_B = \frac{k}{R_2};$$

torej znaša tlačna razlika:

$$\Delta h = \frac{k^2}{2g} \left(\frac{1}{R_1^2} - \frac{1}{R_2^2} \right) = \frac{k^2}{2g} \cdot \frac{R_2^2 - R_1^2}{R_1^2 R_2^2} \quad (5)$$

Iz enačbe (4a) dobimo za k izraz:

$$k = \frac{Q}{\int_{r_n}^{r_z} b \cdot \frac{dr}{r}}$$

ki ga uvedemo v enačbo (5). Obenem uvedemo okrajšave:

$$\int_{r_n}^{r_z} b \cdot \frac{dr}{r} = C \quad \text{in} \quad \frac{\sqrt{R_2^2 - R_1^2}}{R_1 R_2} = D;$$

pa dobimo:

$$\Delta h = \frac{Q^2}{2g C^2} \cdot D^2. \quad (6)$$

Enačbo (6) uvedemo v enačbo (1) in izračunamo K :

$$K = \frac{Q}{\sqrt{\Delta h}} = \frac{C}{D} \cdot \sqrt{2g}.$$

Če ta izraz uvrstimo v enačbo (1) in to izenačimo z enačbo (3), dobimo izraz za celotno količino fluida, ki se pretaka skozi spiralo:

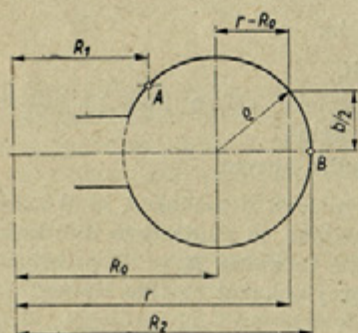
$$Q_0 = \frac{2\pi \sqrt{2g}}{\varphi} \cdot \frac{C}{D} \sqrt{\Delta h} \quad (7)$$

$$= \frac{1595}{\varphi^0} \cdot \frac{C}{D} \sqrt{\Delta h} \quad (8)$$

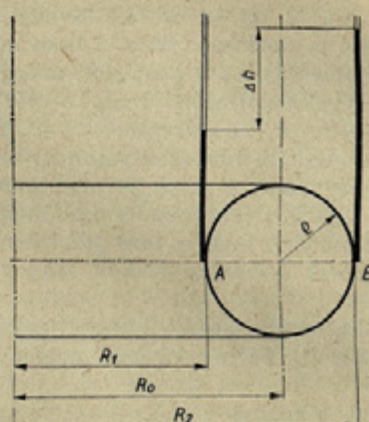
kjer je pretočna konstanta:

$$K = \frac{1595}{\varphi^0} \cdot \frac{C}{D}; \quad (9)$$

V enačbah (8) in (9) je kot φ izražen v stopinjah. Enačba (9) kaže, da je pretočna konstanta odvisna



Sl. 3.



Sl. 4.

samo od geometrijskih veličin. Integral C je v veličini primerov zamudno reševati analitično, marveč ga je najugodnejše rešiti grafično ali s planimetrom. Rešljiv pa je za enostavne oblike spirale:

1. Okrogli prerez spirale (sl. 3):

Če je višina spirale spremenljiva,

torej $b = f(r)$, pišemo:

$$C = \int_{r_n}^{r_z} f(r) \frac{dr}{r}$$

$$\frac{b}{2} = \sqrt{\varrho^2 - (r - R_0)^2}$$

$$f(r) = 2\sqrt{\varrho^2 - (r - R_0)^2}$$

$$r_n = R_0 - \varrho; \quad r_z = R_0 + \varrho;$$

$$C = 2 \int_{R_0 - \varrho}^{R_0 + \varrho} \sqrt{\varrho^2 - (r - R_0)^2} \cdot \frac{dr}{r} = 2\pi (R_0 - \sqrt{R_0^2 - \varrho^2})$$

Pretočna konstanta K za okrogli prerez se glasi:

$$K = \frac{1595}{\varphi^0} \cdot 2\pi \frac{R_0 - \sqrt{R_0^2 - \varrho^2}}{D} \quad (10)$$

Ta enačba se da uporabljati tudi za določitev pretočne konstante kolen v cevovodih s krožnim prerezom, če ne upoštevamo kota natoka, ker tu teče skozi koleno celotna količina fluida, in če lahko zanemarimo sekundarne tokove, ki se pojavljajo v kolenu. Odvzema za manometer sta nameščena, kakor kaže slika 4.

R_0 = srednji krivinski polmer kolena,

ϱ = polmer cevovoda.

V tem primeru je:

$$R_1 = R_0 - \varrho; \quad R_2 = R_0 + \varrho;$$

Po enostavni ureditvi dobimo:

$$K = 4,44 \pi \cdot \frac{(R_0^2 - \varrho^2) [R_0 - \sqrt{R_0^2 - \varrho^2}]}{\sqrt{R_0} \cdot \varrho}$$

2. Poljuben trapezasti prerez (sl. 5):

Integral $\int_{r_n}^{r_z} \frac{f(r)}{r} dr$ razstavimo na vsoto dveh integralov za zgornji in spodnji del prereza spirale. (Kote na spodnjem delu so označene s črtico.)

$$\int_{r_n}^{r_z} \frac{f(r)}{r} dr = \int_{r_1}^{r_2} \frac{f'(r)}{r} dr + \int_{r'_1}^{r'_2} \frac{f'(r')}{r'} dr'$$

Račun je izveden le za zgornji del, ker je za spodnjega popolnoma analogen.

$f'(r)$ zopet razstavimo na dva dela, in sicer na del, kjer je $b = f_1(r)$, in del, kjer je $b = f_2(r) = \text{konst}$

$$f'(r) = f_1(r) + f_2(r)$$

$$f_1(r) = (r - r_0) \operatorname{tg} \alpha; \quad r_0 = r_2 - \frac{b_0}{\operatorname{tg} \alpha}$$

$$f_1(r) = (r - r_2) \operatorname{tg} \alpha + b_0$$

$$f_2(r) = b_0;$$

$$\int_{r_1}^{r_2} \frac{f'(r)}{r} dr = \int_{r_1}^{r_2} [(r - r_2) \operatorname{tg} \alpha + b_0] \frac{dr}{r} + b_0 \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r}$$

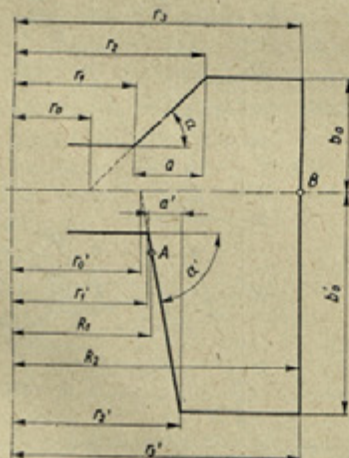
$$\int_{r_1}^{r_2} \frac{f'(r)}{r} dr = \operatorname{tg} \alpha \left(a - r_2 \ln \frac{r_2}{r_1} \right) + b_0 \ln \frac{r_2}{r_1};$$

Analogno pišemo lahko za spodnjo stran:

$$\int_{r'_1}^{r'_2} \frac{f'(r')}{r'} dr' = \operatorname{tg} \alpha' (a' - r'_2) + b'_0 \ln \frac{r'_2}{r'_1}$$

ker je $r_3 = r'_3$ in tudi lahko vzamemo $r_1 = r'_1$, dobimo končni izraz:

$$C = \operatorname{tg} \alpha \left(a - r_2 \ln \frac{r_2}{r_1} \right) + \operatorname{tg} \alpha' \left(a' - r'_2 \ln \frac{r'_2}{r_1} \right) + \ln \frac{r_3}{r_1} (b_0 + b'_0)$$



Sl. 5.

Pretočna konstanta ima vrednost:

$$K = \frac{1595}{q^0} \cdot \frac{1}{D} \left[\operatorname{tg} \alpha \left(a - r_2 \ln \frac{r_2}{r_1} \right) + \operatorname{tg} \alpha' \left(a' - r'_2 \ln \frac{r'_2}{r_1} \right) + \ln \frac{r_3}{r_1} (b_0 + b'_0) \right] \quad (11)$$

Pri tem izvajanju so zanemarjene prehodne krivine.

Polmer odvzema B, R_2 , leži na slikah vedno na skrajnem zunanjem premeru, kar v enačbah za pretočno konstanto zaradi večje jasnosti ni upoštevano. Smiselno in umestno je izbrati odzem B v čim večji oddaljenosti, ker je s tem tudi odklon na manometru Δh večji, kar je vsekakor v prid natančnejšemu odčitavanju.

Za polmer r_1 se vzame polmer, na katerem leže vstopni robovi prvih vodilnih lopatic.

Kakor je razvidno iz vseh enačb za K , vpliva izbira odvzemnih mest A in B samo toliko, kolikor je dana možnost za izbiro polmerov R_1 in R_2 , medtem ko je neodvisna od višine spiral b. Ker strujanje po višini spirale na istem polmeru ni enako — to je s prvo supozicijo v protislovju — in ker tudi vtok v turbino ni po vsem obodu konstanten, kar ugovarja drugi supoziciji, po vsej verjetnosti računsko pretočna konstanta K ne bo imela enake vrednosti, v kakršni se pojavlja v resnici. Pač pa je K popolnoma neodvisen od trenja. Ker v spirali lahko nastajajo sekundarni tokovi ter tudi razni periodični pojavi, ki so v zvezi s celotnim pretokom skozi turbinski agregat, postane jasno, da absolutnih vodnih količin ni mogoče določati samo z računom, marveč je potrebno manometer, ki meri Δh , umeriti ob meritvi absolutnih vodnih količin pri prevzemnih meritvah hidrocentral. Umerjalno krivuljo pa lahko določamo tudi s poizkusi na modelu, pri čemer imamo še to ugodnost, da lahko točno določimo najugodnejši prerez in najugodnejši odzem A in B.

Pri umerjanju manometrov z različnimi absolutnimi metodami za pretočne količine se je izkazalo, da eksponent ne zavzame vedno vrednosti $\frac{1}{2}$; če enačbo (1) pišemo splošneje $Q = K(\Delta h)^n$, zavzame

n lahko vrednost $n = \frac{1}{2}$. Vzroka za to sta lahko:

1. Izbira odvzemov A in B in tudi prereza samega ni pravilna.

2. Napaka lahko nastane tudi pri absolutnih meritvah, n. pr. s krili, posebno pri majhnih količinah vode.

Ker je prva točka najverjetnejša, govori to vsekakor v prid predhodnih meritev na modelu. Če obravnavamo sedaj še podobnost z modelom, vidimo, da ima izraz $\frac{R_1 R_2}{\sqrt{R_2^2 - R_1^2}} \int b \frac{dr}{r}$ dimenzijo

$\frac{[m^2]}{[m]} \cdot [m] = [m^2]$. Tisti del enačbe (9), ki je odvisen od merila modela, ima torej dimenzijo površine in zato pišemo: $K/K_m = \lambda^2$.

Indeks m velja za model, λ je linearno merilo med izvedbo in modelom.

Potem lahko pišemo: $K = K_m \cdot \lambda^2$.

Kakor je že povedano, je za merjenje absolutnih količin vode potrebno manometer umeriti s pomočjo absolutnih metod za merjenje vodnih količin. Ker pa se take meritve iz različnih razlogov večkrat ne opravljajo, lahko manometer umerimo na podlagi vodnih količin, ki jih obsegajo garancije za turbinski agregat, ali pa jemljemo za bazo zanjamčeni izkoristek turbine oz. celotnega agregata. Manometer umerimo na tako imenovane relativne vodne količine. V ta namen se mora opraviti poizkus pri hidrocentrali, kjer je potrebno meriti:

1. Moč, ki jo turbina oddaja. Merimo kratko in malo moč na sponkah generatorja in upoštevamo izkoristek generatorja, če je znan. Sicer pa upoštevamo le oddano moč na sponkah generatorja.

2. Padec, ki je lahko bruto ali neto. Pri nizkotlačnih centralah so izgube v tlačnem delu običajno zanemarljivo majhne.

Te podatke je potrebno meriti pri različnih obremenitvah turbine in najugodnejše je, če ener-

gijo uničujemo z vodnim upornikom, da smo neodvisni od omrežja. Ker padec pri različnih obremenitvah lahko variira, ga je treba reducirati na srednji padec H_s in prav tako moč P [KS] oz. P' [kW]. Na manometru, ki je priključen, odčitavamo diferenco Δh , ki jo je tudi treba reducirati na H_s . S tem so dani vsi elementi za določitev pretočne konstante s pomočjo $K = Q_{\text{gar}} / \sqrt{\Delta h}$.

Za posamezne točke obratovanja dobimo iz diagramov za garancijo $Q_{\text{gar}} = Q_{\text{rel}}$ in po zgornji enačbi izračunamo pretočno konstanto K ; njena srednja vrednost je potem konstantna za vse naslednje meritve.

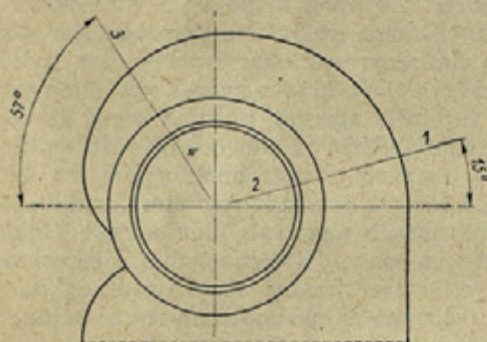
Lahko pa vzamemo za bazo tudi garancijsko krivuljo izkoristka po enačbi:

$$Q_{\text{rel.}} = \frac{75 P [\text{KS}]}{H \eta_{\text{turb. gar.}}} = \frac{102 P' [\text{kW}]}{H \eta_{(\text{turb.} + \text{gen.}) \text{gar.}}}$$

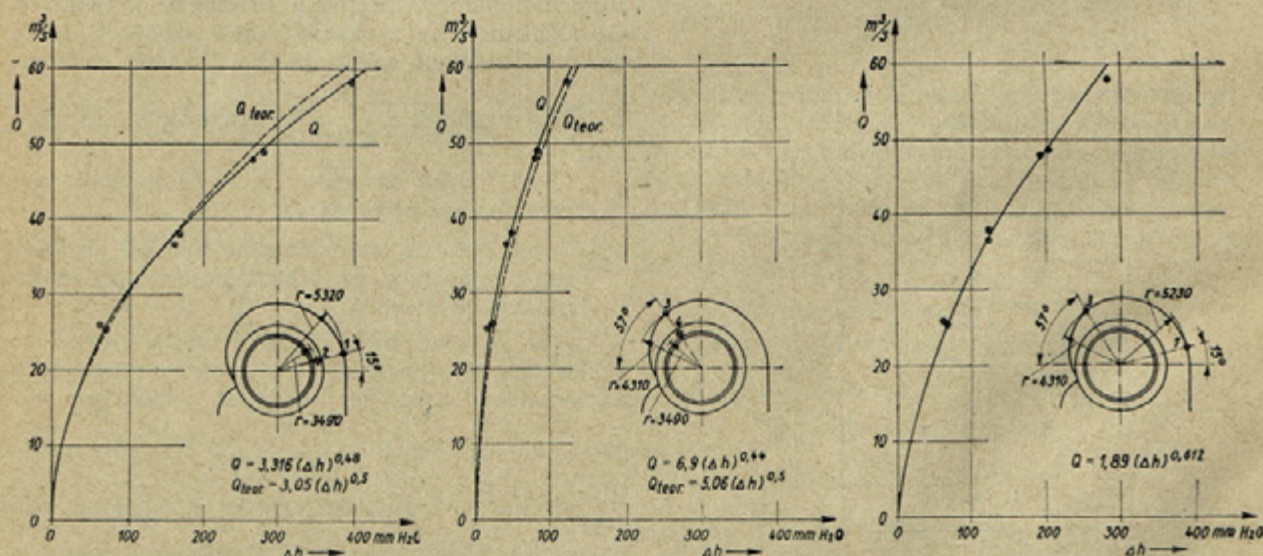
Na podlagi teh podatkov je možno potem izvesti tako imenovani relativni poizkus, kjer se izmeri relativni izkoristek η_{rel} . Ta preizkus prinaša vrsto ugodnosti, kakor je bilo na kratko omenjeno v uvodu.

1. Za točko maksimalnega relativnega izkoristka je možno določiti položaj vodilnih lopatic (in, če je Kaplanova turbina, tudi lopatic gonilnika) tako, da je izraba vodne energije najbolj ekonomična in tudi porazdelitev obremenitve na več agregatov čim bolj racionalna (kolikor seveda na to poslednje ne vplivajo drugi faktorji).

Po navadi model, na katerem so bile ugotovljene garancijske krivulje, ne ustreza točno razmeram pri hidrocentrali, kar že lahko vpliva na točko maksimalnega izkoristka, da ne leži pri isti odprtini vodilnega aparata. V splošnem velja: čim večje je specifično število vrtljajev n_s gonilnika, tem strmejša je krivulja izkoristka in tem ožje je ob-



Sl. 6.



Sl. 7.

močje še dobrega izkoristka. Zato je jasno, da se tukaj pojavljajo najpogostnejši odstopki od garancij in je umesten relativni poizkus. To velja posebno za hitre Francisove in propellerske turbine.

2. Pri Kaplanovi turbini je možno s pomočjo relativnega poizkusa prekontrolirati kuliso, ki določa najugodnejši položaj vodilnih lopatic in lopatic gonilnika, ter določiti tudi novo, če stara ne bi ustrezala.

3. Če je stalno instaliran manometer (ali kakšen drug merilec vodnih količin, registrirni aparat, števec ipd.), ki meri Q_{rel} , je s tem dana stalna kontrola nad turbinskim agregatom. S periodičnim primerjanjem s prvotno krivuljo relativnega izkoristka se lahko sklepa o stanju lopatic, eroziji, koroziji ipd. in vnaprej določita čas in trajanje remonta.

4. Če je gonilnik občutljiv za kavitacijo, je možno določiti zdrave meje za obratovanje.

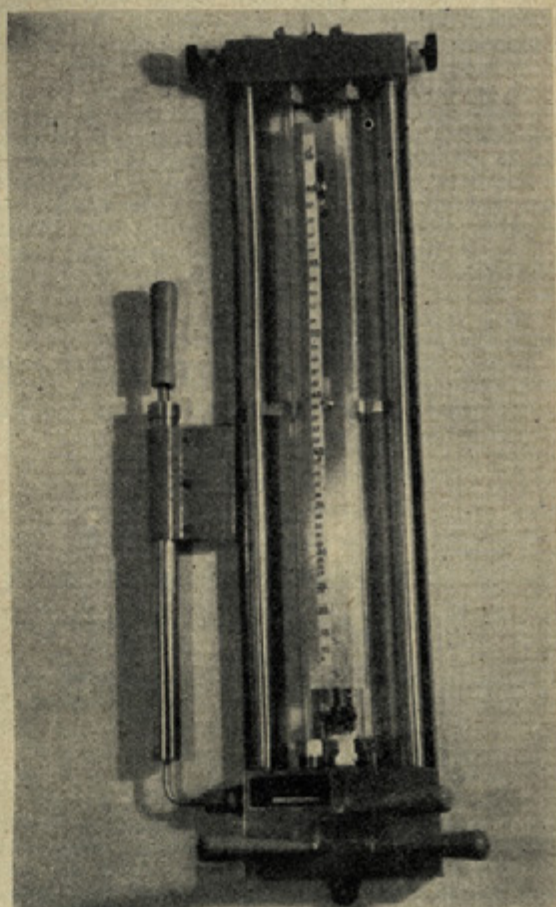
5. Kolikor je stalni manometer umerjen na absolutne vodne količine, lahko dobro služi za hidrološke podatke.

Obseg relativnega poizkusa je v načelu enak, kakršen je obseg prevzemnih meritev, le da je merjenje Q mnogo manj zamudno. Ker pa je treba prav za meritve Q_{abs} v primeri z ostalimi meritvami, kakor z meritvijo padca H in moči P , največ časa in je ta najbolj občutljivejša, se pri relativnem poizkusu prihrani mnogo časa. Z dobro pripravo in izvežbanim osebjem ga je možno izvesti v 6 do 8 urah.

Te vrste naprave so drugod po svetu že precej razširjene, medtem ko so pri nas manj poznane. Prvo je instaliral Inštitut za turbo stroje v HC Medvode. Ker prevzemni poizkusi še niso bili izvršeni, je bil manometer umerjen s pomočjo provizoričnih meritev, ki pa ne zadostujejo n. pr. za stalno kontrolo. Ker je bila to prva taka naprava, ki je bila izdelana pri nas, je izveden ta preliminarni poizkus zato, da bi se ugotovilo, če je izbrani prerez na spirali dober, če ni nihanje vodnih stolpcov tolikšno, da bi onemogočilo odčitavanje, in slednjič da bi se dobljeni rezultati primerjali z računom. Instrument je bil obrnjen diferencialni manometer, kjer se z zračnim tlakom spravljajo vodni stolpci v višino, kjer je odčitavanje Δh ugodno.

V centrali je montirana Kaplanova turbina. S slike 6 je razvidna razporeditev odvzemnih mest in mernih prerezov. Izbrana sta bila dva merna prereza, in sicer: 1—2 in 3—4. Pričakovana je bila uporabnost odvzemov 1—2, ostala odvzema sta iz-

brana zato, da bi se ugotovila uporabnost 1—3, ker bi se lahko kdaj zgodilo, da bi ne bilo možno namestiti odvzemov na notranjem stožcu spirale, medtem ko je na odvzemih 2—4 dana možnost kontrole, če je vtok v turbino enakomeren.



Sl. 9.

S slike 7 (diagrami) je razvidno, da se dobljeni rezultat dovolj dobro ujema z računom. Q_{rel} je bil vzet iz garancijskega diagrama. Odkloni na kombinaciji 1—3 so dovolj veliki za odčitavanje. Na kombinaciji 2—4 je bilo opaziti le majhne nihaje (sl. 8), kar izkazuje dobro kakovost turbine. Pojavila so se sicer nihanja vodnih stolpcov, vendar niso posebno oteževala odčitavanje.

Na sliki 9 je manometer, ki je namenjen za stalno meritev v hidrocentrali Medvode.

Literatura:

H. Voaden: Index testing of Hydraulic Turbines ASME, julij, 1951.

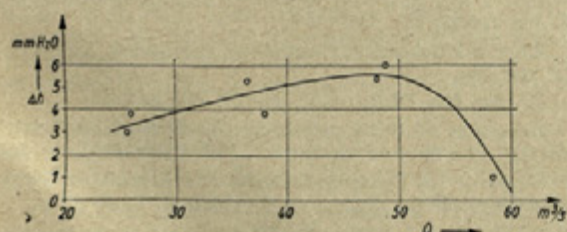
P. G. Kiseljev: Opredelenje rashoda turbin po raznosti tlakovanja v sečenih spiralni kameri. Hidrostroitel'stvo, št. 11, 1948.

Carlo Drioli: Esperienze su una installazione per il controllo delle portate erogate in impianti idroelettrici a bassa caduta. L'energia elettrica št. 10, 1951.

N. M. Ščapov: Turbinnoe oborudovanie gidrostancii. Gosudarstvennoe energetičeskoe izdatel'stvo, Moskva, 1956.

C. Pfeleiderer: Strömungsmaschinen. Springer, 1951.

Avtor: ing. Miloš Sfiligoj, Inštitut za turbinske stroje SAZU, Ljubljana.



Sl. 8.