

Mając dwa wirniki jednej serii o danych

$$D_A, H_A, HP_A \text{ i } \eta_A$$

$$D_B, H_B, HP_B \text{ i } \eta_B$$

stosunek ilości obrotów związany spadkami i średnicami byłby

$$\frac{n_A}{n_B} = \sqrt{\frac{H_A}{H_B}} \cdot \frac{D_B}{D_A}$$

Mając więc dane dla turbiny  $A$ , możemy wyznaczyć dane dla turbiny  $B$ , mianowicie:

$$\frac{Q_A}{Q_B} = \frac{D_A^2}{D_B^2} \cdot \frac{\sqrt{H_A}}{\sqrt{H_B}}$$

Odrazu zatem możemy obliczyć ilość wody, podobnie i moc

$$\frac{HP_A}{HP_B} = \frac{D_A^2 \cdot H_A \sqrt{H_A}}{D_B^2 \cdot H_B \sqrt{H_B}}$$

Widzimy więc, że nie potrzebujemy liczyć  $K_n$  ani  $K_Q$  i t.d. Są te rzeczy najelementarniejsze, które każdy inżynier wiedzieć powinien.

#### § 19. Wartości liczbowe cech turbin wodnych.

Aby ustalić podstawy do obliczeń turbin wodnych zupełnie nowych musimy znać wartości liczbowe cech i współczynników, zapemocą których obliczamy turbiny, nie mając żadnych pierwowzorów.

Pierwszy wzór na średnicę turbiny posiada  $K_n$ , który zależy wyłącznie od kątów  $\alpha$ , i  $\beta$ ,

$$K_n = \frac{60}{\pi} \sqrt{\varepsilon g} \sqrt{1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \beta}}.$$

Liczbowa więc wartość tego współczynnika zależy od kątów  $\alpha$ , i  $\beta$ , gdyż  $\varepsilon$  zakładamy zgóry 83 - 85 %. Skoro więc zdecydujemy się, w jakich granicach mogą się zmieniać kąty  $\alpha$ , i  $\beta$ , temsamem określimy granice dla  $K_n$ .

Woda wpada do wirnika pod kątem  $\alpha$ , jak już wspominaliśmy  $\leq 40^\circ$ , co zostało określone wyłącznie przez praktykę. Zbyt małym również być nie może ze względu na to, iż nie można zbyt zmniejszać przekroju wlotowego. Również praktyka wskazuje, że nie można przejść niżej 18 - 20°. Co do kąta  $\beta$ , to już określiliśmy, że turbiny z  $\beta < 90^\circ$  są wolnobieżne,  $\beta = 90^\circ$  średnibieżne i  $\beta > 90^\circ$  - szybko-bieżne. Jest rzeczą jasną, że powiększając coraz bardziej kąt  $\beta$ , łopatką musi się mocno wydłużać, przeto w turbinach dośrodkowych, gdzie łopatką jest zwichrzona, byłoby bardzo trudno połączyć punkty 1 i 2 przez samo powiększanie kąta a nie wydłużanie łopatką. Jako kraniec wartości dla kąta  $\beta$ , można przyjąć 135°. Zmniejszając  $\beta$ , zmniejszamy przekrój wlotowy wirnika. Im więc mniejszy kąt  $\beta$ , tem

Łopatkı muszą być bardziej zakrzywione. Zmniejszać go zbyt nie można również ze względu na zżeranie łopatkı. Nie chcąc budować turbiny akcyjnej, do której się zbliżamy przez zbyt małe kąty  $\beta_1$ , musimy się od nich trzymać zdaleka.

Mieliśmy wyprowadzony wzór na szybkość  $C_1$ :

$$C_1 = \sqrt{\varepsilon g H} \cdot \sqrt{\frac{\sin \beta_1}{\sin(\beta_1 - \alpha_1) \cdot \cos \alpha_1}};$$

Gdybyśmy cały spadek zamienili na energję prędkości, to otrzymalibyśmy, jak wiadomo, turbinę akcyjną, przyczem wartość graniczna na  $C_1$  byłaby:

$$C_1 = \sqrt{2 \varepsilon g H},$$

czyli że turbina nasza przeszłaby w turbinę bez ciśnienia wówczas, gdy

$$\frac{\sin \beta_1}{\sin(\beta_1 - \alpha_1) \cdot \cos \alpha_1} = 2,$$

co następuje, gdy  $\beta_1 = 2\alpha_1$ ; chcąc więc mieć turbinę reakcyjną musimy założyć  $\beta_1 > 2\alpha_1$ , wówczas:

$$C_1 < \sqrt{2 \varepsilon g H}.$$

Ponieważ, jak to ustaliliśmy,  $\alpha_1 \geq 18^\circ \div 20^\circ$  przy-

ożem z powodu regulacji dochodzi do  $25^{\circ} \div 30^{\circ}$ , zatem  $\beta_1$  minimum winno się nie zbliżać do  $60^{\circ}$ , a więc przyjmujemy, że winno być:

$$\beta_1 \geq 65^{\circ},$$

i to daje nam minimalną skrajną wartość kąta  $\beta_1$ . Względę praktyczne i doświadczenie poleca ze względu na gwałtowną korozję unikać kątów  $\beta_1$ , o ile możliwości znacznie mniejszych od  $90^{\circ}$ , t.j. przyjmować jakieś  $80^{\circ} \div 75^{\circ}$ .

W ten sposób ustalone wartości kątów są następujące:

$$\alpha_{\min.} = 18^{\circ}; \quad \alpha_{\max.} = 45^{\circ};$$

$$\beta_{\min.} = 65^{\circ}; \quad \beta_{\max.} = 135^{\circ};$$

Mając teraz ustalone liczbowe wartości tych kątów, możemy określić granice, w jakich są zawarte liczbowe wartości innych współczynników.

Potrzebna do obliczeń szybkość obwodowa, jak wiadomo, wyraża się wzorem:

$$v_1 = K_v \sqrt{H};$$

Wartość współczynnika  $K_v$  jest następująca:

$$K_v = \sqrt{\epsilon g} \cdot \sqrt{1 - \frac{\tan \alpha_1}{\tan \beta_1}};$$

many również wzór z ilością obrotów:

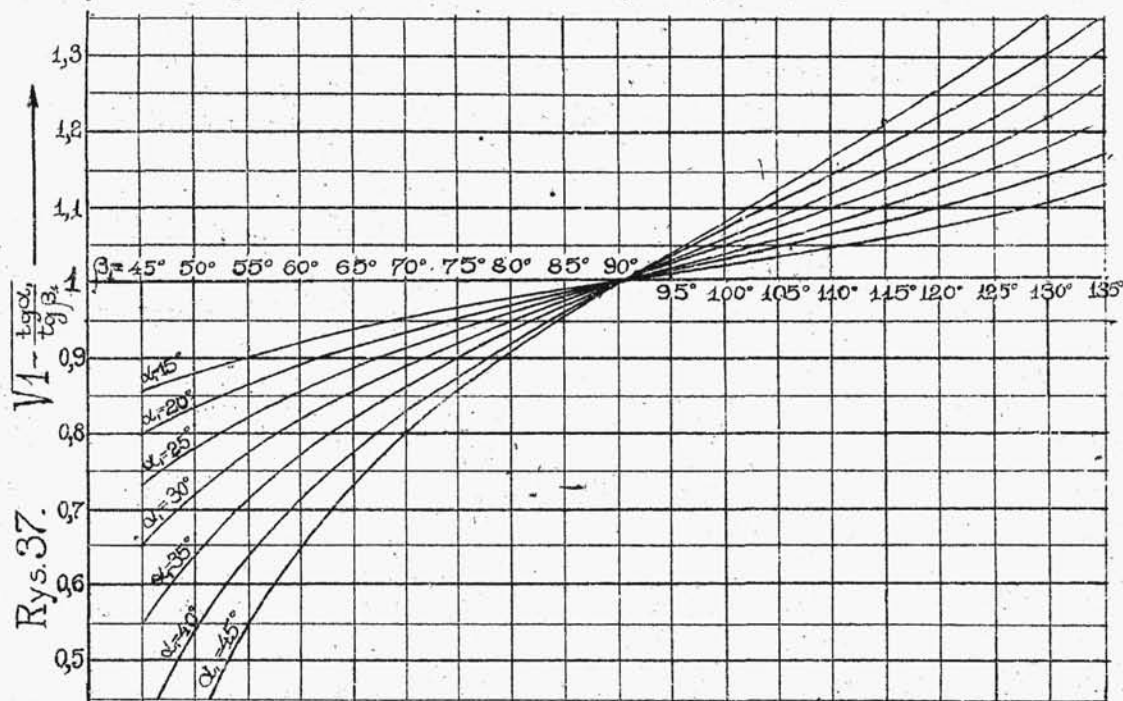
$$n_1 D_1 = K_n,$$

zaś wartość

$$K_n = \frac{60 K_v}{\pi}.$$

Wartość zmiennej części wyrazu na  $K_v$ , t.j.

$\sqrt{1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\operatorname{tg} \beta_1}}$  możemy przedstawić wykreslnie w zależności od wartości kąta  $\beta_1$ . Wykres przedstawi się jak na rys.37, przy czym każda krzywa jest wykreślona dla



odpowiedniej wartości kąta  $\alpha_1$ . Maksymalna wartość jest:

$$\sqrt{1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\operatorname{tg} \beta_1}} = 1,36;$$

minimalna:

$$\sqrt{1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\operatorname{tg} \beta_1}} = 0,855$$

przy powyżej podanych granicznych wartościach kątów.

Widzimy, że moglibyśmy budować turbinę na pewien spadek tak samo na  $n = 85^{\text{obr}}/\text{min}$ , jak  $n = 136$ , zmieniając tylko odpowiednio kąty  $\alpha_1$  i  $\beta_1$ .

Turbiny podzieliliśmy na wolno-, średnio- i szybkoobrotowe, odpowiednio więc przeliczywszy wartość na  $K_n$  otrzymamy:

$$K_n = 49 \div 55 \quad \text{dla wolnobieźnych}$$

$$K_n = 55 \quad \text{dla średniobieźnych}$$

$$K_n = 55 \div 75 \quad \text{dla szybkoobrotowych}$$

Średnice więc turbin wodnych byłyby:

$$D_1 = \frac{49 \div 55}{n_1} \quad \text{dla wolnobieźnych}$$

$$D_1 = \frac{55}{n_1} \quad \text{dla średniobieźnych}$$

$$D_1 = \frac{55 \div 75}{n_1} \quad \text{dla szybkoobrotowych}$$

Związek między ilością wody  $Q$  a średnicą turbiny, jak widzieliśmy, był:

$$Q_1 = K_Q \cdot D_1^2$$

przy czym  $K_q$  jest współczynnikiem wydatku, i jak wiadomo:

$$K_q = \pi \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3$$

przy czym

$$K_1 = \frac{\pi D_1 - \frac{V t_1}{\sin \beta_1} - V t'}{\pi D_1}$$

jest to współczynnik wolnego przekroju, który możemy sobie obliczyć zależnie od grubości i ilości łopatek. Obliczenia takie wskazują, że waha się on w granicach:

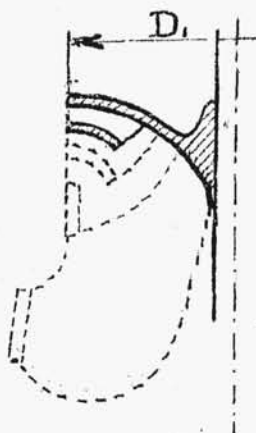
$$K_1 = 0,93 \div 0,98;$$

przy średnich średnicach dobrych turbin wodnych waha się on między 0,96 - 0,98. Średnio można przyjmować  $K_1 = 0,97$ , lub jeśli chodzi o dużą pewność 0,93, co zresztą niewiele wpływa w dalszych obliczeniach, które i tak po sprojektowaniu już musimy jeszcze raz ściśle przeliczyć.

Współczynnik  $K_2 = \frac{B}{D}$  jest to najważniejszy stosunek w konstrukcji, stosunek wysokości koła do średnicy.

Jeżeli zatrzymamy średnicę, a powiększymy  $B$ , to w pewnym stosunku do powiększonego przekroju wlotowego trzeba powiększyć i inne przekroje wirnika. Przy coraz dalszym powiększaniu tego przekroju możemy dojść





Rys.38.

do tego, że dolny pierścień przekroju stanie się równoległy do osi turbiny, a nawet, że będzie występował nazewnątrz - - rys.38. Idąc jeszcze dalej, t.j. rozszerzając go coraz bardziej dojdziemy do tego, że woda będzie wchodziła do wirnika osio-

wo, nie promieniowo. Jednak nie skończenie daleko w żadnym kierunku iść nie możemy. Nie mamy również budować rurek kapilarnych, lecz turbiny; doszlibyśmy bowiem do tego, że wskutek chropowatości ścianek przepływ wody przez wirnik przy bardzo małych wartościach  $B$ , połączonyby był z wielkimi stratami. Nie tylko z powodu strat, ale choćby dlatego, że w jesieni liśćmi, a na wiosnę lodem turbina mogłaby się zatkać.

Nie można więc z powodów powyższych budować turbin z wysokością  $B < 25 \div 30 \text{ mm}$ .

Nagół jako minimalny przyjmuje się stosunek:

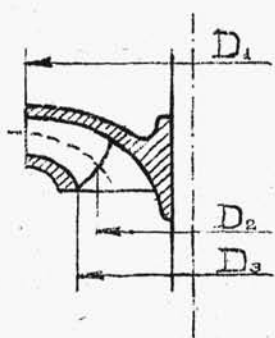
$$K_2 = \frac{B}{D} = \frac{1}{30}$$

Zobaczmy teraz, od czego zależy  $K_2$  maximum. Im większe  $\frac{B}{D}$ , tem więcej trzeba oddalić pierścieni



zewnątrzny od osi, ale nie można również iść zbyt daleko. Uważano dawniej, że stosunek  $\frac{B}{D} = \frac{1}{2}$  jest maksymalny i nie powinno się iść dalej. Powstrzymywało to dalszy rozwój budowy turbin. Nowsze badania jednak okazały, że można iść jeszcze dalej. Ostatnie turbiny prof. Zwierzchowskiego o wielkiej pojemności, przy zachowaniu typu Francisa posiadają wartość współczynnika  $K_2 = 0,65$ .

Podobnie jak podzieliśmy wirnik co do prędkości, podzielimy wirniki na wirniki małej, średniej i dużej pojemności.



Rys. 39.

Weźmy pod uwagę 3 średnice:  $D_1, D_2$  i  $D_3$ , oznaczone na rysunku 39. Do pierwszej kategorii t.j. do wirników o małej pojemności zaliczymy wirniki, w których:

$$D_3 \ll D_2.$$

Do II-giej wirniki o średniej pojemności, gdzie:

$$D_1 > D_3 > D_2.$$

Do III-ej wirniki o wielkiej pojemności, w których:

$$D_3 > D_1.$$

Według podziału wirników w ten sposób ustalono -  
go zostało ustalone, że dla wirników mało pojemnych:

$$1) \frac{B}{D} = \frac{1}{30} \div \frac{1}{8},$$

dla średnio pojemnych:

$$2) \frac{B}{D} = \frac{1}{8} \div \frac{1}{4},$$

dla wirników o wielkiej pojemności:

$$3) \frac{B}{D} = \frac{1}{4} \div \frac{1}{2}(0,65).$$

Tak się przedstawiają wartości liczbowe współczynnika  $K_2$ . Co do współczynnika  $K_3$ , to niewiele mamy do powiedzenia, gdyż zależy on wyłącznie od kątów  $\alpha_1$  i  $\beta_1$ , a wartości tych ostatnich już ustaliliśmy. Wyrażenie na  $K_3$  jest następujące:

$$K_3 = \sqrt{\varepsilon g} \cdot \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\cotg \alpha_1 - \cotg \beta_1}}.$$

Podstawiając tu odpowiednie wartości otrzymamy:

$\beta_1 < 90^\circ$ ,  $K_3 = 1,182 \div 1,346$  turbiny wolnobieżne

$\beta_1 = 90^\circ$ ,  $K_3 = 1,346 \div 1,666$  turbiny średnio-  
bieżne

$\beta_1 = 90^\circ \div 135^\circ$ ,  $K_3 = 1,666 \div 1,786$  turbiny szybkobieżne

$\alpha_1 = 30^\circ \div 40^\circ$

1, 2, 3 Francis

4) Turbiny pierodłowe

5) turbiny osiowe  
(poprzeczne)

Z tego wszystkiego widzimy, że możemy ustalić pewne granice wartości dla  $K_q$ , jako iloczynu z  $\pi \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3$ . Pierwsze dwa wyrazy nie mają wielkiego wpływu:  $\pi$  jako liczba stała, zaś  $K_1$  jako mało-zmienny i bliski jedności współczynnik. Ale  $K_2$  i  $K_3$  są różne i zależne od typu turbiny:  $K_2 = \frac{1}{30} \div 0,65$  zależy wyłącznie od pojemności,  $K_3 = 1,182 \div 1,786$  zależy tylko od prędkości.

Ponieważ prędkości otrzymuje się ze spadku wysokości  $H$ , a wszelkie prędkości zmieniają się wraz z  $H$ , jak  $\sqrt{H}$ , przeto dla otrzymania pewnej energii przy małych  $H$  trzeba się starać, by dużo wody przepływało. Przy dużych spadkach trudność idzie w odwrotnym kierunku: chodzi o to, by pomimo wielkiego  $H$  nie otrzymać zbyt dużego  $Q$ . A więc przy małym  $H$  trzeba robić turbiny o dużej pojemności /duże  $K_2$ /, przy dużym  $H$  - o małej pojemności /małe  $K_2$ /.

Podobnie co do szybkości, aby nie otrzymać zbyt wielkich szybkości należy, jak widzieliśmy dla turbin wolnobieżnych brać małe kąty, a więc małe  $K_3$ , zaś dla szybkobieżnych - duże.

Stąd otrzymujemy nową klasyfikację turbin na następujące typy i racjonalne wartości  $K_q$ :

|                        |   |
|------------------------|---|
| BIBLIOTEKA             |   |
| "KOKA ELEKTRYKÓW"      |   |
| Stud. Politech. Warsz. |   |
| Nr. Inwentarzowy.....  | — |
| M. Biblioteczny        |   |

wolnobieźne o małej pojemności  $K_q = 0,12 \div 0,5$  ;  
 średnobieźne o średniej "  $K_q = 0,5 \div 1,2$  ;  
 szybkobieźne o dużej "  $K_q = 1,2 \div 2,6$  ;  
 a nawet 3,6 /wirnik prof. Zwierzchowskiego/.

Średnica obliczona z pojemności według wzoru

$D_1 = \sqrt{\frac{1}{K_q}} \cdot \sqrt{Q_1}$  będzie przy tej klasyfikacji:  
 turb. wolnobieźna o małej pojemn.  $D_1 = (2,94 \div 1,43) \sqrt{Q_1}$  ;  
 " średnobieźna o średn. "  $D_1 = (1,43 \div 0,91) \sqrt{Q_1}$  ;  
 " szybkobieźna o dużej "  $D_1 = (0,91 \div 0,62) \sqrt{Q_1}$  ;  
 a nawet jak dla wirnika prof. Zwierzchowskiego:

$$D_1 = 0,525 \sqrt{Q_1}.$$

Przykład 1. Obliczyć turbinę, pracującą na  
 $H = 7,5 \text{ m. HP} = 300 \text{ K.M. i } n = 250 \text{ } ^{\circ}\text{obz/min.}$

Obliczymy  $Q$  , zakładając  $\eta = 80\%$ .

$$Q = \frac{75 \text{ HP}}{\gamma \eta H} = 3,75 \text{ } \frac{\text{m}^3}{\text{sek.}}$$

Sprowadzamy  $n$  i  $Q$  do wielkości zredukowanych:

$$n_1 = \frac{250}{\sqrt{75}} = 91,3 ; Q_1 = \frac{3,75}{\sqrt{75}} = 1,39 ;$$

i obliczamy średnice turbiny, możliwe do zastosowania  
 z  $n_1$  i  $Q_1$  . Średnice, liczone z  $n_1$  , a więc z wzo-  
 ru:  $D_1 = \frac{K_n}{n_1}$  będą:

$$\text{wolnobieźne: } D_1 = \frac{49 \div 55}{91,3} = 0,549 \div 0,603 ;$$

średniobieżne:  $D_1 = \frac{55}{9,3} = 0,603;$

szybkobieżne:  $D_1 = \frac{55+75}{9,3} = 0,603+0,822.$

Podobnie obliczamy średnice z ilości wody  $Q_1$ :  
mała pojemność:  $D_1 = (2,94+1,43)\sqrt{1,39} = 3,44+1,675m.$

średnia pojemność:  $D_1 = (1,43+0,91)\sqrt{1,39} = 1,675+1,065m.$

duża "  $D_1 = (0,91+0,62+0,525)\sqrt{1,39} = 1,065+0,976+0,614.$

Porównywując obliczone średnice widzimy, że wartości średnic od 613 mm. do 822 mm. kryją się ze sobą z wzoru na  $n_1$  i  $Q_1$ . Widzimy więc, że turbina nasza będzie należała do typu szybkobieżnej o dużej pojemności.

Przykład 2. Obliczyć turbinę, pracującą na  $H=300m.$

$HP=4000KM.$  i  $n=600 \text{ obr/min.}$

Jak poprzednio obliczymy, że  $Q=1,25 \text{ m}^3/\text{sek.}$

również  $n_1 = \frac{600}{\sqrt{300}} = 34,65$  oraz  $Q_1 = \frac{1,25}{\sqrt{300}} = 0,0722.$

Obliczamy średnice z prędkości:

$D_1 = \frac{49+55+75}{34,65} = 1,415+1,587+2,165;$

średnice z ilości wody:

$$\Pi_1 = (2,94 + 1,43 + 0,95 + 0,62 + 0,525) \sqrt{0,0722} =$$

$$0,79 + 0,384 + 0,2445 + 0,1665 + 0,141 m.$$

Tutaj żadne średnice nie kryją się wzajemnie. Najmniejsza średnica, obliczona z ilości obrotów, jest większa od największej, obliczonej z ilości wody. Najmniejsza turbina będzie więc miała jeszcze za duże przekroje. Widać z tego, że musielibyśmy przejść do innego typu turbin /koło Peltona/.

Zamiast liczyć tak, jak w obu powyższych wypadkach, gdzie orientowaliśmy się tylko co do możliwości typu i rodzaju turbiny tem, czy i które średnice obliczone z  $n_1$  i  $Q_1$  kryją się, moglibyśmy uciec się do charakterystyki typu rozpatrywanej poprzednio, gdzie  $n_s$  wyrażało nam:

$$n_s = n_1 \sqrt{H_1} = K_n \cdot \sqrt{K_q} \cdot \sqrt{\frac{K_n}{75}}.$$

Ponieważ współczynniki  $K_n$  i  $K_q$  mamy już ustalone, możemy wyliczyć możliwe wartości na  $n_s$ , podstawiając je do powyższego wzoru.

Uczyniwszy to otrzymamy:

Turbiny wolnobieżne o małej pojemności:  $n_s = 55 + 127$ .

" średniobieżne o średniej "  $n_s = 127 + 196$ .

" szybkobieżne o dużej "  $n_s = 196 + 360(455)$

Dla praktycznych naszych zadań będziemy się posil-

kowali następującymi liczbami na  $n_s$ :

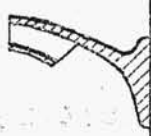
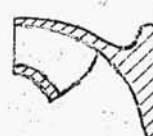
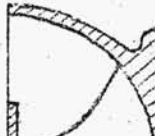

$n_s = 55 \div 130$  - wolnobieżne o małej pojemności,

$n_s = 130 \div 200$  - średnobieżne o średniej pojemności,

$n_s = 200 \div 360 \div 460$  - szybkobieżne o dużej pojemności.

co jednak nie wyklucza tej ewentualności, że można brać i wyżej, o ile okoliczności będą sprzyjały.

TABLICA I.

|                     | Wolnobieżne<br>małej<br>pojemności.   | Średniobież-<br>ne średniej<br>pojemności.  | Szybkobieżne<br>dużej pojem-<br>ności.  |  |
|---------------------|---|---|---|--|
|                     | A  | B  | C  | D  |
| $\frac{B}{D} =$     | $\frac{1}{30}$  | $\frac{1}{8}$   | $\frac{1}{4}$   | $\frac{1-2-1}{2-3-1,64}$   |
| $\alpha =$          | $18^\circ$  | $25^\circ$  | $35^\circ$  | $40^\circ$   |
| $\beta =$           | $65^\circ$  | $90^\circ$  | $90^\circ$  | $135^\circ$  |
| $n_s =$             | 55  | 130   | 200   | 360 / 460 /<br><small>520-600-800</small>  |
| $K_m =$             | 49  | 55  | 55  | 75   |
| $K_a =$             | 0,12  | 0,5   | 1,2   | 2,6 / 3,6 /<br><small>4,1</small>  |
| $\frac{c_2^2}{2gH}$ | 0,03  | 0,05  | 0,08 / 0,1  | 0,15 / 0,20 / 0,25 / 0,40  |



Mając to wszystko, rachunek wykonamy łatwo. Ta jedna liczba  $N_s$ , którą sobie wyliczymy z danych powie nam, czy turbina jest wogóle możliwa, a jeśli tak, to jakiego ma ona być rodzaju; również od razu możemy sobie uprzytomnić kształt łopatek.

Aby uniknąć gubienia się w poszukiwaniach rachunkowych zestawiamy sobie powyższą tabelkę z odpowiednimi szkicami, gdyż w ten sposób uprościmy sobie wszelkiego rodzaju obliczenia.

Ta głównie praktyczną wartość posiada charakterystyka  $N_s$  przy obliczaniu turbin wodnych.

Metoda obliczania turbiny wodnej będzie więc następująca: z danych otrzymanych do zadania, obliczamy najprzód  $N_1$ ,  $H_1$  i  $N_s$ . Jeżeli to  $N_s$  będzie mniejsze od 55, to musimy budować turbinę innego typu /obecnie prawie wyłącznie koło Peltona/, jeżeli zaś będzie większa od 460, to możemy zaprojektować więcej wirników na osi turbiny lub przejść do nowoczesnych typów turbin osiowych.

Jeżeli np. w danej firmie są budowane turbiny na maksymalne  $N_s=400$ , a potrzeba turbiny na  $N_s=800$ , wówczas trzeba dać 4 wirniki. Liczbę wirników możemy

ująć we wzór:

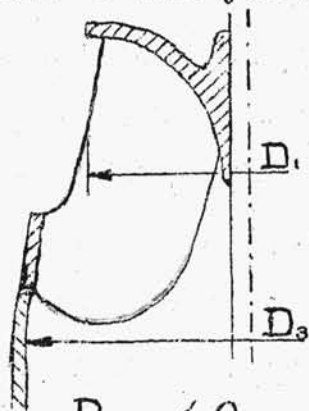
$$V = \left( \frac{n \sqrt{H}}{n_{s \max.}} \right)^2;$$

i z niego obliczać potrzebną ilość wirników.

Mając już cyfrową wartość charakterystyki  $n_s$  orientujemy się od razu co do wyboru typu turbiny i możemy zaraz naszkicować zgruba jej kształty oraz wybrać racjonalne wartości współczynników. Dzięki temu możemy ustalić możliwą i racjonalną średnicę wirnika ze wzoru na  $K_n$  :

$$D_1 = \frac{K_n}{n_1}.$$

Mając obliczoną średnicę znajdujemy odpowiednią wysokość wirnika  $B$  , do czego wzory już mamy. Wylączenie kątów  $\alpha_1$  i  $\beta_1$  również nie sprawia trudności. Pozostanie tylko ustalenie profilu łopatek. Ogólne pojęcie o nim już mamy z określen z typu turbiny za



Rys. 40.

pomocą  $n_s$  . Chodzi jednak o dokładne ustalenie. Z rys. 40 widzimy, że górna krzywa wirnika musi łagodnie przejść w oś lub wał turbiny. Zakładając prędkość  $C_3$  możemy wyliczyć średnicę rury ssącej według wzoru:  $C_3 \frac{\pi D_2^2}{4} = Q$ .

Z natury rzeczy konstruktor musi się starać, by prędkość  $C_3$  była jaknajmniejsza, gdyż wtedy woda uchodząca z wirnika będzie zawierała jaknajmniej energii. W dalszych naszych rozważaniach zobaczymy, że ta energia wody uchodzącej nie jest dla nas w całości straconą, gdyż zapomocą rą szerzającej się rury ssącej większą część tej energii odzyskujemy. Mimo to staramy się zredukować tę energję do minimum.

Zredukować prędkość wyjściową wody możemy przez powiększenie przekroju wyjściowego, co pociąga za sobą rozszerzenie pierścienia dolnego. Zrozumiałem jest, że przy małych wartościach stosunku  $\frac{B}{D}$  możemy bez wielkich trudności zredukować prędkość  $C_3$  przez powiększenie przekroju wyjściowego. Inaczej jednak będzie, gdy mamy go już i tak rozszerzonym /przy wielkich  $N_2$  /, gdyż musi istnieć pewna granica tego rozszerzenia, poza którą już dalej iść nie możemy. Możemy więc zrobić pewne odstępstwo od zasady minimalnej prędkości wyjścia. Łatwo spostrzec się daje, że wartości względne  $C_3$  będą daleko mniejsze dla stosunku  $\frac{B}{D}$  małego, niż dla  $\frac{B}{D}$  dużego. Najlepiej jednak tę zależność przedstawić jako stosunek energii uchodzącej wody  $\frac{C_3^2}{2g}$  do całkowitej energii spadku  $H$ , czyli:

$$11: \frac{C_3^2}{2gH}$$

Wartości powyższego stosunku zgodne z praktyką możemy znaleźć dla każdego rodzaju turbin i tabelę powyżej zestawioną uzupełnić w następujący sposób:

dla turb. wolnobieżn. o małej pojemn.  $\frac{C_2^2}{2gH} = 0,03 \div 0,06$ ;

" " średnio " o średniej "  $\frac{C_2^2}{2gH} = 0,05 \div 0,08 (0,1)$ ;

" " szybko " o dużej "  $\frac{C_2^2}{2gH} = 0,08 \div 0,15 (0,2)$ ;

Widzimy więc, że w krańcowym wypadku woda uchodząca zawiera aż do 20 % całkowitej energii, której jednak nie tracimy, lecz wyzyskujemy w rurze ssącej.

W ten sposób mamy wszystkie liczbowe dane, potrzebne do ustalenia głównych wymiarów wirnika.

Zastosowanie ich okażemy na przykładzie.

PRZYKŁAD 1. Obliczyć turbinę wodną na dane:

$$H = 30 \text{ m. } HP = 2500 \text{ K.M. } n = 250 \text{ obr./min.}$$

Obliczamy ilość wody:

$$Q = \frac{3}{32} \cdot \frac{HP}{H} = \frac{3}{32} \cdot \frac{2500}{30} = 7,82 \text{ m}^3/\text{sek.}$$

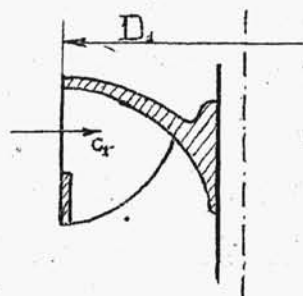
$$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}} = \frac{250}{\sqrt{30}} = 45,62;$$

$$HP_1 = \frac{2500}{30 \sqrt{30}} = 15,2;$$

$$n_s = 45,62 \sqrt{15,2} = 178.$$

Z tego widać, że mamy do czynienia z turbiną typu średniobieżnego o średniej, ale już bliższej

do większej, niż do mniejszej pojemności. Wnioskujemy zatem, że wygląd łopatek turbiny będzie jak na rys.41. Obliczymy średnicę:

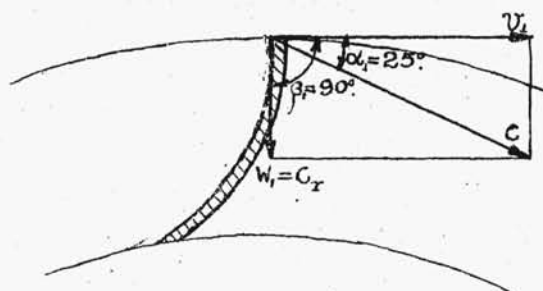


Rys.41

$$D_1 = \frac{K_m}{n_s} = \frac{55}{45,62} = 1,20 \text{ m.}$$

Z tablicy widać, że kąt  $\beta_1 = 90^\circ$ . Dobieramy dlań  $\alpha_1$  i obliczamy B, lub też dobieramy B i liczymy  $\alpha_1$ , gdyż wiemy już, jak będzie wyglądał wirnik. Najlepiej będzie, gdy dobierzemy  $\alpha_1$ , a wyliczymy B,

aby go móc zaokrąglić. Bierzemy więc  $\alpha_1 = 25^\circ$ , łopatką w przekroju będzie jak na



rys.42, a więc

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{C_r}{v_1},$$

$$\text{lub } C_r = v_1 \operatorname{tg} \alpha_1.$$

$v_1$  możemy obliczyć, bo mamy średnicę i ilość obrotów:

Rys.42.

$$v_1 = \frac{\pi \cdot 1,2 \cdot 250}{60} = 15,708 \text{ m/sek.}$$

$$\text{a więc } C_r = 15,708 \cdot \operatorname{tg} 25^\circ = 7,33 \text{ m/sek.}$$

Warto teraz sprawdzić, czy szybkość  $v_1$  jest zgodna z wartością, wypadającą z zasadniczego wzoru równania bilansu. Dla tego typu turbin ( $\beta = 90^\circ$ ):

$$v_1 = \sqrt{\varepsilon g H}.$$

Znając  $v_1$  możemy obliczyć  $\varepsilon$  i stwierdzić, czy będzie ono racjonalne. W danym wypadku będziemy mieli:

$$\varepsilon = 0,84,$$

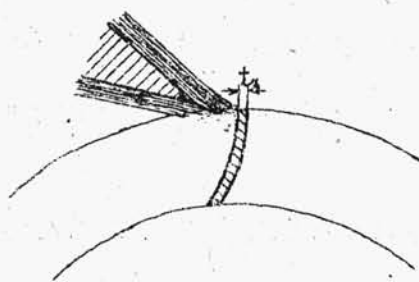
co jest zgodne z rzeczywistością, bo obliczając  $Q$  mniej więcej tyleż założyliśmy.

Wysokość koła  $B$  obliczymy w sposób następujący: obliczamy swobodny obwód koła według wzoru:

$$(\pi D_1 - \frac{v_1 t_1}{\sin \beta_1} - v t') B \cdot c_r = Q.$$

Łopatki zasilające możemy tak skonstruować, aby

było  $t' = 0$ , t.j. aby strugi wody, które otrzymują się z powodu istnienia łopatek zasilających /rys.43/, łączyły się ze sobą przed obwodem wirnika tak, iż na wirnik wpada całkowity strumień wody, nie podzielony na strugi.



Rys.43.

Wówczas  $Vt'$  w naszym równaniu wypadnie i otrzymamy:

$$B.c_r(\pi D_u - \frac{Vt'}{c_r}) = Q_u$$

Polecone jest postępować w ten sposób nie tylko dla otrzymania większego swobodnego przekroju wirnika, ale i dlatego, aby strugi zaburzeń zanikały już przed wejściem do wirnika, gdyż inaczej mogą one spowodować znaczną korozję, o której będzie mowa niżej. Do niedawna stosunkowo przeważało w literaturze technicznej zdanie, iż wodę trzeba doprowadzić zapomocą łopatek kierowniczych do samego wirnika, nie zostawiając jej nigdzie samej sobie. Twierdzenie to przeszkadzało dalszemu rozwojowi turbin wodnych w dziedzinie powiększania  $n_s$  i  $Q$ , dzięki jednak nowszym badaniom zostały wykazane zalety turbin, w których łopatki koła kierowniczego są dość daleko odsunięte od wirnika. Pozostawiając wodę samej sobie zdala od wirnika, możemy matematycznie wyliczyć, po jakich ona pójdzie torach. Odsunięcie zatem łopatek kierowniczych nie oznacza bynajmniej niepewności, w jakim kierunku przepływa woda.

W równaniu na wysokość koła kierowniczego wchodzi jeszcze nieznana ilość łopatek wirnika  $V_1$ . Co do tej ilości łopatek, to mamy kilka zdań. Jedni konstruktorzy wolą zostawić tę samą ilość łopatek dla wirników



wszelkich średnic, budowanych w danej fabryce. Ma to swoją dobrą stronę z tego powodu, że prowadzi do normalizacji produkcji, usystematyzowania pracy w odlewni przez ustalenie odpowiednich kół podziałowych. Inni zaś, i tych właśnie będziemy się przytrzymywać, uzależniają ilość łopatek wirnika od jego średnicy. Przy większych średnicach można dawać więcej łopatek, niż przy mniejszej, ze względu na lepsze prowadzenie wody w wirniku. Nierówną liczbę łopatek będziemy używać również dlatego, że liczba łopatek kierowniczych musi być podzielona przez 4 np. 4, 8, 12, 16 i t.d. ze względu na uźebrowanie oprawy, a liczba łopatek wirnika winna być nieparzysta, aby nie było momentu, w którym wszystkie łopatki wirnika stałyby naprzeciw łopatek kierowniczych, gdyż mimo tego, iż są one odsunięte jedne od drugich, to jednak woda jest w tym miejscu zaburzona i wspólne działanie tych zaburzeń mogłoby spowodować drganie turbiny.

Co do samej ilości łopatek, to możemy powiedzieć, że przy dużych kątach  $\beta_1$ , t.j. gdy  $\beta_1 \gg 90^\circ$  nie potrzeba ich zbyt wiele. Dla informacji może służyć następująca tabelka na ilość łopatek.

|                    | $D_1 =$ | 300 | 500 | 750 | 1000 | 1250 | 1500 | 2000 |
|--------------------|---------|-----|-----|-----|------|------|------|------|
| Wolno-<br>bieżne   | $v =$   | 13  | 17  | 21  | 23   | 25   | 27   | 31   |
| średnio-<br>bieżne | $v =$   | 11  | 15  | 17  | 19   | 21   | 23   | 25   |
| szybko-<br>bieżne  | $v =$   | 9   | 13  | 15  | 15   | 17   | 17   | 19   |

Drugą niewiadomą w naszym równaniu jest jeszcze grubość łopatki  $t_1$ , która zależy wyłącznie od materiału, z jakiego ma być wykonana turbina, i od wielkości koła. Jeżeli łopatki są prasowane z blachy stalowej i zalewane w obu częściach lanych koła, wówczas nie potrzebują być grube. Dla średnic do 300 m/m. grubość może być 3 - 4 m/m., gdyż dzięki zwężeniu są one dość sztywne mimo swej cienkości. Dla kół 300 - 1000 m/m. daje się blacha grubości 6 m/m. Przy 1000 m/m. średnicy i więcej trzeba dać blachę 10 - 15 m/m. grubości. Dla łopatek lanych wraz z całym wirnikiem do powyższych wartości trzeba dodać 2 - 3 mm. ze względów technologicznych. Brzegi łopatki obrabia się wówczas, aby możliwie zbliżyć się do kształtu rybiego, który to kształt daje najmniejsze opory hydrauliczne. Przy łopatkach lanych daje się z tego powodu środkowy przekrój łopatki cokolwiek grubszy. W celu uniknięcia korozji nieraz odlewa się łopatki z wirnikiem z brązu. Koła na bardzo

dużą moc są często odlewane całe ze stali.

Powracając do dalszego liczenia zakładamy dla naszej średnicy równej 1200 m/m. 21 łopatek grubości 6 m/m. Wstawiając to do naszego równania otrzymamy:

$$(\pi \cdot 1,2 - 21 \cdot 0,006) \cdot B \cdot 733 = 7,82$$

Stąd:

$$B = 0,293 \text{ m} \approx 300 \text{ mm.}$$

Jak widzimy, jest to akurat 1/4 część średnicy, co właśnie zgadza się z tablicą.

Z powodu tego zaokrąglenia wysokości obliczymy jeszcze raz  $C_r$ , otrzymujemy  $C_r = 7,16$  i dla niego znajdujemy kąt  $\alpha_1 = 24^\circ 30'$ .

Założmy teraz, że średnica rury ssącej jest równa  $D_s$ , czyli  $D_s = D_1 = 1,2 \text{ m}$  a zatem

$$\frac{\pi D_s^2}{4} = 1,131 \text{ m}^2 \text{ oraz } c_s = \frac{7,82}{1,131} = 6,91 \text{ m/sek.}$$

a więc woda wpada do rury ssącej z dość dużą prędkością, zaś stosunek:

$$\frac{c_s^2}{2gH} = \frac{6,91^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 30} = 0,081, \text{ co wyniesie } \sim 8 \%$$

całkowitej energii spadku. Moglibyśmy poprzestać i na tem, lecz chcąc zmniejszyć straty damy:

$$D_s = 1,25 \text{ m.}$$

Wówczas, po przeliczeniu  $\frac{c_s^2}{2gH} = 6,75\%$ .

PRZYKŁAD 2. Zaprojektować turbinę wodną na

$$H = 9 \text{ m.}, HP = 675 \text{ K.M. i } n = 225 \text{ obr./min.}$$

Obliczymy, jak poprzednio:

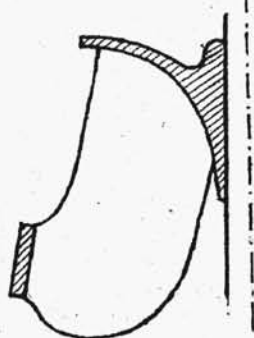
$$Q = \frac{3 \cdot 675}{32 \cdot 9} = 7,03 \text{ m}^3/\text{sek.}$$

$$n_1 = \frac{225}{\sqrt{9}} = 75,$$

$$HP_1 = \frac{675}{9\sqrt{9}} = 25,$$

$$n_2 = 75\sqrt{25} = 375.$$

Widzimy więc, że potrzebna jest turbina szybko-  
bieżna o dużej pojemności, a więc kształt łopatek wir-  
nika będzie jak na rys.44. Liczymy dalej:



$$D_1 = \frac{K_n}{n_1} = \frac{70}{75} = 0,94 \text{ m} = 940 \text{ mm.}$$

przyczem decydujemy się na jedną  
z większych wartości  $K_n$ , gdyż  $n_2$   
ma wartość bliską granicznej:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot 0,94 \cdot 225}{60} = 10,6 \text{ m/sek.}$$

Rys.44. Ta szybkość musi się oczywiście zga-  
dzać z szybkością, jaką wyliczymy z równania bilansu:

$$10,6 = \sqrt{\varepsilon g H} \cdot \sqrt{1 - \frac{\tan \alpha_1}{\tan \beta_1}}$$

zakładając  $\varepsilon = 0,84$  mamy:  $\sqrt{1 - \frac{\tan \alpha_1}{\tan \beta_1}} = 1,231.$

Jeśli mamy krzywe, przedstawiające tą zależność, to odrazu możemy wyznaczyć wartości tych kątów, jeśli zaś nie, to obliczymy:

$$1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\operatorname{tg} \beta_1} = 1,231^2 = 1,518,$$

oraz

$$\operatorname{tg} \beta_1 = -\frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{0,513}.$$

Przyjmując  $\alpha_1 = 35^\circ$  otrzymamy, że  $\beta_1 = 126^\circ$ . Tych wartości kątów należało się spodziewać choćby już z tabeli. Możemy teraz obliczyć wartość  $C_r$ :

$$\begin{aligned} C_r &= \sqrt{gH} \cdot \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\cot \alpha_1 - \cot \beta_1}} = \sqrt{0,84 \cdot 9} \sqrt{\frac{\operatorname{tg} 35^\circ}{\cot 35^\circ - \cot 126^\circ}} = \\ &= 4,91 \text{ m/sek.} \end{aligned}$$

Obliczamy teraz wysokość  $B$  jak poprzednio

$$(\pi D_1 - \frac{v t_1}{\sin \beta_1}) B \cdot C_r = Q,$$

$$(\pi \cdot 0,94 - \frac{15 \cdot 0,006}{\sin 126^\circ}) B \cdot 4,91 = 7,03,$$

przy ilości łopatek 15 a grubości 6 m/m., stąd:

$$B = 505 \text{ mm.}$$

Stosunek  $\frac{B}{D} = \frac{505}{940} = 0,537$ , jest więc właściwym dla tego typu.

Obliczamy średnicę rury ssącej, zakładając energję wypływającej wody:

$$\frac{C_3^2}{2gH} = 12\%,$$

stąd otrzymamy:

$$C_3 = \sqrt{2g \cdot 9 \cdot 0,12} = 4,6 \text{ m/sek.}$$

mając to znajdziemy:

$$\frac{\pi D_3^2}{4} \cdot 4,6 = 7,03$$

i

$$D_3 = 1,345 \text{ m} \approx 1,4 \text{ m.}$$

Mając to obliczone możemy z łatwością naszkicować sobie przekrój przez wirnik.

Ten sposób przeliczania turbiny na duże  $n$ , jest praktycznie nieściśły, gdyż woda nie wpada tu do wirnika w kierunku czysto promienicowym, a w kierunku mieszanym, częściowo i osiowym, i średnica  $D_1$  takich wirników zazwyczaj zmienia się od punktu do punktu wzdłuż krawędzi wejściowej. Rachunek taki jednakże pozwala nam ustalić główne wymiary wirnika i przekrój osiowy /profil/ oraz pozwala nam na przeprowadzenie ostatecznych obliczeń kątów łopatkki we wszystkich punktach krawędzi wejściowej i wyjściowej podczas wyrysowywania i opracowywania definitywnego rysunku wirnika.

Punkty wejścia wody na wirnik, i punkty zejścia, nigdy nie leżą na tej samej średnicy, a więc prędkości



obwodowe są zmienne wzdłuż całego profilu i zależą od położenia danego punktu. Kąty  $\beta_1$  i  $\beta_2$  zmieniać się będą więc od punktu do punktu wzdłuż krawędzi.

Pamiętać należy, że wykresy krzywych na powierzchniach łopatek winny być kreślone w tych powierzchniach, które tworzą linje strug. Dla każdego punktu wejścia lub zejścia wody z łopatki mamy inny tor, inną powierzchnię, po której woda przepływa. Modelarzowi zatem, do wykonania modelu łopatki nie dość jest dać kąty  $\beta_1$  i  $\beta_2$ , lecz trzeba mu dać rysunek warstwiczny powierzchni łopatki. Aby tego dokonać dzielimy naszą turbinę na szereg elementarnych turbin o równych przekrojach według linii, które są torami cząstek wody, wchodzących do wirnika w równo odległych punktach. Sprawdzamy tę równość przekrojów przez poprowadzenie trajektorji ortogonalnych do tych torów. Następnie obliczamy i rysujemy dla każdego częściowego wirnika prędkości i kąty i ostatecznie, za pomocą odpowiedniego rzutowania, wykonujemy rysunek warstwiczny łopatki.

Modelarz, przystępując do wykonania modelu łopatki poskleja daną ilość deszczulek, równych kształtem i grubością warstwom narysowanym i następnie tak sklejoną łopatkę wygładza, dopóki nie otrzyma zupeł-



nie równej powierzchni.

-----

Reasumując wszystko, cośmy powiedzieli o wirnikach, musimy stwierdzić raz jeszcze, niezwykle wielką wagę praktyczną współczynnika  $n_s$ , który pozwala nam orjentować się co do typu i charakteru turbiny. Widzimy, że przy zwiększaniu ilości obrotów i mocy zwiększa się wartość  $n_s$ , gdyż

$$n_s = n_1 \sqrt{H_1}$$

Gdy mamy małe spadki, co najczęściej się u nas w Polsce zdarzyć może, naturalną jest rzeczą, że potrzebna będzie turbina o dużym  $n_s$ .

Konstruktorom zależało na powiększaniu  $n_s$  ze względu na generatory elektryczne, wymagające dużej ilości obrotów. 10 - 20 lat temu, gdy osiągnięto  $n_s = 350 - 360$ , zdawało się, iż jest to maximum, i przez szereg lat nie próbowano iść dalej w tym kierunku, wskutek czego rozwój turbin wodnych na małe spadki był powstrzymany. Do tego zdania konstruktorzy doszli wyłącznie na mocy fałszywych założeń. - Jak już wspomnieliśmy zasada prowadzenia wody przez łopatki do samego wirnika była tu powodem niemożności powiększenia  $n_s$ . Łopatki kierownicze dochodziły do samego wirnika i przez to nie można było odsuwać

pierścienia dolnego wirnika ze względu na możliwość operowania łopatkami kierowniczymi. Sądzone, że aby zmniejszyć  $C_3$  wystarczy tylko rozwierać pierścień dolny, a droga już sama przepłynie wskazaną jej drogą. Tak jednak nie było, gdyż u wejścia woda była dławiona, następowała gwałtowna zmiana przekroju i otrzymywało się wkońcu próżnię. Dopiero, kiedy zrozumiano, że łopatki kierownicze mogą być odsunięte, rozwój turbin poszedł naprzód i konstruktorzy doszli do  $n_s = 450$ . Ale możliwe jest jeszcze dalsze powiększanie  $n_s$  przez zwiększanie stosunku  $\frac{B}{D}$  za pomocą ścinania górnej części łopatek. W ten sposób dochodzi się obecnie do turbin osiowych o bardzo wielkim  $n_s$ , przy którym łopatki wirnika przekształcają się w śmigła propelerowe i  $n_s$  można powiększać nie tylko przez zwiększanie  $\frac{B}{D}$ , t.j.  $Q$ , lecz przeważnie przez zwiększanie  $n_1$  ilości obrotów, gdyż przy tych kształtach można stosować daleko większe kąty  $\beta_1 / 170^\circ$  i więcej/, niż w wirnikach turbin promieniowych.

Obecnie dochodzi się do  $n_s = 1000$ . Pierwsza tego rodzaju turbina osiowa z zasilaniem promieniowym została zbudowana przez prof. Zwierzchowskiego w r. 1913 w Ameryce. W Europie zaś w tym kierunku pracował prof. Kaplan.