

$$\frac{HP_a}{HP_{Ta}} = \frac{D_a^2}{D_{Ta}^2},$$

oraz obliczamy  $HP_a$  według wzoru podanego już wyżej. W ten sposób otrzymujemy wymagane krzywe gwarancyjne.

W przykładzie II średnica wirnika była taką, że przy  $H_{norm.}$  przecinamy pagórek na samym szczycie, to znaczy, że absolutnie  $\eta_{opt.}$  zachodzić będzie przy  $H_{norm.}$ . Jednak nie zawsze jest wskazaniem dobierać średnicę dokładnie tak, aby to miało miejsce, na przykład aby przy minimalnych spadkach otrzymać możliwie największe  $HP$  rzeczywiste można by przyjąć średnicę większą, niż ta, któraby dała  $\eta_{opt.}$  przy

$H_{norm.}$ . Znaczyć to będzie, że wszystkie 3 linie, na których przecinamy wykres koła  $\bar{A}$  przesunięte będą w prawo. W tym wypadku jednak należy być bardzo ostrożnym, gdyż instalując wirnik o większej średnicy niż potrzebna, możemy pójść tak daleko z powiększaniem  $n_1$  przy spadku  $H_{min.}$ , że na wykresie przy tych obrotach może się nie znajdować żadna krzywa albo krzywe o niemożliwej do przyjęcia sprawności.

## § 28. KOROZJA.

Obserwując pracujące już turbiny częstokroć spo-

strzegamy, szczególnie w turbinach na wysokie spadki w wirniku przy wejściu i wyjściu w rurach ssących i kołach zasilających bardzo gwałtowne zżeranie części metalowych. Jest to zjawisko korozji.

Korozja jest zjawiskiem częściowo natury chemicznej a przeważnie elektrolitycznej. Ani jednego ani drugiego zaś by nie było, gdyby w wodzie nie znajdował się tlen i podczas przepływu się z niej nie wydzielał. Czy zjawisko to jest raczej chemiczne /oksydacja, rdzewienie/, czy też elektrolityczne /odrywanie cząsteczek metali w jednych punktach i przenoszenie ich do drugich/, zjawisko to zachodzi dość energicznie, gdyż strumienie wody zoksydowane i zniszczone powierzchnie zmywają, poddając coraz świeższe i większe pola niszczyielskiemu działaniu.

O ile idzie o zjawisko czysto chemiczne, to jest ono zupełnie zrozumiałe /rdzewienie/. Jeśli zaś chodzi o zjawiska elektrolityczne, to są one częściowo zagadkowe i jeszcze wszechstronnie niezbadane.

Wiadomo na przykład, że elektroliza występuje nie tylko dzięki zbłąkanym prądom elektrycznym, pochodzącym z prądnic napędzanych przez turbinę i wogóle zzewnątrz, ale także z powodu różnic potencjału, zachodzących między częściami składowymi turbiny, nawet cząstokreć między sąsiednimi palami tej sa-

mej części. Różnicę tą wywołuje różnica struktury molekularnej danego ciała lub części, wywołanych choćby samą obróbką, a dalej jeszcze uderzeniami lub zarysowaniem.

Konstruktor przeciwdziałać może korozji konstruując wirniki i inne części, przez które woda przepływa, w ten sposób aby w żadnym miejscu ciśnienie nie spadło poniżej atmosferycznego i aby w żadnym miejscu nie następowało wydzielanie się tlenu i wogóle powietrza zawartego w wodzie oraz by nie zachodziła t.zw. kawitacja.

Wiadomem jest, że woda absorbuje gazy, z którymi się styka, a więc i powietrze, według następujących 2-ch praw.

I. Ilość absorbowanych gazów /wagowo/ jest wprost proporcjonalna do ciśnienia czyli objętości; wo wynosi pewien stały procent objętości wody; przy ciśnieniu spadającym poniżej ciśnienia atmosferycznego gazy absorbowane się rozszerzają i wówczas część ich wydzieli się.

II. Stykając się z mieszaniną gazów /powietrze/ ilość absorbowana poszczególnych gazów zależy w stosunku prostym od ich ciśnienia cząstkowego, a więc powietrze absorbowane przez wodę jest bogatsze w tlen od powietrza atmosferycznego.

Tlen zaś wydzielony jest właśnie źródłem korozji i stąd wynika wskazanie niedopuszczenia do spadku ciśnień.

Już tam, gdzie była mowa o kątach  $\alpha_1$  i  $\beta_1$  znajdowała się wzmianka o korozji. Ponieważ  $C_1$  zależy od  $\alpha_1$  i  $\beta_1$ , mianowicie:

$$C_1 = \sqrt{\epsilon g H} \cdot \sqrt{\frac{\sin \beta_1}{\cos \alpha_1 \cdot \sin(\beta_1 - \alpha_1)}} \quad /1/$$

przete ciśnienie przy wejściu do turbiny także zależy od  $\alpha_1$  i  $\beta_1$ , gdyż

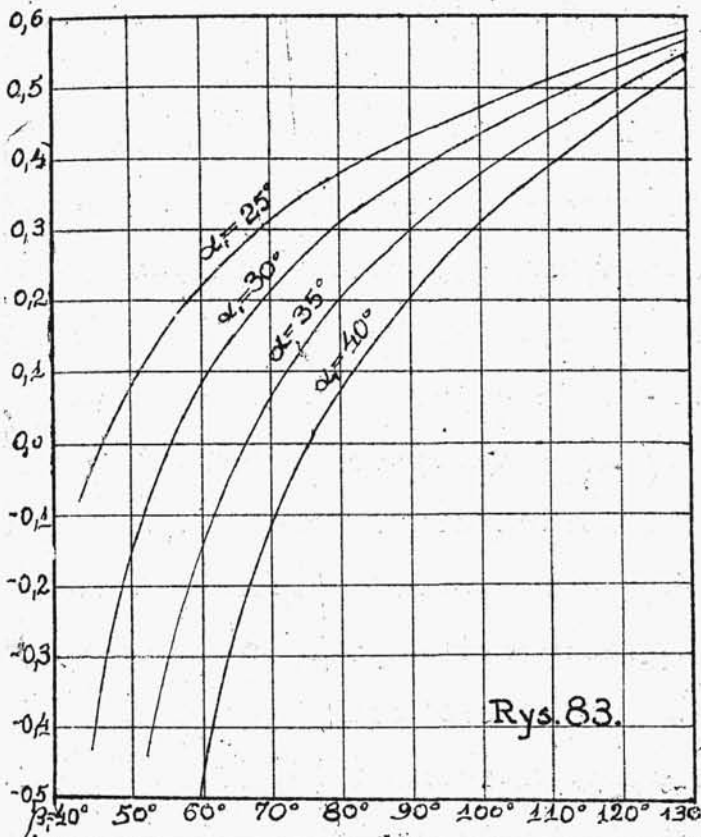
$$\frac{P_1}{\gamma} = H_a + H_1 - H_{f_1} - \frac{C_1^2}{2g} \quad /2/$$

Gdyby było  $H_1 = H$ , to znaczy turbina znajdowała się na wysokości dolnego poziomu i  $\epsilon$  wynosiło 100 %, więc  $H_{f_1} = 0$ , to ciśnienie  $\frac{P_1}{\gamma} = H_a$ , jedynie przy  $\beta_1 = 2\alpha_1$ , gdyż wówczas:

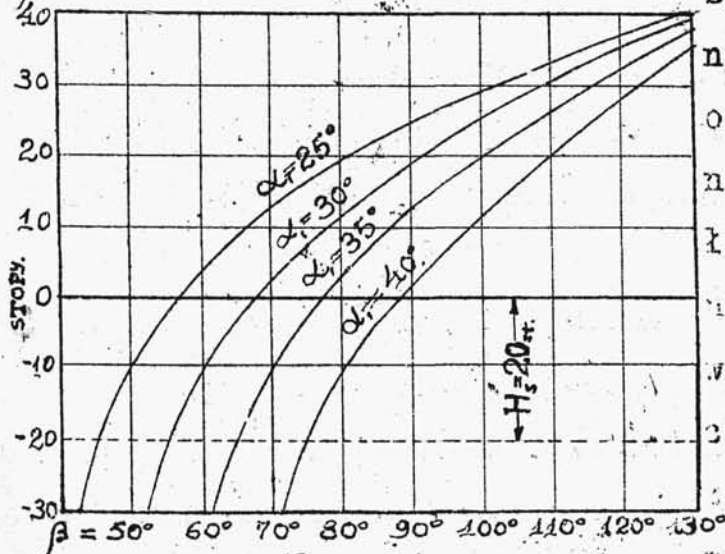
$$C_1 = \sqrt{g H} \cdot \sqrt{\frac{\sin 2\alpha_1}{\cos \alpha_1 \cdot \sin \alpha_1}} = \sqrt{2g H},$$

a więc w tym wypadku ciśnienie spadłoby do ciśnienia atmosferycznego. Jeżeli natomiast turbina znajduje się na pewnej wysokości  $H_1$  ponad dolnym poziomem, to nastąpi to już przy  $\beta_1 > 2\alpha_1$ . Wprowadzając teraz wartość na  $C_1$  z równania /1/ do /2/ oraz

oznaczając  $H_1 = H - H_s$  gdzie  $H_s$  jest wzniesieniem  
turbiny otrzymamy:  $\frac{P}{\gamma} = \left(1 - \frac{c}{1 + \cos 2\alpha_1 - \sin 2\alpha_1 \operatorname{ctg} \beta_1}\right) H - H_s$ .



Rys. 83.



Rys. 84.

Na rys. 83 wyraz w nawiasie został przedstawiony graficznie dla pewnych kątów  $\alpha_1$ , w zależności od  $\beta_1$ , przy czym sprawność hydrauliczna została przyjęta 0,94. Krzywe te mogą być użyte dla zbadania warunków ciśnienia przy wejściu na wirnik przy jakimkolwiek spadku, jeśli skala rzędnych zostanie ustalona oraz zostanie poprowadzona linja pozioma na odległości  $H_s$ . Wielkości ciśnienia ponad tą linję będą wówczas dodatnie /powyżej ciśnienia atmosferycznego/ aś pod tą linję będą ujemne /próżnia/.

Powyższe mamy dokonane na rysunku następnym.

Z tych krzywych możemy znaleźć, przy jakim stosunku  $\alpha_1$  do  $\beta_1$  nadciśnienie znika przy wejściu do wirnika. Tak na przykład krzywa dla wirnika na spadek 100 st. przy 20 st.  $H_s$  widzimy /rys: 84/, że przy kącie  $\alpha_1 = 35^\circ$  ciśnienie będzie równem 0 przy bliskim  $\beta = 80^\circ$ .

W turbinach na niskie spadki wysokość  $H_s$  posiada wielki wpływ na warunki ciśnienia. Mamy wypadki, gdzie ciśnienie będzie ujemne bez względu na to, jak wielkie jest wzięte  $\beta_1$ . Tylko w turbinach na wysokie spadki, gdzie  $H_s$  jest w porównaniu z całkowitym spadkiem małe, jego wpływ na warunki ciśnienia lub wartości krytyczne  $\frac{\beta_1}{\alpha_1}$  prawie można pomijać. Istnieje jeszcze inny czynnik, dotąd nie brany pod uwagę, który pominąć byłoby wielkim błędem, zwłaszcza w turbinach na wysokie spadki, jakkolwiek nie posiada on dużego znaczenia przy niskich spadkach.

Czynnikiem tym jest raptowne rozszerzanie przekroju przy końcach łopatek zasilających, spowodowane przez ich zniknięcie.

Dotąd było doświadczeniem ustalone, że we wszystkich wypadkach, gdzie raptowne powiększenie jest względnie małe, strata energii w nim jest równa całkowitemu spadkowi szybkości; możemy to zastosować ja-



ko prawdziwe do przejścia od punktu 0 do 1 w turbinie. Strata energji jest wówczas  $\frac{(C_0 - C_1)^2}{2g}$

Obecnie możemy napisać równanie równowagi dla przebiegu od 0 do p.1 i znaleźć spadek ciśnienia jak następuje. Energia przy 0 + zyski - straty = energia w p.1.

Jak dotąd jest regułą, że nie mamy różnicy poziomów między 0 i 1 a więc niema zysku i równanie równowagi wobec tego:

$$\frac{C_0^2}{2g} + \frac{P_0}{\gamma} - \frac{(C_0 - C_1)^2}{2g} = \frac{C_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma}; \quad \frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_0}{\gamma} - \frac{C_0^2 - C_1^2 - (C_0 - C_1)^2}{2g}$$

$$\frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_0}{\gamma} - (C_0 - C_1) \frac{C_1}{g}$$

Wobec tego w przestrzeniach spowodowanych przez zniknięcie końców łopatek kierowniczych, ciśnienie będzie niższe, niż przy wejściu natwornik, w przybliżeniu o  $(C_0 - C_1) \frac{C_1}{g}$ , jeśli  $C_0$  jest szybkość wyjścia, przy uwzględnieniu grubości łopatek, oraz  $C_1$  bez ich uwzględnienia.

Te dwa przekroje wynoszą

$$A_0 = (\pi D_0 \sin \alpha_0 - vt) B_0,$$

$$A_1 = \pi D_1 \sin \alpha_1 B_1,$$

przyczem  $v$  jest liczbą,  $t$  grubością łopatek,  $B_0$

i  $B_1$  wysokością skrzynki zasilającej i wirnika. Teraz możemy napisać:

$$(C_0 - C_1) \cdot \frac{C_1}{g} = (C_1 \cdot \frac{A_1}{A_0} - C_1) \cdot \frac{C_1}{g} = 2(\frac{A_1}{A_0} - 1) \cdot \frac{C_1^2}{2g},$$

stąd

$$\frac{P_0}{g} = \frac{P_1}{g} - 2(\frac{A_1}{A_0} - 1) \cdot \frac{C_1^2}{2g} = H_1 - H_{f1} - \frac{C_1^2}{2g} - 2(\frac{A_1}{A_0} - 1) \cdot \frac{C_1^2}{2g}.$$

$$\frac{P_0}{g} = H_1 - H_{f1} - (2\frac{A_1}{A_0} - 1) \cdot \frac{C_1^2}{2g}.$$

Pomińmy teraz różnicę, — jeśli jaka istnieje między  $B_0$  i  $B_1$ ,  $\alpha_0$  i  $\alpha_1$ , jak również  $D_0$  i  $D_1$ . Wówczas

$$2\frac{A_1}{A_0} - 1 = \frac{2A_1 - A_0}{A_0} = \frac{2\pi D_1 \sin \alpha_1 B_1 - (\pi D_1 \sin \alpha_1 \sqrt{t}) B_1}{(\pi D_1 \sin \alpha_1 \sqrt{t}) B_1} =$$

$$= \frac{\pi D_1 \sin \alpha_1 + \sqrt{t}}{\pi D_1 \sin \alpha_1 - \sqrt{t}}; \frac{P_0}{g} = H_1 - H_{f1} - \frac{\pi D_1 \sin \alpha_1 + \sqrt{t}}{\pi D_1 \sin \alpha_1 - \sqrt{t}} \cdot \frac{\epsilon H}{1 + \cos 2\alpha_1 - \sin 2\alpha_1 \cot \beta_1}$$

$$\frac{P_0}{g} = (1 - \frac{\pi D_1 \sin \alpha_1 + \sqrt{t}}{\pi D_1 \sin \alpha_1 - \sqrt{t}} \cdot \frac{\epsilon}{1 + \cos 2\alpha_1 - \sin 2\alpha_1 \cot \beta_1}) (H - H_s).$$

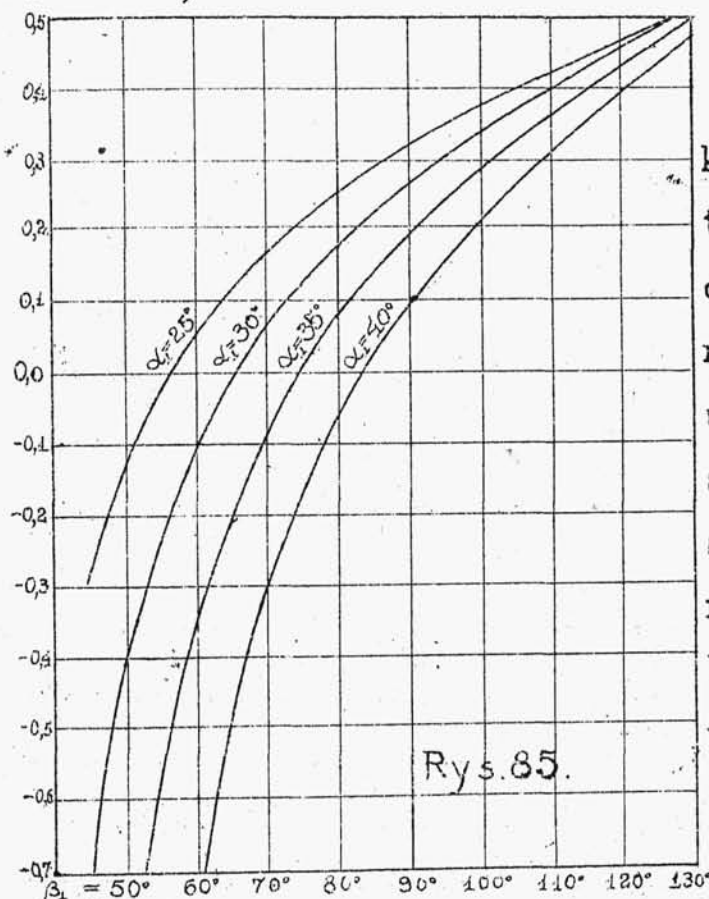
Założmy teraz, że turbiny powyższe mają wirnik  $\phi$  48" i posiadają 24 łopatki  $\frac{1}{4}$ " grubości przy końcach, wówczas czynnik  $\frac{\pi D_1 \sin \alpha_1 + \sqrt{t}}{\pi D_1 \sin \alpha_1 - \sqrt{t}}$  ma dla

$\alpha_1 = 25^\circ, 30^\circ, 35^\circ$  i  $40^\circ$  wartości: 1,205, 1,172, 1,148 i 1,132.

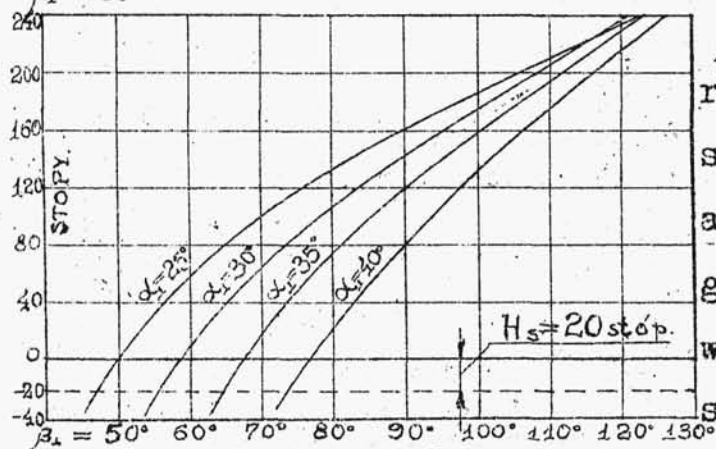
Krzywe na rys. 85, przedstawiają nam graficznie wartości czynnika w nawiasach. Rysując znów<sup>w</sup> odleg-



kości  $H_s$ , poziome linie po ustaleniu skali rzędnych możemy łatwo znaleźć, przy jakich wartościach dla  $\beta_1$  ciśnienie przy końcach łopatek staje się 0.



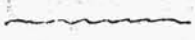
Rys. 85.



Rys. 86.

Porównując obecnie krytyczne wartości kąta  $\beta_1$  widzimy, że są one znacznie wyższe niż przedtem. W każdym wypadku krytyczny stosunek  $\frac{\beta_1}{\alpha_1}$  jest większy od 2. Ta okoliczność jest rzadko bardzo brana pod uwagę przez wykreślających wimik i wiele turbin zostało wykreślonych z kątami  $\beta_1$  takimi, przy których ciśnienie w p.0 spadało do, lub niżej atmosferycznego, nawet gdy turbina pracowała w normalnych warunkach, stanowiących podstawę do wykreślania i pro-

jektowania.

Przypuśćmy, że mamy turbinę na 500 stóp spadku, wykreśloną na  $\beta_1=70^\circ$  i  $\alpha_1=30^\circ$  /turbiny bardzo często są budowane na bardziej niebezpieczny stosunek kątów niż ten/, wówczas jak możemy widzieć z rys. 86 ciśnienie w punkcie 0 jest dodatnie, mianowicie  $\sim 16$  stóp słupa wody. Wydzielanie się powietrza nie będzie miało miejsca. Lecz zrobmy tam błąd na tylko  $4^\circ$ , tak iż  $\beta_1=66^\circ$  zamiast  $70^\circ$ , wówczas, jak możemy widzieć z krzywych, <sup>osiada się</sup> ujemne ciśnienie 15 stóp  i wydzielanie się powietrza musi nastąpić.

Turbiny na niskie spadki są mniej na to czułe, o czem można się przekonać wykreślając rysunek dla niskiego spadku. /Wykład prof. Zwi archowskiego wygłoszony przed Western Society of Engineers w Chicago 1917. Patrz miesięcznik tegoż Towarzystwa za kwiecień 1917 r./.

## R O Z D Z I A Ł V.

### § 29. KOŁO PELTONA.

Jak widzieliśmy, jeśli  $n_s \gg 800$ , to trzeba było użyć 4 wirników lub więcej, gdyż maksymal-