POLITECHNIKA WROCŁAWSKA

745.

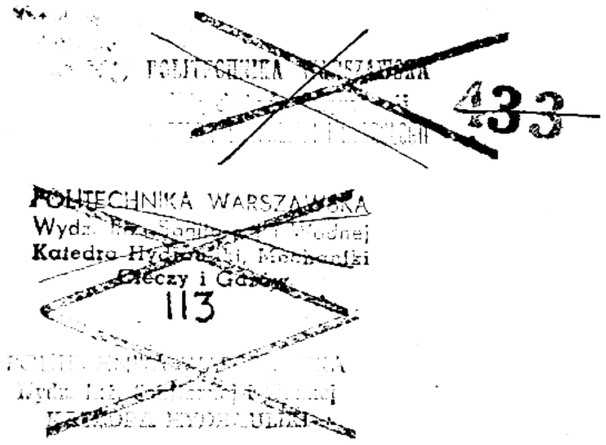
Mgr inż. GUSTAW GŁADYSIEWICZ
Z-CA PROF. POLITECHNIKI WROCŁAWSKIEJ

2418

POMPY I TURBINY WODNE

TOM II

TURBINY WODNE



WARSZAWA – 1951

NAKŁADEM PAŃSTWOWEGO WYDAWNICTWA NAUKOWEGO

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

WYDANO NA PODSTAWIE APROBATY DELEGATA
MINISTERSTWA SZKOŁ WYŻSZYCH I NAUKI
WE WROCŁAWIU, z 22. I. 1951, Nr Dz. 16/51.

Instytut Zaopatrzenia w Wodę
i Budownictwa Wodnego
BIBLIOTEKA
1376

Druk rozpoczęto: listopad 1951 r. Nakład: 1500 + 75 egz. Papier druk. sat. 60 g.
Druk ukończono: listopad 1951 r. Stron druku: 356 X 4 Zamówienie nr 7/51
ZAKŁADY KARTOGRAFICZNE, WROCŁAW, KOŚCIUSZKI 29 — 1184/51 — (F 2-11400)

Od Autora.

Nietylko Politechnika Wrocławska, ale również wszystkie inne Wyższe Uczelnie w Polsce, odczuwają w dziedzinie budowy turbin wodnych brak podręcznika, któryby po za szeroko rozwiniętą teorią turbin wodnych, dał dla konstrukcji cały szereg praktycznych rozwiązań konstrukcyjnych turbin jak też ich elementów, oraz współczynników doświadczalnych, ujętych w wykresy i tabele.

Skrypt niniejszy jest próbą ujęcia całokształtu tych wszystkich zagadnień.

Przeznaczony jest on przede wszystkiem do użytku technicznych szkół wyższych stopnia inżynierskiego i magisterskiego.

Teoretyczna część skryptu pozwala na gruntowne zapoznanie się z zasadami obliczeń i konstrukcji turbin, i w swej przeważającej ilości zagadnień przeznaczona jest dla stopnia magisterskiego , a tylko częściowo dla stopnia inżynierskiego. Część opisowa, przedstawiona w pierwszych rozdziałach oraz po każdym zasadniczym rozdziale konstrukcyjnym /typie turbiny/, przeznaczona jest przede wszyskiem dla stopnia inżynierskiego.

Spodziewam się, że również praktyk, konstruktor i ruchowiec znajdzie w skrypcie odpowiedź na szereg interesujących go kwestii i zagadnień.

Oddając do użytku niniejszy skrypt, wyrażam nadzieję, że rozszerzy on horyzont naszej wiedzy technicznej w tej dziedzinie i ruszy naprzód sprawę konstrukcji i budowę turbin wodnych w kraju oraz przyczyni się do jej spopularyzowania w naszych kadrach technicznych, przez to zaś przyczyni się również do przyspieszenia wykonania planu gospodarczej odbudowy Polski Ludowej i utrwalenia pokoju światowego.

Wrocław, w kwietniu 1951 r. Gładysiewicz Gustaw

Udostępniono dzięki www.mcw.pl - Małe Elektrownie Wodne

1. Budownictwo turbin wodnych jako jedna z podstaw rozwoju uprzemysłowienia rolnictwa i Kraju.

W każdym kulturalnym społeczeństwie dary natury są otaczane troską i starannie wykorzystywane dla celów gospodarczych.

Takim darem niezbędnym dla ludzkości jest woda oraz energia w niej zawarta. Woda jest źródłem stale odradzającej się i niezniszczalnej energii, a w wielu krajach jedyną podstawą produkcji energii elektrycznej i uprzemysłowienia kraju.

W Polsce przedwojennej kapitalistycznej zwracano zbyt mało uwagi na rozwój siłowni wodnych. Dopiero w okresie tuż przed ostatnią wojną opracowano plan rozbudowy siłowni, zresztą bardzo skromny, W stosunku do naszych nie wykorzystywanych i nieraz mało zbadanych możliwości hydroenergetycznych było to bardzo mało. Przyczyną tego było twierdzenie jakoby siłownie wodne były nierentowne w stosunku do siłowni cieplnych.

Polska Ludowa zrzuciła wraz z innymi i ten przesąd kapitalistyczny, zasłaniający swą niedołężność i w tej dziedzinie nierentownością i dziś z radością możemy stwierdzić, że droga dla rozwoju hydroenergetyki została otwarta.

Przesąd ten przełamała po raz pierwszy Rosja Radziecka, gdy w roku 1918 Lenin polecił Akademii Nauk opracowanie planu reorganizacji przemysłu i podniesienia gospodarczego Rosji narówni z innymi postawił wykorzystanie sił wody i wiatrów w ogóle, w szczególności zaś w gospodarstwie rolnym.

W okresie pierwszych 15 latach porewolucyjnych wybudowano w Z.S.R.R. 19 wielkich siłowni wodnych o łącznej mocy 750 MW. W następnych dwóch pięciolatkach uruchomiono 32 siłownie wodne o mocy ponad 845 MW, a podczas 3-ciej wybudowano również szereg siłowni wodnych o mocy kilkuset MW.

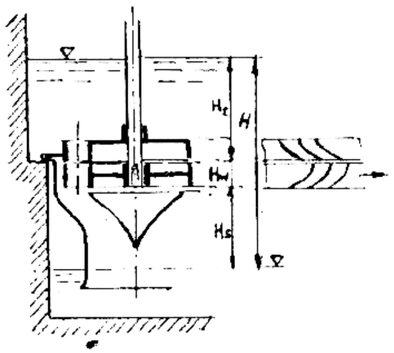
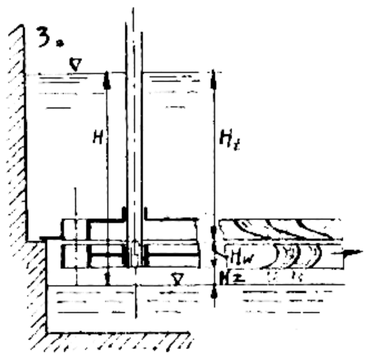
XVIII zjazd [redacted] W.K.P.(b) postanawia między innymi dla oszczędności paliwa szeroko rozwinąć budowę małych kołchozowych siłowni wodnych, wietrznych i gazogeneratorowych.

Ustawa o planie 5-cioletnim rozwoju gospodarstwa narodowego

Udostępniono dzięki www.mew.p

nią się one jednak zasadniczo od siebie.

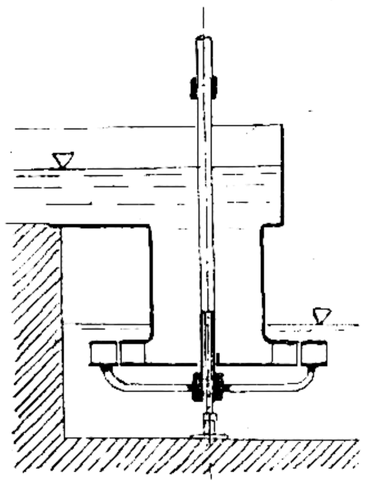
2.2. Porównanie turbiny reakcyjnej z akcyjną.

Turbina reakcyjna	Turbina strumieniowa
1. Przed wirnikiem jest ciśnienie większe niż za nim, zatym jest pewna różnica ciśnienia - nadciśnienie.	1. Przed i za wirnikiem panuje to samo ciśnienie, i to z reguły ciśnienie atmosferyczne.
2. Przy wejściu do wirnika woda posiada obok energii ruchu, także energię ciśnienia.	2. Przy wejściu do wirnika woda posiada tylko energię ruchu.
3. 	3. 
rys. 2.3.	rys. 2.4.
Przy ruchu wody przez kanały łopatkowe wirnika, które są zupełnie wypełnione wodą, woda otrzymuje na skutek nadciśnienia pewne przyśpieszenie. Strumień wypływający wywiera pewną reakcję, która stanowi siłę obwodową.	Swobodny strumień wody przepływa wzdłuż łopatek wirnika, jego kierunek zmienia się. Sama zmiana kierunku przepływu strumienia powoduje nacisk, który stanowi siłę obwodową.
4. Woda przepływa przez wirnik i rurę ssącą w sposób ciągły bez przerwania strumienia.	4. Wirnik wisi swobodnie i nie styka się z wodą, znajdującą się pod turbiną.
5. Wykorzystanie całego spadku H jest w części przez działanie ciśnieniowe w części przez działanie ssące.	5. Z reguły wykorzystanie tylko wysokości H_t, wysokość H_w i H_z są stracone.

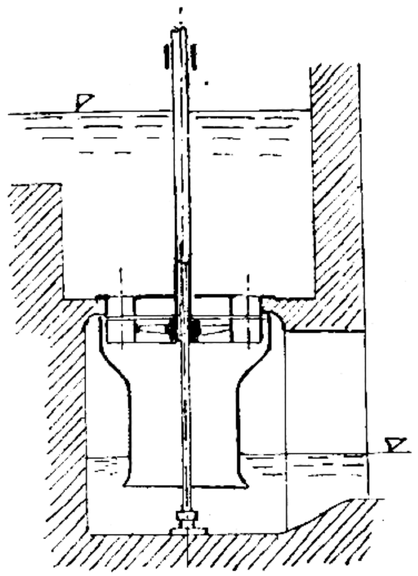
6. Z tego względu ten typ turbiny znajduje zastosowanie szczególnie przy małych i średnich spadkach.	6. Z tego względu ten typ turbiny znajduje szczególne zastosowanie przy dużych spadkach, przy czym straty wysokości $H_w + H_z$ nie odgrywają większej roli.

2.3. Typy turbin w rozwoju historycznym.

2.3.1. Turbina Fourneyron'a /rok 1833./
Wirnik obracał się w dolnej wodzie. Była to pierwsza turbina reakcyjna. Napływ wody promieniowy od wewnątrz, czyli łopatki kierownicze są umieszczone na wewnętrznej średnicy wirnika, który na skutek tego ma dużą średnicę. Turbin tych więcej się nie buduje. Turbinie tej brak rury ssącej. /rys. 2.5./



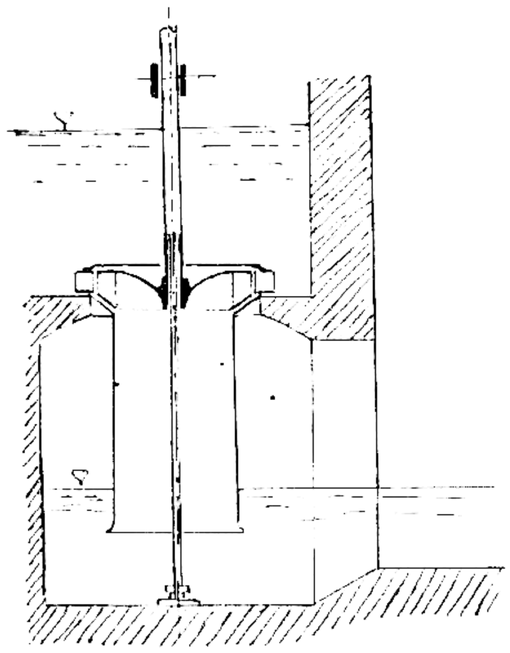
rys. 2.5.



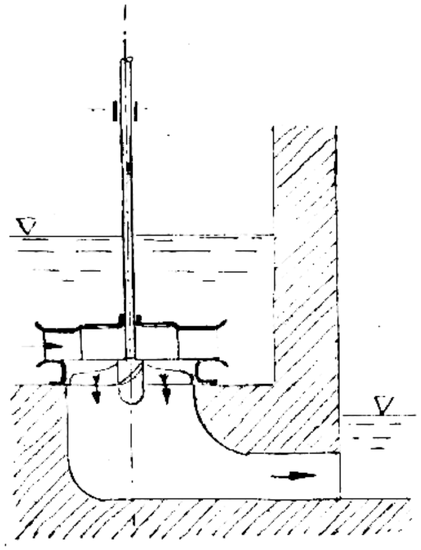
rys. 2.6.

2.3.2. Pierwszy raz zastosował w swej turbinie rurę ssącą Jonval. Turbina Jonval'a ma napływ osiowy. Wadą tej turbiny jest, że dostęp do wirnika, leżącego pod kołem wirnikowym jest utrudniony i przejście do rury ssącej jest bardzo niekorzystne. Również i tej turbiny więcej się nie wykonuje. /rys. 2.6./

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

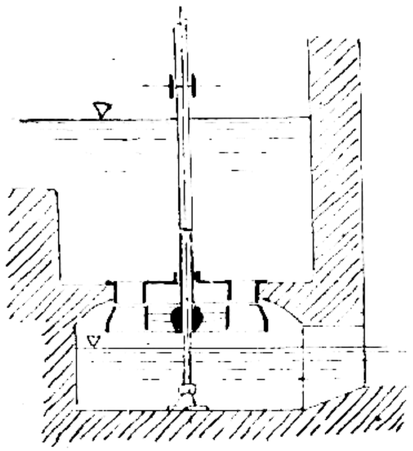


rys. 2.7.

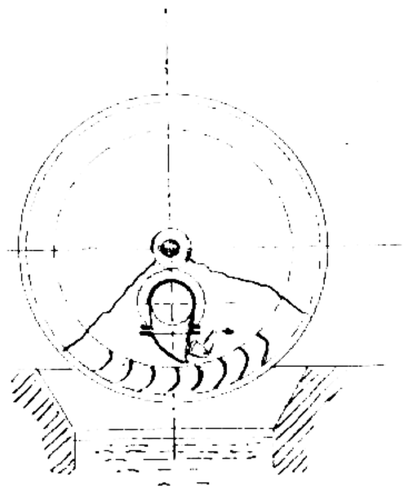


rys. 2.8.

2.3.4. Turbina Francisa./rok 1849.rys.2.7./jest to turbina promieniowa o napływie zewnętrznym i z rurą ssącą. Turbina ta jest pod względem przepływu wody, dostępu, zdolności regulacyjnej i pod względem wzrostu obrotów, bardzo korzystna i dlatego jest to jedyna turbina ze wszystkich najbardziej stosowana.



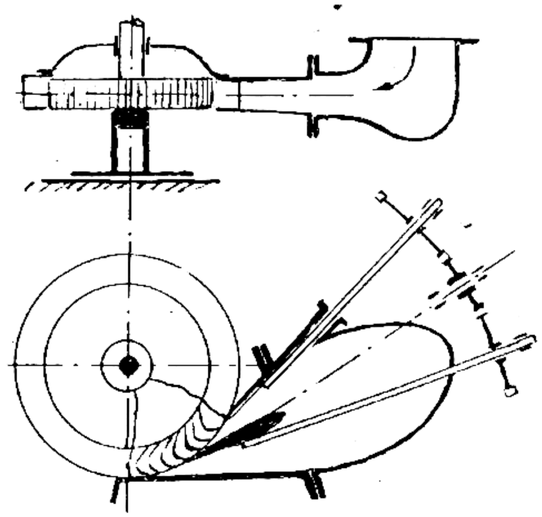
rys.2.9.



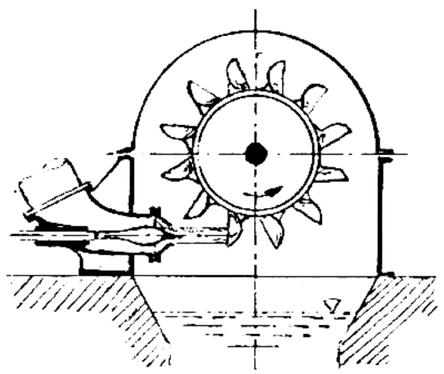
rys.2.10.

2.3.5. Turbina Kaplana i śmigłowa. Obok turbiny Francisa, buduje się dla wykorzystania małych spadków turbinę Kaplana /rok 1912/ rys. 2.8. Turbina ta ma koło kierownicze podobne do Francisa. Woda po zmianie kierunku przepływu o 90°, przepływa przez wirnik o kształcie śruby okrętowej. Turbina Kaplana lub śmigłowa /stałe łopatki wirnika/ ma ze wszystkich znanych turbin największą szybkobieżność /n_S/, dużą sprawność. Ustawienie jej może być leżące lub stojące.

2.3.6. Turbina strumieniowa/rys.2.11./wykonana w pierwotnej postaci jako koło Löffel'a w roku 1846. Początkowo turbina ta rozpowszechniła się tylko w Szwajcarii, dzisiaj w postaci turbiny stycznej - Peltona, znalazła ogólne zastosowanie. Napływ wody na koło odbywa się przy pomocy jednej lub paru dysz, skierowanych stycznie do wirnika. Jest to dzisiaj jedyna turbina, nadająca się do dużych spadków i względnie małej ilości wody./rys.2.12./



rys. 2.11.



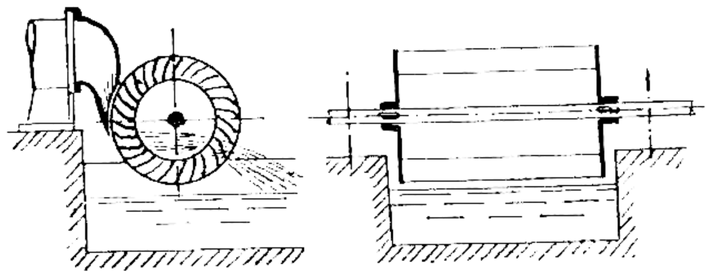
rys.2.12.

2.3.7. Z innych turbin zasługuje na uwagę turbina promieniowa Schwamkrug'a /rys.2.10/ , o napływie promieniowym przy pomocy dyszy po zewnętrznej stronie wirnika i turbina Girarda /rys.2.9/; obu dzisiaj już się więcej nie buduje.

Na końcu należy tu wymienić turbinę Michell'a lub Banki. Jest to turbina strumieniowa, o napływie zewnętrz-

I - Małe Elektrownie Wodne
Udostępniono dzięki www.mew.p

nym przy pomocy kierownicy. Woda przepływa łopatki wirnika i wypływa z niego z pewną dużą prędkością, i po raz drugi dostaje się na łopatki wirnika. /patrz rys. 2.13./



rys. 2.13.

Zaletą tej turbiny jest to, że może być użyta dla małego i dużego spadku i także przy dużej ilości wody, ponieważ turbina jest zawieszona ponad dolnym zwierciadłem wody a bęben może być dowolnie długi. Sprawność tej turbiny przy laboratoryjnych doświadczeniach, dochodziła do 87 %. Zastosowanie praktyczne tej turbiny jest mało znane.

2.4. Rozwój budownictwa turbin wodnych.

2.41. Wstęp.

W czasie od roku 1840 do 1890 służyły turbiny prawie wyłącznie do różnych napędów mechanicznych /młyny, tkalnie/. Potrzebną ilość obrotów osiągano przy pomocy pośredniczącej przekładni zębatej.

Napędy te ograniczały wielkość mocy jednostek i wymiary turbin, dawały jednak większą swobodę w wyborze obrotów.

Już wtedy w przypadku wykorzystania małych spadów przy dużym przełyku, wymagania stawiane odlewnictwu i warsztatowi były duże. Średnice turbin w wielkości 5m były często spotykane.

Pierwotnie budowano turbiny jedynie na podstawie obliczeń

a później budowę oparto również na wynikach stacji doświadczalnych oraz laboratoriów. Zadaniem głównym tych badań doświadczalnych było poprawienie sprawności, zwiększenie szybkobieżności oraz sposoby zapobiegania kawitacji.

2.4.2. Wielkość mocy jednostek turbinowych.

Jak długo odbiór mocy odbywał się tylko w sposób mechaniczny, czyli nie było przetwarzania na energię elektryczną, jednostki turbinowe były ograniczone w wielkości swej mocy. Do roku 1893 nie spotyka się jednostek turbinowych o mocy większej od 600 KM. Tak np. w roku 1887 - 1699 istniejących turbin miało moc zaledwie 100000 KM. Stosunek ten zmienił się radykalnie od chwili, gdy w roku 1891 okazało się, że energię elektryczną o wysokim napięciu, można przesyłać na dużą odległość, czyli gdy rozdzielono miejsca wytwarzania energii od miejsca jej odbioru.

Drugą przyczyną powodującą wzrost wielkości mocy jednostek turbinowych, było sprzężenie turbiny wprost z generatorem /bez przekładni/. Oba te czynniki spowodowały ogromny przewrót w budowie turbin wodnych i przyczyniły się w sposób zasadniczy do ich rozwoju.

W pierwszym okresie rozwojowym budowy turbin, budowano turbiny Jonval'a pół-osiowe. Budowane zaś jednostki o mocy 1500 KM należały wówczas do bardzo dużych. Turbina ta jednak szybko ustąpiła miejsca turbinie Francisa, która dzisiaj na skutek możliwości regulacji przełyku, znajduje szerokie zastosowanie przy spadach średnich i dużych, jako turbina bardzo dużej mocy. Zainstalowana turbina o mocy 115000 KM na rzece Sungari, wcale nie stanowi górnej granicy wielkości osiągalnej mocy jednostki turbinowej Francisa.

Natomiast w zakresie małych spadów do 50m, turbina Francisa jest prawie całkowicie wyparta przez rozwijającą się w międzyczasie coraz bardziej turbinę Kaplana. Wybudowane w swoim czasie jednostki były uważane za największe. w roku 1901 siłownia "Glommen" moc turbiny 3000 KM, siłownia druga na Niagarze, 11 turbin o mocy 5500 KM każda, następnie po stronie Niagary kanadyjskiej 3 turbiny o mocy 10250 KM

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

każda. W roku 1911 Pelton 13000 KM. W roku 1922 turbina spiralna 32500 KM. W roku 1913 spotyka się pierwsze wykonanie korpusu spiralnego z blachy, o przekroju kołowym dla turbiny pionowej Francisa, o mocy 16000 KM. Rok 1923 podobna turbina o mocy 38400 KM. Rok 1925 podobna turbina o mocy 50000 KM. Rok 1938 podobna turbina o mocy 115000 KM. Również turbiny Peltona w rozwoju swym wykazują wzrost mocy jednostek: rok 1933 40000 KM, rok 1940 58500 KM.

3.3. Wielkość spadu wykorzystywanego przez poszczególne typy turbin.

Obok turbiny Jonval'a, nadającej się dla względnie małych spadów, powstaje w roku 1846 koło styczne.

Koło to jest przedstawione na rys. 2.14.strona 7. Turbina ta o wale pionowym, nadawała się do małych i dużych spadów. Różniła się ona w sposób zasadniczy od dzisiejszego koła Peltona.

Taka zbyt duża ilość łopatek powodowała duże straty. Turbina ta, jak zresztą wszystkie pierwsze turbiny, a szczególnie koło styczne, cechowała się niskimi obrotami, jej n_s było względnie niskie, spady również.

Zastosowanie tego koła do spadu około 300 m i 200 KM. W roku 1870 pojawia się turbina Girarda, dla spadu do 400 m i mocy do 1500 KM. Turbinę tę usuwa ostatecznie w roku 1903 koło Peltona z wycięciami w łopatkach.

Przejście z kształtu prostokątnego dyszy na okrągły oraz zastosowanie iglicy regulacyjnej, zwiększyły znacznie zakres wykorzystania spadu. Już na początku tego stulecia spotyka się wykonanie turbin Peltona do 900 m spadu, obecnie zaś przekroczono granicę 1000 m.

Podobnie ze względu na wykorzystanie spadu rozwija się turbiną Francisa. W roku 1902 zbudowano turbinę o mocy 2000 KM dla spadu 122 m,pięć lat później o mocy 2050 KM dla spadu

143m, a jeszcze pięć lat później pojedynczą turbinę spiralną o mocy 8500 KM i dla spadu 166m. W roku 1918 wykonano turbiny dla spadu 210m, 280m, tej ostatniej moc 17500 KM - turbina pionowa.

Najwyższy spad, zastosowany dla turbiny Francisa, wynosi 383m przy mocy 7500 KM, nie stanowi on jednak granicy górnej nie przekraczalnej dla tego typu turbin.

3.4. Przepływ i przełyk.

Pierwotne koła styczne o napływie częściowym były ograniczone we wielkości ich przełyku. Wykonywano dla największego przełyku 1500 l/s. Turbina Girarda wykonana dla pełnego napływu, była budowana do 1600 l/s. Turbina Peltona daje możliwości wykorzystania do 9600 l/s.

Znacznie większe wartości z natury rzeczy spotyka się przy turbinach reakcyjnych, chociaż turbina Jonval'a do roku 1860 nie wyróżnia się pod tym względem, to maksymalny przełyk turbiny dochodzi w tym czasie do wartości około 3500 l/s. W okresie najbliższym, w ciągu 20 lat, podwaja się ta wartość maksymalna, po czym we względnie krótkim czasie przełyk turbin wzrasta, osiągając w roku 1889 wartość 14000 l/s. W roku 1894 przełyk dochodzi do 20000 l/s, w roku 1898 do 21500 l/s. Pierwotnie wykonywany jeden wieniec, zwiększa się w roku 1850 do dwu, a w roku 1875 do trzech wieńców.

Wprowadzenie turbiny o wirniku stożkowym, pozwoliło na wykonanie turbin bliźniaczych, przy czym przełyk zwiększył się z 14000 l/s na 21500 l/s. Na tym skończyły się możliwości turbiny Jonval'a.

Do roku 1900 przełyk turbiny Francisa był niższy od turbiny Jonval'a, po tym czasie wzrasta on szybko, osiągając dla Francisa wartości do 60000 l/s w roku 1910, 92000 l/s w roku 1922, osiągając maksimum 144000 l/s w roku 1938, co odpowiada 180 ciukrotnemu zwiększeniu w stosunku do pierwszej turbiny reakcyjnej.

O wiele gwałtowniejszy skok w zwiększeniu przełyku wykazują turbiny śmigłowe i Kaplana. Pierwsza turbina śmigłowa z roku 1924 ma już przełyk 94000 l/s, a w pięć lat później osiąga turbina Ka-

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

plana 314 m^3/s, wartość dotychczas nie przekroczona.

Bardziej poglądowy obraz rozwoju turbin ze względu na przełyk, daje przełyk Q_1, t.j. odniesiony do 1 m spadu.

Typ turbiny	rok	Q_1 l/s
Trójwiencowa Jonvala 1/	1880	10 800
" "	1889	14 000
Francis,wirnik dwudzielny	1922	31 000

Pod tym względem wykazuje turbina Kaplana zadziwiająco szybki rozwój, Q_1 = 100 m^3/s to jest 250-ciokrotnie większy od wartości pierwszej turbiny reakcyjnej/średnica 7 m /.

3.5. Szybkobieżność.

Wzrost szybkobieżności turbin datuje się od roku 1890. Powodowany był on produkcją energii elektrycznej i dążeniem do sprzężenia wprost z generatorem, przy czym wzrost mocy ograniczył dalsze zastosowanie przekładni zębatych lub linowych. Turbiny jednowieńcowe Jonval'a miały charakterystyczną ilość obrotów n_s =110, trójwieńcowe n_s =273 /maks. 377/. Dalszy wzrost szybkobieżności w roku 1897, turbina odśrodkowo- reakcyjna o hapływie z wewnątrz, n_s = 582. W ten sposób osiągnięto przy możliwej do przyjęcia sprawności szczyt rozwojowy turbin Jonval'a i Fouerneyron'a. W pierwszych dziesiątkach lat obecnego stulecia wykształca się turbina Francisa, przechodząc w większości spotykanego ustawienia pionowego w ustawienie poziome z jednego do czterch wirników. Charakterystyczne obroty takiej grupy, dochodziły do 560 /rok 1912/, 645 /1928 r./.

Po wybudowaniu szczególnych wirników Francisa na wysoką szybkobieżność, powrócono do ustawiania pionowego turbiny. Podczas gdy przed rokiem 1914 wybudowane turbiny Francisa miały małą przestrzeń szczelinową i n_s , po tym roku wybudowane turbiny X o dużej szczelinie wirnikowej i półosiowych wąskich łopatkach, miały n_s =500. Taki kształt łopatek umożliwił osiągnięcie tych samych obrotów, które były osiągalne 10 lat wstecz tylko przy po-

1/ Średnice wirnika i koła kierowniczego do 5 m; w owych latach stanowiły one szczyt techniki.

mocy czterech wirników. W roku 1924 wybudowane turbiny Kaplana osiągnęły bardzo wysokie n_s = 800 i więcej. Dalszemu zwiększaniu n_s stanęło na przeszkodzie niebezpieczeństwo kawitacji. Po za badaniami laboratoryjnymi, również nagromadzone w międzyczasie doświadczenia, dały dostateczną podstawę dla ustalenia szybkobieżności turbiny tak, aby suma kosztów turbiny, generatora i budowlanych była najmniejsza.

Szybkobieżność turbin akcyjnych zwiększono już w roku 1860 do wartości n_s =35. Na początku roku 1870-tego spotyka się wykonania dla większych spadów tylko o wlocie kolistym bez iglicy, co naturalnie nie mogło wpływać korzystnie na zwiększenie n_s. Natomiast turbiny Girarda o pełnym napływie, miały n_s =85. Budowane turbiny strumieniowe pionowe dla dużych mocy, pozwoliły przy pomocy 4-ch dysz i powodowanych nimi względnie wysokimi obrotami, już w roku 1911 na osiągnięcie n_s =44. Dalszy rozwój z dyszami iglicowymi dał n_s = 58.

Pomimo widocznych zalet turbiny pionowej, rozwój poziomych turbin strumieniowych daje n_s = 58 obr/min. W przeciwieństwie do typu pionowego, turbiny te mają dwa lub nawet trzy wirniki, każdy z dwoma dyszami.

Nowsze badania wykazały jednak i tu, że wielkość stosunku $\frac{D}{d}$ /średnice D - wirnika, d - strumienia/ jest ograniczone, zaś jego wartość największa musi być określona w zależności od spadu. Dalszy wzrost obrotów charakterystycznych odbywa się jedynie kosztem trwałości wirnika i zwiększa niebezpieczeństwo uderzenia kroplowego.

3.6. Sprawność turbin.

Pierwsze wykonane turbiny miały sprawność : turbina Jonvala nieco poniżej 70 %, turbiny akcyjne nieco powyżej 60 %. Wybudowana po koniec lat 1870-tych turbina Girarda ma już sprawność około 75 %, zaś w roku 1880 80 %, podobnie trówieńcowa turbina Jonval'a, przy czym okazało się, że przy wyższej szybkobieżności n_s sprawność wykonanych turbin była mniejsza.

Wprowadzona na początku tego stulecia turbina Francisa miała sprawność dużo większą, w granicach 86 - 87 %. Na skutek dal-

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

szych badań i doświadczeń, zwiększono w ciągu ostatnich 20 lat sprawność tych turbin od 92 aż do 93 %, i to niezależnie od spadu i wysokości obrotów. Turbiny Kaplana osiągają takie same wielkie sprawności, przy czym na skutek zdolności dostosowania się wirnika do każdego chwilowego stopnia obciążenia wybitnie płaska krzywa sprawności jest bardzo korzystna. Ponieważ są tylko małe możliwości większej poprawy dzisiejszych wartości sprawności maksymalnych, więc obecnym dążeniem wszelkich badań jest głównie poprawa sprawności przy różnych obciążeniach. Z drugiej strony badania te mają na celu przesunąć jeszcze w górę granice spadu w zastosowaniu obu typów reakcyjnych turbin. Pod tym względem osiągnięto w ostatnich latach bardzo znaczne wyniki.

Przejście z koła stycznego do konstrukcji wirnika Löffel'a w latach 1890-tych, daje zwiększenie sprawności do 80 %. Przez wprowadzenie dyszy iglicowej i odpowiednie ukształtowanie wycięć na łopatkach wirnika, osiągnięto w pierwszych 10-ciu latach tego stulecia sprawność 87 %. Sprawność ta z biegiem czasu wzrosła do 90 %.

Korzystne warunki napływu dały i dla tego typu turbin wyjątkowo płaską krzywą sprawności. Ten charakter krzywej ma szczególne znaczenie przy bardzo zmiennej ilości wody.

Od chwili rozpoczęcia budowy turbin, względna poprawa sprawności turbin dochodzi do 50 % pierwszych wartości. Jest tu jednoznacznie podkreślone znaczenie gospodarcze wszelkich prac badawczych, doświadczalnych i teoretycznych, dzięki którym w takim stopniu zwiększono sprawność.

Badania te rozciągają się nie tylko na wirniki, lecz również na warunki dopływu, odpływu i przepływu, szczególnie zaś w rurach ssących turbin reakcyjnych. Badania wykazują, że czynniki pozornie nieznaczne i dlatego pomijane dawniej, na sprawność turbin tym większy wpływ mają, im więcej wzrasta przełyk.

3.7. Gospodarcze wyniki rozwojowe.

Zmniejszenie ciężaru oraz przestrzeni zabudowanej turbin, są to czynniki również w sposób zasadniczy decydujące o rentowności siłowni. Zwiększenie obrotów czyni tańszą nie tylko część elektryczną, lecz również zmniejsza ilość materiałów, potrzebnych do budowy turbiny.

Zwiększenie mocy jednostek oraz poszerzenie zakresu spadu, zmniejsza ciężar w kg/KM. Tak np. turbina Jonval'a do spadu H = 1 m i mocy 50 KM, wykazywała ciężar jednostkowy 250 kg/KM. Pierwsze wykonanie tej turbiny dla spadu do 20 m wykazują ciężar w granicach 150 do 30 kg/KM. Wartości te przy turbinach Girarda dla tego samego zakresu spadu, były tylko nieznacznie mniejsze. Wprowadzenie turbin Peltona, Francisa i Kaplana, zmniejszyło znacznie ciężar jednostkowy tych turbin, tak że dziś dla spadu od 20 do 50 m spotyka się ciężary około 13 do 3kg/KM.

Wartości powyższe odnoszą się do większych jednostek i należy je traktować jako wartości minimalne. Jeśli weźmiemy pod uwagę, że żądania ze strony regulacji, zapobieganie zużyciu i poprawa sprawności, raczej zwiększyły ciężar, to osiągnięte wyniki są bardzo duże.

Oszczędność w zabudowanej przestrzeni przez turbiny przedstawia się następująco: pierwsze turbiny Jonval'a /trójwieńcowe/ wykonane dla jednej siłowni w roku 1892 miały moc 1250 KM. W roku 1916 postawiono w tym samym miejscu turbiny Francisa o mocy 1580 KM, zaś w roku 1933 turbiny Kaplana o mocy 6000 KM i to bez zmiany powierzchni zabudowy.

Jako postęp w wykorzystaniu przestrzeni , należy podkreślić przejście od wielowirnikowej turbiny poziomej do turbiny pionowej jednowirnikowej. Również w przyszłości dla dużych mocy ten układ pionowy jedynie wchodzi pod uwagę ze względu na możliwości zabudowy zwartej i wprost generatora z turbiną, przy czym oszczędza się na drogim fundamencie.

Również obecna dążność do budowy podziemnych siłowni, przemawia za układem pionowym , ponieważ zmniejsza się przez to znacznie wykopy /wydrążenia/.

3.8. Rozwój konstrukcyjny.

W okresie pierwszych 50 - ciu lat rozwoju, stawiano konstruktorowi zadania nie tyle odnośnie zwiększającej się mocy i spadu, ile raczej żądano, by turbiny pracowały bez przenoszenia

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

na odległość i potrzebną moc dawały również przy małym, będącym w dyspozycji spadzie. Tak naprzykład dla mocy 40 KM przy spadzie 0,61, musiano wykonać dwuwieńcową turbinę Jonval'a, o średnicy równej prawie 4 m, zaś trójwieńcowe wirniki o średnicy do 5m, osiągnęły przełyk jednostkowy o wielkości osiągniętej znacznie później około roku 1910 przez turbiny Francisa.

Oprócz tego , układ regulacji trójwieńcowej turbiny Jonval'a i wielodyszowego koła stycznego , stanowiły poważne trudności konstrukcyjne. Budowa turbin dla celów energetycznych /siłownie/ w latach 1890, stawiają konstruktorowi zadania nie tylko odnośnie wzrastającej mocy, lecz również odnośnie utrzymania stałej częstotliwości.

Przy rozwiązaniu postawionych zagadnień, należało uwzględnić następujące czynniki:

1. Przyrost ruchomych mas części regulacyjnej i ich dostateczne przyśpieszenie na początku przebiegu regulacji.
2. Utrzymanie możliwie krótkiego czasu regulacji.
3. Uniknięcie niekorzystnego wpływu na sprawność.
4. Zapobieżenie uderzeniom w siłowniach posiadających rurociągi.

Rozważania nad czynnikiem pierwszym doprowadziły do zastosowania ciśnienia wody jako środka pomocniczego przy uruchomieniu urządzeń regulacyjnych za pośrednictwem serwomotoru. Wodę zastąpiono wkrótce olejem. Nowość ta wyparła zupełnie stosowaną dotychczas regulację mechaniczną. Wprowadzenie regulacji hydraulicznej skróciło również czas przebiegów regulacyjnych. Warunek trzeci doprowadził do zastąpienia pierwotnej stawidłowej - komorowej, szczelinowej i kratowej oraz regulacji Zodel'a, przez obrotowe łopatki Finka przy turbinach Francisa i zastąpienia regulacji przy pomocy ruchomego języka /klapy/ turbin strumieniowych, przez regulację przy pomocy dyszy iglicowej. Oba systemy regulacji pozostały po dzień dzisiejszy i są pod każdym względem ulepszone.

Spełnienie warunku czwartego, doprowadziło do konstrukcji regulatora ciśnienia, który i dziś znajduje zastosowanie. Przy turbinie strumieniowej był on zastosowany w postaci dyszy odchylającej, zaś od roku 1910 zastąpiony przez odchylacz strumienia.

Dziś po różnych przemianach konstrukcyjnych daje on możliwości regulacji turbiny o mocy 50000 KM, przy zużyciu pracy przez regulator w wysokości co najmniej 1200 kgm.

Pierwotne łopatki kierownicze Finka z wkładką dla szczeliny uruchomiającej /prowadnicy/, lub dla zamocowania sworznia prowadzącego, zostały zastąpione w roku 1908 przez regulację zewnętrzną. Regulacja ta ma cały aparat regulacyjny umieszczony na zewnątrz korpusu turbiny, i poza strumieniem wody. Powoduje ona zwiększenie sprawności oraz zmniejsza zużycie.

Również dysza iglicowa ulegała z czasem różnym zmianom, dając w prostym kształcie stożkowym końca iglicy i dyszy wlotowej najlepsze wyniki ze względu na zużycie i zupełne wykształcenie strumienia.

Kształty wirnika turbiny Francisa i strumieniowych podlegały zmianom według rys. 5.14.47 do 49 i 2.11 do 2.12.

Różnego rodzaju trudności i zawody sprawiało zamocowanie łopatek turbin strumieniowych. Na skutek gwałtownego i zmiennego obciążenia łopatek o charakterze prawie uderzenia, części mocujące łopatki podlegają wysokim i bardzo niekorzystnym naprężeniom. Pierwotne trudności usunięto przez napięcie obustronne łupek łopatkowych w kierunku na obwodzie.

Dalszą trudność w konstrukcji stanowiło ułożyskowanie pionowych wałów turbin. Łożysko to ma bowiem dźwigać całkowity ciężar części obracających się. Dla względnie małych obrotów turbin Jonval'a i Girarda, wystarczało ujęcie ciężaru przez pierwotny czop pod- i nadwodny lub przy większych obciążeniach, zwykłe pierścieniowe łożysko oporowe. Pewność pracy osiągano przez dłuższe dotarcie i smarowanie łożyska przy pomocy oleju rycynusowego. Metoda ta , utrzymująca się ponad 50 lat, nie dała pozytywnych wyników z chwilą dodania do obciążenia łożyska ciężaru wirnika generatora. Z początku pomagano sobie łożyskami, smarowanymi olejem znajdującym się pod ciśnieniem, w środku którego powstawała przestrzeń próżna, znajdująca się pod ciśnieniem. Konstrukcję tę spotyka się we wszystkich większych turbinach pionowych, wykonanych między rokiem 1890 a 1915. Wadą tych łożysk jest konieczność wytwarzania ciśnienia przy pomocy specjalnych pomp.

Wobec ogólnego przejścia z wielowirnikowych turbin pozio-

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

mych na jednowirnikową pionową turbinę, konstrukcja ta była niewystarczająca. Na podstawie teorii Reynolds'a oraz pracy Mitchel'a po wielu doświadczeniach wykonano specjalny typ łożyska oporowego. Utworzone przez rowki doprowadzające olej, segmenty stałej części są podzielone na powierzchnie przyciskające i powierzchnię obracającą się równolegle do części obrotowej łożyska. Powierzchnia ta ma zadanie przejąć rozruch i wybieg obracających się mas. Przy pewnej określonej prędkości tworzy się film olejowy, który samoczynnie wciska się między powierzchnie trące, podnosząc górną część łożyska. Po początkowych trudnościach, występujących szczególnie przy dużych turbinach, a powodowanych głównie jednostronnymi odkształceniami, konstrukcja ta utrzymała się.

Wykonywano takie łożyska do 600 ton nośności oraz 30 m/s prędkości obwodowej. Od roku 1930-go stosuje się dla większych jednostek prawie wyłącznie ruchome łożysko segmentowe, pracujące przy obciążeniu do 900 ton i 1000 obr/min.

Początkowo wykonywano rury ssące według Pràsil'a, dające dobre wyniki. Jednak ogólne wprowadzenie turbiny Kaplana i coraz to częstsze stosowanie krzywaka ssącego spowodowało, że znaczenie jej maleje.

W celu umożliwienia stałej i wolnej od drgań pracy regulatora, wprowadzono tłumienie wachnięć przy pomocy katarakty. W ciągu 50-ciu lat urządzenie to tak udoskonalono, że w każdym stopniu czyni ono zadość żądaniom, stawianym przez siłownie. Naturalnie i tu trzeba było usunąć wiele trudności, wynikających z natury samego zagadnienia. Najnowszy elektryczny regulator częstotliwości jest w dużym stopniu oparty na powyższym doświadczeniu.

Już w okresie pierwszych 50-ciu lat przed rozwojem gospodarki elektrycznej, powstały podwaliny doświadczalne dla konstrukcji, montażu i ruchu maszyn obrotowych wraz z ich problemami przepływu, ułożyskowania, sił odśrodkowych i mechanizmów regulujących.

Z ogólnej wiedzy budowy płatowców również zastosowano nowe wiadomości techniczne o przepływie w odniesieniu do procesów w turbinach oraz kształtowanie profili łopatek według nowych metod, opartych na zasadach aerodynamiki.

2.5. Ruch wody, jego wpływ na pracę i podstawowe wielkości turbiny.

2.5.1. Podstawowe symbole. /patrz rys.3.1./

c [m/s] - prędkość absolutna

w " - " względna

u " - " obwodowa

$\measuredangle\alpha$ - między prędkością c i u

$\measuredangle\beta$ - " " w i - u

γ [kg/m^3] - ciężar właściwy

$g = 9{,}806$ [$m\ s^{-2}$] - przyśpieszenie ziemskie

p [$kg\ m^{-2}$] - ciśnienie

Znaczki przy symbolach odnoszą się do danego położenia w turbinie.

e - wlot do turbiny przed kołem kierowniczym

o - wylot z łopatek kierowniczych

1 - wlot do wirnika

2 - wylot z wirnika

* - wlot do rury ssącej

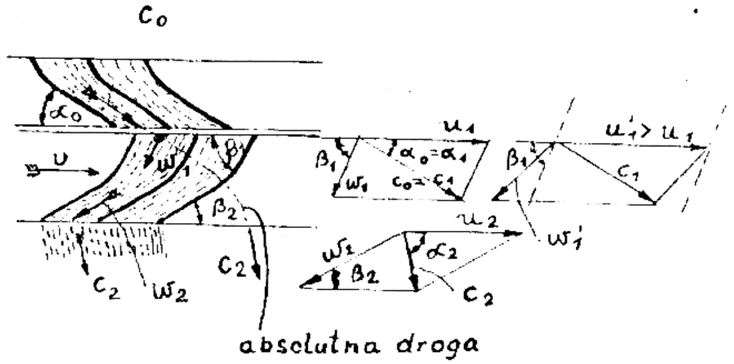
3 - wylot z rury ssącej

a - wylot w kanale dolnym tuż za turbiną

2.5.2. Prędkość przepływu wody w turbinie.

Przy turbinie reakcyjnej woda dopływa w ciągły sposób kanałem do komory wlotowej turbiny. Odpływ wody z komory wylotowej turbiny jest również ciągły, tak że oba zwierciadła, górne i dolne, pozostają na tej samej wysokości. Woda winna w kole kierowniczym u wylotu otrzymać pewną określoną prędkość c_o m/s. Kierunek tej prędkości absolutnej jest zgodny z kierunkiem łopatek kierowniczych u wylotu /$\measuredangle\alpha_o$/.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne



rys. 2.5.1. /Turbina osiowa/.

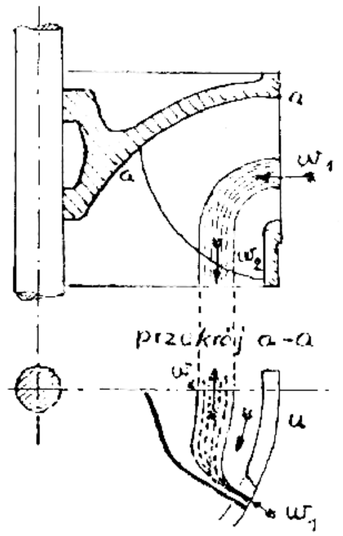
Jeśli kierunek w_1 nie jest zgodny z kierunkiem łopatki, to wlot odbywa się z uderzeniem. Naprzykład gdy przez odciążenie turbiny obroty jej wzrastają, czyli wzrasta prędkość obwodowa, u_1 do wielkości $u' > u_1$. Po złożeniu prędkości c_1 i u_1/ rys.2.5.1./ otrzymamy inny wykres prędkości i woda musi płynąć w kierunku na grzbiet łopatek, na którym to grzbiecie przy uderzeniu gwałtownie zmienia swój kierunek. Uderzenie to jest skierowane w kierunku przeciwnym do siły obwodowej /do u_1/ . Z tego względu prędkość obwodowa może wzrosnąć tylko do pewnej granicy, która leży przy $u_1' = 1{,}8$ do $2\,u_1$. Przy tej wartości u_1' siła uderzenia i obwodowa są równe co do wartości i przeciwnie skierowane, a zatym wzajemnie znoszą się i dalszy wzrost obrotów jest niemożliwy. Żadna zatem turbina zupełnie odciążona nie może się rozbiec, lecz co najwyżej osiągnąć obroty o wysokości / 1,8 do 2 n/n.

Woda wpływa do wirnika z prędkością względną w_1 oraz z prędkością obwodową u_1. W łopatce wirnika następuje stopniowa zmiana kierunku i wielkości tej prędkości względnej, na skutek czego zdolność do wykonania pracy przez wodę przenosi się na łopatki.

Woda wypływa z łopatki z prędkością względną w_2 w kierunku β_2 łopatki, przy czym łopatka porusza się z prędkością obwodową $u_2 < u_1$. Przez dodanie tych prędkości /wykreślne/ otrzymujemy prędkość wylotową absolutną wody c_2 . Z tą prędkością woda wypływa rzeczywiście do rury ssącej lub komory wylotowej turbiny, w zależności od typu turbiny.

2.5.3. Przepływ rzeczywisty.

Przepływ przedstawiony w tak prosty sposób, w rzeczywistości rzadko spotyka się w turbinie. W rzeczywistości równomierne odchylenie poszczególnych strug i kształt łopatek, równy na całej szerokości wirnika, które są przyczyną prostego przepływu, spotyka się tylko w łopatkach kierowniczych nowoczesnych turbin i w łopatkach wirnikowych turbin strumieniowych. Przy łopatkach wirnikowych nowoczesnych turbin reakcyjnych / Francisa/ na skutek wygięcia łopatek w wielu płaszczyznach, warunki przepływu są bardzo skomplikowane.

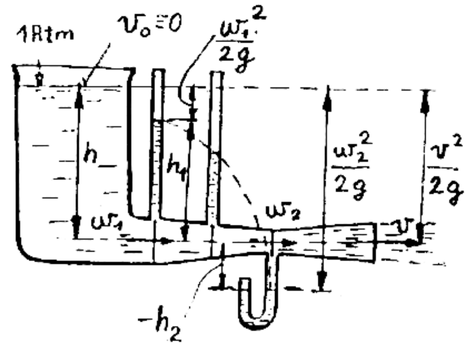


rys.2.5.- 2.

Na skutek różnej zmiany kierunków strugi wodnej w przestrzeni i związanymi z tym zmianami ciśnienia, /patrz rys.2.5.- 2./ dokładne wyznaczenie ruchu wody jest w ogóle niemożliwe i zmuszeni jesteśmy więcej lub mniej zbliżone założenia przyjmować. Jest to spotykany przypadek przede wszystkim przy konstrukcji łopatek wirnikowych turbiny Francisa.

2.5.4. Wpływ prędkości na ciśnienie.

rys. 2.5.3.



W myśl równania Bernoullie'go / patrz rys. 2.5. - 3./

$$h = \frac{w_1^2}{2g} + h_1$$

$$h = \frac{w_2^2}{2g} + h_2$$

$$h = \frac{v^2}{2g}$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Na skutek zwężenia rury i następującego po tym rozszerzenia $w_2 > v$, czyli z tego wynika, że h_2 jest ujemne, więc jest wysokością ssącą. w_2 jest większe niż prędkość odpowiadająca statycznej wysokości h, co można tylko wytłumaczyć tym, że na zwierciadle wody z zewnątrz działa ciśnienie atmosferyczne, odpowiadające ciśnieniu barometrycznemu A.

Na skutek tego w_2 osiągnąć może swą najwyższą wartość według równania

$$\frac{w_2^2}{2g} = h + A$$

Gdybyśmy przekrój w miejscu 2 zwęzili do tego stopnia, byśmy otrzymali w_2 max, to wtedy przez ujście wejdzie powietrze, struga oderwie się od stożkowej dyszy i przekrój 2 stanie się przekrojem wypływu.

Należy zwrócić uwagę, że rozważania te mają tylko swe znaczenie wtedy, gdy zwężenie rury jest stopniowe i gdy pomijamy tarcie. Przy gwałtownym zwężeniu przekroju powstaje na skutek sił masowych w miejscu zwężenia, spiętrzenie ciśnienia, a więc nie wystąpi podciśnienie, lecz nadciśnienie w postaci dodatniej dynamicznej wysokości.

2.6. Wybór turbiny.

2.6.1. Obroty charakterystyczne n_s

Obroty turbiny podobnej / do turbiny szukanej/, która przy spadzie H =1 m ma moc 1KM, nazywamy obrotami charakterystycznymi dla danej turbiny i określamy je symbolem n_s.

Zachowanie się turbiny przy zmiennym spadzie.

Jeśli wykonaną turbinę o obrotach n i dla spadku H uruchomimy przy innym spadku H_1, to jej nową ilość obrotów n_1 możemy obliczyć ze stosunku $\frac{n_1}{n} = \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H}}$, ponieważ wszystkie prędkości $\sqrt{2g.H}$, a zatem i obroty zmieniają się według

Dla spadu $H_1 = 1$ m , $n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}$

Podobnie musi zmienić się ilość wody Q_1 odpowiadająca spadowi H_1 i dlatego $\frac{Q_1}{Q} = \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H}}$, zaś dla $H_1 = 1$m $Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}}$

przy czym moc turbiny N zmieni się na N_1, zaś

$$\frac{N_1}{N} = \frac{Q_1 . H_1}{Q . H} = \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H}} \cdot \frac{H_1}{H} = \frac{\sqrt{H_1^3}}{\sqrt{H^3}}$$

zaś dla $H_1 = 1$ m otrzymamy

$$N_1 = \frac{N}{\sqrt{H^3}}$$

Wyobraźmy sobie wirniki podobnie zbudowane o różnych średnicach D_1 i D, pracujące przy tym samym spadku i wtedy ich obroty

$$\frac{n}{n_1} = \frac{D_1}{D}$$

Ponieważ przełyk turbiny Q wzrasta przy H = const. z kwadratem średnicy, więc

$$\frac{n}{n_1} = \frac{D_1}{D} = \frac{\sqrt{Q_1}}{\sqrt{Q}} = \frac{\sqrt{Q_1} . \sqrt{H}}{\sqrt{Q} . \sqrt{H}} = \frac{\sqrt{N_1}}{\sqrt{N}}$$

Zatem przy równym spadzie obroty p-dobnych turbin zmieniają się w stosunku odwrotnym do pierwiastka ich mocy.

Obroty n turbiny o mocy N = 1 KM, otrzymamy przy pomocy obrotów n_1 turbiny podobnej o mocy N_1 z równania

$$\frac{n}{n_1} = \frac{\sqrt{N_1}}{\sqrt{1}} \quad \text{/przy H = const./}$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Jeśli spad $H_1 = 1$ m to otrzymamy charakterystyczną ilość obrotów

$$n_s = n_1 \cdot \sqrt{N_1}$$

Przez podstawienie $n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}$ oraz $N_1 = \frac{N}{\sqrt{H^3}}$

do równania na n_s otrzymamy

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{N_t}}{H \cdot \sqrt[4]{H}} \qquad N_t = N \cdot n \,[\text{obr/min}] \,,\; N_t\,[\text{KM}] \,,\; H\,[\text{m}]$$

2.6.2. Wyróżnik szybkobieżności k_s i związek między n_s a k_s.

Obecnie znajduje częste zastosowanie przy określeniu typu turbiny pewna liczba bezwymiarowa k_s, którą nazwiemy wyróżnikiem szybkobieżności turbin. Znaczenie tej liczby k_s jest podobne jak liczby n_s.

Jeśli do równania $n_s = \frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \sqrt{\frac{N_t}{H \cdot \sqrt{H}}}$ wprowadzimy

za $N_t = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H \cdot \eta_t}{75}$ to otrzymamy $n_s = \frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma \cdot Q \cdot H \cdot \eta_t}{75 \cdot H \cdot \sqrt{H}}}$

dzieląc to równanie przez $\sqrt{2g} \cdot \sqrt[4]{2g}$ otrzymamy

$$\frac{n_s}{\sqrt{2g} \cdot \sqrt[4]{2g}} = \frac{n}{\sqrt{2g\,H}} \cdot \sqrt{\frac{\gamma \cdot Q \cdot \eta_t}{75 \cdot \sqrt{2g\,H}}} = \frac{n}{c} \cdot \sqrt{\frac{\gamma \cdot Q \cdot \eta_t}{75 \cdot c}}$$

$$\frac{n_s}{\sqrt{2g} \cdot \sqrt[4]{2g}} \cdot \sqrt{\frac{75}{\gamma \cdot \eta_t}} = \frac{n}{c} \cdot \sqrt{\frac{Q}{c}} \;;\quad \sqrt{\frac{75}{2g \cdot \sqrt{2g}}} = \frac{1}{34}$$

$$\frac{n_s}{34} \cdot \sqrt{\eta_t} = \frac{n}{c} \cdot \sqrt{\frac{Q}{c}}$$

$$\frac{n^2}{c^2} \cdot \frac{Q}{c} = \left(\frac{n_s}{34}\right)^2 \cdot \eta_t$$

wyrażenie $\frac{Q \cdot n^2}{c^3} = k_s$ = wyróżnik szybkobieżności

$$\frac{Q \cdot n^2}{c^3} = k_s = \left(\frac{n_s}{34}\right)^2 \cdot \eta_t \qquad \text{lub}$$

$$n_s = 34 \cdot \sqrt{k_s \cdot \eta_t}$$ stanowi szukany związek między n_s a k_s

dla wartości $\eta_t = 0{,}9$ otrzymamy związek przybliżony $k_s = \left(\frac{n_s}{32}\right)^2$

Tab.2.1. Wartości n_s i k_s i przynależne do nich typy turbin.

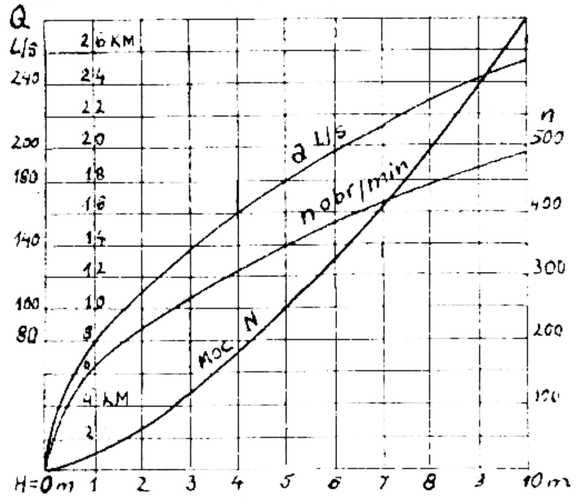
n_s =	60	120	180	300	600	1000
k_s =	3,5 – 14	14 – 32	32 – 82	82 – 350	350 – 980	
	wolno-bieżna turbina Francisa	normalno-szybkobieżna turbina Francisa		turbina Kaplana		

2.6.3. Naturalna charakterystyka turbiny.

Z rozważań powyższych widzimy, że w zależności od warunków pracy wykonany wirnik turbiny zmienia swe wartości, i jesteśmy w stanie podać zakres jego zastosowania przy różnych spadkach ilości wody i obciążeniu, przy założeniu, że napływ i obciążenie są normalne i odbywają się bez użycia jakichkolwiek urządzeń regulacyjnych, które w ścisłym tego słowa znaczeniu, zmieniają ilość wody i moc. Zależność różnych podstawowych wartości przedstawia rys. 2.6. -1. wykonany dla turbiny Francisa o średnicy wir-

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

nika 350 m/m przy pracy w zakresie od H =0 do 10 m



rys. 2.6.- 1

Z wykresu widzimy naprzykład dla H =1 m

N_1 = 0,9 KM

n_1 = 155/min

dla H = 6 m

N = 13 KM

n =380/min

2.6.4. Szczegółowy podział turbin w zależności od n_s.

/patrz rys.2.6.2./

n_s =	12 - 30	turbina strumieniowa z jedną dyszą
	30 - 50	" " z kilkoma dyszami
	60 - 120	" wolnobieżna Francisa
	120 - 180	" normalnobieżna "
	180 - 250	" szybkobieżna "
	250 - 330	" bardzo szybkobieżna Francisa
	280 - 520	" Dubsa /X/
	450 - 1000	" Kaplana
	- 1200	" Śmigłowa /śrubowa/

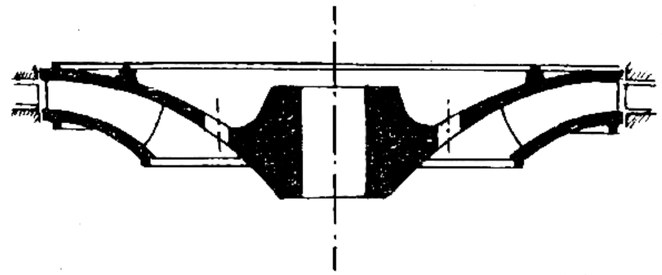
2.6.5. Wybór turbiny przy pomocy n_s - zasady ogólne

Przystępując do wyboru turbin, mamy zasadniczo określone spad H i przełyk Q siłowni wodnej. Do konstruktora należy rozpatrzenie możliwych typów konstrukcyjnych, wybór turbiny oraz określenie ich ilości i mocy.

Przy wyborze turbiny opieramy się przede wszystkim na n_s.

rys. 2.6.-2 Kształt wirników poszczególnych typów turbin.

Francis: wolnobieżna n_s = 60 - 80

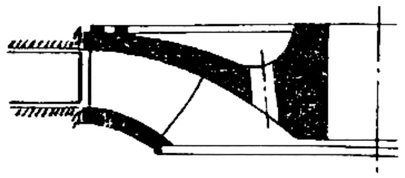


wolnobieżna

n_s = 80 - 120

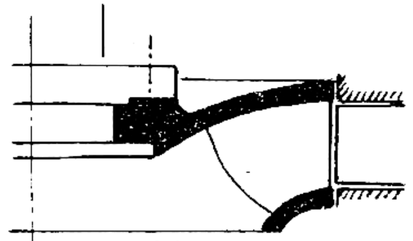
normalnobieżna

n_s= 120 - 180



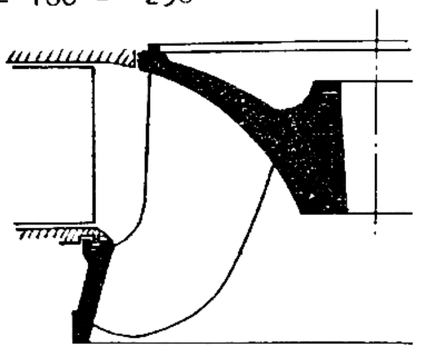
szybkobieżna

n_s = 180 - 250



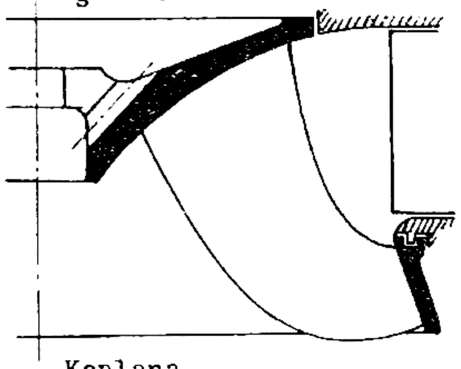
szybkobieżna

n_s = 250 - 330



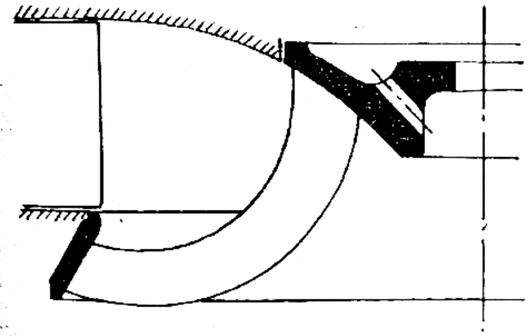
Dubsa / X - turbina/

n_s = 280 - 520



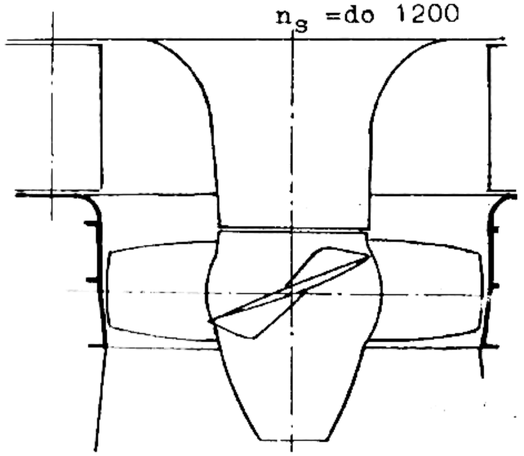
Kaplana

n_s =450 - 1000



Śmigłowa

n_s =do 1200



Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

przy czym należy tu podkreślić, że najważniejszą rolę odgrywa tu wielkość produkcji i koszt turbozespołów. Ponieważ turbozespoły przy małych obrotach < 150 obr/min miałyby duże wymiary, zatem byłyby drogie, względnie zachodziłaby konieczność wykonania przekładni turbinowej, obroty niskie przyjmuje się tylko w przypadku koniecznym.

Wybór turbiny dla zakresu $n_s = 450 \div 500$ często jest trudny, gdyż może tu wystąpić turbina X i turbina Kaplana. Wybór typu turbiny w tym przypadku nie następuje w zależności od wielkości H i Q , ale od ceny i kosztów wykonania i utrzymania w ruchu turbiny.

Przykłady.

Zastosowanie charakterystycznej liczby obrotów n_s najlepiej przedstawiają przykłady.

a.) Znany jest spadek i ilość wody projektowanego urządzenia wodnego. Znaleść typ turbiny przy określonej ilości obrotów.
Naprzykład: H = 8 m, Q = 55 m^3/s , n =150/min

Najmniejsza moc urządzenia wynosi:

$$N_t = \frac{1000.Q.H.\eta_t}{75}$$

dla $\eta_t = 0,75$

$$N_t = 10 \cdot Q.H \text{ KM}$$

$$N_t = 10 \cdot 55 \cdot 8 = 4400 \text{ KM}$$

z równania na n_s otrzymujemy

$$n_s = 150 \cdot \frac{\sqrt{N_t}}{8\sqrt[4]{8}} = 150 \cdot \frac{\sqrt{N_t}}{13,6} = 11.\sqrt{N_t}$$

Jeśli zainstalujemy jednostki po 400 KM to otrzymamy

$n_s = 11.\sqrt{400} = 220$, czyli należy wykonać szybkobieżną turbinę Francisa. Jeśli natomiast zainstalujemy jednostki o mocy 1100 KM każda, to $n_s = 11.\sqrt{1100} = 365$, czyli należy wykonać turbinę X. W przypadku siłowni wodnych chętnie wybiera się jednostki duże,

gdy zatem zainstalujemy z turbiny o mocy 2200 KM każda, otrzymamy $n_s = 11.\sqrt{2200} = 515$, czyli należy wykonać turbiny Kaplana lub śmigłową.

b.) Znany jest spadek i ilość wody, szukamy odpowiedniej turbiny, przy czym są możliwe różne obroty. Naprzykład: H = 40 m, Q = 0,2 m^3/sec, zatem przy $\eta_t = 0,75$, $N_t = 80$ KM stąd otrzymujemy

$$n_s = n \cdot \frac{\sqrt{80}}{40.\sqrt[4]{40}} = 0,09.n$$

Przyjmując różne obroty n otrzymamy odpowiednie turbiny:

n = 100/min : $n_s = 9$, co zazwyczaj się nie wykonuje

n = 200/min : $n_s = 18$,- turbina strumieniowa z jedną dyszą

n = 400/min : $n_s = 36$ - turbina strumieniowa z dwoma dyszami

n = 600/min : $n_s = 54$ - turbina Francisa wolnobieżna

n = 1200/min : $n_s = 108$ - turbina Francisa normalnobieżna.

Gdybyśmy wzięli pod uwagę tylko prostotę urządzenia, to należałoby obrać turbinę strumieniową, obroty te jednak ze względu na generator są za małe. Z tego względu obieramy raczej turbinę Francisa.

c.) Znany jest spadek i ilość wody, szukamy turbiny o możliwie najwyższej ilości obrotów.
Naprzykład: dane H = 10 m, Q = 3 m^3/s

dla $\eta_t = 0,75$, $N_t = 320$ KM

ilość obrotów turbiny

$$n = n_s \cdot \frac{H.\sqrt[4]{H}}{\sqrt{N_t}} = n_s \cdot \frac{17,8}{17,8} = n_s$$

Stąd otrzymujemy:

turbinę Francisa normalno-bieżną przy $n_s = 150$ n = 150/min
" " szybkobieżną przy $n_s = 250$ n = 250 -"-
" X przy $n_s = 450$ n = 450 -"-
" Kaplana lub śmigłową przy $n_s = 600$ n = 600 -"-

Ze względu na to, że ostatnia turbina ma budowę najmniejszą, obie-

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

ramy najwyższą ilość obrotów i związany z nią typ turbiny.

3. Teoria turbin wodnych.

3.1. Zasadnicze prawa turbiny wodnej.

Turbiny wodne i pompy odśrodkowe pracują w zasadzie przy stałej ilości obrotów n = const, przepływ w nich ma charakter ustalony, niezależny od czasu. Cechą tego przepływu jest

$$\frac{\partial}{\partial t} = 0, \quad \text{np.} \quad \frac{\partial c}{\partial t} = 0 ; \quad \frac{\partial P}{\partial t} = 0$$

3.1.1. Podstawowe wielkości i symbole.

c_x , c_y , c_z - składowe prędkości c w kierunku x, y, z.

t [s] - czas.

X, Y, Z - [kg m^{-3}] - składowe sił zewnętrznych w odniesieniu do jednostki objętości.

P [kg m^{-2}] - ciśnienie.

3.1.2. Równania ruchu Lagrange'a.

$$\text{I.} \quad \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{d c_x}{d t} = X - \frac{\partial P}{\partial x}$$

$$\text{II.} \quad \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{d c_y}{d t} = Y - \frac{\partial P}{\partial y}$$

$$\text{III.} \quad \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{d c_z}{d t} = Z - \frac{\partial P}{\partial z}$$

3.1.3. Przejście do równania Eulera.

$$d c_x = \frac{\partial c_x}{\partial t} \cdot d t + \frac{\partial c_x}{\partial x} \cdot d x + \frac{c x}{\partial y} \cdot d y + \frac{\partial c_x}{\partial z} \cdot d z$$

$$\frac{d c_x}{d t} = \underbrace{\frac{\partial c_x}{\partial t}}_{\text{miejscowe,}} + \underbrace{c_x \cdot \frac{\partial c_x}{\partial x} + c_y \cdot \frac{\partial c_x}{\partial y} + c_z \cdot \frac{\partial c_x}{\partial z}}_{\text{konwektywne przyśpieszenie}}$$

całkowite przyśpieszenie

Przy przepływie ustalonym wszystkie $\frac{\partial}{\partial t} = 0$.

Po wstawieniu do równania Lagrange'a wartości na przyśpieszenie ($\frac{d c_x}{d t}$ i t.d.) otrzymamy podstawowe równania L.Eulera /rok 1751-1755/ dla przepływu ustalonego, ważne tylko dla przepływu bez tarcia, potencialnego, $\eta = 0$, $\tau = \frac{d c}{d y}$, $\eta = 0$, opór = 0.

$$\text{Ia.} \quad \frac{\gamma}{g} \cdot \left(c_x \cdot \frac{\partial c_x}{\partial x} + c_y \cdot \frac{\partial c_x}{\partial y} + c_z \cdot \frac{\partial c_x}{\partial z} = X - \frac{\partial P}{\partial x} \right)$$

$$\text{IIa.} \quad \frac{\gamma}{g} \cdot \left(c_x \cdot \frac{\partial c_y}{\partial x} + c_y \cdot \frac{\partial c_y}{\partial y} + c_z \cdot \frac{\partial c_y}{\partial z} = Y - \frac{\partial P}{\partial y} \right)$$

$$\text{IIIa.} \quad \frac{\gamma}{g} \left(c_x \cdot \frac{\partial c_z}{\partial x} + c_y \cdot \frac{\partial c_z}{\partial y} + c_z \cdot \frac{\partial c_z}{\partial z} = Z - \frac{\partial P}{\partial z} \right)$$

3.1.4. Potencjał prędkości ϕ

$$\phi \, /x, y, z,/ \; ; \; \frac{\partial \phi}{\partial x} = c_x \; ; \; \frac{\partial \phi}{\partial y} = c_y \; ; \; \frac{\partial \phi}{\partial z} = c_z$$

$$\frac{\partial c_x}{\partial y} = \frac{\partial^2 \phi}{\partial x . \partial y} \; ; \; \frac{\partial c_y}{\partial x} = \frac{\partial^2 \phi}{\partial y . \partial x} \quad \text{czyli} \quad \underline{\frac{\partial c_x}{\partial y} = \frac{\partial c_y}{\partial x}}$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

podobnie

$$\frac{\partial c_x}{\partial z} = \frac{\partial^2 \phi}{\partial x \partial z} \quad ; \quad \frac{\partial c_z}{\partial x} = \frac{\partial^2 \phi}{\partial z \partial x} \quad \text{zaś} \quad \frac{\partial c_x}{\partial z} = \frac{\partial c_z}{\partial x} \quad \text{i t.d.}$$

Po wstawieniu do równań „a" otrzymanych wartości otrzymamy:

Ib. $$\frac{\gamma}{g}\left(c_x \cdot \frac{\partial c_x}{\partial x} + c_y \cdot \frac{\partial c_y}{\partial x} + c_z \cdot \frac{\partial c_z}{\partial x}\right) = X - \frac{\partial P}{\partial x} \Big| \cdot d x$$

IIb. $$\frac{\gamma}{g}\left(c_x \cdot \frac{\partial c_x}{\partial y} + c_y \cdot \frac{\partial c_y}{\partial y} + c_z \cdot \frac{\partial c_z}{\partial y}\right) = Y - \frac{\partial P}{\partial y} \Big| \cdot d y$$

IIIb. $$\frac{\gamma}{g}\left(c_x \frac{\partial c_x}{\partial z} + c_y \cdot \frac{\partial c_y}{\partial z} + c_z \cdot \frac{\partial c_z}{\partial z}\right) = Z - \frac{\partial P}{\partial z} \Big| \cdot d z$$

Po dodaniu i uporządkowaniu otrzymamy

$$\frac{\gamma}{g} \cdot \Big[c_x \cdot \Big(\frac{\partial c_x}{\partial x} \cdot d x + \frac{\partial c_x}{\partial y} \cdot d y + \frac{\partial c_x}{\partial z} \cdot d z \Big)$$

$$+ c_y \cdot \Big(\frac{\partial c_y}{\partial x} \cdot d x + \frac{\partial c_y}{\partial y} \cdot d y + \frac{\partial c_y}{\partial z} \cdot d z \Big)$$

$$+ c_z \cdot \Big(\frac{\partial c_z}{\partial x} \cdot d x + \frac{\partial c_z}{\partial y} \cdot d y + \frac{\partial c_z}{\partial z} \cdot d z \Big) \Big] =$$

$$X \cdot d x + Y \cdot d y + Z \cdot d z - \Big(\frac{\partial P}{\partial x} \cdot d x + \frac{\partial P}{\partial y} \cdot d y + \frac{\partial P}{\partial z} \cdot d z \Big)$$

$$\frac{\gamma}{g}\left(c_x \cdot d c_x + c_y \cdot d c_y + c_z \cdot d c_z\right) = X \cdot d x + Y \cdot d y + Z \cdot d z - dP$$

$$c_x^2 + c_y^2 + c_z^2 = c^2$$

$$c_x \cdot d c_x + c_y \cdot d c_y + c_z \cdot d c_z = c \cdot d c$$

$$\frac{\gamma}{g} \cdot c \cdot d c = X \cdot d x + Y \cdot d y + Z \cdot d z - d P$$

$$d\left(\frac{c^2}{2g}\right) + d\left(\frac{P}{\gamma}\right) = \frac{X d x + Y d y + Z d z}{\gamma} \qquad (\gamma = \text{const})$$

W przypadku przepływu ustalonego i potencjalnego, zmiana energii kinetycznej + zmiana ciśnienia = pracy elementarnej sił zewnętrznych.

3.1.5. Zastosowanie równania.

Ruch absolutny /w przestrzeni nie znajdującej się w ruchu/. Tu należą wszelkie rury, korpus, łopatki kierownicze, rura ssąca. Ciecz znajduje się tylko pod działaniem ciężaru /rys. 3.1./



rys. 3.1.

Siła ciężkości $Z = - \frac{m g}{V}$

$$m = \frac{\gamma \cdot V}{g}$$

$$Z = - \frac{\gamma \cdot V}{g \cdot V} \cdot g = - \gamma$$

$$[Z] = -[\gamma]$$

$X = 0$, $Y = 0$ zatem

$$d\left(\frac{c^2}{2g}\right) + d\left(\frac{P}{\gamma}\right) = \frac{0 \cdot d x + 0 \cdot d y - \gamma d z}{\gamma}$$

$$d\left(\frac{c^2}{2g}\right) + d\left(\frac{P}{\gamma}\right) + d z = 0$$

po scałkowaniu

$$\frac{c^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} + Z = \text{const}$$

równanie Bernoulli'ego / rok 1738 /

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Równanie energii

G - ciężar cieczy

$$\frac{G}{g} \cdot \frac{c^2}{2} + G \cdot \frac{P}{\gamma} + G.z = \text{const}$$

$$\frac{m.c^2}{2} + G \cdot \frac{P}{\gamma} + G.z = \text{const}$$

Energia ruchu +energia ciśnienia + energia położenia = const

energia potencjalna

Prawo Lavoisier'a : suma wszystkich energii = const

Równanie Bernoulli'ego jest zatem równaniem energii dla ciężaru jednostkowego.

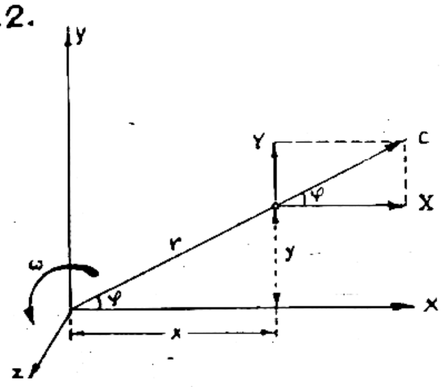
3.1.6. Ruch cieczy w przestrzeni obracającej się, / wirnik turbiny lub pompy /.

Dla obserwatora , znajdującego się w przestrzeni obracającej się, widoczna jest względna prędkość przepływu. W miejsce zaś prędkości c wystąpi prędkość względna w.

$$d\left(\frac{w^2}{2g}\right) + d\left(\frac{P}{\gamma}\right) = \frac{X.d\,x + Y.d\,y + Z.d\,z}{\gamma}$$

Przyjmujemy ruch wokół osi pionowej z / patrz rys.3.2./

rys.3.2.



Siła odśrodkowa wywołana obrotem

$$C = m.r\,\omega^2$$

$$m = \frac{\gamma.V}{g}$$

$$C = \frac{\gamma.V}{g} \cdot r\omega^2$$

$$\frac{C}{V} = \frac{\gamma}{g} \cdot r\omega^2$$

$$X = \frac{C}{V} \cdot \cos\varphi = \frac{\gamma}{g}\omega^2.r \cdot \cos\varphi\,, \quad r \cdot \cos\varphi = x$$

$$X = \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2.\,x$$ analogicznie

analogicznie

$$Y = \frac{\gamma}{g}\,\omega^2.\,y$$

Po wstawieniu do równania podstawowego otrzymamy

$$d\left(\frac{w^2}{2g}\right) + d\left(\frac{P}{\gamma}\right) = \frac{\frac{\gamma}{g}\cdot\omega^2.\,x.d\,x + \frac{\gamma}{g}\cdot\omega^2.\,y.d\,y - \gamma.d\,z}{\gamma}$$

$$= \frac{\omega^2}{g} \cdot \left(x.d\,x + y.d\,y\right) - dz$$

Po scałkowaniu otrzymujemy

$$\frac{w^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} = \frac{\omega^2}{g}\left(\frac{x^2}{2} + \frac{y^2}{2}\right) - Z + \text{const}$$

$$x^2 + y^2 = r^2$$

$$\frac{w^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} = \frac{(\omega.r)^2}{2g} - Z + \text{const}, \quad \omega.r = u = \text{prędkość obwodowa}$$

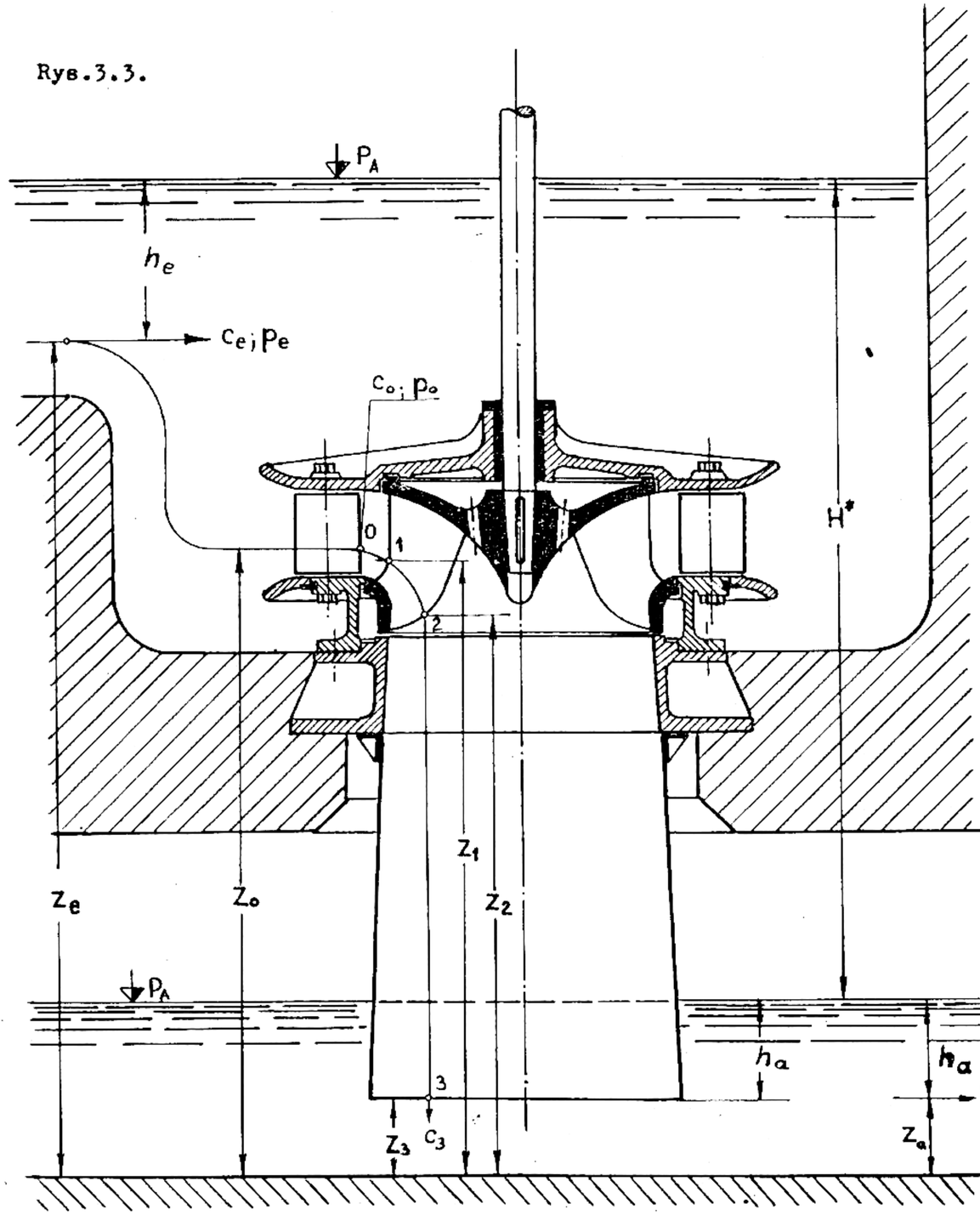
$$\frac{w^2}{2g} - \frac{u^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} + Z = \text{const}$$ równanie Bernoulli'ego dla przestrzeni obracającej się.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

3.2. Równanie i straty turbiny.

3.2.1. Równanie turbiny /patrz rys.3.3./

Rys.3.3.



Przestrzeń od e do o nieruchoma

Przepływ absolutny w korpusie i kole kierowniczym

$$\text{I.}\quad \frac{c_o^2}{2g} + \frac{P_o}{\gamma} + Z_o = \frac{c_e^2}{2g} + \frac{P_e}{\gamma} + Z_e - H_{s\ e-o}$$

$H_{s\ e-o}$ - straty tarcia

Przestrzeń od punktu o do 1 nieruchoma. Przepływ absolutny w szczelinie przed wirnikiem.

$$\text{II.}\quad \frac{c_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + Z_1 = \frac{c_o^2}{2g} + \frac{P_o}{\gamma} + Z_o - H_{s\ o-1}$$

Przestrzeń od punktu 1 do 2. Przepływ względny, wirnik obracający się.

$$\text{III.}\quad \frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 = \frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + Z_1 - H_{s\ 1-2}$$

Przestrzeń od punktu 2 do 3 nieruchoma. Przepływ w rurze ssącej / w dyfusorze pompy/

$$\text{IV.}\quad \frac{c_3^2}{2g} + \frac{P_3}{\gamma} + Z_3 = \frac{c_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 - H_{s\ 2-3}$$

Przestrzeń od punktu 3 do a nieruchoma. Przepływ absolutny, w kanale dolnym.

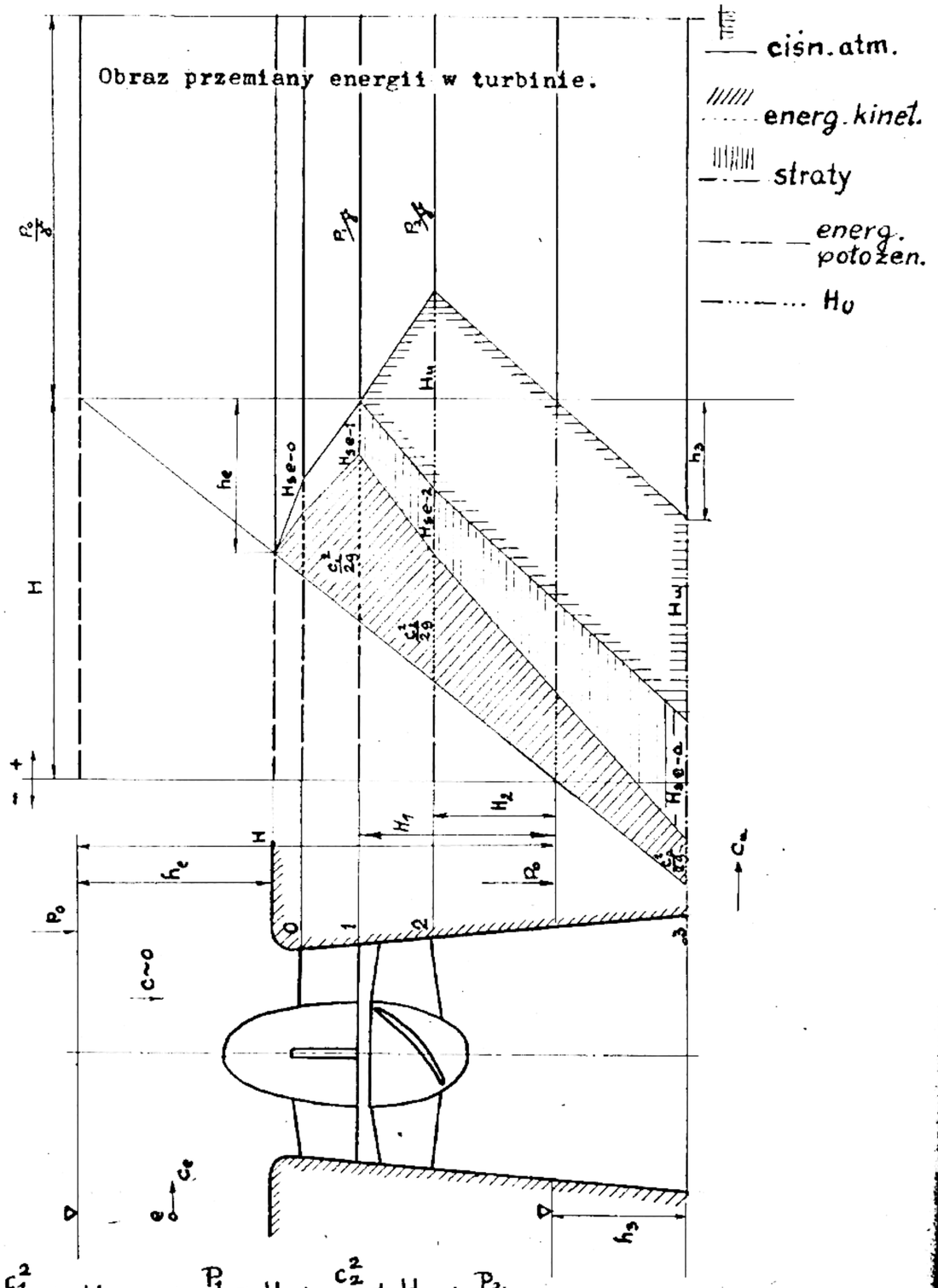
$$\text{V.}\quad \frac{c_a^2}{2g} + \frac{P_a}{\gamma} + Z_a = \frac{c_3^2}{2g} + \frac{P_3}{\gamma} + Z_3 - H_{s\ 3-a}$$

Suma tych pięciu równań

$$\frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}{2.g} = \left(\frac{c_e^2}{2g} + \frac{P_e}{\gamma} + Z_e\right) -$$

Udostępniono dzięki www.mcw.pl - Małe Elektrownie Wodne

Obraz przemiany energii w turbinie.



$$H_1 + \frac{c_1^2}{2g} + H_{se-1} + \frac{p_1}{\gamma} = H_2 + \frac{c_2^2}{2g} + H_u + \frac{p_2}{\gamma}$$

$$H_u = \frac{1}{g}(u_1 \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1 - u_2 \cdot c_2 \cdot \cos\alpha_2)$$

Rys. 3.3.1.

$$- \left(\frac{c_a^2}{2g} + \frac{P_a}{\gamma} + Z_a\right) - \sum_e^a H_{s_i}$$

z rys. odczytujemy $\frac{P_e}{\gamma} = \frac{P_A}{\gamma} + h_e$, $\frac{P_a}{\gamma} = \frac{P_A}{\gamma} + h_a$

$$\left(\frac{P_e}{\gamma} + Z_e\right) - \left(\frac{P_a}{\gamma} + Z_a\right) = \left(\frac{P_A}{\gamma} + h_e + Z_e\right) - \left(\frac{P_A}{\gamma} + h_a + Z_a\right)$$

$$= h_e + Z_e - \left(h_a + Z_a\right) = H^*$$

H^* = spad , zatem

$$\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} = H^* + \frac{c_e^2}{2g} - \sum_e^a H_{s_i} - \frac{c_a^2}{2g}$$

Ogólna postać równania głównego turbiny.

Suma wszystkich wysokości dynamicznych = różnicy całkowitego spadu minus strata przepływu i energia wylotowa wody.

3.2.2. Sprawność spadu η_H.

$H^* + \frac{c_e^2}{2g} - \frac{c_a^2}{2g} = H$ energia całkowita, zdolna do wykonania pracy

$\sum_e^a H_{s_i} = \Delta H$ - całkowita strata energii

określamy $\eta_H = \frac{H - \Delta H}{H} = 1 - \frac{\Delta H}{H} < 1$

Po wstawieniu do równania głównego turbiny otrzymamy

$$\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} = \eta_H \cdot H$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Przez podzielenie tego równania przez H i wstawiając zamiast

$$\frac{c_1}{\sqrt{2g.H}} = k_{c_1} \quad , \quad \frac{c_2}{\sqrt{2g.H}} = k_{c_2} \quad \text{i tak dalej,}$$

otrzymamy główne równamie turbiny, wyrażone w wielkościach bezwymiarowych.

$$k_{c_1}^2 - k_{c_2}^2 + k_{w_2}^2 - k_{w_1}^2 + k_{u_1}^2 - k_{u_2}^2 = \eta_H$$

3.2.3. Sprawność ilości wody η_Q.

Q [obj/czas] - przełyk turbiny

ΔQ_g strata w szczelinie górnej

ΔQ_d - " - - " - dolnej

$\Delta Q_g + \Delta Q_d = \Delta Q$ całkowita strata szczelinowa

$$\eta_Q = \frac{Q - \Delta Q}{Q} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q} < 1$$

3.2.4. Sprawność hydrauliczna η_h.

Pełna teoretyczna moc / moc surowa /.

$$L_d = \gamma . Q . H \ \text{mkg s}^{-1}$$

Moc hydrauliczna

$$L_h = \gamma . (Q - \Delta Q) . (H - \Delta H)$$

określamy $\eta_h = \frac{L_h}{L_d} = \frac{\gamma (Q - \Delta Q)(H - \Delta H)}{\gamma . Q . H} = \left(1 - \frac{\Delta Q}{Q}\right)\left(1 - \frac{\Delta H}{H}\right)$

$$\eta_h = \eta_H \cdot \eta_Q$$

3.2.5. Sprawność całkowita η_t

ΔL - straty tarcia w łożyskach i tarcia wirnika

L_t - moc turbiny na sprzęgle

$L_t = L_h - \Delta L$ w myśl definicji sprawność mechaniczna

$$\eta_m = \frac{L_t}{L_h} = \frac{L_h - \Delta L}{L_h} = 1 - \frac{\Delta L}{L_h} < 1$$

$$L_t = L_h . \eta_m$$

$L_h = \eta_h \cdot L_d = \eta_H \cdot \eta_Q \cdot L_s$, ($L_d$ - moc na sprzęgle)

$L_t = \eta_H \cdot \eta_Q \cdot \eta_m \cdot L_s = \eta_t \cdot L_s$

$$\eta_t = \eta_H \cdot \eta_Q \cdot \eta_m$$

3.2.6. Obliczenie η_H

Według definicji $\eta_H = \frac{H - \Delta H}{H} = \left(H - \sum_e^a H_{s_i}\right) / H$

$$\sum_e^a H_{s_i} = H_{s_{e-o}} + H_{s_{o-1}} + H_{s_{1-2}} + H_{s_{2-3}} + H_{s_{3-a}}$$

$H_{s_{e-a}} = \zeta_{e-o} . H$, $H_{s_{o-1}} = \zeta_{o-1} . H$, $H_{s_{1-2}} = \zeta_{1-2} . H$,

$H_{s_{2-3}} = \zeta_{2-3} . H$, $H_{s_{3-a}} = \zeta_{3-a} . H$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Maszyny i Elektrownie Wodne

$$H_{s_{e-a}} = (\zeta_{e-o} + \zeta_{o-1} + \zeta_{1-2} + \zeta_{2-3} + \zeta_{3-a}) \cdot H$$

$$\sum_{e}^{a} H_{s_i} = \zeta_i \cdot H$$

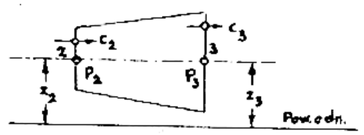
3.2.7. Strata ciśnienia $H_{s_{2-3}}$ i sprawność rury ssącej.

Strata ta występuje w rurze ssącej lub w dyfusorze. Położenie rury nie odgrywa żadnej roli.

Dla położenia poziomego

a/ dla cieczy idealnej / lepkość $\eta = 0$ /

$$\frac{c_3^2}{2g} + \frac{p_3}{\gamma} + z_3 = \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2$$



$z_2 = z_3$

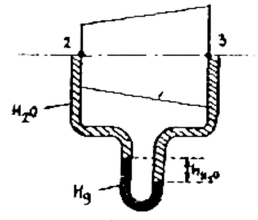
rys.3.5.

$$\frac{p_3 - p_2}{\gamma} = \frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} \qquad (I)$$

b/ Dla cieczy rzeczywistej $\eta > 0$

$$H_{s_{2-3}} = k_2 \cdot \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g}$$

Doświadczenie według rysunku 3.6.



rys. 3.6.

Rzeczywista zmierzona różnica ciśnień

$$\frac{\Delta p^*}{\gamma} = 12{,}6\ h_{H_g}$$

/ nie 13,6 /

Sprawność rury ssącej η_s

$$\eta_s = \frac{\frac{\Delta p^*}{\gamma}}{\frac{\Delta p}{\gamma}} = \frac{\Delta p^*}{\Delta p}$$

Równanie Bernoulli'ego dla przepływu rzeczywistego

$$\frac{c_3^2}{2g} + \frac{p_3^*}{\gamma} + z_3 = \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2^*}{\gamma} + z_2 - H_{s_{2-3}}$$

$$\frac{p_3^* - p_2^*}{\gamma} = \frac{\Delta p^*}{\gamma} = \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} - H_{s_{2-3}}$$

$$= \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} - k_2 \cdot \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} = (1 - k_2) \cdot \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g}$$

$$\eta_s = \frac{(1 - k_2) \cdot \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g}}{\frac{c_2^2 - c_3^2}{2g}} = 1 - k_2 \quad , \quad \eta_s = 1 - k_2$$

$$k_2 = 1 - \eta_s$$

$$H_{s_{2-3}} = (1 - \eta_s) \cdot \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g}$$

Sprawność rury ssącej podaje się w procentach.

$$\eta_H = \frac{H - \zeta \cdot H - (1 - \eta_s) \cdot \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g}}{H}$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$\frac{c_2}{\sqrt{2g\,H}} = k_{c_2} \quad , \quad \frac{c_3}{\sqrt{2g\,H}} = k_{c_3}$$

$$\eta_H = 1 - \zeta - (1 - \eta_s) \cdot \left(k_{c_2}^2 - k_{c_3}^2 \right)$$

$$\underline{\eta_H = 1 - \zeta - (1 - \eta_s) \cdot \left(k_{c_2}^2 - k_{c_3}^2 \right)}$$

Dla turbiny bez rury ssącej

$$c_2 = c_3 \quad , \quad k_{c_2} = k_{c_3}$$

$$\underline{\eta_H = 1 - \zeta - k_{c_2}^2}$$

η_H jest mniejsze przy turbinie bez rury ssącej, rura ssąca musi się rozszerzać w kierunku wylotu.
Zysk na rurze ssącej

$$\eta_s \cdot \left(k_{c_2}^2 - k_{c_3}^2 \right)$$

Rura ssąca odgrywa bardzo ważną rolę przy turbinach szybkobieżnych

$n_s \geq 300$, $k_s \geq 96$, ponieważ wtedy k_{c_2} jest względnie duże.

Przy szybkobieżnych turbinach Francis'a, Kaplana, śmigłowych i śrubowych, rura ssąca jest nieodzowna.

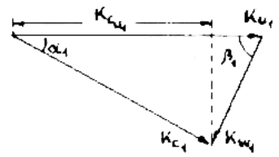
3.3. Zastosowanie równania turbiny.

3.3.1. Moment obrotowy M_H według równania L.Eulera; według równania głównego:

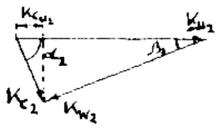
$$k_{c_1}^2 - k_{c_2}^2 + k_{w_2}^2 - k_{w_1}^2 + k_{u_1}^2 - k_{u_2}^2 = \eta_H$$

Trójkąty prędkości wirnika

wlot



wylot



rys. 3.7.

Według zasady cosinusowej z trygonometrii

$$\left.\begin{aligned} k_{w_1}^2 &= k_{u_1}^2 + k_{c_1}^2 - 2\,k_{u_1} \cdot k_{c_1} \cdot \cos\alpha_1 \\ k_{w_2}^2 &= k_{u_2}^2 + k_{c_2}^2 - 2\,k_{u_2} \cdot k_{c_2} \cdot \cos\alpha_2 \end{aligned}\right\}$$ wstawiamy do równania głównego turbiny

otrzymujemy:

$$\underline{\eta_H = 2 \cdot \left(k_{u_1} \cdot k_{c_1} \cdot \cos\alpha_1 - k_{u_2} \cdot k_{c_2} \cdot \cos\alpha_2 \right)}$$

$$= 2 \cdot \left(k_{u_1} \cdot k_{c_{u_1}} \mp k_{u_2} \cdot k_{c_{u_2}} \right)$$

znak + gdy $\alpha_2 > \frac{\pi}{2}$

Równanie to służy do obliczenia η_H obliczonego wirnika, jeśli trójkąty prędkości są znane.

3.3.2. Moment obrotowy turbiny, podzielonej na turbiny częściowe.

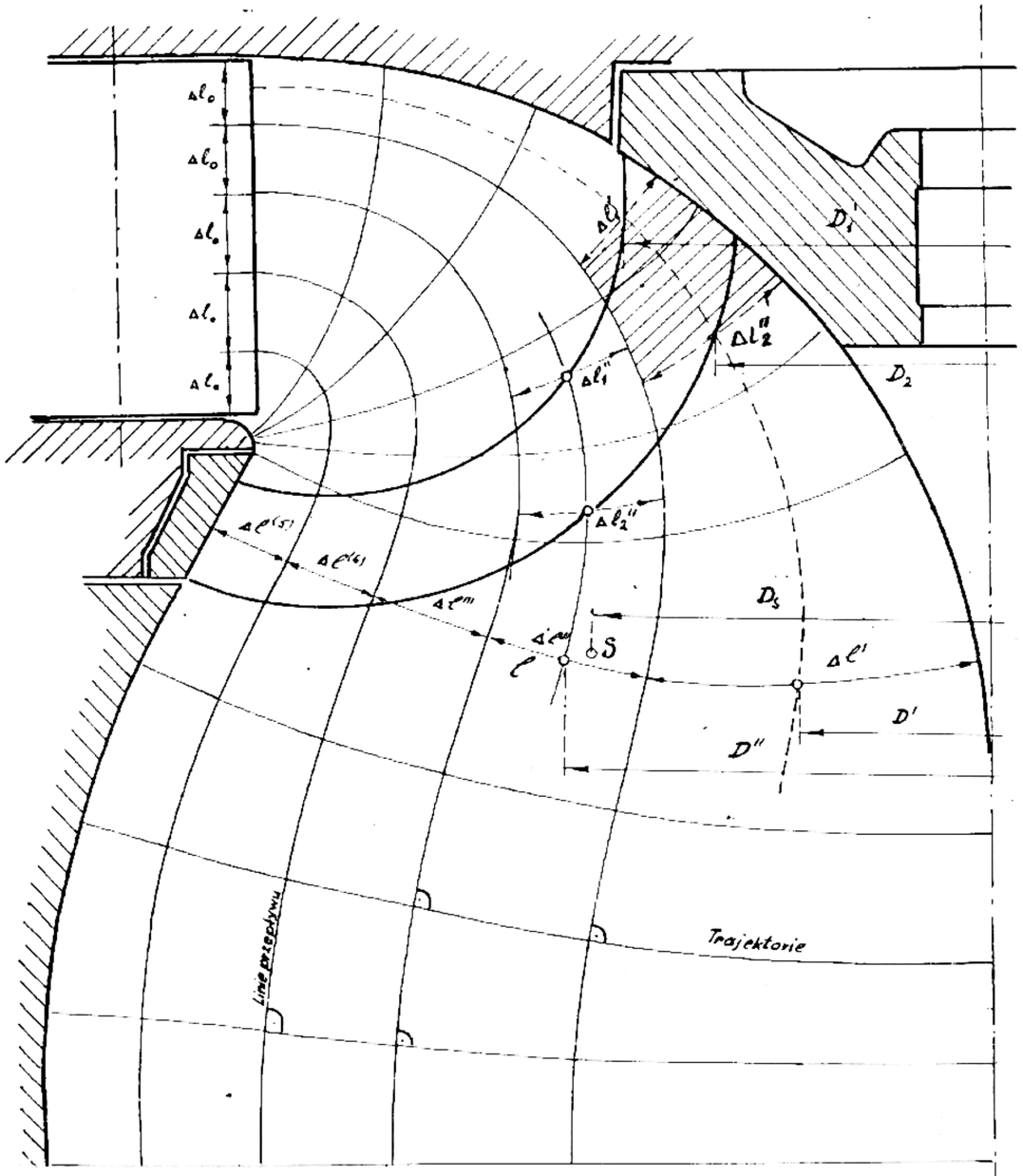
Dla każdej turbiny częściowe

$$d\,L_H = \gamma \cdot d.Q.H.\eta_H = d\,M_H \cdot$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Rys.3.8. Podział turbiny X na turbiny częściowe.

S - środek ciężkości trajektorii



$$\Delta l^{(n)} D^{(n)} = \Delta l'' D'' = \Delta l' D' = \frac{D_s \cdot l}{m}$$

$$\eta_H = \frac{d M_H \cdot \omega}{\gamma \cdot d Q \cdot H}$$

$$= 2 \cdot \left(k_{u_1} \cdot k_{c_1} \cdot \cos\alpha_1 - k_{u_2} \cdot k_{c_2} \cdot \cos\alpha_2 \right)$$

$$d M_H = \frac{\gamma \cdot dQ \cdot 2 \cdot g \cdot H}{g} \cdot \left(\frac{k_{u_1}}{\omega} k_{c_1} \cos\alpha_1 - \frac{k_{u_2}}{\omega} k_{c_2} \cos\alpha_2 \right)$$

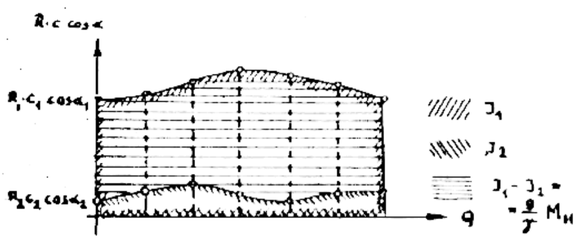
$$= \frac{\gamma}{g} \left(\frac{k_{u_1} \sqrt{2gH}}{\omega} \cdot k_{c_1} \cdot \sqrt{2gH} \cdot \cos\alpha_1 - \frac{k_{u_2} \cdot \sqrt{2gH} \cdot k_{c_2} \cdot \sqrt{2gH} \cdot \cos\alpha_2}{\omega} \right) \cdot dQ$$

$$d M_H = \frac{\gamma}{g} \left(\frac{u_1}{\omega} \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1 - \frac{u_2}{\omega} \cdot c_2 \cos\alpha_2 \right) \cdot dQ$$

$$u_1 = R_1 \cdot \omega, \quad u_2 = R_2 \cdot \omega$$

$$d M_H = \frac{\gamma}{g} \left(R_1 \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1 - R_2 \cdot c_2 \cdot \cos\alpha_2 \right) \cdot dQ$$

$$M_H = \frac{\gamma}{g} \cdot \int_0^Q R_1 \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1 \cdot dQ - \frac{\gamma}{g} \cdot \int_0^Q R_2 \cdot c_2 \cdot \cos\alpha_2 \cdot dQ$$



rys.3.9.

Dla wykreślonego przekroju południkowego i trójkątów prędkości, znane są wartości R_1, c_1, R_2, c_2, α_1, α_2

Całkowanie wykonujemy sposobem graficznym

Po splanimetrowaniu pól otrzymamy $\frac{g}{\gamma} \cdot M_H$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Moment hydrauliczny

$$M_h = M_H \cdot \eta_Q$$

Moment obrotowy

$$M_o = M_h \cdot \eta_m$$

3.3.3. Uproszczone obliczenie M_H

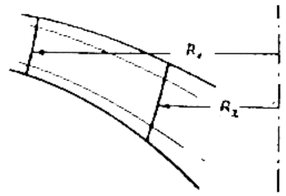
Podzielmy i pomnóżmy równanie na M_H przez $R_1 \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1$

$$M_H = \frac{\gamma}{g} \int_o^Q R_1 \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1 \left(1 - \frac{R_2 \cdot c_2 \cdot \cos\alpha_2}{R_1 \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1} \right) \cdot dQ$$

Dla turbiny wolnobieżnej $n_s = 70 - 120$

$$\frac{R_2}{R_1} < 1, \quad \frac{c_2}{c_1} < 1, \quad \alpha_2 > \alpha_1$$

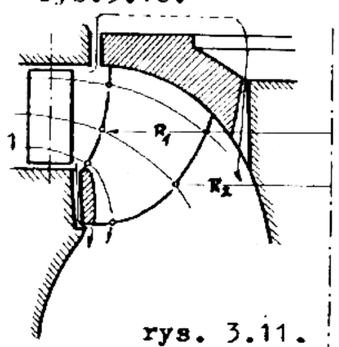
$$\frac{\cos\alpha_2}{\cos\alpha_1} < 1, \quad A = \frac{R_2 \cdot c_2 \cdot \cos\alpha_2}{R_1 \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1} \lll 1$$



rys.3.10.

Dla turbiny normalnobieżnej $n_s = 120 - 180$

$$\frac{R_2}{R_1} < 1, \quad \frac{c_2}{c_1} < 1, \quad \frac{\cos\alpha_2}{\cos\alpha_1} \cdot < 1, \quad A \lll 1$$



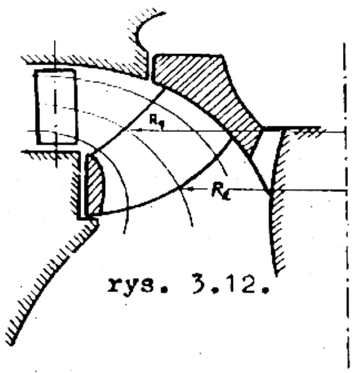
rys. 3.11.

Dla turbiny szybkobieżnej $n_s = 180 - 300$

$$\frac{R_2}{R_1} \lesssim 1, \quad \frac{c_2}{c_1} < 1 \quad \alpha_2 \sim \frac{\pi}{2}$$

$$\frac{\cos\alpha_2}{\cos\alpha_1} \sim 0$$

$$A \sim 0$$



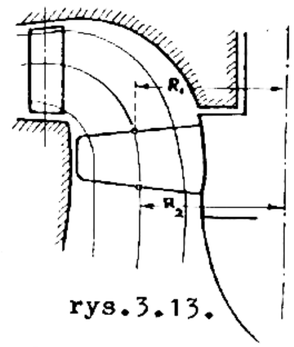
rys. 3.12.

Turbina osiowa $n_s > 300$

$$\frac{R_2}{R_1} = 1$$

$$\frac{c_2}{c_1} < 1, \quad \alpha_2 \sim \frac{\pi}{2}$$

$$\frac{R_2}{R_1} \cdot \frac{c_2}{c_1} \cdot \frac{\cos\alpha_2}{\cos\alpha_1} \sim 0$$

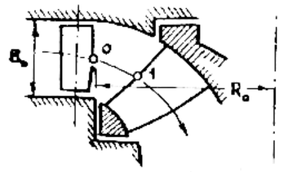


rys.3.13.

Przy tych turbinach możemy pominąć drugi człon równania

i wtedy $M_H = \frac{\gamma}{g} \cdot \int_o^Q R_1 \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1 \cdot dQ$

W szczelinie przed wirnikiem od 0 - 1 jest przestrzeń stałego krętu, czyli nie może być moment obrotowy



rys.3.14.

$$M_H = \frac{\gamma}{g} \int_o^Q \left(R_0 \cdot c_0 \cdot \cos\alpha_0 - R_1 \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1 \right) \cdot dQ = 0$$

z tego wynika że

$$R_0 \cdot c_0 \cdot \cos\alpha_0 = R_1 \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1; \quad \alpha_0 = \alpha_1$$

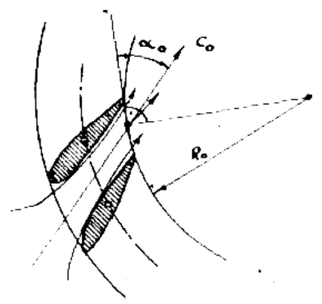
$$R_0 \cdot c_0 = R_1 \cdot c_1$$ zasada płaszczyznowa Kepplera

Na pobocznicy walca o promieniu R_0

$R_0 = \text{const}$, $c_0 = \text{const}$, $\alpha_0 = \text{const}$

zatem $R_0 \cdot c_0 \cdot \cos\alpha_0 = \text{const}$

dla ilości wody 0 do Q



rys. 3.15.

$$M_H = \frac{\gamma}{g} \cdot \int_o^Q R_1 \cdot c_1 \cdot \cos\alpha_1 \cdot dQ = \frac{\gamma}{g} \cdot \int_o^Q \underbrace{R_0 \cdot c_0 \cdot \cos\alpha_0}_{\text{const}} \cdot dQ$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$M_H = \frac{\gamma}{g} R_o \cdot c_o \cdot \cos\alpha_o \int_o^Q dQ = \frac{\gamma}{g} \cdot R_o \cdot c_o \cdot \cos\alpha_o \cdot Q$$

$$c_o \cdot \cos\alpha_o = c_{u_o}$$

$$M_H = \frac{\gamma}{g} \cdot Q \cdot R_o \cdot c_{u_o}$$

z mocy turbiny

$$L_H = \gamma \cdot Q \cdot H \cdot \eta_H = M_H \cdot \omega \quad , \quad M_H = \frac{\gamma \cdot H \cdot \eta_H}{\omega}$$

$$\gamma \cdot \frac{Q}{g} \cdot R_o \cdot c_{u_o} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H \cdot \eta_H}{\omega}$$

$$R_o \cdot c_{u_o} = \frac{30 \cdot g \cdot H \cdot \eta_H}{\pi \cdot n}$$

$$2 \cdot R_o \cdot c_{u_o} = \frac{60 \cdot g \cdot H \cdot \eta_H}{\pi \cdot n} \qquad \text{dla } g = 9{,}806 \text{ m s}^{-2}$$

otrzymujemy zależność

$$D_o \cdot c_{u_o} = 187 \cdot \frac{H}{n} \cdot \eta_H$$

ważne w ścisłym znaczeniu dla wylotu prostopadłego

gdzie $\eta_H = 1 - \zeta - (1 - \eta_s) \cdot (k_{c_2}^2 - k_{c_3}^2)$

tab.3.1. Wartości η_H w zależności od szybkobieżności /wykonuje się dziś turbiny nowe/.

n_s =	1 000	300	70
k_s =	980	90	5
η_H =	0,95	0,91	0,87

/n_s i k_s patrz rozdział 2.6./

Wartości pośrednie η_H otrzymamy przez interpolację liniową.

tab.3.2. Wartości inne turbin w zależności od spadu.

H =	3	60	400 m
c_e =	0,5	6	12 m sec^{-1}
ζ_{e-2} =	0,04	0,05	0,07
k_{c_2} =	0,75	0,50	0,14
c_3 =	0,5	2,0	4,0 m sec^{-1}
k_{c_3} =	0,065		0,04
η_s =	0,85	0,88	0,90

3.3.4. Obliczenie η_H na podstawie trójkątów prędkości.

Koło kierownicze i wirnik oraz trójkąty prędkości są obliczone i skonstruowane.

$$\eta_H = 2 \cdot (k_{u_1} \cdot k_{c_1} \cdot \cos\alpha_1 - k_{u_2} \cdot k_{c_2} \cdot \cos\alpha_2)$$

Zastosowanie do turbin częściowych, ilość turbin częściowych m. / patrz rys3.8./

tab.3.3. Podział na turbiny częściowe w zależności od n_s.

m =	4	6	8
n_s =	70	300	1 000
k_s =	5	90	980

1. turbina częściowa $\eta_H' = 2(k'_{u_1} \cdot k'_{c_1} \cdot \cos\alpha'_1 - k'_{u_2} \cdot k'_{c_2} \cdot \cos\alpha'_2)$

2. - " - - " - $\eta_H'' = 2(k''_{u_1} \cdot k''_{c_1} \cdot \cos\alpha''_1 - \ldots\ldots\ldots\ldots$

.....

.....

m-ta - " - - " - $\eta_H^{/m/} = 2 \cdot (k_{u_1}^{/m/} \ldots\ldots\ldots\ldots$

Obliczenie mocy turbin częściowych.

1. turbina częściowa $\Delta L_H' = \gamma \cdot \Delta Q' \cdot H \cdot \eta_H'$

2. - " - - " - $\Delta L_H'' = \gamma \cdot \Delta Q'' \cdot H \cdot \eta_H''$

.....

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

.....

m-ta turbina częściowa $\Delta L_H^{/m/} = \gamma . \Delta Q^{/m/} . H . \eta_H^{/m/}$

Całkowita moc wirnika L_H

$$L_H = \Delta L_H' + \Delta L_H'' + ... + \Delta L_H^{/m/}$$

$$L_H = \gamma . H . (\Delta Q' . \eta_H' + ... + \Delta Q^{/m/} . \eta_H^{/m/})$$

z drugiej strony $L_H = \gamma . Q . H . \eta_H$

$$\gamma . Q . H . \eta_H = \gamma . H . \sum_i^m (Q^{/i/} . \eta_H^{/i/})$$

$$\eta_H = \frac{\sum (Q^{/i/} . \eta_H^{/i/})}{Q}$$

Jeśli założymy, że $\Delta Q' = \Delta Q'' = ... \Delta Q^{/m/} = \Delta Q = \frac{Q}{m}$

to $\eta_H = \frac{\Delta Q . \sum_1^m \eta_H^{/i/}}{Q} = \frac{\sum_1^m \eta_H^{/i/}}{m}$ średnia arytmetyczna

Spółczynnik prędkości obwodowej k_{u_1} /ważny dla wszystkich maszyn obrotowych/.

$$k_{u_1} = \frac{u_1}{\sqrt{2g\,H}} = \frac{\pi . D_1 . n}{60 . \sqrt{2g\,H}} = \frac{R_1 . \omega}{c} = \frac{\pi}{60 . \sqrt{2g}} . D_1 . \frac{n}{\sqrt{H}}$$

stała $\frac{\pi}{60 . \sqrt{2g}} = \frac{1}{84,5}$ zaś $\frac{n}{\sqrt{H}} = n_1$

$$k_{u_1} = \frac{n_1 . D_1}{84,5} \qquad n_1 . D_1 = 84,5 . k_{u_1}$$

Obroty turbiny odpowiadające spadkowi H = 1 m oraz średnicy wirnika ϕ 1m określamy symbolem n_{11}

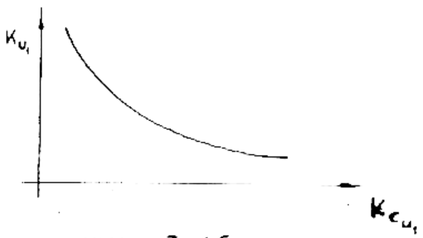
$$n_{11} = n_1 . D_1$$

$$\eta_H = 2 . (k_{u_1} . k_{c_1} . \cos\alpha_1 - k_{u_2} . k_{c_2} . \cos\alpha_2)$$

$$\eta_H = 2 . k_{u_1} . k_{c_1} . \cos\alpha_1 . \left(1 - \underbrace{\frac{k_{u_2} . k_{c_2} . \cos\alpha_2}{k_{u_1} . k_{c_1} . \cos\alpha_1}}_{\sim 0 \text{ możemy pominąć}} \right)$$

$$\eta_H = 2 . k_{u_1} . k_{c_1} . \cos\alpha_1 = 2 . k_{u_1} . k_{c_{u_1}}$$

$$k_{u_1} = \frac{\eta_H}{2 . k_{c_{u_1}}} \quad / \text{patrz rys.3.16.} /$$

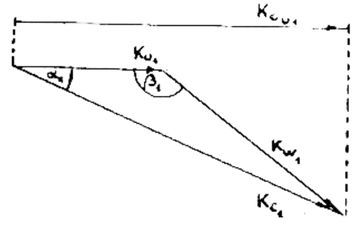


rys. 3.16.

$\frac{\eta_H}{2}$ jest praktycznie stałe

tab. 3.4. Wartości przybliżone turbin

a/ turbina wolnobieżna /rys.3.17./

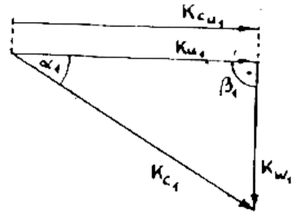


n_s	=	60	120
k_s	=	3,5	14
k_{u_1}	=	0,62	0,68
α_1	=	15°	25°

rys.3.17.

$\beta_1 > 90°$ - duże odchylenie cząstek wody w wirniku tj. łopatki silnie wygięte.

b/ turbina normalnobieżna /rys.3.18./



n_s	=	120	180
k_s	=	14	31
k_{u_1}	=	0,68	0,72
α_1	=	25°	35°

$\beta_1 \sim 90°$

rys.3.18.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

c/ turbina szybkobieżna /Francisa/ rys.3.19.

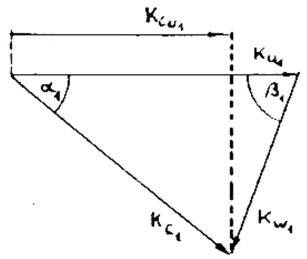
n_s = 180 300

k_s = 31 90

k_{u_1} = 0,72 0,76

$\beta_1 < 90^0$ } łopatki słabo wygięte

$\alpha_1 > 35^0$ }



rys.3.19.

α_1 winno być mniejsze od 90^0, gdyż inaczej nie otrzymamy żadnego skrętu u wlotu.

$$k_{u_1} = \frac{\eta_H}{2.k_{c_{u_1}}} \; ; \quad c_{u_1} \cdot R_1 = c_{u_o} \cdot R_o \; ; \; c_{u_1} = \frac{R_o}{R_1} c_{u_o}$$

$$k_{c_{u_1}} = \frac{R_o}{R_1} k_{c_{u_o}}$$

W myśl definicji stopnia reakcyjności /patrz Część I. Pompy obrotowe/.

$$\rho = \frac{H\ pot}{H} \qquad H = H\ pot + H\ dyn$$

zaś prędkość

$$c_o = \sqrt{2g.(H\ dyn - H\ dyn . \zeta_{e-o})}$$

H dyn = H - H pot / spad zamieniony na energię kinetyczną/

$$c_o = \sqrt{2g.[(H - H\ pot) - (H - H\ pot).\zeta_{e-o}}$$

$$= \sqrt{2g.(H - H\ pot).(1 - \zeta_{e-o})}$$

$$k_{c_o} = \frac{c_o}{\sqrt{2g.H}} = \sqrt{\frac{2g.(H - H\ pot).(1 - \zeta_{e-o})}{2g . H}}$$

$$= \sqrt{(1 - \frac{H\ pot}{H}).(1 - \zeta_{e-o})}$$

$$= \sqrt{(1 - \rho).(1 - \zeta_{e-o})}$$

$$c_o = \sqrt{(1 - \rho).(1 - \zeta_{e-o})} \cdot \sqrt{2g.H}$$

$$k_{c_{u_o}} = k_{c_o} \cdot \cos\alpha_o \; ; \quad k_{u_1} = \frac{\eta_H}{2 \cdot \frac{R_o}{R_1} \cdot \sqrt{(1 - \rho).(1 - \zeta_{e-o})} \cos\alpha_o}$$

$$k_{u_1} = \frac{k}{\sqrt{1 - \rho} \cdot \cos\alpha_o}$$

k - stała wartość

Dla wysokich obrotów winno być: średnice ϕ małe, ρ możliwie duże, α możliwie duże.

Przy małym ϕ otrzymujemy większe prędkości - większe straty, stanowiące granicę zmniejszenia średnicy.

3.4. Szczególne przypadki przepływu.

3.4.1. Przepływ bez oddawania pracy, ciecz idealna, przepływ potencjalny.

3.4.1.1. Przepływ prostopadły do osi obrotu, bez oddawania pracy, między dwiema ścianami równoległymi.

Przepływ w szczelinie:

$$Q = \pi \cdot D_o \cdot B_o \cdot c_{mo} = \pi \cdot D \cdot B_o \cdot c_m$$

I. $c_m = \frac{D_o}{D} \cdot c_{mo} = \frac{R_o}{R} \cdot c_{mo}$

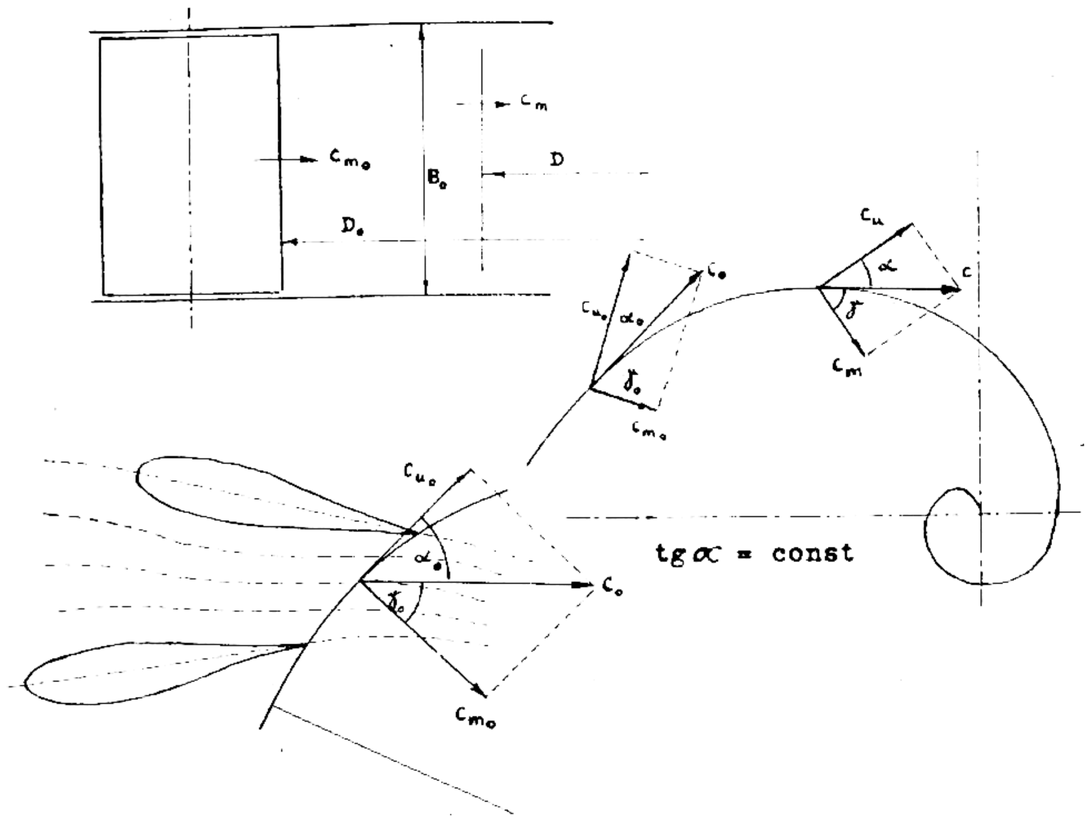
II. $c_u = \frac{R_o}{R} c_{u_o}$ według zasady płaszczyznowej

Wypadkowa prędkość c

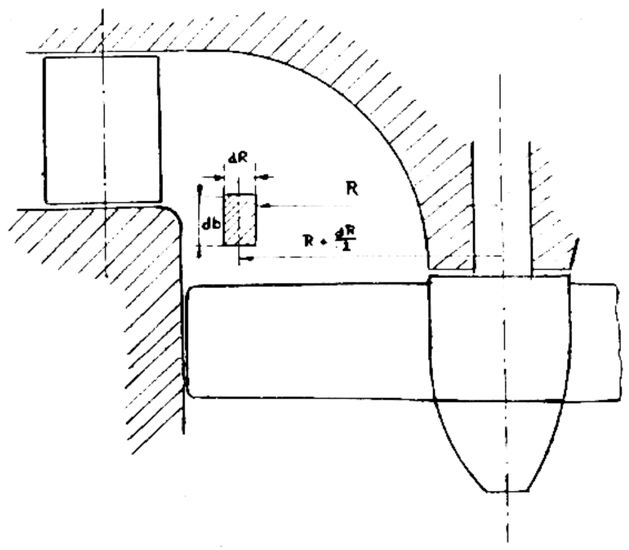
$$c^2 = c_m^2 + c_u^2 = \frac{R_o^2}{R^2} \cdot (\underbrace{c_{mo}^2 + c_{u_o}^2}_{c_o^2})$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

rys.3.4.1. Przepływ bez oddawania pracy między ścianami równoległymi.



rys.3.4.2. Przepływ bez oddawania pracy w walcu.
a/ równolegle do osi walca.



$$c = \frac{R_o}{R} \cdot c_o$$

Kształt linii przepływu

$$tg\alpha = \frac{c_m}{c_u} = \frac{\frac{R_o}{R} \cdot c_{mo}}{\frac{R_o}{R} \cdot c_{u_o}} = \frac{c_{mo}}{c_{u_o}} = tg\alpha_o$$

$\alpha = \alpha_o$ = const - spirala logarytmiczna

$\gamma = \gamma_o$

$\alpha + \gamma = \alpha_o + \gamma_o = 90^o$

$\underline{tg\alpha = ctg\gamma}$, $\underline{tg\alpha_o = ctg\gamma_o}$

ogólnie:

$$c_m = -\frac{dR}{dt} \quad , \quad c_u = -R \cdot \frac{d\varphi}{dt}$$

R - promień jako wektor, φ - kąt biegunowy

$$tg\alpha = \frac{c_m}{c_u} = \frac{dR}{dt} : \frac{R.d\varphi}{dt} \; ; \quad tg\alpha = ctg\gamma_o = \frac{dR}{R.\,d\varphi}$$

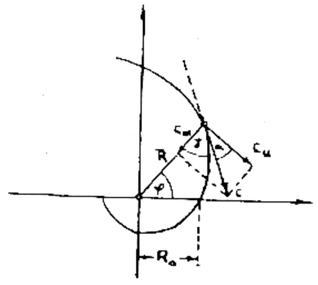
$$\frac{dR}{R} = ctg\gamma_o \cdot d\varphi \rightarrow \ln R = cotg\gamma_o \cdot \varphi + k$$

Stałą k określamy z warunków granicznych dla $\varphi = 0$, $R = R_o$

$k = \ln R_o$

$\ln R = ctg\gamma_o \cdot \varphi + \ln R_o$

$\ln\left(\frac{R}{R_o}\right) = ctg\gamma \cdot \varphi$



$\underline{\underline{R = R_o \cdot e^{tg\alpha_o \cdot \varphi}}}$ lub $\underline{\underline{R = R_o \cdot e^{ctg\gamma_o \cdot \varphi}}}$

Zatem linia przepływu jest spiralą logarytmiczną / teoretycznie/

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

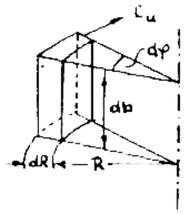
3.4.1.2. Przepływ bez oddawania pracy między współosiowymi powierzchniami pobocznicy walca.

Turbiny osiowe o dużej szczelinie, Kaplana, śmigłowe, śrubowe.

Objętość elementarna 3-go rzędu d^3V

$$d^3V = R.d\varphi \,.\, dR \,.\, db$$

$$d^3m = d^3V \,.\, \frac{\gamma}{g} = \frac{\gamma}{g} \,.\, R.d\varphi \,.dR.db$$



rys3.4.3.

Siła odśrodkowa

$$d^3C = d^3m \,.\, \frac{c_u^2}{R}$$

$$= \frac{\gamma}{g} R.d\varphi \,.\, dR.db. \frac{c_u^2}{R}$$

Powierzchnia działania tej siły $R.d\varphi \,.db = d^2F$

ciśnienie $dP = \frac{d^3C}{d^2F} = \frac{d^3C}{R.d\varphi.db} = \frac{\gamma}{g} \,.\, c_u^2 \,.\, \frac{dR}{R}$

$d\left(\frac{P}{\gamma}\right) = \frac{c_u^2 \,.\, dR}{g.R}$ Dla przestrzeni o stałym skręcie

$c_u \,.\, R = \text{const} = k$

$c_u = \frac{k}{R}$, $c_u^2 = \frac{k^2}{R^2}$

$d\left(\frac{P}{\gamma}\right) = \frac{k^2}{g} \frac{dR}{R^3}$

$\frac{P}{\gamma} = - \frac{k^2}{g.2.R^2} + k_1$ k_1 określamy przy pomocy warunków krańcowych

I. $\frac{P}{\gamma} = - \frac{c_u^2}{2g} + k_1$ według Bernoulli'ego dla przepływu potencjalnego

$\frac{c^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} = k_2$ dla przepływu dwu wymiarowego

$$c = c_u^2 + c_m^2$$

II. $\frac{c_u^2}{2g} + \frac{c_m^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} + Z = k_2$

$\frac{c_u^2}{2g} + \frac{c_m^2}{2g} - \frac{c_u^2}{2g} + k_1 + Z = k_2$ przez I i II

$\frac{c_m^2}{2g} = k_2 - k_1 - Z$

Z = const dla płaszczyzny poziomej, więc c_m = const

3.4.1.3. Przepływ potencjalny.

$\eta = 0$, straty = 0

Dla przepływu ustalonego mamy funkcję potencjału prędkości

$\phi \,/\, x, y, z \,/$

$$\frac{\partial \phi}{\partial x} = c_x \,, \quad \frac{\partial \phi}{\partial y} = c_y \,, \quad \frac{\partial \phi}{\partial z} = c_z$$

Równanie ciągłości dla cieczy nieściśliwych.

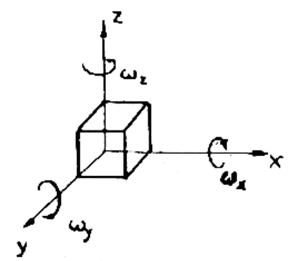
$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial c_x}{\partial x} + \frac{\partial c_y}{\partial y} + \frac{\partial c_z}{\partial z} &= 0 \\ \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} &= 0 \end{aligned}\right\} \qquad c = \sqrt{c_x^2 + c_y^2 + c_z^2}$$

Składowa wirowa Helmholtza

Elementarna rotacja lub wir

składowe: ω_x, ω_y, ω_z

$$\omega = \sqrt{\omega_x^2 + \omega_y^2 + \omega_z^2}$$



rys3.4.4.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Dla składowych wiru są ważne te same prawa, jak dla składowych prędkości.

$$\omega_z = \frac{1}{2}\cdot\left(\frac{\partial c_y}{\partial x} - \frac{\partial c_x}{\partial y}\right)$$

Przez cykliczną wymianę otrzymamy inne składowe.

Dla przepływu potencjalnego

$$c_y = \frac{\partial \phi}{\partial y}, \quad \frac{\partial^2 \phi}{\partial y.\partial x} = \frac{\partial c_y}{\partial x}; \quad c_x = \frac{\partial \phi}{\partial x}, \quad \frac{\partial^2 \phi}{\partial x.\partial y} = \frac{\partial c_x}{\partial y};$$

$$\frac{\partial c_y}{\partial x} = \frac{\partial c_x}{\partial y}$$

$\omega_z = 0$, podobnie otrzymamy $\omega_y = \omega_x = 0$ zatem $\omega = 0$

Przepływ potencjalny jest bezwirowy.

Równanie ciągłości składowych wiru

$$\frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \frac{\partial \omega_y}{\partial y} + \frac{\partial \omega_z}{\partial z} = 0 \quad \text{/ Kelvin/}$$

Przykłady przepływu potencjalnego.

Przepływ w rurze prostej o stałym przekroju prędkości przepływu c_o

$$\phi = c_o.x; \quad \frac{\partial \phi}{\partial x} = c_o, \quad \frac{\partial \phi}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial \phi}{\partial z} = 0$$

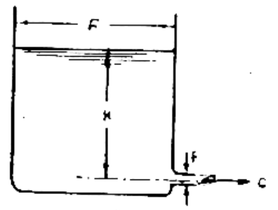
oś rury = oś x , przepływ jedno wymiarowy

Funkcja cylindryczna Direcklet'a $\phi = c_o.x.\left(1 + \frac{R^2}{r^2}\right)$

- " - kuli - " - $\phi = c_o.x.\left(1 + \frac{R^3}{2r^3}\right)$

Przykłady przepływu zbliżonego do przepływu potencjalnego.

1/ Wypływ ze zbiornika

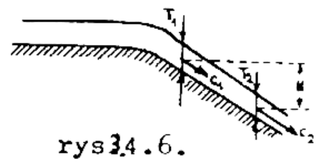


rys.3.4.5.

$\frac{f}{F} \sim 0$, $c = \sqrt{2g.H}$

lepkość nie może się okazać

2/ Przepływ w kanale



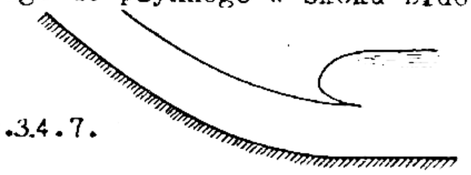
rys.3.4.6.

c wzrasta w kierunku przepływu.

Przyśpieszenie konwektywne;

$T_2 < T_1$ = przepływ tryskający. Gdy nie ma przyśpieszenia konwektywnego tj. c = const, głębokość wody $T_1 = T_2$ = const ruch płynny.

Przejście od przepływu tryskającego do płynnego w skoku Bidon'a


rys.3.4.7.

3.4.1.4. Przepływ rzeczywisty.

a/ Przepływ laminarny / nie jest potencjalnym/

b/ - " - burzliwy

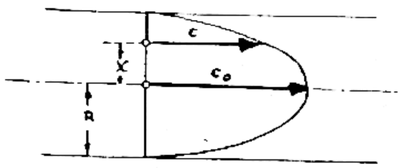
określa go liczba Reynold'a $R_e = \frac{\bar{c}\, d}{\nu}$

a/ Przepływ laminarny $R_e \leq 2320$

prędkość $c = c_o.\left(1 - \frac{x^2}{R^2}\right)$ $\bar{c} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d^2}$

$c_o = 2\,\bar{c}$

$H_{str} = \frac{32.\eta.l.\bar{c}}{\gamma.\, d^2}$ lub



rys.3.4.8.

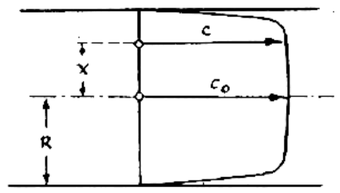
$H_{str} = \lambda.\frac{l}{d}.\frac{\bar{c}^2}{2g}$

Oba wyrażenia są równowartościowe dla $\lambda = \frac{64}{R_e}$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

b/ Przepływ burzliwy $R_e > 2320$

prędkość $c = c_o \cdot \left(1 - \frac{x^2}{R^2}\right)^{1/m}$



rys34.9.

$$m = f(R_e) = 1 + \sqrt[6]{\frac{R_e}{50}}, \quad R_e > 2320$$

$m \sim 4$ dla $R_e = 50\,000$

$m \sim 6$ dla $R_e = 100\,000$

$$P_{str} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\bar{c}^2}{2g}$$

im większe R_e, tym większe m

dla $20\,000 \leq R_e \leq 80\,000$ według Blasiusa

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{\sqrt[4]{R_e}}$$ według doświadczenia dla

$R_e > 80\,000$ jest $\lambda = \frac{b}{R_e^{1/n}} + a$, $n = 2 \div 4$

a uwzględnia względną dokładność ε.

3.5. Kawitacja.

3.5.1. Przyczyny kawitacji.

3.5.1.1. Objawy i skutki kawitacji.

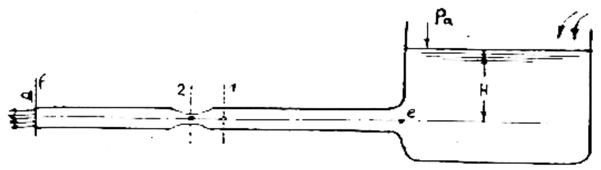
Zjawisko kawitacji jest wywołane spadkiem ciśnienia poniżej ciśnienia atmosferycznego i odparowaniem wody, w przynależnych do ciśnienia nasycenia temperaturach. Objawia się to zjawisko:

a. odparowaniem wody i wydzielaniem z wody rozpuszczalnego powietrza.

b. Pęcherzyki parowo-powietrzne są porywane przez wodę do miejsca wyższego ciśnienia, gdzie ulegają gwałtownej kompresji.

c. Jako skutek a i b - zniszczenie materiału przy małym ciśnieniu przez korozję, przez erozję w przypadku energii kinetycznej.

3.5.1.2. Kawitacja na skutek spadku ciśnienia / wzrostu prędkości/ prędkość krytyczna.



rys.3.5.1.

Strata ciśnienia od e do a $H_{s_{e-a}}$

Spad netto

$H_n = H - H_{s_{e-a}}$

$c = \sqrt{2g \cdot H_n}$, $Q = \mu \cdot f \cdot c$, spółczynnik wypływu $\mu < 1$

$$\frac{c_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 = \frac{c_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} - H_{s_{1-2}}$$

$$H_{s_{1-2}} = k_1 \cdot \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}; \quad \frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma} - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} - k_1 \cdot \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2g}$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma} - (1 + k_1) \cdot \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}\right); \quad c_1 = \frac{f_2}{f_1} \cdot c_2$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma} - (1 + k_1) \cdot \left(1 - \frac{f_2^2}{f_1^2}\right) \cdot \frac{c_2^2}{2g}$$

$$c_2 = \frac{Q}{f_2}$$

jeśli $P_2 = P_s$ /nasycenia/ to wtedy wystąpi kawitacja.

P_s w zależności do $t_s\,^oC$ patrz tabele pary nasyconej.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Maszyny I - Małe Elektrownie Wodne

$$\frac{P_s}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma} - (1 + k_1) \cdot \left(1 - \frac{f_2^2}{f_2^2}\right) \cdot \frac{c_{2k}^2}{2g}$$

$$c_{2_k} = \sqrt{\frac{2g \cdot \frac{P_1 - P_s}{\gamma}}{(1 + k_1) \cdot \left(1 - \frac{f_2^2}{f_1^2}\right)}}$$

prędkość krytyczna w punkcie 2.

Jeśli $c_2 = c_k$ to wtedy wystąpi kawitacja.

3.5.1.3. Kawitacja przy zmiennej wysokości położenia i stałej prędkości c. (rys.3.5.3.)

Strata ciśnienia od e - a : $H_{s_{e-a}}$, $H_n = H - H_{s_{e-a}}$

$$c = \sqrt{2g\,H_n}, \qquad Q = \mu \cdot f \cdot c$$

Wysokość ciśnienia w x , /x'/

$$\text{I.} \quad \frac{P_x}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} + H_x - H_{s_{e-x}} - \frac{c_x^2}{2g}$$

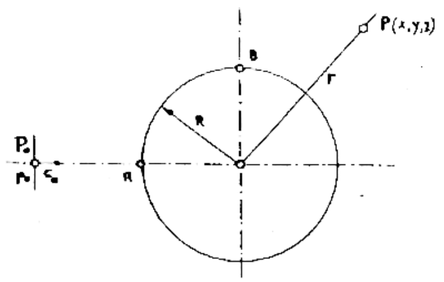
$$\text{II.} \quad \frac{P'_x}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - H_x' - H_{s_{e-x}} - \frac{c_x'^2}{2g}$$

$$\frac{P_x}{\gamma} > \frac{P_x'}{\gamma}$$

3.5.1.4. Kawitacja na kuli.

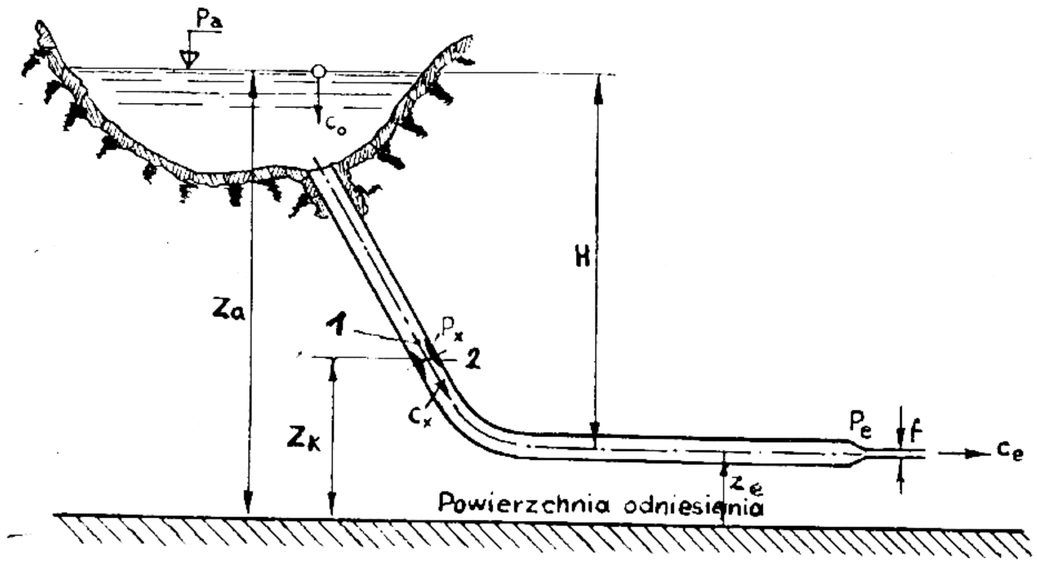
$$r = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$$

$$c = \sqrt{c_x^2 + c_y^2 + c_z^2}$$

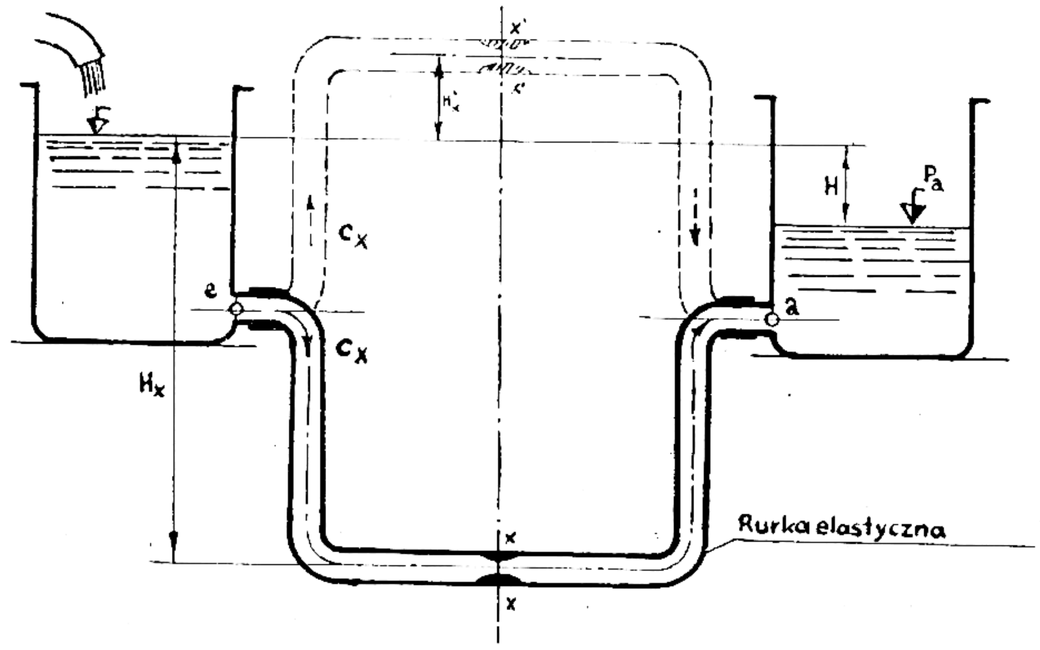


rys. 3.5.4.

Prędkość krytyczna c_k



rys.3.5.2.



rys.3.5.3.

Kawitacja na skutek zmiany wysokości położenia przy stałej prędk.c.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$\phi = c_0 x \cdot \left(1 + \frac{R^3}{2r^3}\right) \qquad \text{Diricklet}$$

$$c_x = \frac{\partial \phi}{\partial x}, \quad c_y = \frac{\partial \varphi}{\partial y}, \quad c_z = \frac{\partial \phi}{\partial z}$$

w punkcie A: $c_A = 0$

- " - B: $c_B = 3/2\ c_0$

według równania Bernoulli'ego

$$\frac{c_A^2}{2g} + \frac{P_A}{\gamma} + Z_a = \frac{c_o^2}{2g} + \frac{P_o}{\gamma} + Z_o \quad , \quad \underline{Z_o = Z_a}$$

I. $$\underline{\frac{P_A}{\gamma} = \frac{P_o}{\gamma} + \frac{c_o^2}{2g}}$$ ciśnienie spiętrzenia

$$\frac{c_B^2}{2g} + \frac{P_B}{\gamma} + Z_B = \frac{c_o^2}{2g} + \frac{P_o}{\gamma} + Z_o' \qquad \underline{Z_B = Z_o'}$$

$$\left(\frac{3}{2}\right)^2 \cdot \frac{c_o^2}{2g} + \frac{P_B}{\gamma} = \frac{c_o^2}{2g} + \frac{P_o}{\gamma}$$

II. $$\underline{\frac{P_B}{\gamma} = \frac{P_o}{\gamma} - \frac{5}{4} \cdot \frac{c_o^2}{2g}}$$ kawitacja wystąpi w punkcie B, gdy $P_B = P_s$

$$\frac{P_s}{\gamma} = \frac{P_o}{\gamma} - \frac{5}{4} \cdot \frac{c_o^2}{2g}$$

kawitacja wystąpi gdy

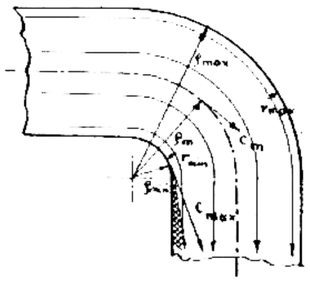
$$\underline{c_{o_k} = \sqrt{2g \frac{4}{5} \frac{P_o - P_s}{\gamma}}}$$

3.5.1.5. Kawitacja w kolanie występuje zawsze na wewnętrznej stronie krzywizny / c_{max} , P_{min} /

Dla przepływu potencjalnego

$$\rho \cdot c = \rho_m \cdot c_m = \text{const}$$

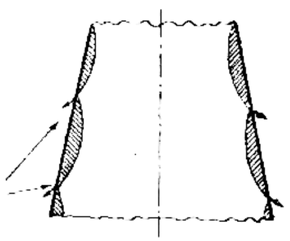
$$\underline{c_m = \frac{\rho}{\rho_m} \cdot c = \frac{Q}{F}}$$



rys. 3.5.5.

3.5.1.6. Oddzielanie się strugi od ścian rury ssącej. / rys. 3.5.6./

Gdy rura ssąca rozszerza się zbytnio w kierunku przepływu, strugi przyścienne odrywają się od ściany i powstaje nowa warstwa graniczna.



miejsca odssania warstwy granicz.

rys. 3.5.6.

3.5.2. Kawitacja w wirniku.

3.5.2.1. Najniższe ciśnienie występujące w turbinie $P < P_a$ przy założeniu przepływu potencjalnego.

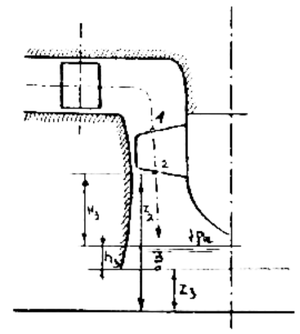
Przepływ od 2 - 3

$$\frac{c_3^2}{2g} + \frac{P_3}{\gamma} + Z_3 = \frac{c_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + Z_2$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_3}{\gamma} - \left(Z_2 - Z_3\right) - \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g}$$

$$\frac{P_3}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} + h_3$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - \underbrace{\left[Z_2 - (Z_3 + h_3)\right]}_{H_s} - \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g}$$; H_s - statyczna wysokość ssania



rys. 3.5.7.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$\frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} = \text{teoretyczna dynamiczna wysokość ssania} = h_s$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - \left(H_s + h_s \right)$$

Dla zapobieżenia kawitacji należy umieścić turbinę pod zwierciadłem $H_s < 0$ wody/do 5 m/.

Przy przeglądzie turbiny woda z przestrzeni turbinowej musi być wypompowana / $H_s < 0$ /

3.5.2.2. Najniższe ciśnienie w turbinie przy przepływie rzeczywistym, lepkość $\eta > 0$.

a/ ciśnienie u wylotu wirnika w miejscu 2.

$$\frac{c_3^2}{2g} + \frac{P_3}{\gamma} + Z_3 = \frac{c_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 - H_{s_{2-3}}$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_3}{\gamma} - \left(Z_2 - Z_3 \right) - \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} + H_{s_{2-3}}$$

Strata ciśnienia $H_{s_{2-3}}$ zwiększa P_2, zatem zmniejsza niebezpieczeństwo kawitacji. Przy pompach jest odwrotnie, to znaczy niebezpieczeństwo kawitacji wzrasta.

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - \left(H_s + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} \right) + H_{s_{2-3}}$$

$$H_{s_{2-3}} = k_2 \cdot \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g}$$

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - \left[H_s + \left(1 - k_2 \right) \cdot \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} \right]$$

wysokość ciśnienia u wlotu do rury ssącej, zatem użyteczna dynamiczna wysokość ssania

$$h_s = \eta_s \cdot \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g}$$

$$1 - k_2 = \eta_s$$

b/ Rozkład ciśnienia w kanale łopatkowym .

Rozwój turbin szybkobieżnych spowodował przejście od konstrukcji wąskich i długich kanałów łopatkowych, do kanałów krótkich i szerokich. W takim kanale ciśnienia i prędkości nie są równomiernie rozłożone w kanale. / patrz na turbinę Francisa wolnobieżną, turbinę Dubsa względnia Kaplana /

Na powierzchni górnej łopatki /rys.3.5.8./ panuje dużo większe ciśnienie niż na dolnej, i już przy stosunkowo małym H_s mogą na skutek tego powstać podciśnienia, których wysokość leży poniżej ciśnienia nasycenia pary wodnej P_s. Powoduje to w następstwie powstawanie próżni i zjawiska kawitacji. W próżni wydzielają się bańki pary wodnej z powietrzem, które mogą wywołać w krótkim czasie nadżarcie /korozję/. Poza tym występuje zmniejszenie mocy oraz nieprzyjemne dla obsługi szmery, objawiające się przeważnie w postaci silnych trzasków.

Mała ilość krótkich łopatek poprawia sprawność, ale zwiększa możliwości kawitacji, długie łopatki i wąskie kanały pogarszają sprawność ale zmniejszają niebezpieczeństwo kawitacji, a więc dwie sprzeczności. Zagadnienie to rozwiązano drogą doświadczalną.

c/ Najniższe ciśnienie P_x w wirniku.

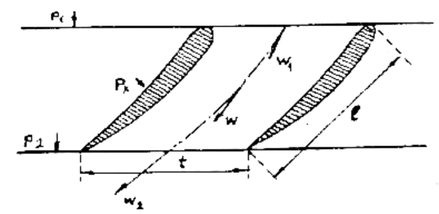
Przekrój walcowy rozwinięty na płaszczyźnie.

$$P_x < P_2$$

$$\frac{P_x}{\gamma} = \frac{P_2}{\gamma} - \frac{\Delta P}{\gamma}$$

$$\frac{\Delta P}{\gamma} = f\left(e, b, \varphi, w, R_e \right)$$

wpływ φ i R_e jest wtórny



rys. 3.5.8.

wprowadzamy nowe pojęcie $\frac{l}{t} = \lambda$ = względna długość łopatki.

$$w_m = \frac{w_1 + w_2}{2}, \quad \frac{\Delta P}{\gamma} = f_1\left(\lambda, w_m \right), \quad \frac{\Delta P}{\gamma} = k \cdot \frac{w_m^2}{2g};$$

k - spółczynnik; $K = \frac{2 \cdot \pi \cdot \sin\beta_2 \cdot (\beta_1 - \beta_2)}{180}$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$k = \frac{K}{\lambda} \quad , \quad K = 0{,}15 \div 0{,}25$$

Ciśnienie na łopatce P_x

$$\frac{P_x}{\gamma} = \frac{P_2}{\gamma} - k.\frac{w_m^2}{2g} \quad ; \quad \left(\frac{i}{2} \leq \lambda \leq 2\right)$$ wstawiając za $\frac{P_2}{\gamma}$ określoną wartość otrzymamy

$$\frac{P_x}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - \left[H_s + \eta_s \cdot \frac{(c_2^2 - c_3^2)}{2g} + k.\frac{w_m^2}{2g} \right]$$

d/ $H_{s_{max}}$ - największa statyczna wysokości ssania

gdy $\frac{P_x}{\gamma} = \frac{P_s}{\gamma}$ kawitacja

$$\frac{P_s}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - H_{s_{max}} - \left[\eta_s \cdot \frac{(c_2^2 - c_3^2)}{2g} + k.\frac{w_m^2}{2g} \right]$$

$$H_{s_{max}} = \frac{P_a - P_s}{\gamma} - \eta_s \cdot \frac{(c_2^2 - c_3^2)}{2g} - k.\frac{w_m^2}{2g}$$

Dopuszczalne $H_s < H_{s_{max}}$

e/ Spółczynnik kawitacji σ według Thoma, stosowany w praktyce.

Doświadczenia Thoma doprowadziły do ustalenia wysokości rury ssącej H_s w zależności od kształtu wirnika.

$H_a = \frac{P_a}{\gamma}$ - atmosfera , H_s - statyczna wysokość ssania,

H = spad całkowity.

$\sigma = \frac{H_a - H_s}{H}$, $H_s = H_a - \sigma.H$. z równania widzimy , że H_s maleje ze wzrostem H i ze wzrostem szybkobieżności (σ)

otrzymaliśmy $\frac{P_x}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - H_s - \left(\eta_s \cdot \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} + k \cdot \frac{w_m^2}{2g}\right)$

$$\frac{P_x}{\gamma.H} = \frac{H_a - H_s}{H} - \left[\eta_s \cdot \left(k_{c_2}^2 - k_{c_3}^2\right) + k.\, k_{w_m}^2 \right]$$

$$\frac{P_x}{\gamma.H} = \sigma - \left[\eta_s \cdot \left(k_{c_2}^2 - k_{c_3}^3\right) + k.\, k_{w_m}^2 \right]$$

Im mniejsze σ , tym mniejsze P_x. Małe σ są niebezpieczne.

Krzywa graniczna $\sigma_{kr} = f(Q_1)$ oddzielająca zakres kawitacji od zakresu wolnego od kawitacji.

Dla oznaczenia tej krzywej zakładamy $P_x = P_s$

$$\frac{P_s}{\gamma.H} = \sigma_{kr} - \left[\eta_s \cdot \left(k_{c_2}^2 - k_{c_3}^2\right) + k_{w_m}^2 \right]$$

$$\sigma_{kr} = \frac{P_s}{\gamma.H} + \left[\eta_s \cdot \left(k_{c_2}^2 - k_{c_3}^2\right) + k.k_{w_m}^2 \right]$$

Dla wody gorącej / pompy zasilające /, należy przyjmować w celu zapobieżenia kawitacji większe σ .

Przekształcenie równania σ_{kr}

$$c_2 = \frac{Q}{F_2} \quad , \quad k_{c_2} = \frac{c_2}{\sqrt{2g.H}} = \frac{Q}{F_2.\sqrt{2g.H}} = \frac{Q_1}{F_2.\sqrt{2g}}$$

podobnie

$$k_{c_3} = \frac{Q_1}{F_3.\sqrt{2g}} \quad , \quad k_{w_m} = \frac{Q_1}{F_m.\sqrt{2g}}$$

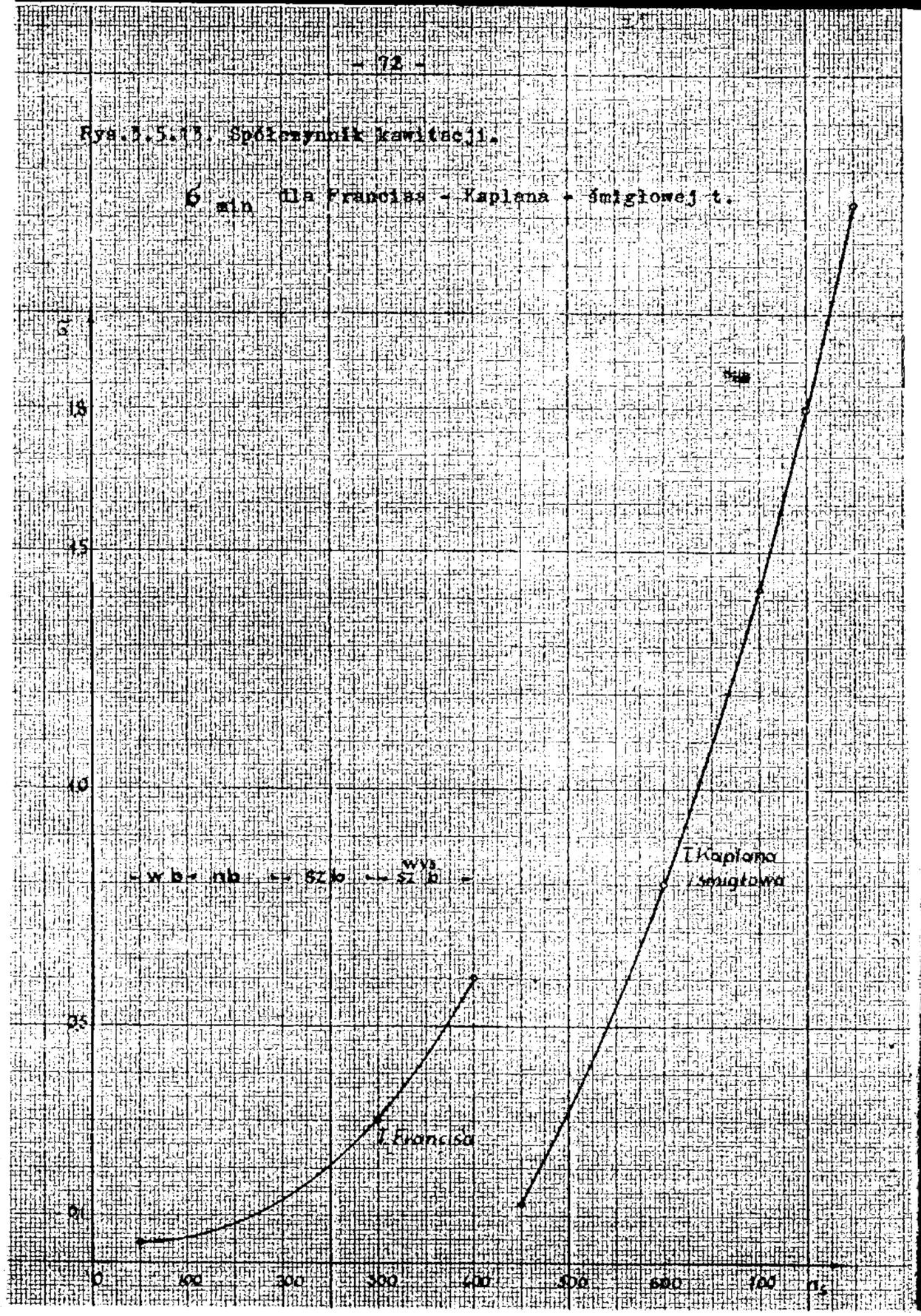
$$\sigma_{kr} = \frac{P_s}{\gamma.H} + \left[\eta_s \cdot \left(\frac{Q_1^2}{F_2.\sqrt{2g}} - \frac{Q_1^2}{F_3.\sqrt{2g}} \right) + k.\frac{Q_1^2}{F_m.\sqrt{2g}} \right]$$

$$\sigma_{kr} = \frac{P_s}{\gamma.H} + \underbrace{\left[\eta_s \cdot \frac{1}{\sqrt{2g}} \cdot \left(\frac{1}{F_2} - \frac{1}{F_3} \right) + \frac{k}{F_m} \right]}_{\text{stała b}} \cdot Q_1^2$$

$$\sigma_{kr} = \frac{P_s}{\gamma.H} + b \cdot Q_1^2$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

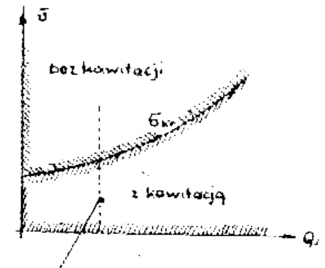
Rys.3.5.13. Spółczynnik kawitacji.



Dla turbin położonych wysoko ponad poziom morza należy uwzględnić H_a ..

Rys. 3.5.9. przedstawia zależność spółczynnika kawitacji σ od n_s.

Zależność ta ustalona została drogą doświadczalną dla wykonanych turbin.



przesunąć w górę przez zmianę H_s (H_s zmniejszyć)

rys. 3.5.9.

3.5.3. Przykłady kawitacji wirnika, stwierdzone doświadczalnie.

1. Rozpoczynająca się kawitacja



rys.3.5.10.

Pęcherzyki parowe na grzbiecie łopatki

$$H_o = \frac{13}{8} \cdot \frac{w_o^2}{2g} + \frac{3}{8} \text{ m sł.w. krzywa dośw.}$$

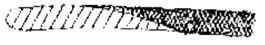
2. Pełna kawitacja



$$H_o = \frac{21}{16} \cdot \frac{w_o^2}{2g} + \frac{3}{16} \text{ m sł.w. krzywa dośw.}$$

rys.3.5.11.

3. Warstwa rozdzielająca Helmholtz'a



$$H_o = \frac{4}{9} \cdot \frac{w_o^2}{2g} + \frac{5}{9} \text{ m sł. w.}$$

rys.3.5.12.

Stała winna być równa dla równych temp odpowiadających $\frac{P_s}{\gamma}$

Pomijając wysokość ciśnienia nasycenia, możemy napisać *dla przypad.:*

1./ $w_o = \sqrt{\frac{8}{13} \cdot 2g.H_o}$ $\qquad \frac{8}{13} < 1$

2./ $w_o = \sqrt{\frac{16}{21} \cdot 2g\ H_o}$ $\qquad \frac{16}{21} < 1$

3./ $w_o = \sqrt{\frac{9}{4} \cdot 2g\ H_o}$ $\qquad \frac{9}{4} > 1$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

3.5.4. Sposoby zapobiegania korozji kawitacyjnej.

3.5.4.1. Zastosowanie materiału.

a/ Żeliwo - mało odporne i bardzo narażone na tę korozję.

b/ Staliwo - nieco lepsze od żeliwa, lecz odporność nie dostateczna. Naprawa uszkodzonych miejsc przez spawanie elektryczne. Spawane miejsca znacznie są odporniejsze na kawitację niż staliwo. Dziś wiele stosowane do wyrobu wirników.

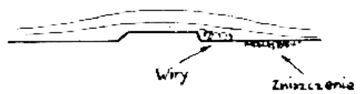
c/ Stal - lepsza od staliwa ale droga. Łopatki turbin Kaplana.

d/ Stal nierdzewna - najlepsza.

e/ Bronz - materiał dobry ale drogi; daje się naprawiać przez lutowanie na twardo.

3.5.4.2. Obróbka.

Im gładziej obrobiona powierzchnia, tym mniejsze niebezpieczeństwo kawitacji. Szorstkie powierzchnie sprzyjają kawitacji. Najlepsze są powierzchnie polerowane.



rys. 3.5.14.

4. Obliczenie koła kierowniczego.

4.1. Moc teoretyczna /dyspozycyjna/

$$L_d = \gamma \cdot Q \cdot H \quad mkg \cdot s^{-1}$$

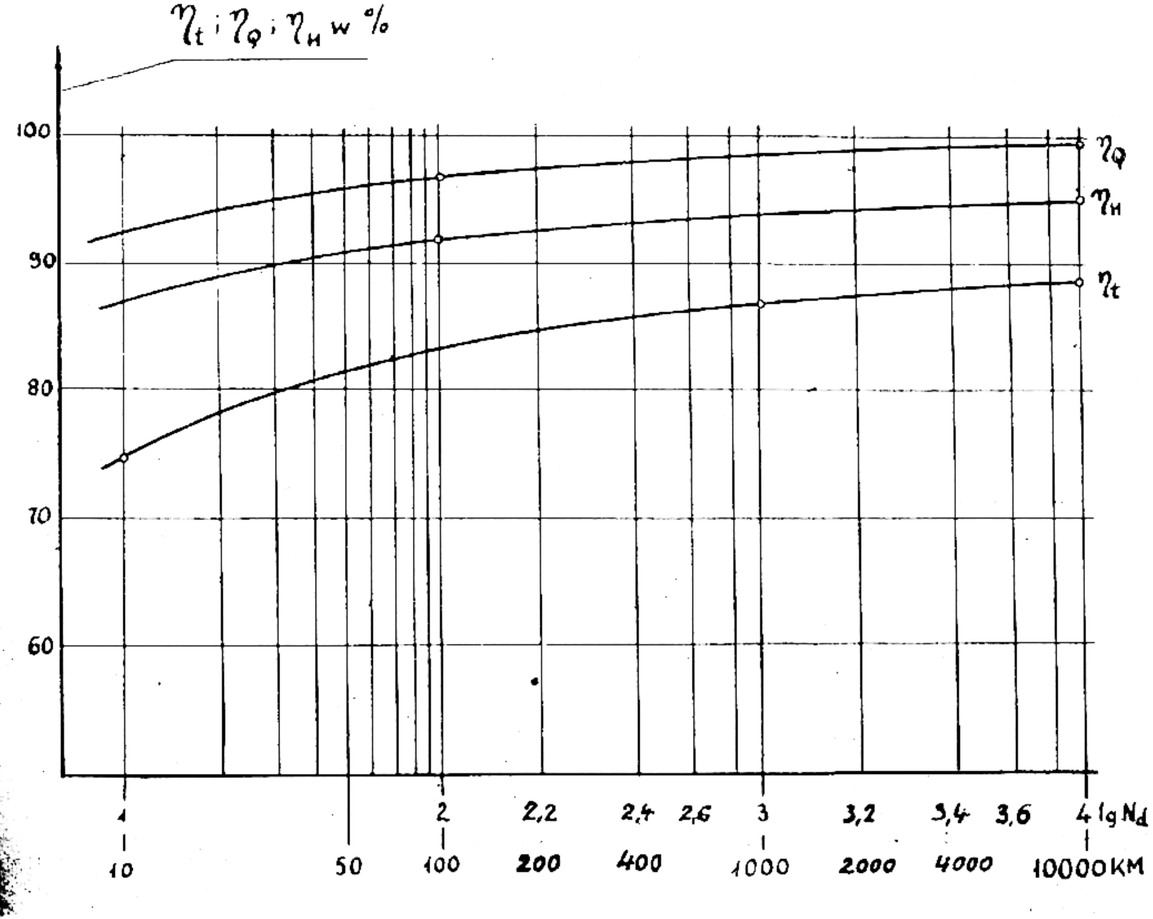
$$N_d = \frac{L_d}{102} \text{ kW} = \frac{L_d}{75} \text{ KM}$$

Obrać na podstawie krzywych sprawności /rys.4.1./ sprawność całkowitą η_t / turbiny/

Obliczamy $L_t = L_d \cdot \eta_t$

$N_t = N_d \cdot \eta_t$ kW lub KM

Rys.4.1. Krzywe sprawności turbin.



Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

4.2. Charakterystyczne obroty.

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{N_t}}{H \cdot \sqrt[4]{H}} \qquad N_t \text{ KM}, \; H_m, \; n \text{ obr/min},$$

$$k_s = \frac{Q \cdot n^2}{c^3}, \quad c = \sqrt{2g \cdot H}, \; k_s \text{ - liczba bezwymiarowa}$$

$$n_s = 34 \; k_s \cdot \eta_t$$

Tab.4.1. Związek między n_s i k_s dla wartości przybliżonej $\eta_t = 0{,}9$

$$k_s \cong \left(\frac{n}{32}\right)^2$$

n_s =	60	120	180	300	600	1 000
k_s =	3,5	14	32	82	350	980
	wolno	normalno	szybko	turbiny Kaplana		

bieżne turbiny Francisa

4.3. Koło kierownicze turbiny reakcyjnej.

4.3.1. Stopień reakcyjności $0 \leq \rho \leq 1$ dla $n_s \geq 60$, $k_s \geq 3{,}5$ i spółczynnik strat ζ, n_s, k_{c_o}, Q_{11} dla turbin podobnych.

Wylot z koła kierowniczego na całym obwodzie turbiny Francisa, Dubsa, Kaplana

$$c_o = \sqrt{(1-\rho)\cdot(1-\zeta_{e\text{-}o})} \cdot \sqrt{2g \cdot H}$$; c_o - pręd. wylot. z kierownicy

$$k_{c_o} = \frac{c_o}{\sqrt{2g \cdot H}} = \sqrt{(1-\rho)\cdot(1-\zeta_{e\text{-}o})} \; ; \quad \zeta_{e\text{-}o} = \frac{H_{s_{e\text{-}o}}}{H}$$

Jak zmienia się $\zeta_{e\text{-}o}$ przy turbinach geometrycznie podobnych, pracujących przy różnych spadkach. Strata przepływu da się wyrazić ogólnie $H_s = \zeta \cdot l \cdot \frac{u}{F} \cdot \frac{c^2}{2g}$ l - dług. kanału

Przyjmujemy: pierwsza turbina ma ϕ D_1', spad H'

druga - " - " ϕ D_1'' " H''

Obie turbiny są geometrycznie podobne

$$H'_{s_{e\text{-}o}} = \zeta' \cdot l' \cdot \frac{u'}{F'} \cdot \frac{c_o'^2}{2g} \; ; \quad H''_{s_{e\text{-}o}} = \zeta'' \cdot l'' \cdot \frac{u''}{F''} \cdot \frac{c_o''^2}{2g}$$

Na skutek podobieństwa

$$l' = k_l \cdot D_1' \; ; \quad u' = k_u \cdot D_1' \; ; \quad F' = k_F \cdot (D_1')^2$$

$$l'' = k_l \cdot D_1'' \; ; \quad u'' = k_u \cdot D_1'' \; ; \quad F'' = k_F \cdot (D_1'')^2$$

$$H'_{s_{e\text{-}o}} = \zeta' \cdot \frac{k_l \cdot k_u}{k_F} \cdot \left(\frac{D_1'}{D_1'}\right)^2 \cdot \frac{c_o'^2}{2g} \quad | : H'$$

$$H''_{s_{e\text{-}o}} = \zeta'' \cdot \frac{k_l \cdot k_u}{k_F} \cdot \frac{c_o''^2}{2g} \cdot \left(\frac{D_1''}{D_1''}\right)^2 \quad | : H''$$

$$\frac{H'_{s_{e\text{-}o}}}{H'} = \zeta'_{e\text{-}o} = \zeta' \cdot \frac{k_l \cdot k_u}{k_F} \cdot \left(k_{c_o'}\right)^2$$

$$\frac{H''_{s_{e\text{-}o}}}{H''} = \zeta''_{e\text{-}o} = \zeta'' \cdot \frac{k_l \cdot k_u}{k_F} \cdot k_{c_o''}^2$$

Jeśli $\zeta' = \zeta''$ i $k_{c_o'} = k_{c_o''}$ to $\zeta'_{e\text{-}o} = \zeta''_{e\text{-}o}$

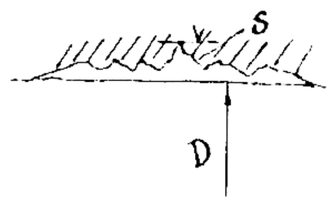
Spółczynnik tarcia ζ jest zależny od względnej szorstkości ε i liczby R_e.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Mała Elektrownia Wodna

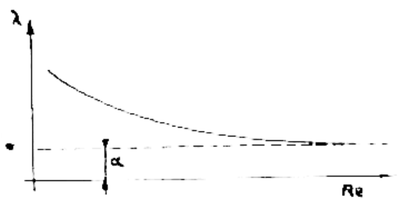
Dla przekroju kołowego $4\zeta = \lambda$

$$\lambda = a + \frac{b}{(R_e)^{1/n}} \quad \text{dla} \quad R_e > 80\,000$$

a - uwzględnia względną szorstkość $\varepsilon = \frac{2s}{D}$



według Nikuradse $\frac{D}{2s} - 2 \log \left(\frac{D}{2s}\right) = 1{,}74$



rys. 4.2.

Dla wysokich liczb Reynolds'a $R_e > 100\,000$, możemy przyjąć /patrz rys.4.2./, że R_e nie wywiera wpływu i λ zależy tylko od a.

Zakładamy zupełne podobieństwo geometryczne, a więc również względne szorstkości są sobie podobne /doświadczenie na modelach/.

Jeśli zatem $\varepsilon' = \varepsilon''$, to $\zeta'' = \zeta'$, utrzymując

$k_{c_o}' = k_{c_o}''$ musi być $\underline{\zeta'_{e-o} = \zeta''_{e-o}}$

Ważne to jest dla szczeliny międzyłopatkowej wirnika, rury ssącej. W podobny sposób możemy udowodnić, że przy turbinach geometrycznie podobnych i stałym k_{c_o} również

ζ_{o-1} szczeliny , ζ_{1-2} wirnika , ζ_{2-3} rury ssącej i k_{c_3} wylot z rury ssącej pozostają stałe

stąd $\eta_H' = \eta_H'' = \underline{\eta_H = \text{const}}$

Ponieważ $k_{c_o} = \sqrt{(1-\rho)(1-\zeta_{e-o})} = \text{const}$, musi być

również $\zeta_{e-o} = \text{const}$, a zatem $\underline{\rho = \text{const}}$

Równe n_s względnie k_s.

Wartość Q_{11} ; $Q_{11} = \underbrace{\varphi \cdot \pi \cdot k_{B_o} \cdot k_{D_o} \cdot \sin\alpha_o \sqrt{2g}}_{\text{const}}$

Dla turbin geometrycznie podobnych i stałego k_{c_o}

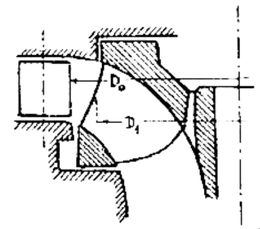
$$Q_{11} = \frac{Q}{D_1^2 \cdot \sqrt{H}} = \text{const}$$

Tab.4.2. Orientacyjne wartości Q_{11}

turbina Francisa	Q_{11} = 0,05	1,5
" Dubsa	Q_{11} = 5,0	6,0
" Kaplana	Q_{11} = 1,2	2,4

4.3.2. Spółczynnik prędkości obwodowych k_{u_o} względnie k_{u_1}

$$u_o = \frac{\pi \cdot D_o \cdot n}{60}$$ /fikcyjna prędkość/



$$k_{u_o} = \frac{u_o}{\sqrt{2g\,H}} = \frac{\pi \cdot D_o \cdot n}{60 \cdot \sqrt{2g \cdot H}} = \frac{D_o \cdot n_1}{84{,}5}$$

rys. 4.3.

$\underline{D_o \cdot n_o = 84{,}5 \cdot k_{u_o}}$ podobnie $D_1 n_1 = 84{,}5\, k_{u_1}$

$$\underline{D_1 = \frac{84{,}5 \cdot k_{u1}}{n_1}} \; ; \quad n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}$$

Dla pewnego określonego typu turbin $k_{u_1} = \text{const}$

$$k_{u_1} = \frac{R_1}{R_o} \cdot k_{u_o} \quad , \quad k_{u_1} = \text{const, jeśli } k_{u_o} = \text{const}$$

$$k_{u_2} = \frac{R_2}{R_1} \cdot k_{u_o} \quad , \quad k_{u_2} = \text{const}$$

Na podstawie prawa stałego krętu $c_1 \cdot R_1 = c_o \cdot R_o$ /nie ma momentu/

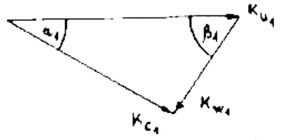
$$k_{c_1} = \frac{R_o}{R_1} \cdot k_{c_o}$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Dla k_{c_o} = const jest również k_{c_1} = const dla turbin geometrycznie podobnych.

zatem k_{w_1} = const

Podobnie dla wylotu k_{c_2} i k_{w_2} są stałe.



rys.4.4.

4.3.3. Sprawność spadu.

$$\eta_H = k_{c_1}^2 - k_{c_2}^2 + k_{w_2}^2 - k_{w_1}^2 + k_{u_1}^2 - k_{u_2}^2$$

zatem η_H =const dla turbin geometrycznie podobnych.

Tab.4.3. Wartości orientacyjne k_{u_1}

turbina Francisa	$k_{u_1} = 0,6 \div 0,8$	< 1
" Dubsa	$k_{u_1} = 0,46 \div 0,76$	< 1
" Kaplana	$k_{u_1} = 1,2 \div 2,4$	> 1

4.3.4. Inne wyrażenia na n_s

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{N_t}}{H \cdot \sqrt[4]{H}} \quad , \quad n_1 D_1 = 84,5 \cdot k_{u_1}$$

$$\frac{n}{\sqrt{H}} D_1 = 84,5 \cdot k_{u_1}$$

I. $$n = \frac{84,5 \cdot k_{u_1} \cdot \sqrt{H}}{D_1} \qquad Q = Q_{11} \cdot D_1^2 \cdot \sqrt{H}$$

II. $$N_t = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75} \cdot \eta_t = \frac{\gamma \cdot Q_{11} \cdot D_1^2 \cdot H \cdot \sqrt{H}}{75} \cdot \eta_t$$

$$n_s = \frac{84,5 \cdot k_{u_1} \cdot \sqrt{H}}{D_1} \cdot \sqrt{\frac{\gamma \cdot Q_{11} \cdot D_1^2 \cdot H \cdot \sqrt{H} \cdot \eta_t}{75}}$$

$$n_s = \frac{}{H \cdot \sqrt[4]{H}}$$

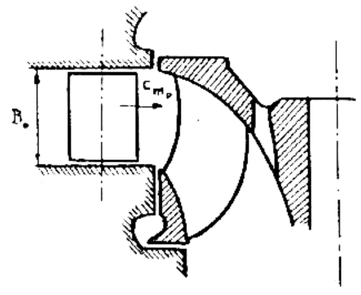
$$n_s = 309 \cdot k_{u_1} \cdot \sqrt{Q_{11} \cdot \eta_t}$$

4.3.5. Określenie wymiarów koła kierowniczego.

a/ Dla turbin Francisa

Średnica $D_o = \frac{84,5 \cdot k_{u_o} \cdot \sqrt{H}}{n}$

$D_1 = \frac{84,5 \cdot k_{u_1} \cdot \sqrt{H}}{n}$



rys.4.5.

b/ Szerokość koła kierowniczego B_o

$Q = \varphi_o \cdot \pi \cdot B_o \cdot D_o \, c_{m_o}$; $c_{m_o} = k_{c_{m_o}} \cdot \sqrt{2g \cdot H}$

$B_o = \frac{Q}{\varphi_o \cdot \pi \cdot D_o \cdot k_{c_{m_o}} \cdot \sqrt{2g \cdot H}}$, φ_o - spółczynnik przewężenia

Dla łopatek obrotowych /Finka/ $\varphi_o = 1$

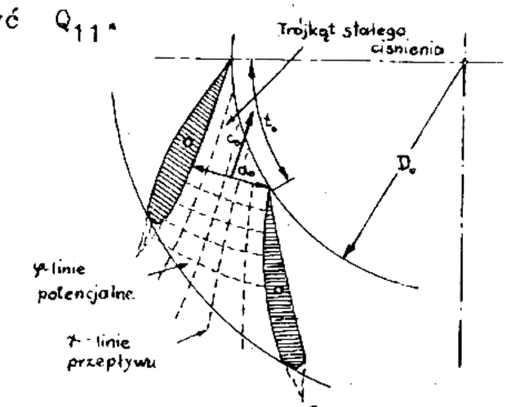
Z obliczonego n_s otrzymamy z tablic potrzebne spółczynniki.

Dla obliczonej średnicy obliczyć Q_{11}.

c/ Szerokość kanału łopatkowego /przelot/

a_o - przy pełnym otwarciu u wylotu

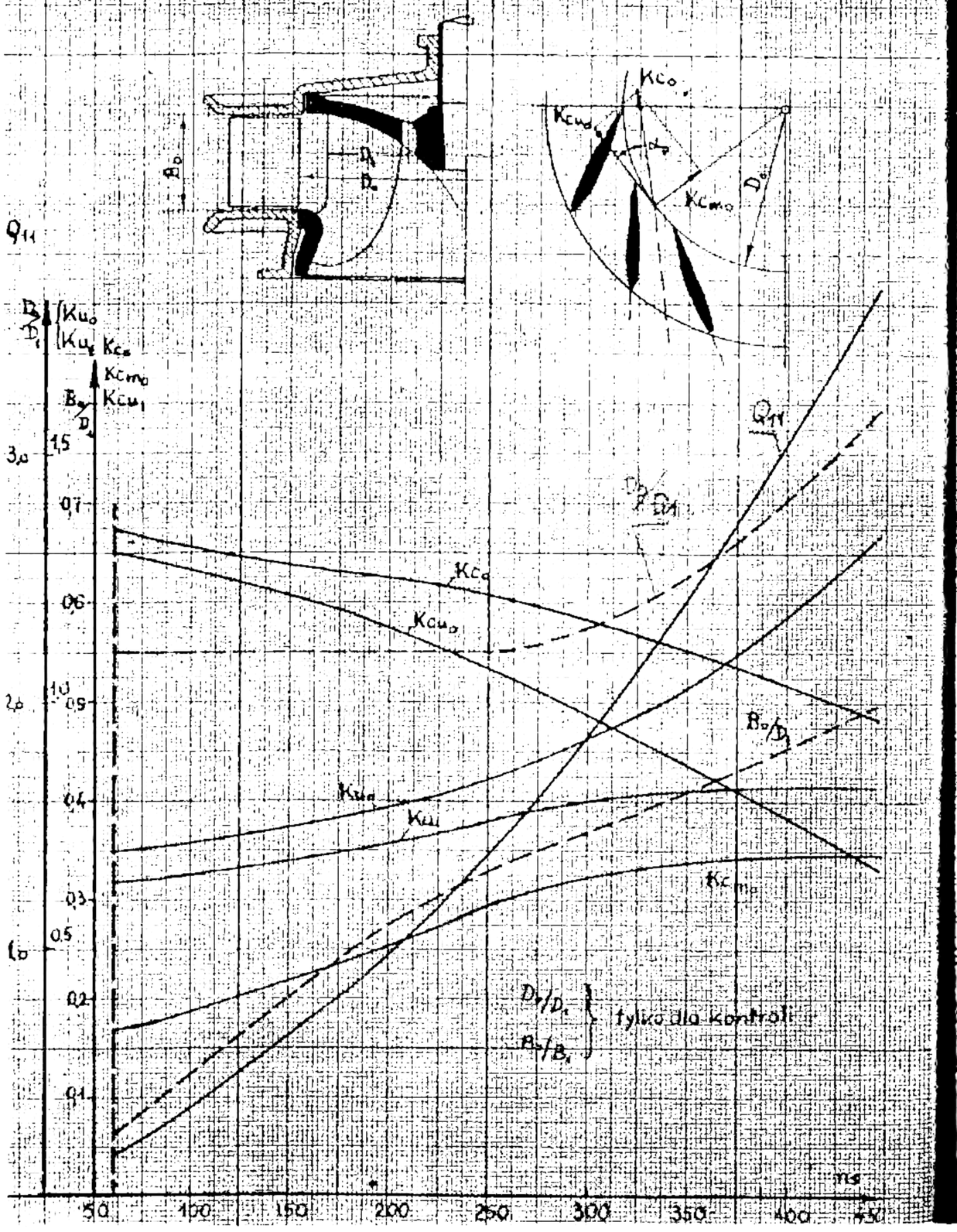
$Q = a_o \cdot B_o \cdot c_o \cdot z_o$



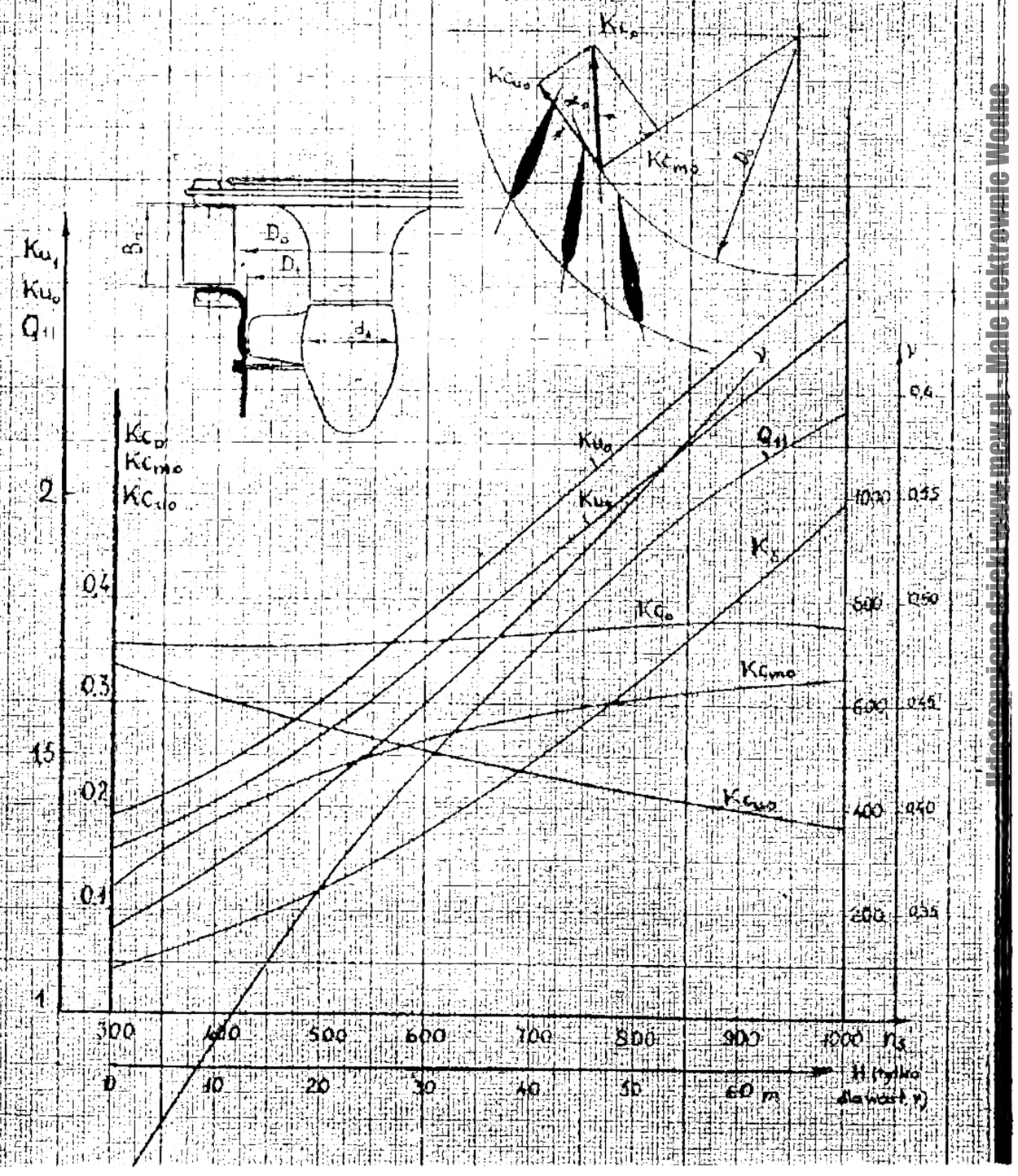
rys.4.6.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Rys.4.61 Stałe doświadczalne dla turbin reakcyjnych Francisa / z wyłączeniem turbin X i osiowych/.



Rys.4.62 Stałe doświadczalne do obliczania głównych wymiarów turbin Kaplana i śmigłowych.



Politechnika Łódzka Katedra Maszyn i Urządzeń Wodnych

$$a_o = \frac{Q}{B_o . z_o . k c_o . \sqrt{2g.H}}$$

z_o - ilość łopatek

a_o zaokrąglić do wartości całych mm

Tab.4.6. Ilość przyjmowanych łopatek z_o w zależności od D_o.

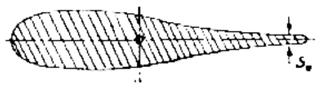
z_o =	8	10	12	14	16	20	22	24	28	32	36
D_o =	250	.....			1 000	.....					7 000 mm
	Francis										Kaplan

Podkreślone wartości są wskazane.

d/ Obieramy kształt łopatki według rozdz.

Tab.4.7. Najmniejsza grubość łopatki s_o na końcu łopatki

dla żeliwa	$s_o = 5 \div 10$ mm
dla staliwa	$s_o = 3 \div 8$ mm
dla stali /prasowana/	$s_o = 2 \div 5$ mm



rys.4.7.

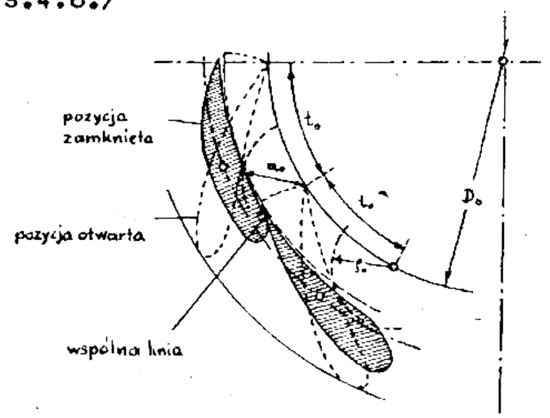
Ze względu na przepływ, ostre zakończenie łopatki u wylotu byłoby najkorzystniejsze.

e/ Kreślenie koła wirnikowego /rys.4.8./

Podział $t_o = \frac{D_o . \pi}{z_o}$

$\rho_o = a_o + \frac{s_o}{2}$

Odnieść ρ_o przy pomocy cyrkla i wyciąć z tektury 2 profile obranej łopatki



rys. 4.8.

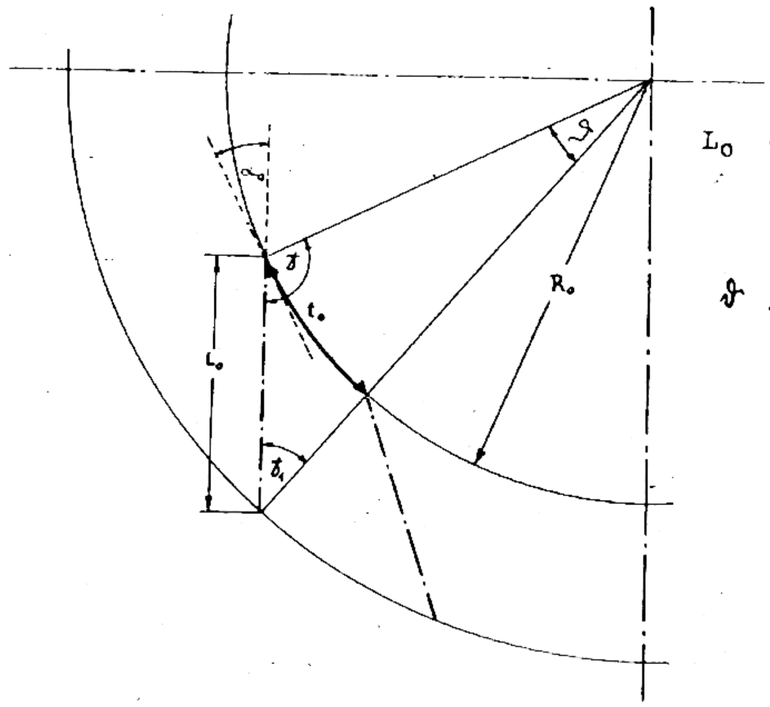
1. Przy łopatce całkowicie otwartej /a_o/ winno w kanale łopatkowym panować przyśpieszenie konwekcyjne./Porównaj długość potencjalnych linij/.

   Przy położeniu zamkniętym łopatki /a = 0/ winny się stykać tylko wzdłuż pobocznicy walca.

2. Przy położeniu zamkniętym /a = 0 / winny flanki wewnętrzne przedniej części łopatek , leżeć w przybliżeniu na obwodzie koła. Przyczyną tego jest:

   Przy małym otwarciu winna woda płynąć do wnętrza /źródło ujemne - odpływ/ a nie na zewnątrz /źródło, pompa/.

   Do osiągnięcia normalnych obrotów turbiny, potrzeba pewnego najmniejszego otwarcia. Przy turbinach szybkobieżnych jest to otwarcie dość duże, i dlatego warunki wymienione wyżej, nie mają ścisłego znaczenia dla tych turbin.



L_o - długość łopatki aż do obwodów kół podziału

ϑ - kąt podziałowy

rys. 4.9.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

4.3.6. Obliczenie średnicy turbiny Dubsa.

Tab.4. Wartości orientacyjne dla turbin Dubsa.

$n_s = 280 \div 520$

$k_s = 75 \div 260$

$k_{u_1} = 0{,}46 \div 0{,}76$

$Q_{11} = 5{,}0 \div 6{,}0$

$\eta_t = 0{,}84 \ldots 0{,}86 \ldots 0{,}84$

Należy do najtańszych turbin, możliwa produkcja seryjna.

Obliczenia wymiarów.

Na podstawie systematycznych badań doświadczalnych otrzymana dla tych turbin

$$Q_{11} = 2\sqrt{2}\left(\sqrt{2} + k_{u_1}\right)$$

w myśl definicji $Q_{11} = \dfrac{Q}{D_1^2 \cdot \sqrt{H}}$

$$k_{u_1} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60 \cdot \sqrt{2g \cdot H}}$$

z tych trzech równań otrzymamy

$$\frac{Q}{D_1^2 \cdot \sqrt{H}} = 2\sqrt{2}\left(\sqrt{2} + \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60 \cdot \sqrt{2g \cdot H}}\right)$$

$$= 4 + \frac{2\sqrt{2} \cdot \pi \cdot n \cdot D_1}{60 \cdot \sqrt{2g\,H}}$$

Równanie 3-go stopnia o niewiadomej D_1

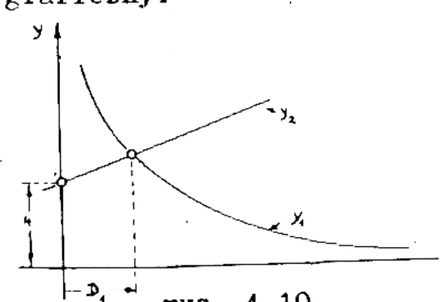
Rozwiązanie tego równania da 3 pierwiastki, szukamy tylko rozwiązań rzeczywistych.

Rozwiązanie równania w sposób graficzny.

1/ $y_1 = \dfrac{Q}{D_1^2 \cdot \sqrt{H}}$ hiperbola

2/ $y_2 = 4 + \dfrac{2\sqrt{2} \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot \sqrt{2g\,H}} D_1$

$= a + b \cdot D_1$ - prosta



rys. 4.10.

Obliczoną średnicę zaokrąglamy do najbliższej wartości według

$D_1 < 500$ mm wzrost D_1 co 25 mm

$500 < D_1 < 1\,000$ mm " D_1 co 50 mm

$D_1 > 1\,000$ mm " D_1 co 100 mm

Pozostałe wartości jako funkcję D_1 obliczamy według poznanych wzorów

$D_o = 2\,D_1$

$B_o = \dfrac{1}{2} D_1$

$F_o = 2{,}34\,D_1^2$

$F_o = a_o \cdot B_o \cdot D_1^2 \cdot z_o$

$2{,}34 \cdot D_1^2 = a_o \cdot \dfrac{D_1}{2} \cdot z_o$

$a_o = z_o = 4.68 \cdot D_1$ przyjmując z_o otrzymamy a_o

$s = 0{,}01\,D_1$ / grubość łopatki wirnika z blachy/

$z_2 = 17$ - ilość łopatek wirnika turbiny Dubsa

Tab.4.9. Wartości orientacyjne turbiny Kaplana i śmigłowej.

n_s =	300	400	500	600	1 000
k_s =	87	155	350	620	980
H =	50	40	30	20	10 m

zmniejszanie wartości z powodu kawitacji

Formuła orientacyjna na D_1 ujmująca wszystkie relacje.

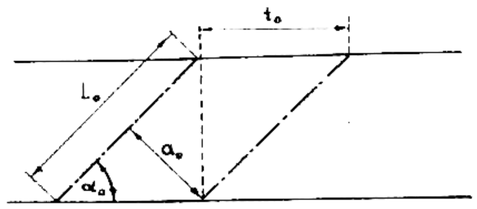
$$\frac{60g \cdot H \cdot D_1}{Q \cdot n} = \left(\frac{1654}{n_s + 436}\right)^2$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

4.3.7. Obliczanie długości łopatki L_o.

Wychodzimy ze szkieletu łopatek /linii środkowej łopatki kierowniczej/.

Obliczamy L_o dla sieci



koło kierownicze osiowe

rys.4.11.

a/ Koło kierownicze osiowe.

Turbiny osiowe Jonval i Girard.

Łopatka prosta

I. $\sin\alpha_o = \frac{a_o}{t_o}$ II. $\cos\alpha_o = \frac{t_o}{L_o}$

$$\sin^2\alpha_o + \cos^2\alpha_o = \frac{a_o^2}{t_o^2} + \frac{t_o^2}{L_o^2}$$

$$\frac{t_o^2}{L_o^2} = 1 - \frac{a_o^2}{t_o^2}, \quad L_o = \frac{t_o}{\sqrt{1 - \frac{a_o^2}{t_o^2}}}, \quad t_o = \frac{\pi . D_o}{z_o}$$

$$L_o = \frac{D_o . \pi}{z_o \sqrt{\left(1 - \frac{a_o^2 . z_o^2}{\pi^2 . D_o^2}\right)}}$$

Względna długości łopatki : $\frac{L_o}{R_o}$

$$\frac{L_o}{R_o} = \frac{2.\pi}{z_o \sqrt{1 - \left(\frac{a_o . z_o}{\pi . D_o}\right)^2}}$$

b/ Wirnik promieniowy /turbina Dubsa, Francisa, Kaplana/.

Kąt podziałowy $\vartheta = \frac{360^o}{z_o} = \frac{2.\pi}{z_o}$ /patrz rys. 4.9. /

$\gamma = \alpha_o + 90^o$

$\gamma_1 = 180 - (\gamma + \vartheta)$

$\gamma_1 = 180 - (\alpha_o + 90^o + \vartheta)$

$\gamma_1 = 90^o - (\alpha_o + \vartheta)$

$$\frac{L_o}{R_o} = \frac{\sin\vartheta}{\sin\gamma_1} = \frac{\sin\vartheta}{\sin[90 - (\alpha_o + \vartheta)]} = \frac{\sin\vartheta}{\cos(\alpha_o + \vartheta)}$$

zależność ta jest ważna tylko dla średniej prostej linii łopatki.

Dla $D_o \gg$ 1 000 mm ilość łopatek z_o jest duża, łopatki są krótsze, krzywizna łopatek jest mniejsza, można dać łopatki proste.

4.3.8. Średnia linia łopatki /jest linią krzywą/.

/krzywizna według spirali log./

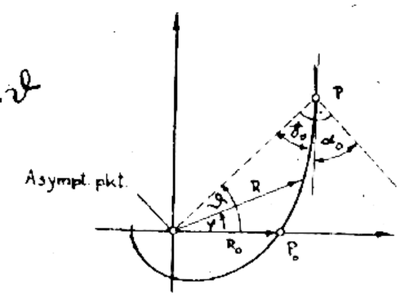
$R_o = R_o . e^{m.\varphi}$; $m = ctg\,\gamma_o = tg\,\alpha_o$

Długość łuku, począwszy od punktu asymptotycznego

$$s_p = \sqrt{1 + \frac{1}{m^2}} . R = \sqrt{1 + \frac{1}{m^2}} . R_o . e^{m.\vartheta}$$

dla $R = R_o$, $\varphi = \varphi_o = 0$

$$s_{po} = \sqrt{1 + \frac{1}{m^2}} . R_o$$



rys. 4.12.

$$L_o = s_p - s_{po} = R_o . \sqrt{1 + \frac{1}{m^2}} . \left(e^{m.\vartheta} - 1\right); \quad m = tg\,\alpha_o = \frac{k_{cm_o}}{k_{cu_o}}$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$\frac{L_o}{R_o} = \sqrt{1 + \left(\frac{k_{cu_o}}{k_{cm_o}}\right)^2} \cdot \left[e^{\left(\frac{k_{cm_o}}{k_{cu_o}} \cdot \frac{2\pi}{z_o} \right)} - 1 \right]$$

Dla małego α_o $\frac{L_o}{R_o}$ jest nieco za małe

" dużego α_o $\frac{L_o}{R_o}$ " " za wielkie

} ponieważ

pomijamy grubość łopatki.

Zależność powyższa jest ścisła dla $\alpha_o = 28^o$

W celu otrzymania rzeczywistej długości L , należy użyć krzywą korekcyjną $\varepsilon = f(n_s)$, rys. 4.15.1.

4.3.9. Kształt łopatki.

Przepływ płaski, dwuwymiarowy, ustalony $\frac{\partial c}{\partial t} = 0$. Nacisk na łopatkę winien być rozłożony w sposób ciągły na powierzchni łopatki, przyśpieszenia zaś winny się zmieniać w sposób ciągły.

$$q_t = \frac{dc}{dt} = \frac{\partial c}{\partial t} + \frac{c \cdot \partial c}{\partial s}$$

$$q_t = c \cdot \frac{dc}{ds} = N \quad \text{podnormalna}$$

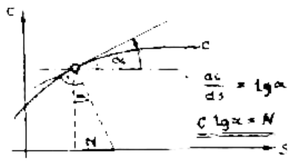


ψ - linia p przepływu

q_t - przyśpieszenie styczne

rys. 4.13.

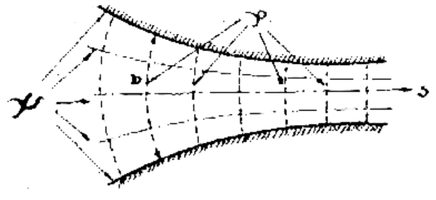
Konieczna ciągła zmiana przekroju. Długość linij normalnych do linij przepływu jest miarą przekroju.



$\frac{dc}{ds} = tg\alpha$

$c \cdot tg\alpha = N$

rys. 4.14.



rys.4.15.

Rys. 4.15.1.

Krzywa korekcyjna $\varepsilon = f(n_s)$

obliczonej długości łopatki $L = \varepsilon \cdot L_o$

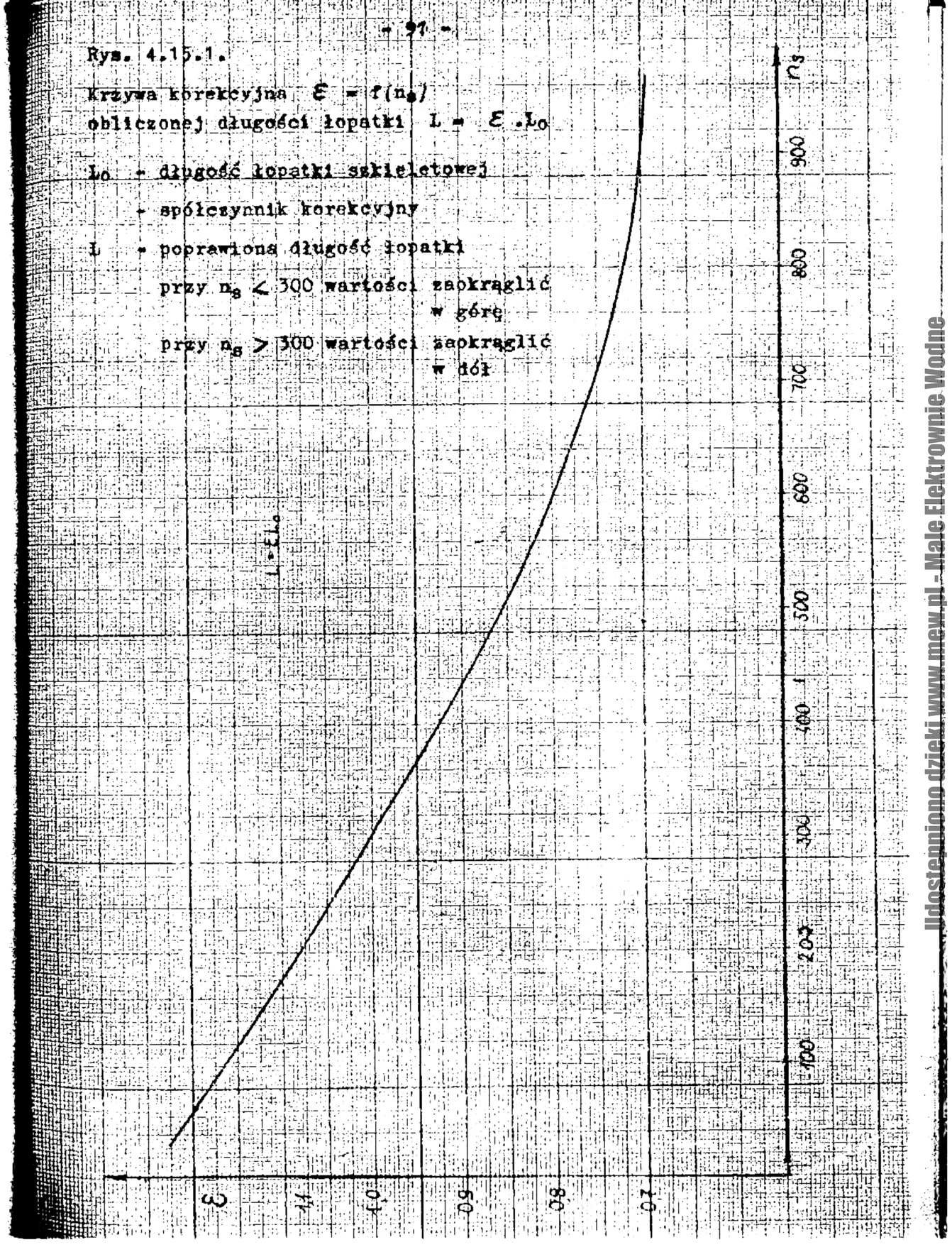
L_o - długość łopatki szkieletowej

ε - spółczynnik korekcyjny

L - poprawiona długość łopatki

przy $n_s < 300$ wartości zaokrąglić w górę

przy $n_s > 300$ wartości zaokrąglić w dół



Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Przyśpieszenie odśrodkowe.

$$q_r = \frac{e^2}{\rho} \quad , \qquad \rho = \frac{\left[1 + (y')^2\right]^{3/2}}{y''}$$

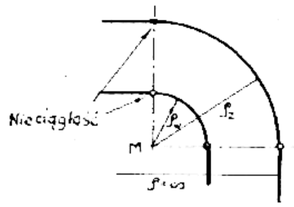
winno również zmieniać się w sposób ciągły, zatem ρ musi być ciągłą funkcją s.

Wtedy wypadkowe przyśpieszenie

$q^2 = q_r^2 + q_t^2$ również zmienia się w sposób ciągły.

Krzywak o łuku kołowym nie odpowiada takiemu kształtowi

Przekrój stożka spełniają ten warunek

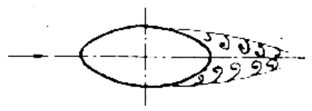


rys.4.17.

Koło, elipsa są <u>krzywymi zamkniętymi</u>.

Hiperbola i parabola odpadają, ponieważ są to krzywe otwarte.

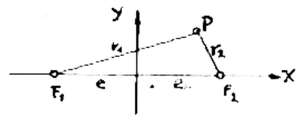
Elipsa jest niekorzystna, bo jest symetryczna, co powoduje wiry



rys.4.18.

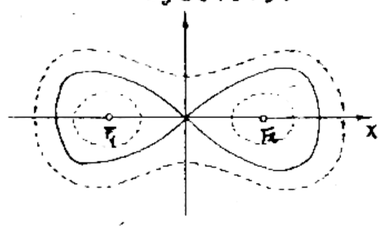
Krzywe Cassina $r_1 \cdot r_2 = \text{const}$

$\frac{r_1 \cdot r_2}{e^2} \gtrless 1$ charakteryzuje krzywe



rys.4.19.

Lemniskada $x^2 + y^2 = a^2 (x^2 - y^2)$ niezbyt korzystna, ponieważ strugi wody przecinają się



rys.4.20.

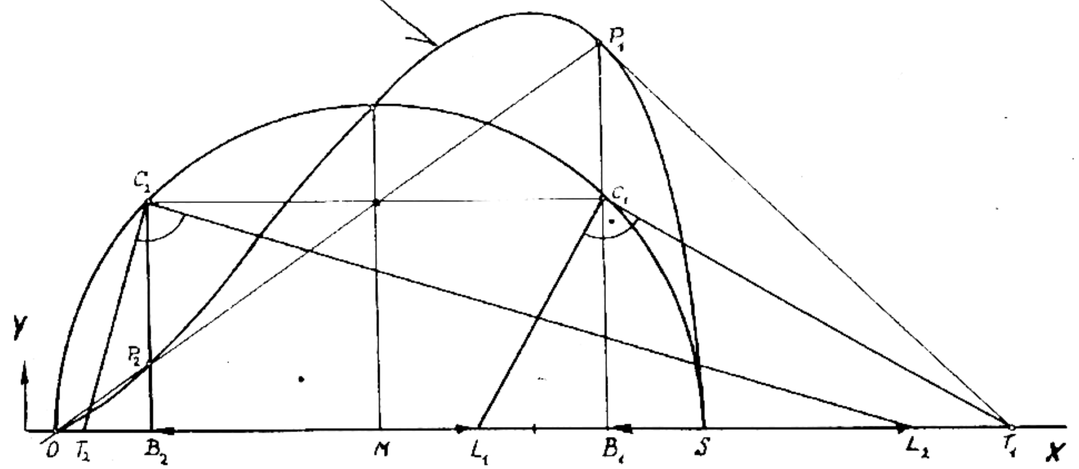


rys.4.21.

Krzywe bąkowe. Transformacja koła.

Rotacja krzywej

$$y^2 = \frac{x^3}{a}\left(2 - \frac{x}{a}\right)$$



rys.4.22.

$y_1^2 = (2a - x) \cdot x$ równanie koła

$y_1^2 = a.x.\left(2 - \frac{x}{a}\right)$ $\qquad y : y_1 = x : a$

$\frac{y}{y_1} = \frac{x}{a}$; $\qquad y^2 = y_1^2 \cdot \frac{x^2}{a^2}$

$$y^2 = a.x.\left(2 - \frac{x}{a}\right) \cdot \frac{x^2}{a^2} = \frac{x^3}{a} \cdot \left(2 - \frac{x}{a}\right)$$

równanie krzywej bąkowej/ "cebulowej"/.

Dyskusja (równanie 4-go stopnia)

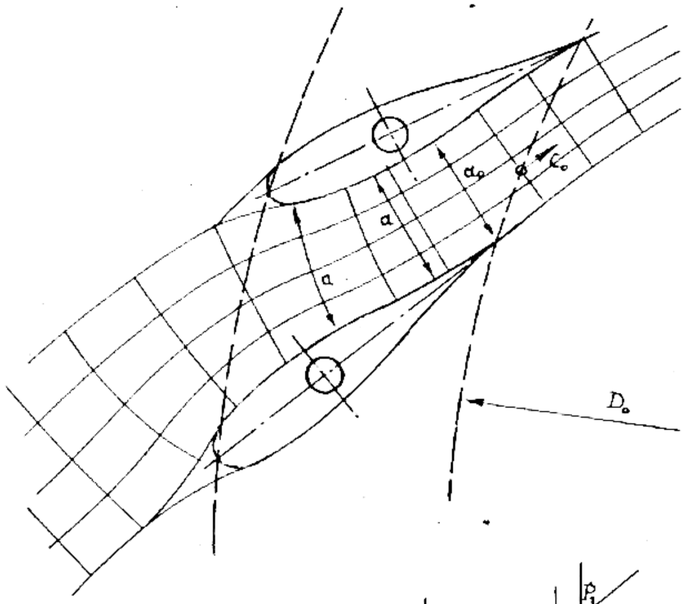
$y = 0$, $x_1 = 0$, $x_2 = 0$, $x_3 = 0$, $x_4 = 2a$

$(x_1, x_2, x_3,)$ - wierzchołek zwrotny

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

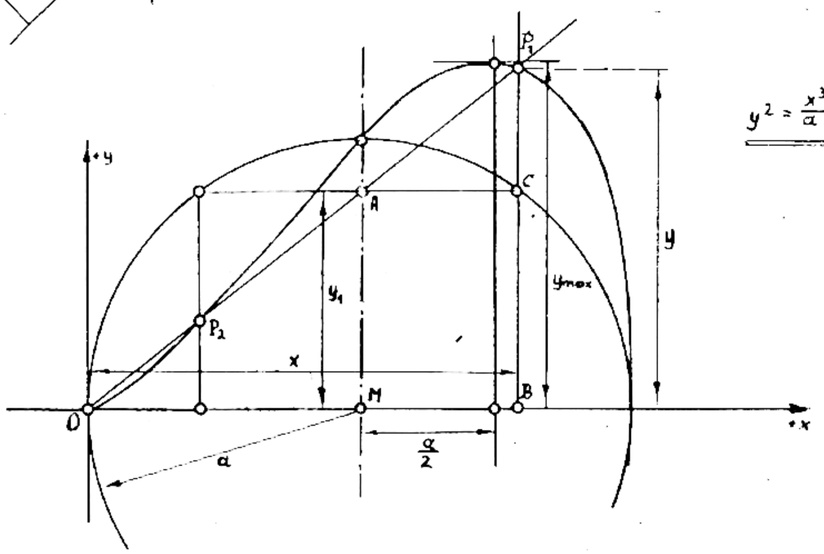
Wykreślne określenie profilu łopatki kierowniczej.

Rozkład ciśnienia wzdłuż łopatki.

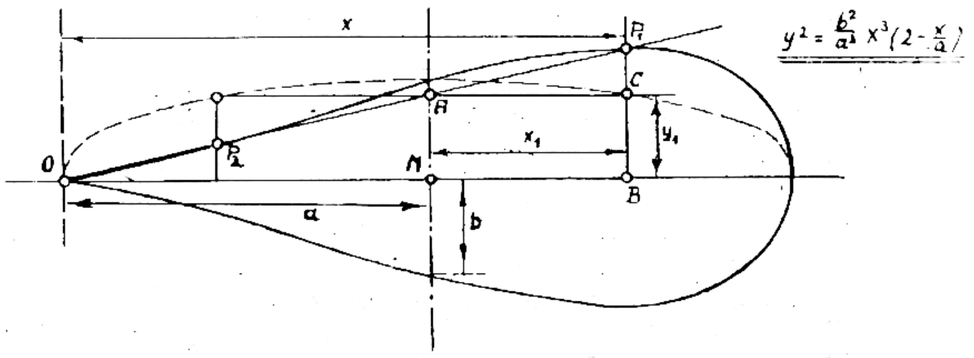


$$c = \frac{Q}{B_o z_1 a}$$

$$\frac{p}{\delta} = H - \frac{c^2}{2g}$$

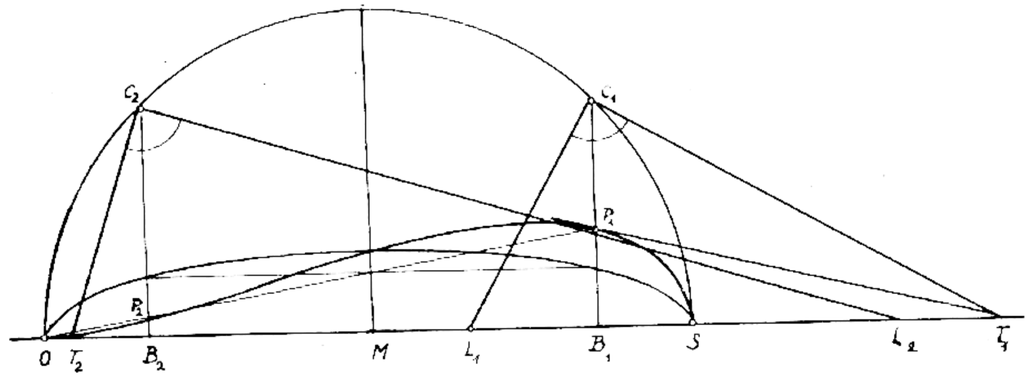


$$y^2 = \frac{x^3}{a}\left(2 - \frac{x}{a}\right)$$



$$y^2 = \frac{b^2}{a^2} x^3 \left(2 - \frac{x}{a}\right)$$

W celu otrzymania kształtu profilu łopatki kierowniczej, transformujemy elipsę podobnie jak koło.



rys. 4.23.

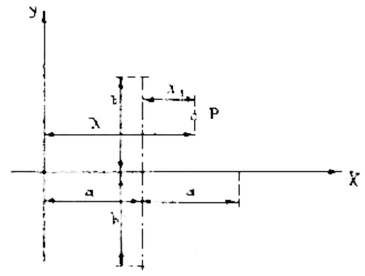
$$\frac{x_1^2}{a^2} + \frac{y_1^2}{b^2} = 1 \qquad x_1 = x - a \quad \text{nowy system współrzędn.}$$

$$y_1^2 = \frac{b^2}{a^2} \cdot \left(a^2 - x^2 - 2ax - a^2 \right)$$

$$y_1^2 = \frac{b^2}{a^2} \cdot \left(2ax - x^2 \right)$$

$$y = y_1 \cdot \frac{x}{a}$$

$$y^2 = \frac{b^2}{a^2} \cdot \frac{x^3}{a} \cdot \left(2 - \frac{x}{a} \right)$$



rys.4.24.

Dyskusja:

$y = 0$; $x_1 = x_2 = x_3 = 0$, wierzchołek zwrotny

$x_4 = 2a$ punkt zerowy

Maximum : $y_{max} = \pm \frac{3}{4} \cdot \sqrt{3} \cdot b \approx 1.3b$

max grubość $s_{max} = 2y_{max} = \frac{3}{2} \cdot 3 \cdot b \approx 2.6\,b$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Maximum krzywej : styczna równoległa do osi x pochodna z równania krzywej bąkowej

$$2y.y' = -\frac{x^3}{a^2} + \left(2 - \frac{x}{a}\right).\frac{3x^2}{a} = -\frac{x^3}{a^2} \rightarrow \left(2 - \frac{x}{a}\right).3x^2 = 0$$

podzielmy to równanie przez x^2

$x^2 = 0$ daje $x_1 = 0$, $x_2 = 0$ wierzchołek zwrotny

$$-\frac{x}{a} + 6 - \frac{3x}{a} = 0\ , \quad \frac{4x}{a} = 6\ , \quad \underline{x_3 = \frac{3}{2}\,a}$$

obliczamy dla tej wartości $\left(x_3 = \frac{3}{2}\,a\right)$, y_{max}

$$y^2_{max} = \frac{27a^3}{a}.\left(2 - \frac{3}{2}\right) = \frac{3.9a^2}{16}$$

$$\underline{y_{max} = \pm\ \frac{3}{4}\sqrt{3}.\ a \sim \pm\ 1.3a}$$

Największa grubość

$$\underline{s\ max} = 2y_{max} = \frac{3\cdot}{2}\ 3.a \sim \underline{2.6\ a}$$

Zastosowanie : iglice zamykające
dysze przy turbinie Peltona,
regulator ciśnienia /Francis/,
Lorner - Johnson - Vlave,
zasuwy zamykające.

Smukłość profilu.

Stosunek $\frac{a}{b}$ = smukłość.

Im większy jest stosunek $\frac{a}{b}$, tym smuklejsza jest łopatka kierownicza.

kąt podziałowy

$$\vartheta = \frac{2\pi}{z_o} = \frac{360^o}{z_o}$$

z rys.

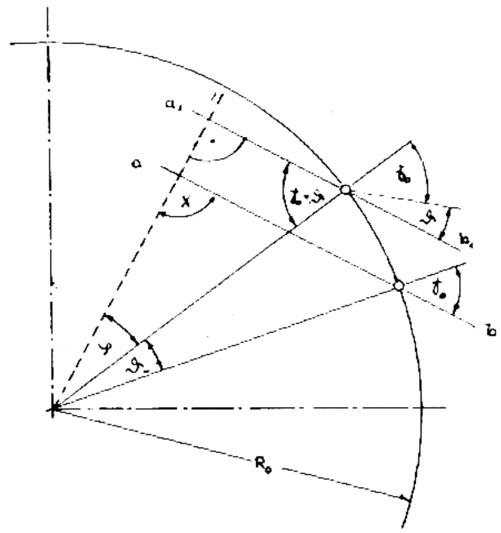
$$\varphi = 90 - (\gamma_o + \vartheta)$$

a_1 kierunek łopatki

kąt $x = 180^o - (\gamma_c + \vartheta) - \varphi$

$= 180 - \gamma_o - [90 - (\gamma_o + \vartheta)] - \vartheta$

kąt $\underline{x = 90^o}$ zatem prosta $a \parallel a_1$

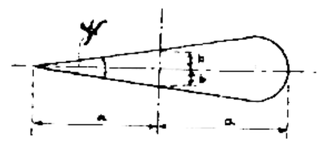


$$\psi < \vartheta,\ \frac{\psi}{2} < \frac{\vartheta}{2}$$

rys.4.25.

$$ctg\,\frac{\psi}{2} > ctg\,\frac{\vartheta}{2}$$

$$\underline{\frac{a}{b} > ctg\,\frac{\vartheta}{2} = cotg\,\frac{180}{z_o}}$$



rys.4.26.

W taki sposób otrzymany profil łopatki kierowniczej, daje przyśpieszenie konwektywne.

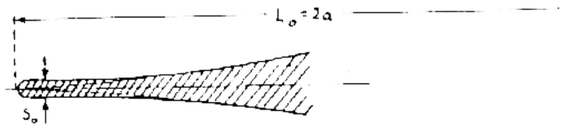
Tab.4.10. Zależność smukłości $\frac{a}{b}$ od ilości łopatek.

z_o =	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	36
$\frac{a}{b} \geq$	2,414	3,078	3,732	4,39	5,03	5,671	6,314	7,12	7,59	8,30	8,77	9,514	10,078	11,43

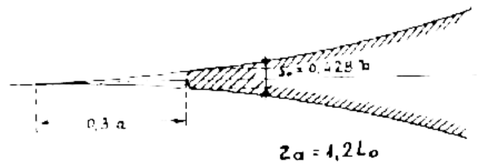
Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Grubość końcowa łopatki.

1 wykonanie



2 wykonanie



rys.4.27.

Przy regulacji wewnętrznej, gdzie wszystkie ruchome części są pod wodą / łopatki kierownicze, cięgła, mechanizm regulacyjny, wał regulacyjny/, zużycie tych części jest duże, gdyż smarowanie jest niemożliwe. Jest to regulacja tania. Dla tego przypadku należy dać profil grubszy, o smukłości

$$\frac{a}{b} = 6 \div 8$$

Przy regulacji zewnętrznej, tylko łopatki kierownicze znajdują się w wodzie, pozostałe części są umieszczone poza wodą. Smarowanie jest tu możliwe. Nie ma zużycia przy wodzie, zawierającej piasek. Dlatego grubość /b/ może tu być mniejsza.

smukłość $\frac{a}{b} = 8 \div 12$

Obecnie prawie wyłącznie stosuje się ten rodzaj regulacji /zewnętrznej/.

4.3.10. Sposób kreślenia łopatki.

Łopatki kierownicze o krzywej linii średniej.

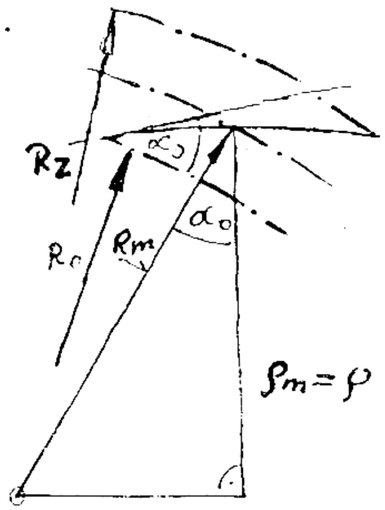
ρ - promień krzywizny spirali log.

Promień zewnętrzny

$$R_Z = R_o \cdot e^{tg\alpha_o \cdot \vartheta}$$

$$R_m = \frac{R_o + R_Z}{2}$$ wartość średnia promienia

$$R_m = \frac{R_o}{2}\left(1 + e^{tg\alpha_o \cdot \frac{2\pi}{z_o}}\right)$$

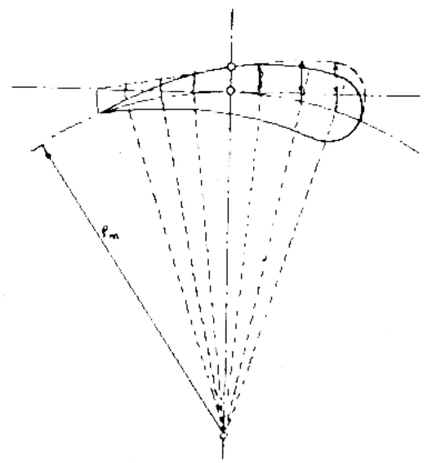


rys.4.28.

Otrzymany profil o prostej linii średniej, rozwijamy według rysunku na kole o promieniu

$$\rho = \frac{R_m}{\cos\alpha_o}$$

Sposób kreślenia linii średniej łopatki przedstawia rys.4.28.

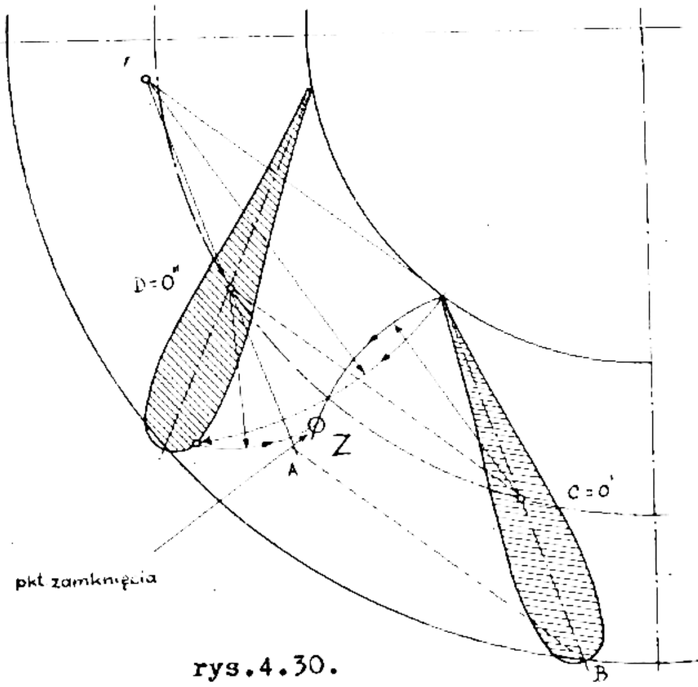


rys.4.29.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

4.3.11. Konstrukcja punktu zamknięcia Z :

Niedokładna, z powodu trudnego do ustalenia jednoznacznego punktu przecięcia łuków, nakreślonych z punktu obrotu łopatek /z/



$\overline{O'O''} \parallel \overline{A\,B}$

$\overline{O'O''} = \overline{A\,B}$

A B C D - równoległobok

rys.4.30.

4.4. Obliczenie sił działających na łopatkę kierowniczą:

4.4.1. Cel obliczeń.

1/ dla obliczeń wytrzymałości

2/ " obliczenia pracy potrzebnej do regulacji.

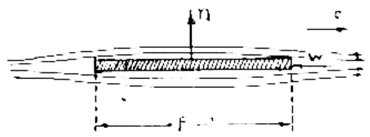
a/ Opór tarcia /powierzchni/

$$W = f.\eta.\frac{dc}{dy} \quad kg$$

f - pow. płytki w m^2

η - $kg.s.m^{-2}$ lepkość

$\frac{dc}{dy}$ = gradient prędkości w s^{-1}



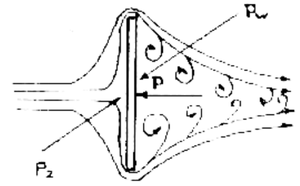
rys.4.31.

b/ Opór kształtu/ciśnienia/ P

Wywołany różnicą ciśnień.

$P = P_z - P_w$ między przednią a tylną stroną płytki.

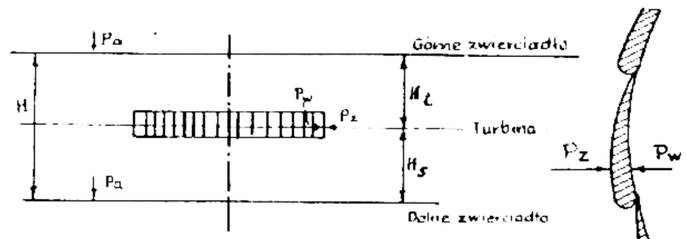
Opór $P >> W$.



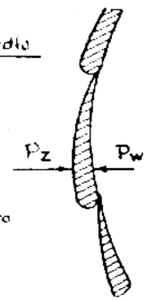
Rys.4.32.

4.4.2. Obliczenie nacisku P na łopatkę.

a/ Łopatki zamknięte a = 0, Q = 0, c = 0



rys. 4.33.



rys.4.34.

$$\text{I.}\quad \frac{P_z}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} + H_t$$

$$\text{II.}\quad \frac{P_w}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - H_s$$

$$\frac{P_z - P_w}{\gamma} = H_t + H_s = H \qquad \underline{\underline{P = \gamma . H}}$$

Położenie koła kierowniczego nie wpływa na nacisk P.

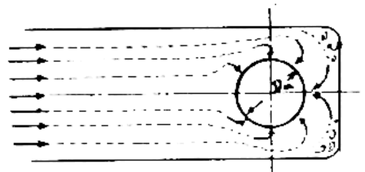
b/ Łopatki całkowicie otwarte

$a = a_o$, $Q = Q_o$, $c = c_o$

Należy wykreślić obraz przepływu, wychodząc z warunków krańcowych.

Turbina o otwartej komorze wodnej.

D_a - średnica zewnętrzna koła kierowniczego, dopływ promieniowy wody do koła



rys.4.35.

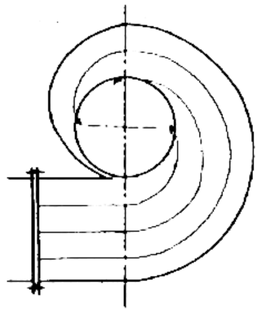
$$\underline{\underline{c_u = 0}}$$

Turbina z komorą zamkniętą /korpus spiralny/.

Dopływ wody przy składowej stycznej

$$c_u > 0$$

Kręt przed kołem kierowniczym /wykonanie korzystne ale drogie/



rys.4.36.

Obraz przepływu w kanale między łopatkami kierowniczymi.

ψ - funkcja przepływu

np. $\psi = x.y = k$

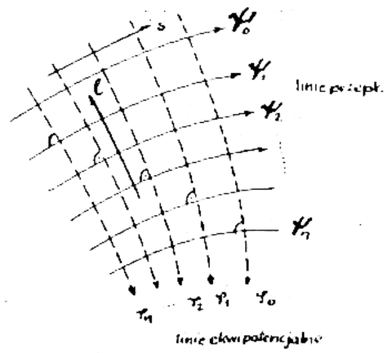
φ - funkcja potencjału

np. $\varphi = y.x^2 = k_1$

$$\psi_{n+1} - \psi_n = \Delta\psi$$

$$\varphi_{n+1} - \varphi_n = \Delta\varphi$$

Jeśli $\Delta\varphi = \Delta\psi$ względnie $\frac{\Delta\psi}{\Delta\varphi} = 1$ mamy siatę kwadratową.



linie potencjalne
rys.4.37.

$$c = \frac{d\varphi}{ds} = \frac{\Delta\varphi}{\Delta s}$$

$$c = \frac{d\psi}{dl} = \frac{\Delta\psi}{\Delta l}$$

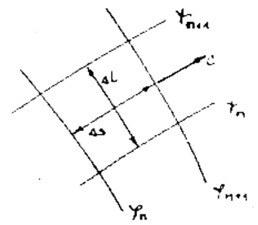
podzielmy przez siebie

$$\frac{\frac{\Delta\psi}{\Delta l}}{\frac{\Delta\varphi}{\Delta s}} = 1; \quad \frac{\Delta\psi}{\Delta\varphi} \cdot \frac{\Delta s}{\Delta l} = 1; \quad \underline{\underline{\frac{\Delta\varphi}{\Delta\psi} = \frac{\Delta s}{\Delta l}}}$$

$$\frac{\Delta l}{\Delta s} = 1$$

więc siatka kwadratowa stanowi siatkę potencjalną

$$\underline{\Delta\psi = c.\Delta l = q}$$



rys.4.38.

q = objętość/jednostkę czasu dla głębokości 1.

Do obliczeń posługujemy się jednak średnimi prędkościami i kreślimy sieć ortogonalną, nie uwzględniając sieci kwadratowej.

4.4.3. Nacisk na łopatkę i moment przy pełnym otwarciu łopatek kierowniczych a_o.

Zakładamy, że koło kierownicze jest umieszczone na wysokości dolnego zwierciadła wody

$\underline{H_s = 0}$; $\frac{c^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} = H$ /bez strat/ wysokość $Z = 0$

Straty tarcia $H_{s_{e-o}} = \zeta_{e-o}.H$ pomijamy.

Obliczamy prędkość przepływu c . $Q = z_o.B_o.c_o.a_o = a.B_o.c.z_o$

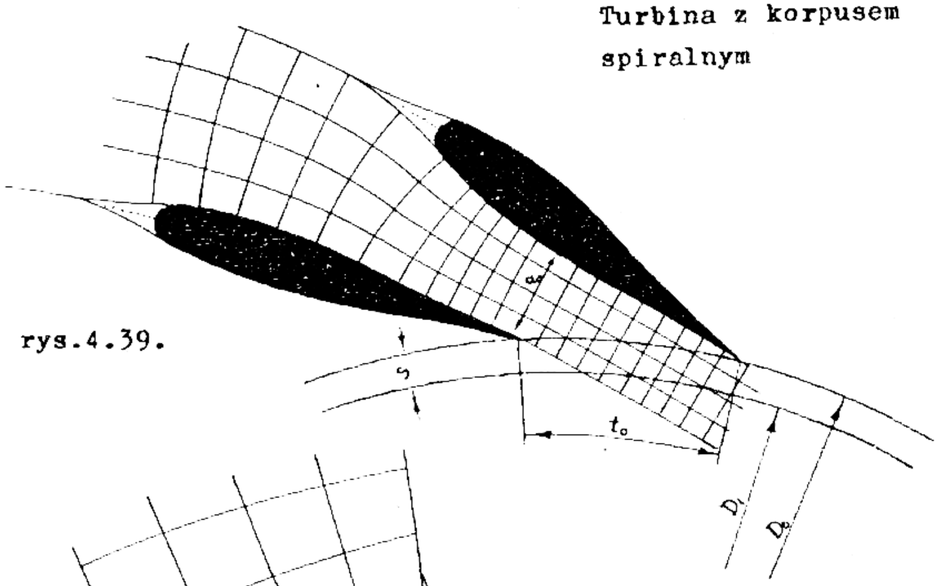
przy czym c jest prędkością średnią z całego przekroju

$a_o.c_o = a.c$, $\underline{c = \frac{a_o}{a}.c_o}$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Obrazy przepływu.

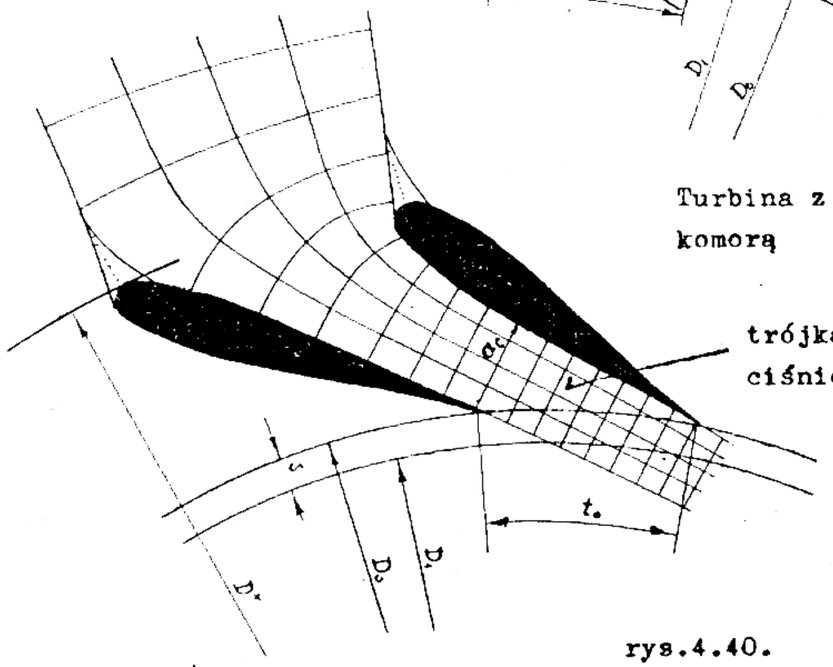
Turbina z korpusem spiralnym



rys.4.39.

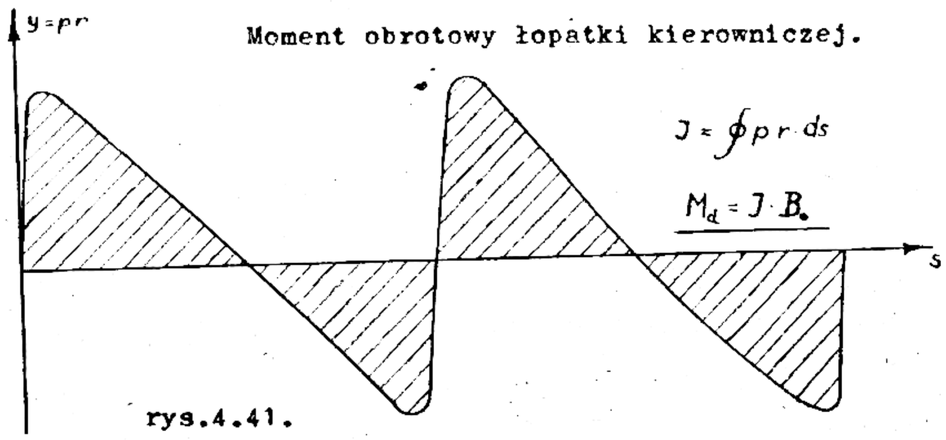
Turbina z otwartą komorą

trójkąt stałego ciśnienia



rys.4.40.

Moment obrotowy łopatki kierowniczej.



$$J = \oint p\,r\,ds$$

$$M_d = J \cdot B_o$$

rys.4.41.

Ciśnienie w dowolnym miejscu łopatki dla szerokości a.

$$\frac{P}{\gamma} = H - \frac{c^2}{2g} = H - \frac{a_o^2}{a^2} \cdot \frac{c_o^2}{2g}$$

$$\frac{P}{\gamma} = H \cdot \left(1 - \frac{a_o^2}{a^2} \cdot \frac{c_o^2}{2g} \right)$$

$$P = \gamma \cdot H \left(1 - \frac{a_o^2}{a^2} \cdot k c_o^2 \right)$$

ciśnienie to otrzymujemy przez podstawienie do równania wartości a, przynależnej do miejsca, w którym to ciśnienie panuje. Ciśnienie to obliczamy wzdłuż obwodu łopatki s i przedstawiamy w postaci wykresu polarnego ciśnień.

$\Delta P = \Delta s \cdot B_o \, p$

$\Delta P_1 = \Delta s_1 \cdot B_o \cdot p_1$

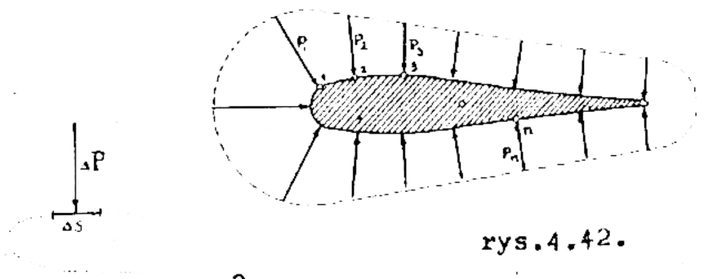
$\Delta P_2 = \Delta s_2 \cdot B_o \cdot p_2$

$\Delta P = \ldots\ldots\ldots\ldots$

$\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots$

$\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots$

$\Delta P_n = \Delta s_n \cdot B_o \cdot p_n$



rys.4.42.

p - kg/cm^2, s , B_o w cm

Wykreślamy wielobok sił i wielobok sznurowy, z którego otrzymamy kierunek, wielkość i położenie wypadkowej.

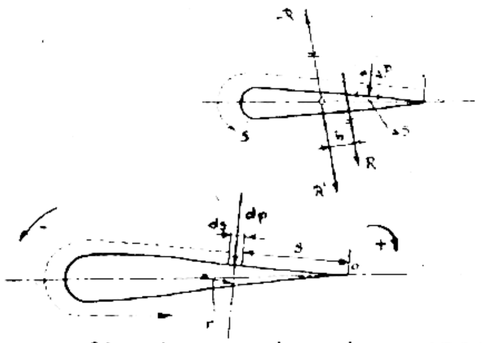
Na skutek dużej rozciągłości wieloboku sił, metoda ta jest kłopotliwa i niedokładna. Dlatego lepiej zastosować metodę momentów.

$d P = B_o \cdot ds \cdot p$

$d M_o = d P \cdot r$

$d M_o = B_o \cdot p \cdot r \cdot ds$

$$M_o = \oint_o^l B_o \cdot p \cdot r \cdot ds$$



rys.4.43.

całkę tę rozwiązujemy sposobem graficznym.

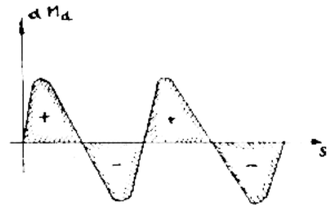
Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Podstawiamy $p.r = y$

$$M_o = B_o \cdot \int_0^L y.ds$$

Przy kreśleniu zwrócić uwagę na znak momentu

znak + obrót w prawo
znak - " w lewo



rys.4.44.

Metoda dwu momentów

$d P = B_o.ds.p$

$d V = d P.\cos\varphi$

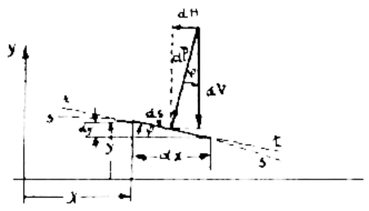
$d V = B_o.p.ds.\cos\varphi$

$ds.\cos\varphi = dx$

$d V = B_o.p.dx$

$d V.x = d M_x = B_o.p.x.dx$

$$M_x = B_o \cdot \oint_0^L p.x.dx$$



rys.4.45.

Podobnie moment składowej poziomej

$$M_y = B_o \cdot \oint_0^L p.y.dy$$

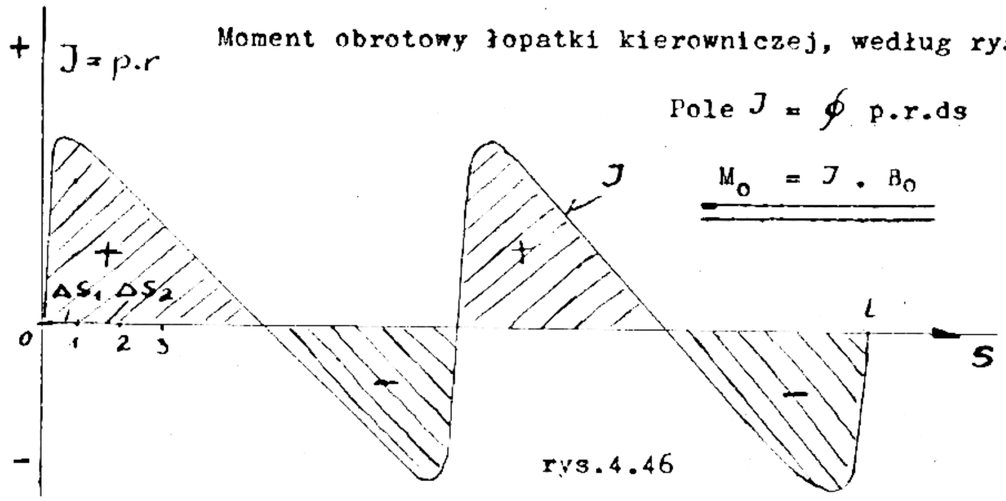
Moment całkowity otrzymamy przez dodanie w sposób algebraiczny

$$M = M_x + M_y$$

Dla smukłych łopatek $M_y \sim 0$, zatem

$$M_o \cong M_x = B_o \oint_0^L p.x.dx$$

Moment obrotowy łopatki kierowniczej, według rys. 4.42.



rys.4.46

Pole $J = \oint p.r.ds$

$M_o = J \cdot B_o$

4.4.4. Łopatki kierownicze pół otwarte $a = \frac{a_o}{2}$

Gdy $n_s \leq 280$ to $Q \cong 2/3\ Q_o$

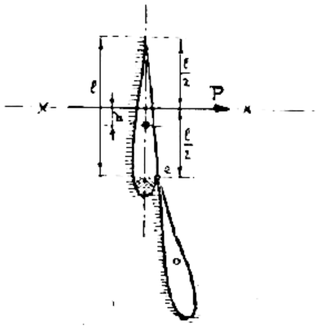
$k^*_{c_o} = \frac{4}{3} k_{c_o}$

$$P = \gamma.H.\left[1 - \frac{\left(\frac{a_o}{2}\right)^2}{a^2} \cdot \left(\frac{4}{3} \cdot k_{c_o}\right)^2\right]$$

gdy $n_s > 280$ $Q = \frac{Q_o}{2}$, $k^*_o = k_{c_o}$ /np.t.Kaplana/

Położenie zamknięte

$a_o = 0$, $Q = 0$, $c = 0$, $P = \gamma.H$



rys.4. 47.

$$M_o = B_o \cdot \oint_0^L p.r.ds = \frac{\gamma.H}{10000} \cdot \oint_0^L r.ds$$

Sposób prostszy

Długość czynnej łopatki zamkniętej l

$P = B_o.l.\frac{\gamma.H}{10000}$ siła działa w środku

moment $M = P.b = B_o.\frac{l.\gamma.H}{10000}.b$, b - z wykresu

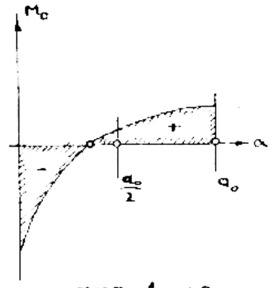
Politechnika Wrocławska Wydział Elektryczny

Wykres momentów

α - kąt otwarcia łopatki kierowniczej

A =praca regulacji przypadająca na 1 łopatkę

$$A = \int_0^{\alpha} M_o \cdot d\alpha$$



rys.4.48.

Praca całkowita regulacji

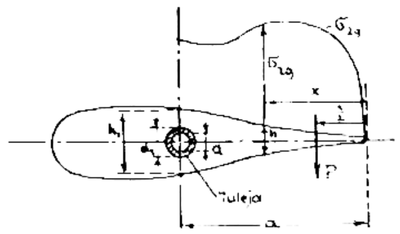
$$A_c = z_o \cdot A$$

Do tego dochodzi praca tarcia mechanizmu regulacji. Wartość ta potrzebna jest do określenia wymiarów regulatora /znana na podstawie doświadczenia/.

4.5. Obliczenia wytrzymałości.

4.5.1. Łopatka kierownicza.

Zginanie w przekrojach równoległych do osi obrotu i prostopadłych do osi profilu.



rys.4.49.

$P = B_o \cdot x \cdot p$

Moment zginający

$$M_{zg} = P \cdot \frac{x}{2} = B_o \cdot p \cdot \frac{x^2}{2}$$

Moment przekroju $W_{zg} = \frac{B_o \cdot h^2}{6}$ /moment oporu/

Naprężenie zginające $\sigma_{zg} = \frac{M_{zg}}{W_{zg}} = \frac{B_o \cdot p \cdot \frac{x^2}{2}}{\frac{1}{6} B_o \cdot h^2} =$

$$\sigma_{zg} = 3 \cdot p \cdot \frac{x^2}{h^2}$$ jest niezależna od B_o

Dla ścian płaskich łopatki $h = k \cdot x$

$$\sigma_{zg} = 3 \cdot p \cdot \left(\frac{x}{k \cdot x}\right)^2 = \frac{3p}{k^2} = \text{const}$$

Grubość łopatki przy czopie

$$x = a, \quad M_{zg} = B_o \cdot a \cdot p \cdot \frac{a}{2} = \frac{B_o \cdot a^2}{2} \cdot p$$

Moment bezwładności

$$I_1 = \frac{B_o \cdot h_1^3}{12}, \quad I_2 = \frac{B_o \cdot d_1^3}{12}, \quad I = I_1 - I_2 = \frac{B_o}{12} \cdot \left(h_1^3 - d_1^3\right)$$

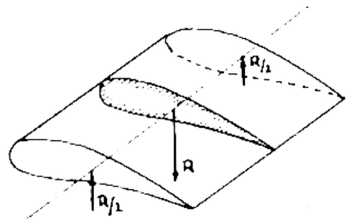
$$I = \frac{B_o \cdot h_1^3}{12} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{h_1}\right)^3\right], \quad W_{zg} = \frac{I}{\frac{h_1}{2}} = \frac{B_o \cdot h_1^2}{6}\left[1 - \left(\frac{d_1}{h_1}\right)^3\right]$$

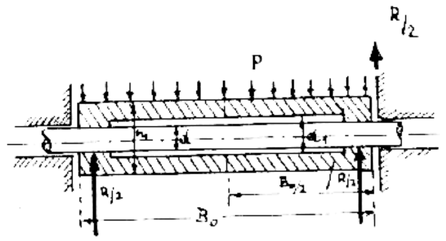
$$\sigma_{zg} = \frac{M_{zg}}{W_{zg}} = \frac{B_o \cdot a^2 \cdot 6 \cdot p}{2 \cdot B_o \cdot h_1^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{h_1}\right)^3\right]} = \frac{3 \cdot a^2 \cdot p}{h_1^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{h_1}\right)^3\right]}$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Wydział Elektrownie Wodne

Zginanie w kierunku poprzecznym do profilu. Profil jest przekrojem.

rys.4.50.





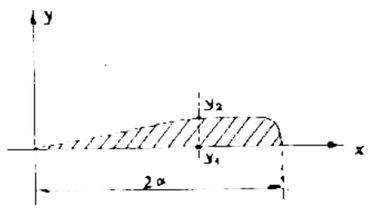
$$M_{zg} = \frac{R}{2} \cdot \frac{B_o}{2} - \frac{R}{2} \cdot \frac{B_o}{4} = \frac{R.B_o}{8}$$

Do obliczenia W_{zg} profilu, posługujemy się metodą graficzną Mohra lub Nehlsa lub też metodą ogólną.

Otrzymujemy

$$I_{x\,całk.} = 1{,}178\ a.b^3$$

$$W_{zg} = \frac{I_x}{e}, \quad e = \frac{3}{4}\sqrt{3}.b$$



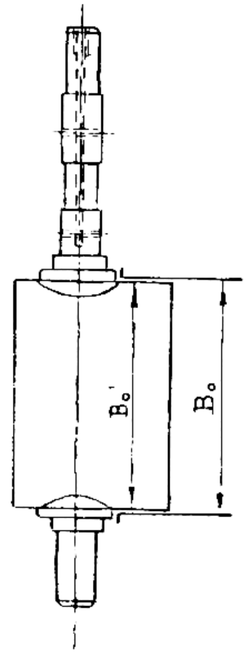
rys.4.51.

$$W_{zg} = \frac{1{,}178.a.b^3}{\frac{3}{4}\sqrt{3}.b} = 0{,}907.a.b^2$$

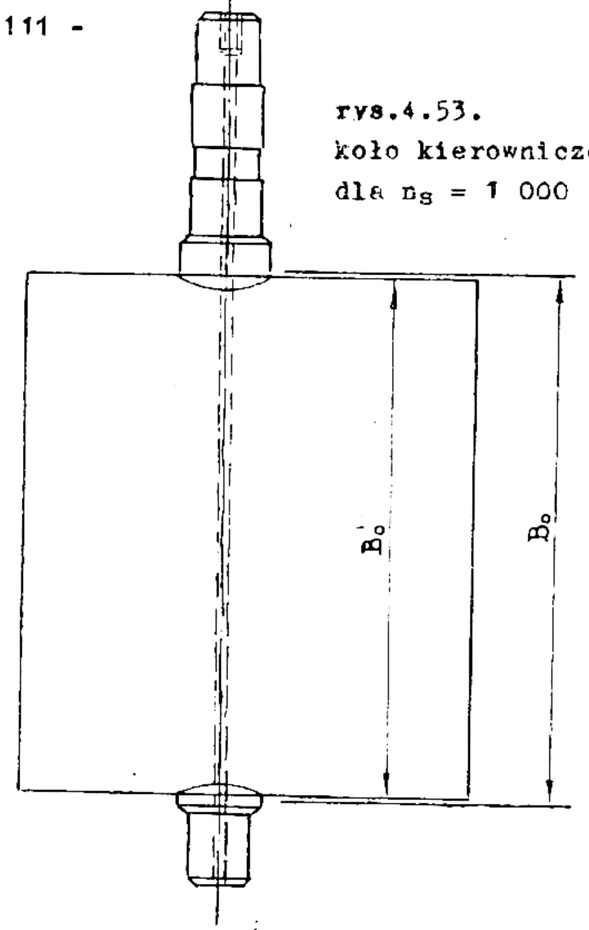
Dopuszczalne naprężenia dla łopatki kierowniczej.

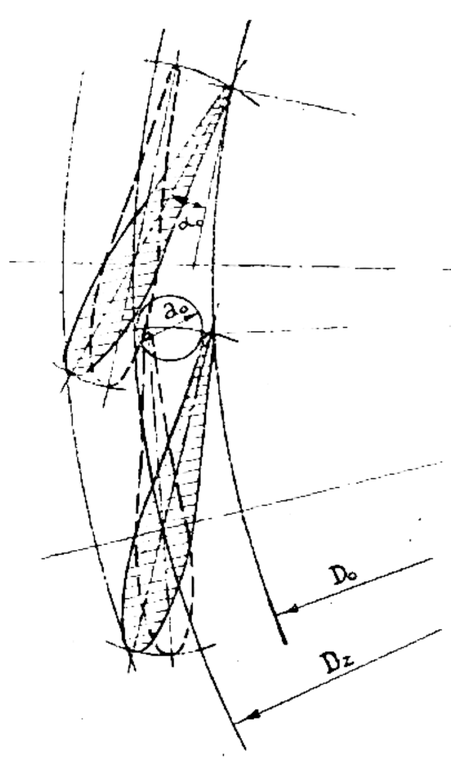
żeliwo	σ_{zg}	= 180 ÷ 220 kg/cm^2
staliwo		300 ÷ 360 - " -
stal		600 ÷ 750 - " -

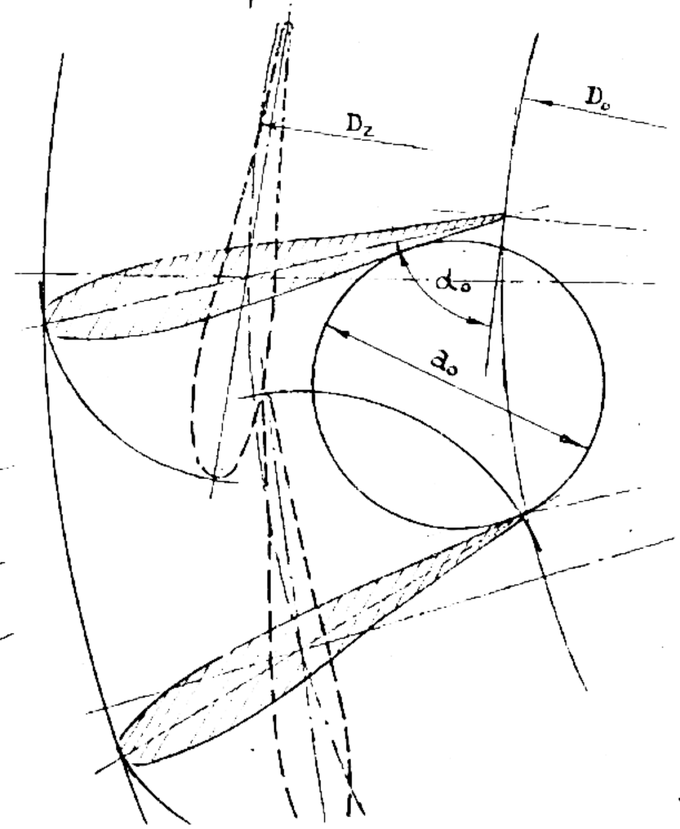
rys.4.52.
koło kierownicze
dla n_s = 100



rys.4.53.
koło kierownicze
dla n_s = 1 000





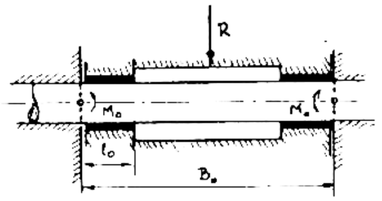


Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Sworzeń łopatki

Obliczać jak belkę zamocowaną z dwu stron

$$M_o = \frac{R.l_o}{4}\left(1 - \frac{l_o}{2B_o}\right)$$



rys.4. 54.

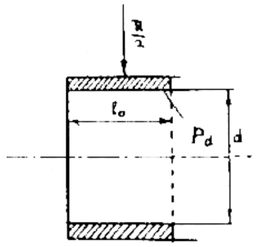
jest to największy moment

$$\sigma_{zg} = \frac{M_o}{W_{zg}} \quad , \quad W_{zg} = \frac{\pi . d^3}{32} \approx \frac{1}{10} d^3$$

Przy regulacji zewnętrznej sworzeń należy liczyć przede wszystkim na skręcanie.

Nacisk na panewkę łopatki.

$$p = \frac{R}{2.l_o.d}$$



dopuszczalny nacisk

$p_d = 20 \div 40\ kg.cm^{-2}$

rys.4. 55.

4.6.2. Schemat regulacji (rys. 4.56.)

Q - siła działająca na drążek regulacyjny.

Przeważnie stosuje się dwa drążki.

$Q_t = Q . \cos \alpha$ siła działająca na promieniu a.

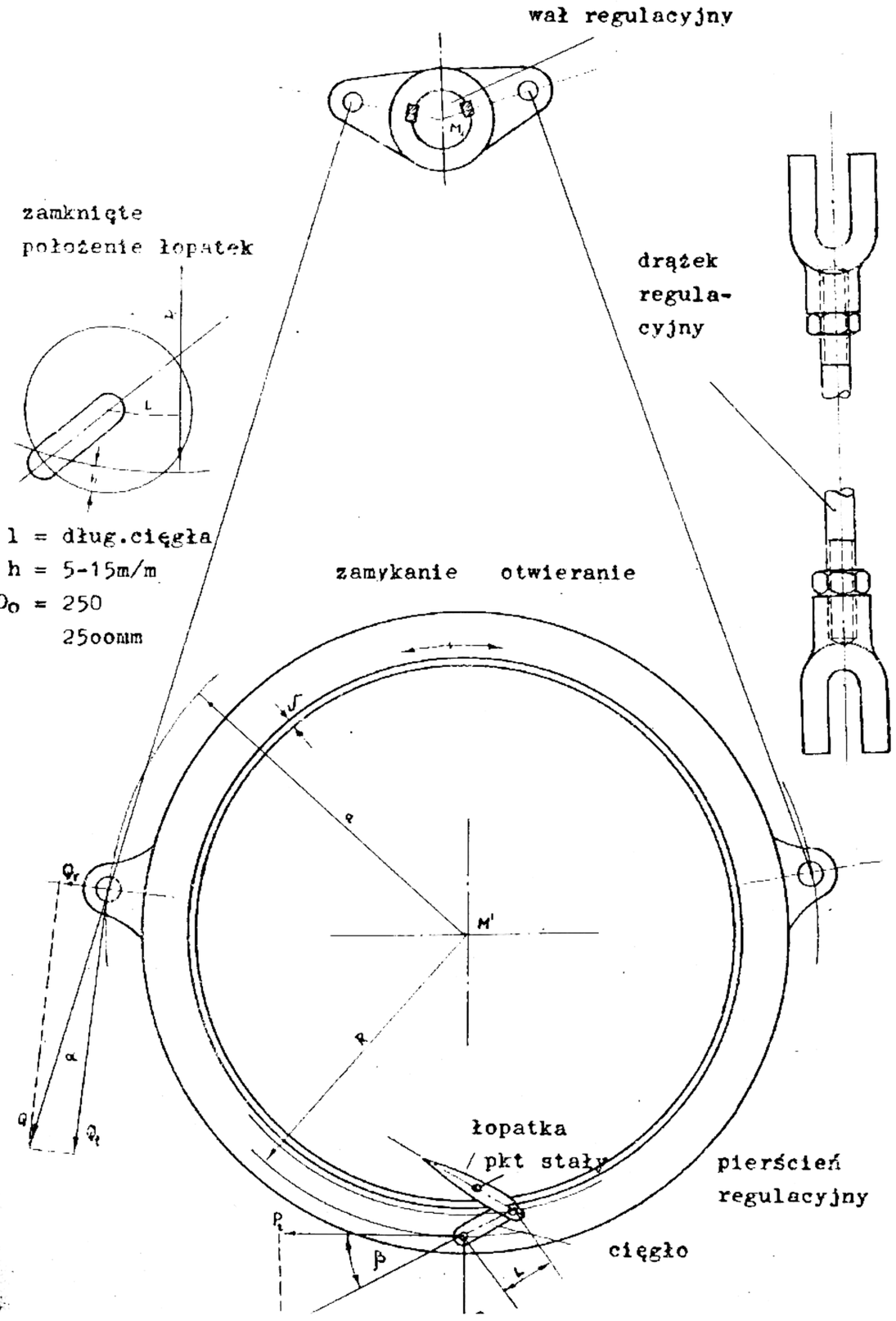
Moment obrotowy, działający na pierścień regulacyjny /pochodzący od serwomotoru/.

$$M_{o1} = 2.Q_t.a = 2.Q.\cos\alpha .a$$

Na cięgło działa siła P_t.

W kierunku cięgła działa siła P.

Rys. 4.56. Schemat regulacji.



Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$P_t = P \cdot \cos\beta$$

Moment obrotowy

$$M_{o2} = P_t \cdot R = P \cdot \cos\beta \cdot R$$

Na wszystkie łopatki działa zatem moment

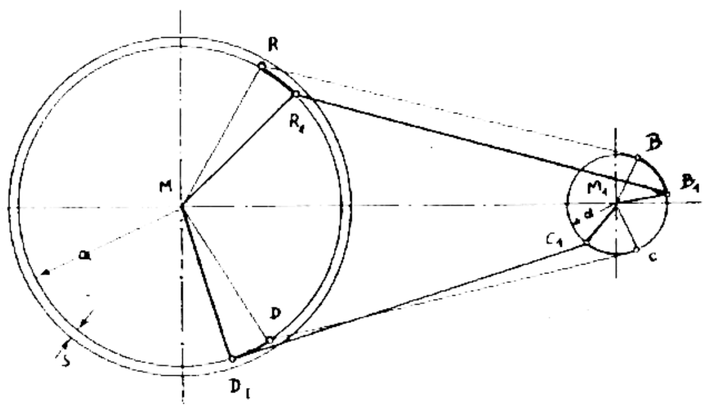
$$Z_o \cdot M_{o2} = Z_o \cdot P \cdot \cos\beta \cdot R = 2 \cdot Q \cdot \cos\alpha \cdot a = Z_o \cdot M_{o1}$$

$$P = \frac{2 \cdot Q \cdot \cos\alpha \cdot a}{Z_o \cdot \cos\beta \cdot R}$$

siła działająca w kierunku jednego ciągła

Aby przy dużym P , Q było małe, należy dać duży kąt β.

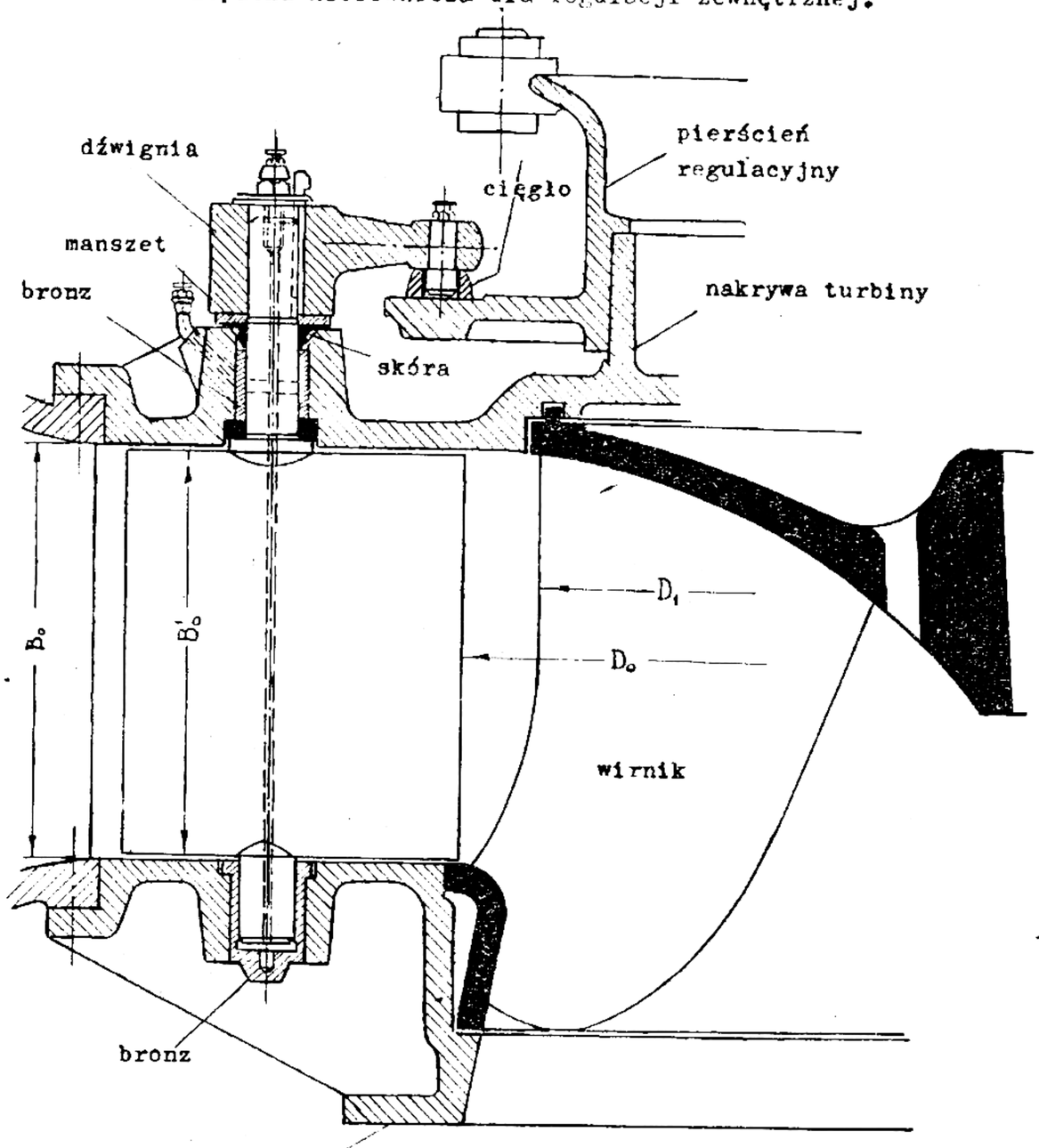
Wysokość cięciwy $h = 5 \div 15$ mm jest miarą kąta β.



rys.4.57.

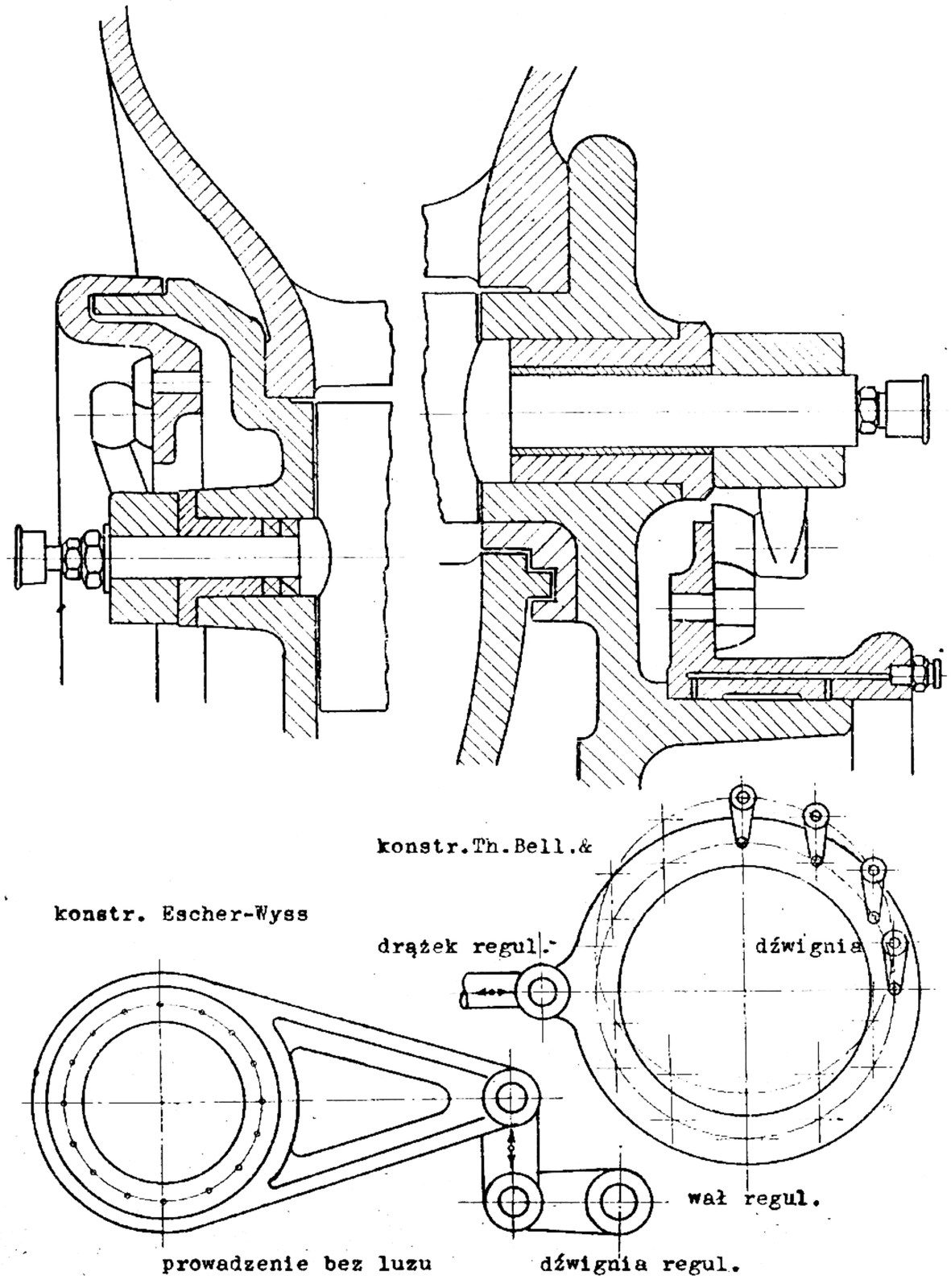
Sześciobok A,B,M_1.C, D.M nie ma żadnego stopnia swobody. Obrót jest możliwy, jeśli między pierścieniem regulacyjnym a prowadzeniem jest luz s.

Rys.4.58. Regulacja zewnętrzna turbiny pionowej z korpusem spiralnym.
Łopatka kierownicza dla regulacji zewnętrznej.

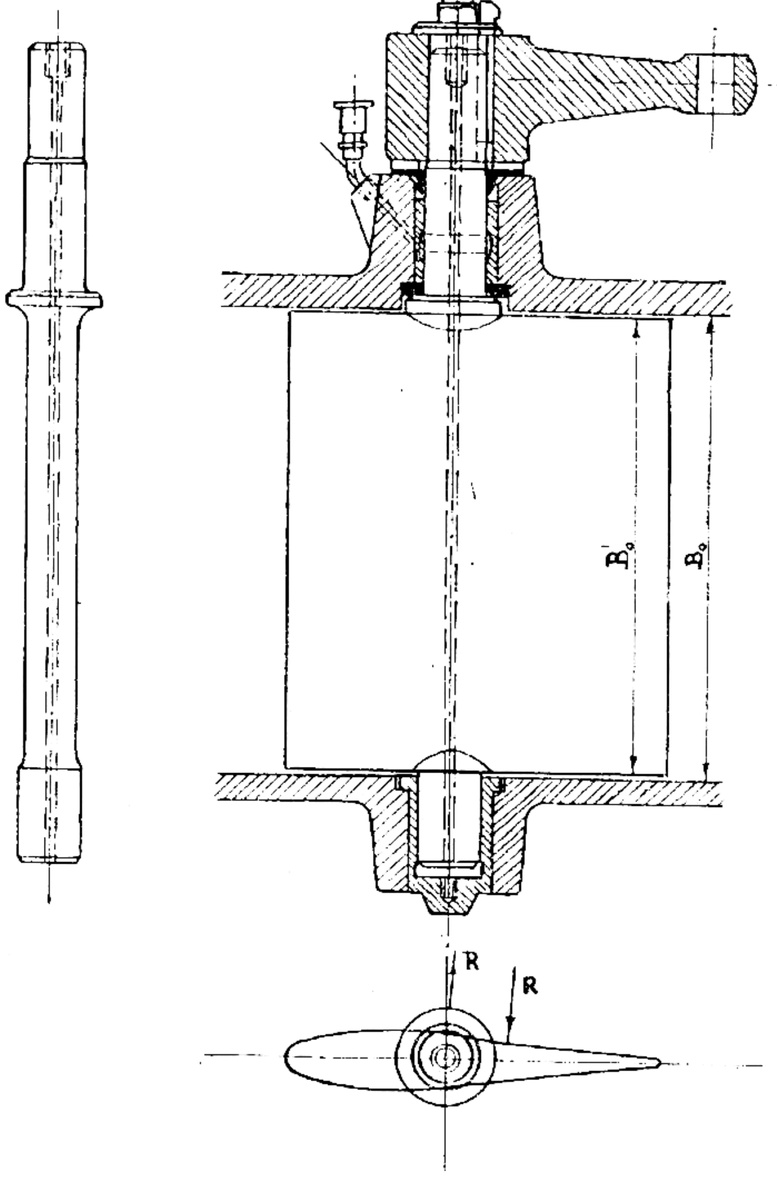


Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Rys.4.59. Regulacja dla turbin o osi poziomej.

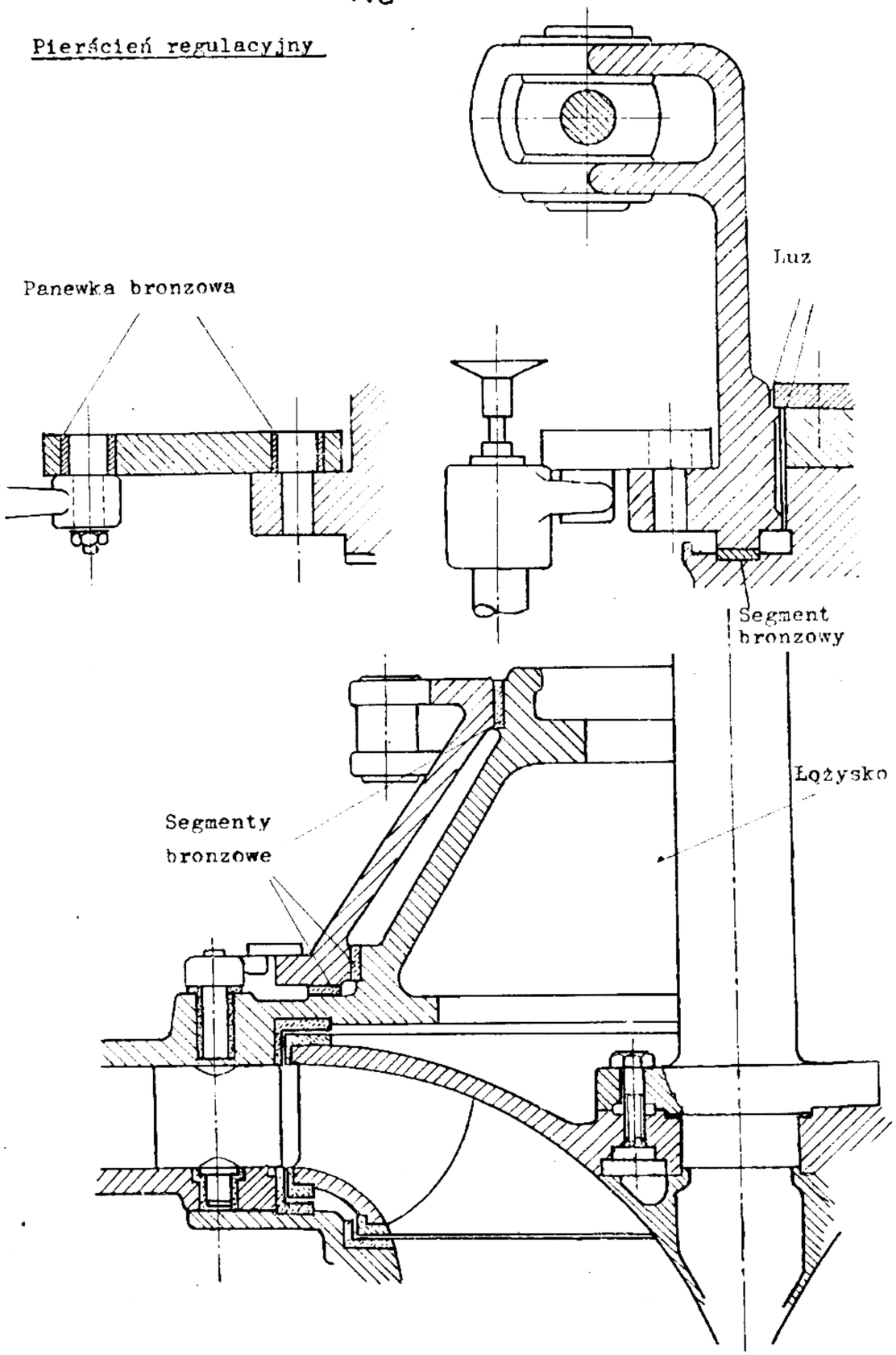


Rys.4.60. Łopatka kierownicza dla regulacji zewnętrznej.



Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Pierścień regulacyjny



4.5.3. Obliczenie pierścienia regulacyjnego.

φ_1 - kąt obrotu dźwigni regulacyjnej rys.

	l/a = 1	2	4	mm/m
$\varphi_1 = 30^o$	$\frac{s_{te}}{a} = 2,8$	0,65	0,32	mm/m
$\varphi_1 = 20^o$	$\frac{s_{te}}{a} = 0,34$	0,13	0,06	"
$\varphi_1 = 10^o$	$\frac{s_{te}}{a} = 0,02$	0,01	0,01	"

l = odległość między wałem turbiny a środkiem dźwigni regulacyjnej S.
φ_1 = kąt obrotu dźwigni regul. S_o

$s = (s_{te} + 0,4)$ mm

Obliczenie wytrzymałości pierścienia według Castigliano.

I. $\sum P_x = 0$ IV. $\sum M_x = 0$

II. $\sum P_y = 0$ V. $\sum M_y = 0$

III. $\sum P_z = 0$ VI. $\sum M_z = 0$

VII. $\delta_x = \frac{\partial A_x}{\partial P_x}$; VIII. $\delta_y = \frac{A_y}{P_y}$, IX. $z = \frac{A_2}{P_z}$

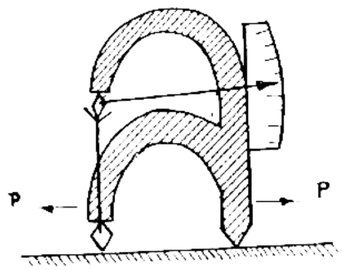
Dla układu w płaszczyźnie odpada równanie III, VI i IX.
/patrz czasopismo Wasserkraft und Wasserwirtschaft r.1939 str.279/.

Sposób doświadczalny określania naprężeń przy pomocy pomiaru odkształceń.

Mierzy się odkształcenie na pewnej długości l, np. 10 mm.
Odczyt lusterkowy Gouss-Poggendorfa jest dla tych celów niepraktyczny.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Tensometr Huggenberger'a



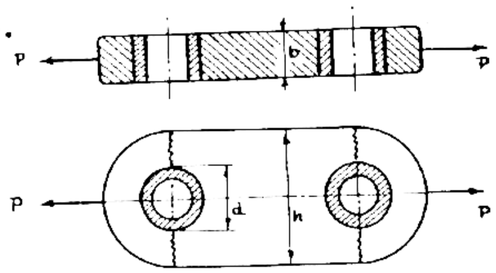
rys.4.62.

Pierścień regulacyjny Th.Bell.

4.5.4. Ciegło regulacyjne:

Służy ono do przeniesienia siły od łopatki kierowniczej na pierścień regulacyjny.Wykonane ze stali.

Srednie naprężenie na rozciąganie.

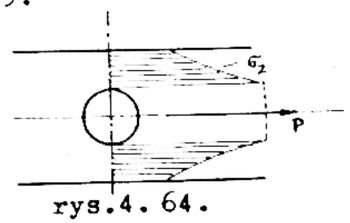


rys.4.63.

$$\sigma = \frac{P}{(h-d).b}$$

$$\sigma_{max} = (2 \div 3)\sigma$$

4.5.5. Drążek regulacyjny:



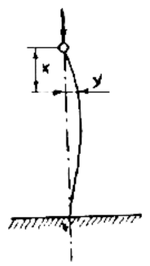
rys.4.64.

Wyboczenie

$$\rho = \frac{1+(y')^{3/2}}{y''}$$

y' - bardzo małe

$$\rho = \frac{1}{y''} \quad , \quad y'' = \frac{1}{\rho}$$



równanie linii ugięcia

$$M_{zg} = Q.y \qquad \frac{d^2y}{d^2x} = \frac{-M_{zg}}{I.E} = \frac{-Q.y}{I.E}$$

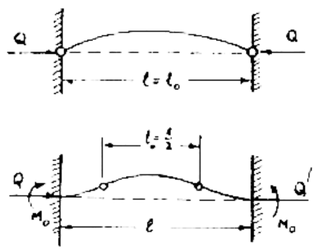
Równanie Eulera

$$Q_k = \frac{\pi^2.I.E}{l_o^2}$$

l_o =swobodna długość wyboczenia

w naszym przypadku

$l_o = l$



rys.4.65.

$$l_o = \frac{l}{2}$$

$$Q_k = \frac{\pi^2}{l_o^2} . I.E$$

z równania tego należy obliczyć I.

Dopuszczalne obciążenie

$$Q = \frac{Q_k}{n} \quad ; \quad n \text{ - stopień pewności} = 3 \div 4$$

Hiperbola wyboczenia

$$Q_k = \frac{\pi^2}{l_o^2}. I.E \; ; \quad I = F.i^2 \; ; \quad i = \sqrt{\frac{I}{F}}$$

$$Q_k = \frac{\pi^2}{l_o^2} .F.i^2.E$$

$$\frac{Q_k}{F} = \frac{\pi^2}{\left(\frac{l_o}{i}\right)^2} .E \qquad \sigma_k = \frac{Q_k}{F}$$

$$\frac{l_o}{i} = \lambda = \text{smukłość}$$

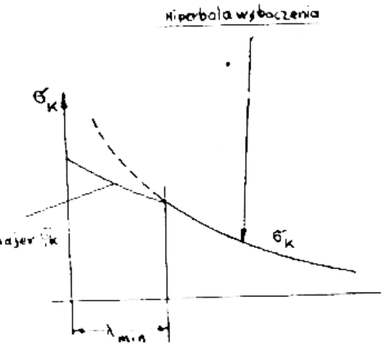
$$\sigma_k = \frac{\pi^2}{\lambda^2} .E \quad , \quad \lambda^2.\sigma_k = \pi^2.E$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$\lambda_{min} \geq \frac{\pi \sqrt{E}}{\sqrt{\sigma_k}}$$

$\sigma_k = \sigma_p$ = granica proporcj.

λ_{min} = 90 ÷ 100 dla stali



Tetmajer $\lambda < 90 \div 100$

$$\sigma_k = K_0 + K_1 . \lambda + K_2 . \lambda^2$$

rys.4.66.

K_0, K_1, K_2 stałe zależne od materiału /patrz kalendarz techn./.

Drążki regulacyjne

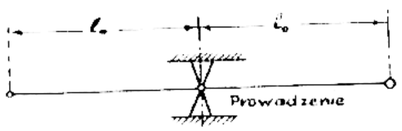
1/ z płaskowników



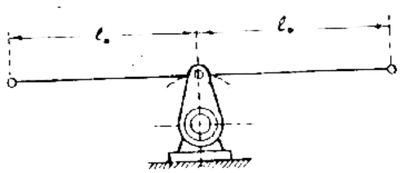
rys.4.67.

2/ z rury niespawanej

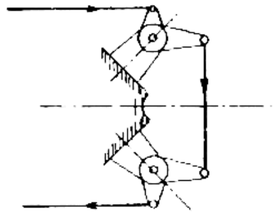
Przy bardzo długich drążkach regulacyjnych należy go podzielić dla zmniejszenia swobodnej długości wyboczenia.



wskazane rozwiązanie rys.4.68.

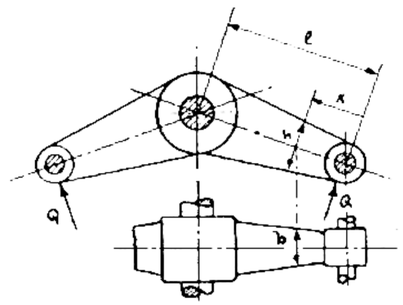


Turbiny strumieniowe
o wielu dyszach.



rys.4.69.

4.5.6. Dźwignia regulacyjna dwuramienna.



rys.4.70.

$$M_{zg} = Q.x$$

$$W_{zg} = \frac{1}{6}.b.h^2$$

$$\sigma_{zg} = \frac{M_{zg}}{W_{zg}}$$

$$\sigma_{zg} = \frac{6.Q.x}{b.h^2}$$

4...7. Wał regulacyjny.

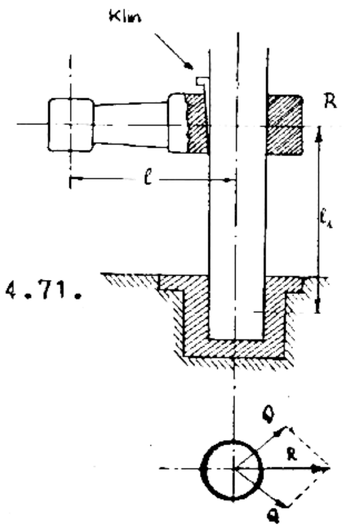
Na zginanie i skręcanie

R - wypadkowa siła

Skręcanie:

$M_t = 2.Q.l$ /moment obrotowy/

$W_t = \frac{\pi}{16} . d^3$ /moment oporu/



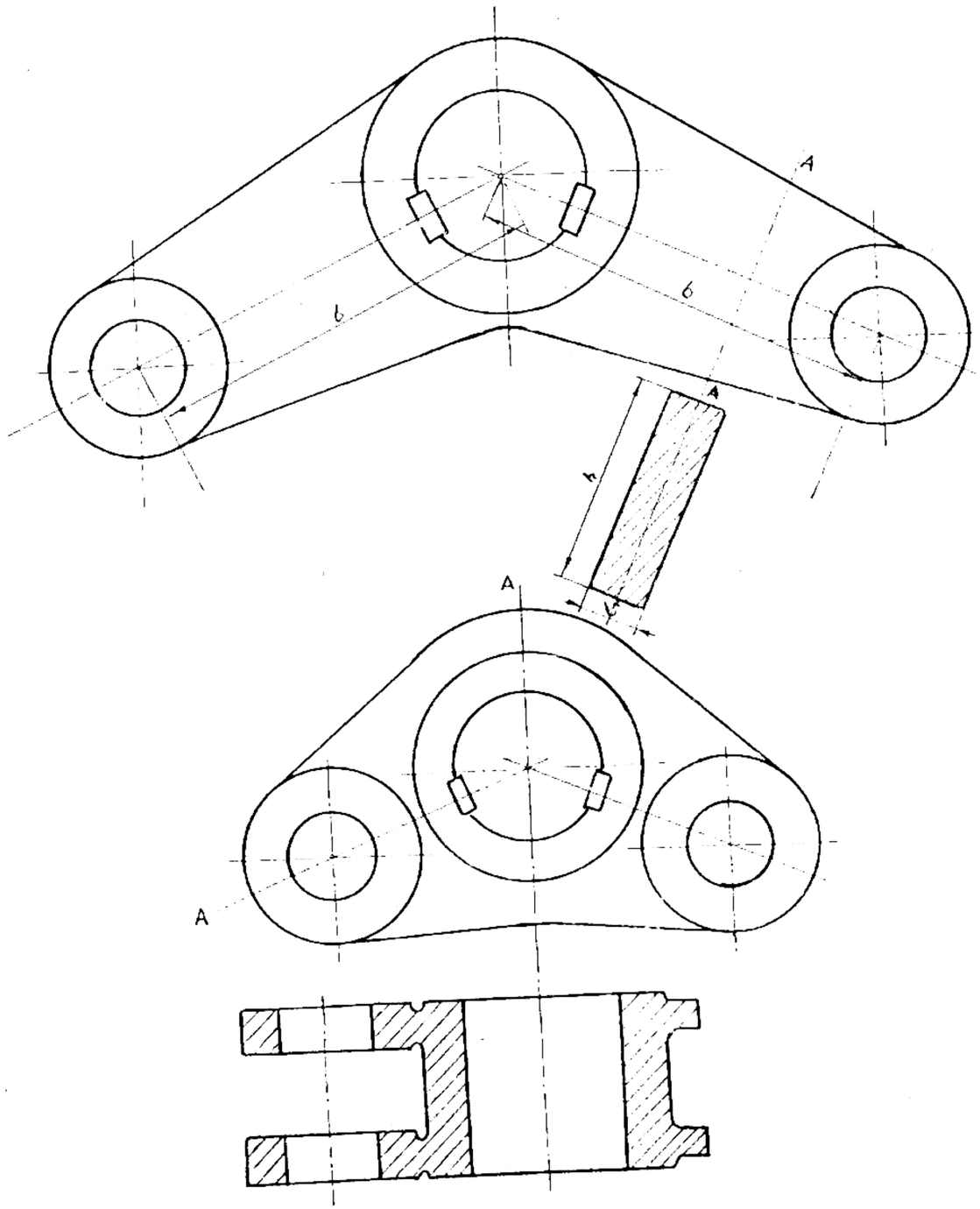
rys.4.71.

naprężenie ścinające

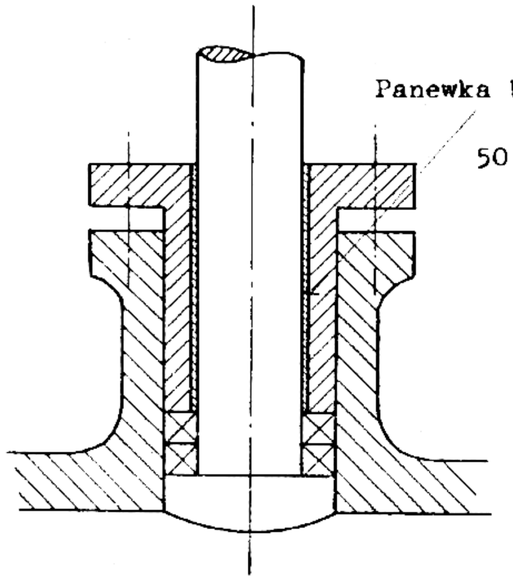
$$\tau = \frac{M_t}{W_t} = \frac{2.Q.l}{\frac{\pi}{16}.d^3} \simeq \frac{10.Q.l}{d^3}$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

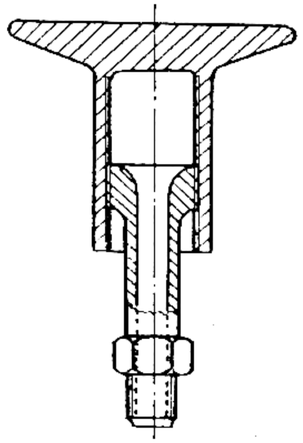
Rys. 4.72. Dźwignie regulacyjne

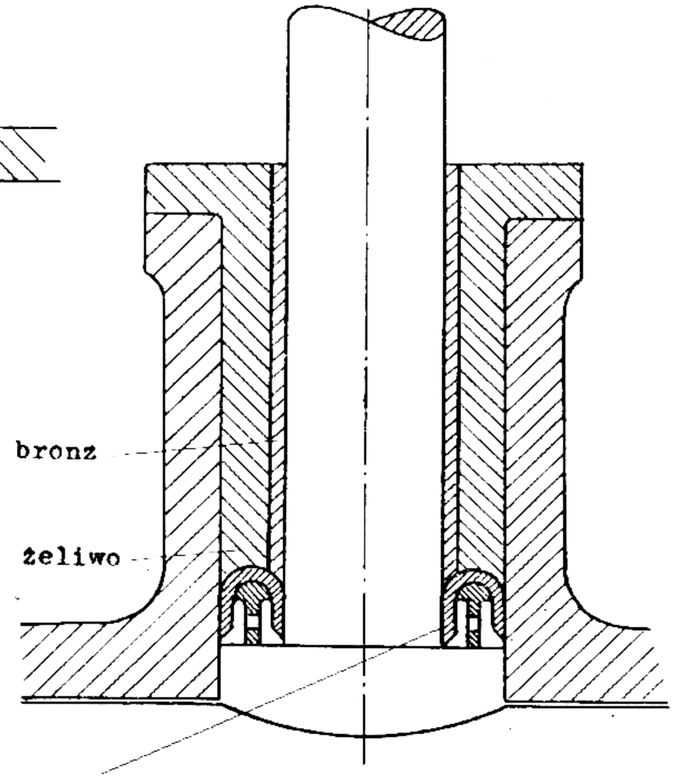


Uszczelki /dławiki/

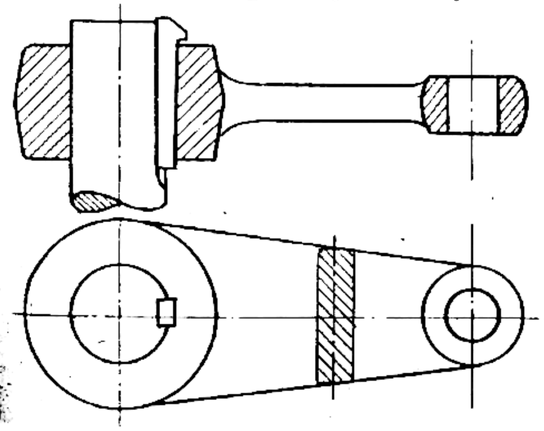


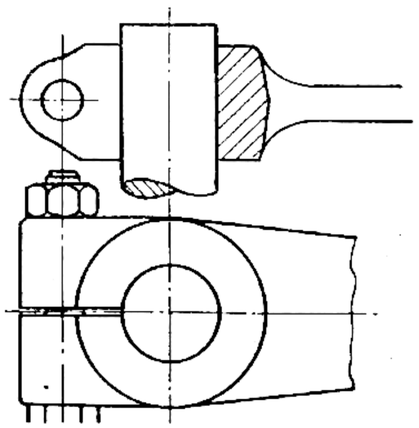
smarownica wysokoprężna





dźwignie dla regulacji zewnętrznej





Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Zginanie

$$M_{zg} = R.l_1$$

$$W_{zg} = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 \quad , \quad \sigma_{zg} = \frac{M_{zg}}{W_{zg}} = \frac{R.l_1}{\frac{\pi}{32}.d^3} \cong \frac{10.R.l_1}{d^3}$$

Składanie naprężeń.

Naprężenie wypadkowe σ_i

według hipotezy wydłużeń $\sigma_i = 0,5.\sigma_{zg} + 0,5.\sqrt{\sigma_{zg}^2 + \alpha.(2\tau)^2}$

$$= \frac{\sigma_d}{1,3.\tau_d} \cong 1 \; ; \quad \text{wg Bacha } \sigma_1 = 0,35.\sigma_{zg} + 0,65.\sqrt{\sigma_{zg}^2 + \alpha^2(2\tau)^2}$$

obecnie na podstawie teorii naprężeń stycznych

$$\tau_{max} = \frac{1}{2}\sqrt{\sigma_{zg}^2 + 4\tau^2} < \tau_d$$

Sprawdzić obydwoma sposobami.

Tab.4.5.1. Dopuszczalne naprężenia dla regulacji.

	żeliwo	staliwo	stal	
σ_{rozc}	180 ÷ 200	300 ÷ 360	500 ÷ 600	kg/cm^2
$\sigma_{ścisk}$	200 ÷ 300	300 ÷ 360	500 ÷ 600	- " -
σ_{zgin}	180 ÷ 200	300 ÷ 360	500 ÷ 600	- " -
τ	150	200 ÷ 300	350 ÷ 450	- " -

4.6. Gwałtowne odstawienie wielkich turbin.

4.6.1. Środki mechaniczne.

a/ Hamulec Prony'ego

b/ Koło biegunów magnetycznych generatora jak tarcza hamulcowa.

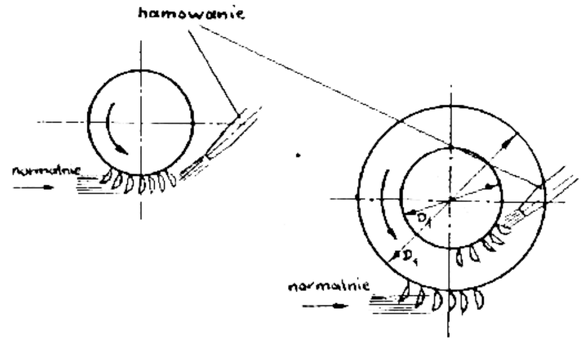
4.6.2. Środki elektryczne.

a/ Obciążenie generatora oporem wodnym.

4.6.3. Środki hydrauliczne.

a/ Turbiny akcyjne /np.Peltona/

Skierowanie strumienia na tylną stronę łopatki, lub specjalne koło hamujące.



rys.4.73.

Zakład: Lanzo Funghera Stura di Vice Alta Italia

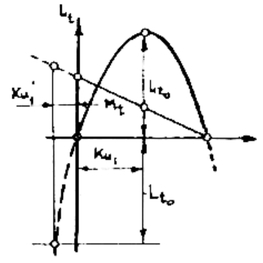
Wymiary: 2 × 4000 KM

k_{u_1}' - koła hamulcowego

n =1000 obr/min

$D_1' : D_1 = k_{u_1}' : k_{u_1}$

k_{u_1} - koła normalnego



rys.4.74.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

b/ Turbiny reakcyjne

Francisa, Kaplana, śmigłowe, przy pomocy łopatek zwrotnych, wytwarzających kręt przeciwnie skierowany.

4.7. Automatyczny regulator turbiny.

4.7.1. Zadanie automatycznego regulatora turbiny.

Utrzymywanie stałej ilości obrotów /jeśli turbina nie jest przeciążona/.

Regulacja turbiny składa się z:

1. Regulatora odśrodkowego, działającego pod wpływem sił odśrodkowych na ciężary. Napęd regulatora za pomocą przekładni pasowej, zębatej lub silnika synchronicznego.
2. Urządzenia sterującego, uruchomianego przy pomocy regulatora odśrodkowego. Sterowanie oleju, znajdującego się pod ciśnieniem. Przy dużych serwomotorach, znajduje się wstępne urządzenie sterujące.
3. Serwomotora, służącego do przestawiania łopatek kierowniczych, a składającego się z cylindra i tłoka.
4. Urządzenia zwrotnego, służącego do ustalania przebiegu regulacji.

   a/ urządzenie sztywne

   b/ - " - elastyczne /przesuwanie wsteczne mufy przy pomocy serwomotoru.
5. Pompy olejowej, dostarczającej oleju sprężonego do przestawiania serwomotoru. Może być pompa zębata, tłokowa, kapslowa ewntualnie z powietrznikiem.

   Napęd pompy od turbiny wprost lub przy pomocy oddzielnego silnika elektrycznego.
6. Regulacji ciśnienia, przy doprowadzeniu wody rurociągiem, znajdującym się pod ciśnieniem.

   a/ Turbiny akcyjne

   Peltona - odwracająca regulacja podwójna

b/ Turbiny reakcyjne

Regulator ciśnienia / wyzwalacz synchroniczny/.

4.7.2. Przebieg regulacji i obliczenie ciężarków.

G = moment bezwładności obracających się maszyn *(mas)*

$\Theta = \int r^2 . dm$

ω = prędkość kątowa

t = czas

M_a = moment napędzający

M_w = - " - oporowy

$$\Theta \frac{d\omega}{dt} = M_a - M_w$$

Dla stanu równowagi $M_a = M_w$; $\Theta \frac{d\omega}{dt} = 0$; $\Theta, > 0$

Dla stanu nie ustalonego $\omega = \text{const}$

$$M_a \gtrless M_w \quad , \quad \frac{d\omega}{dt} \gtrless 0$$

$$G \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_a - M_w$$

W przypadku całkowitego odciążenia turbiny

$M_w = 0$; $\Theta \frac{d\omega}{dt} = M_a$; $L_t = M_a . \omega$; $M_a = \frac{L_t}{\omega}$

$$\Theta . \frac{d\omega}{dt} = \frac{L_t}{\omega}$$

$$\Theta . \omega . d\omega = L_t . dt$$

po scałkowaniu w granicach $t = 0$ do t i $\omega' = \omega_o$ do ω

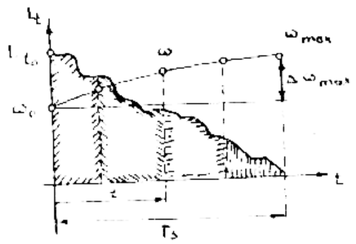
$$\Theta \frac{\omega^2 - \omega_o^2}{2} = \int_0^t L_t . dt \; ; \quad \omega^2 = \omega_o^2 + \frac{2}{\Theta} \int_c^t L_t . dt$$

www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne
udostępniono dzięki

W przypadku, gdy $L_t = f\,/t/$ w postaci wykresu, otrzymamy przez planimetrowanie pól, odpowiadających pewnemu skończonemu przyrostowi czasu Δt powierzchnie $\int_o^t L_t \cdot dt$

Jeśli L_t jest w postaci funkcji I-szego stopnia, w zależności od t /linia prosta/ czyli

$$L_t = L_{to}\left(1 - \frac{t}{T_s}\right)$$



rys.4.75.

to

$$\Theta\ \frac{\omega^2_{max} - \omega_o^2}{2} = \int_o^{T_s} L_{to}\cdot\left(1 - \frac{t}{T_s}\right)\cdot dt$$

$$\Theta\ \frac{\omega^2_{max} - \omega_o^2}{2} = \frac{L_{to}\cdot T_s}{2}$$

$$\Theta = \frac{L_{to}\cdot T_s}{\omega^2_{max} - \omega_o^2}$$

$$\omega^2_{max} - \omega_o^2 = \frac{L_{to}\cdot T_s}{\Theta}\ ;\quad \omega^2_{max} = \omega_o^2 + \frac{L_o\cdot T_s}{\Theta}$$

Obliczenie Θ

$$\omega^2_{max} - \omega_o^2 = (\omega_{max} - \omega_o)(\omega_{max} + \omega_o)$$

$\omega_{max} - \omega_o = \Delta\omega_{max}$ = całkowity, największy wzrost obrotów

$$\frac{\Delta\omega_{max}}{\omega_o} = \delta$$ = względny największy wzrost obrotów

δ = 0,10 0,20

$$\omega_{max} = \omega_o + \Delta\omega_{max} = \omega_o + \delta\omega_o$$

$$\omega_{max} = \omega_o(1 + \delta)$$

$$\omega_{max} + \omega_o = \omega_o + \delta\omega_o + \omega_o = 2\cdot\omega_o + \delta\omega_o = \omega_o\cdot(2 + \delta)$$

$$\omega^2_{max} - \omega_o^2 = \delta\cdot\omega_o^2(2+\delta)$$

$$\Theta = \frac{L_{to}\cdot T_s}{(2+\delta)\cdot\delta\cdot\omega_o^2}$$ pomijamy δ w porównaniu z 2

$$\Theta = \frac{L_{to}\cdot T_s}{2\cdot\delta\cdot\omega_o^2}\ ,\quad N_{to} = \frac{L_{to}}{75}\ ,\ \omega_o = \frac{\pi\cdot n_o}{30}$$

$$\Theta = \frac{75\cdot N_{to}\cdot T_s}{2\cdot\frac{\pi^2\cdot\delta\cdot n_o^2}{900}} = 3420\cdot\frac{N_{to}\cdot T_s}{n_o^2\cdot\delta}$$

Czas zamknięcia turbin

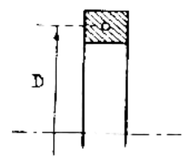
N_{to} = 100 ..... 1 000 ..... 10 000 KM

T_s = 1 ÷ 1,5 sec .... 1,5 ÷ 2 sec ..... 2 ÷ 3 sec

Moment zamachowy $G.D^2$

G - ciężar obracającego się wieńca

D - średnica środka ciężkości wieńca



rys.4.76.

$$\Theta = \frac{G.D^2}{4g}$$

$$G.D^2 = 135\,000\cdot\frac{N_{to}\cdot T_s}{n_o^2\cdot\delta}$$

$G.D^2$ winien dać rotor, jeśli nie, to należy dać dodatkowe koło zamachowe.

Naprężenie rozciągające $\sigma = \frac{\gamma}{g}v^2$ $\quad v = \frac{2\cdot\pi\cdot n\cdot D}{60}$

Dopuszczalne naprężenie w wirującym wieńcu

Żeliwo $v \leq 35\ m.sec^{-1}$

Staliwo $v \leq 60$ - " -

Stal $v \leq 100$ - " -

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

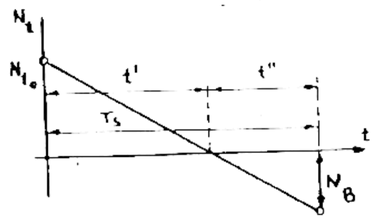
Moment zamachowy dla łopatek zwrotnych.

N_{to} - Moc pełna turbiny

N_B - Moc hamowania przy łopatkach odwróconych.

I. $t' + t'' = T_s$

II. $\frac{t''}{t'} = \frac{N_B}{N_{to}}$



rys.4.77.

$$t' = \frac{T_s}{1 + \frac{N_B}{N_{to}}}$$

$$G.D^2 = 135\,000. \frac{N_{to}.t'}{n_o^2.\delta}$$ z trójkątów podobnych

$$G.D^2 = 135\,000. \frac{[N_{to} - N_B].T_s}{n_o^2.\delta}$$

Łopatki zwrotne wpływają niekorzystnie na sprawność turbiny

Tachogram

n względnie ω jest funkją t, t zdjęte przy pomocy tachogramu.

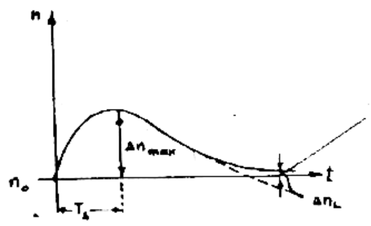
$$\delta = \frac{\Delta n_{max}}{n_o} = \frac{\Delta \omega_{max}}{\omega_o}$$

Δn_1 = bezwzględna pozostająca zmiana obrotów

$\delta_l = \frac{n_1}{n_o} = 0$ regulacja izodromiczna - wypadek specjalny

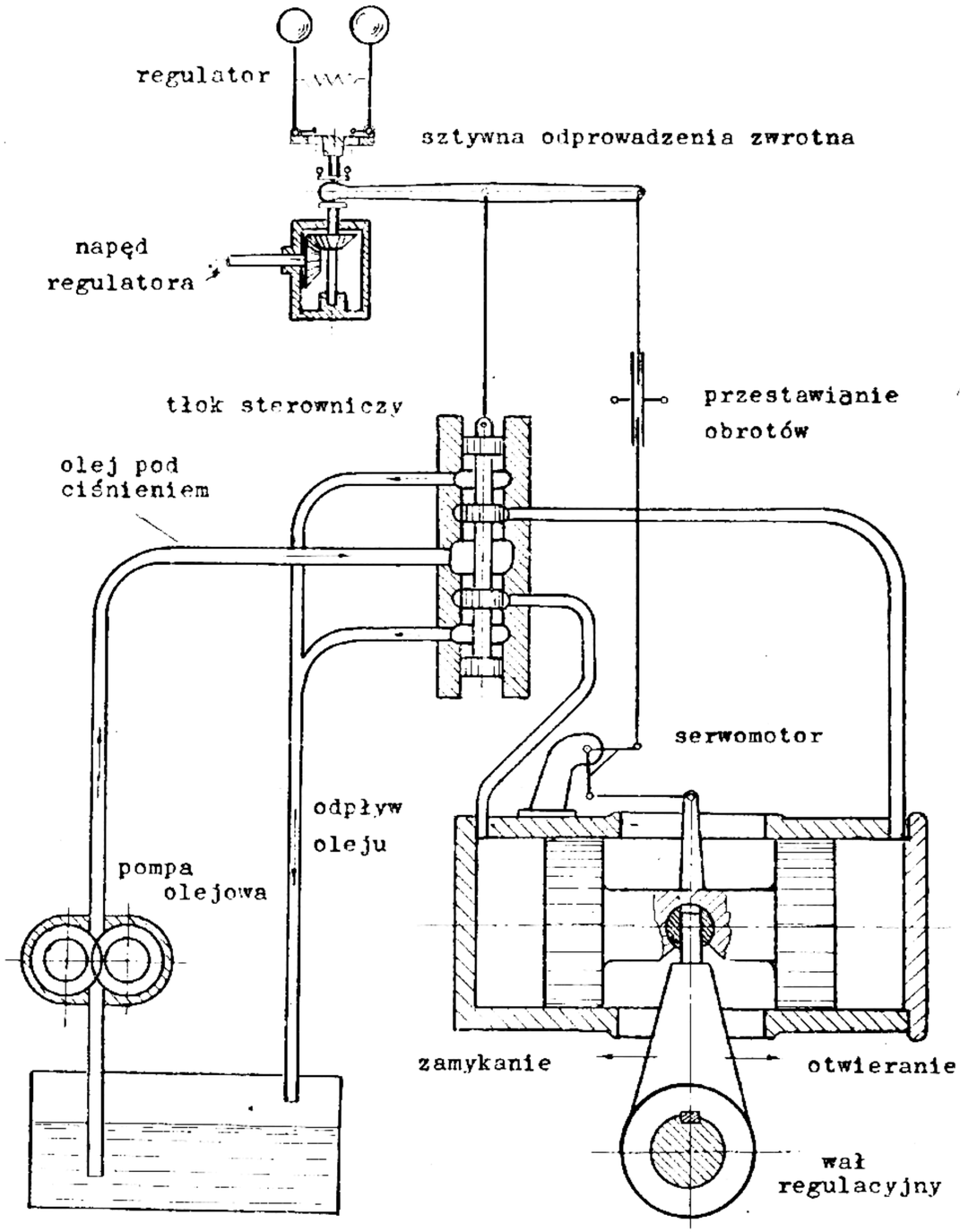
δ_l - względna pozostająca zmiana obrotów

normalnie $\delta_l \cong 4\%$ moc biegu luzem



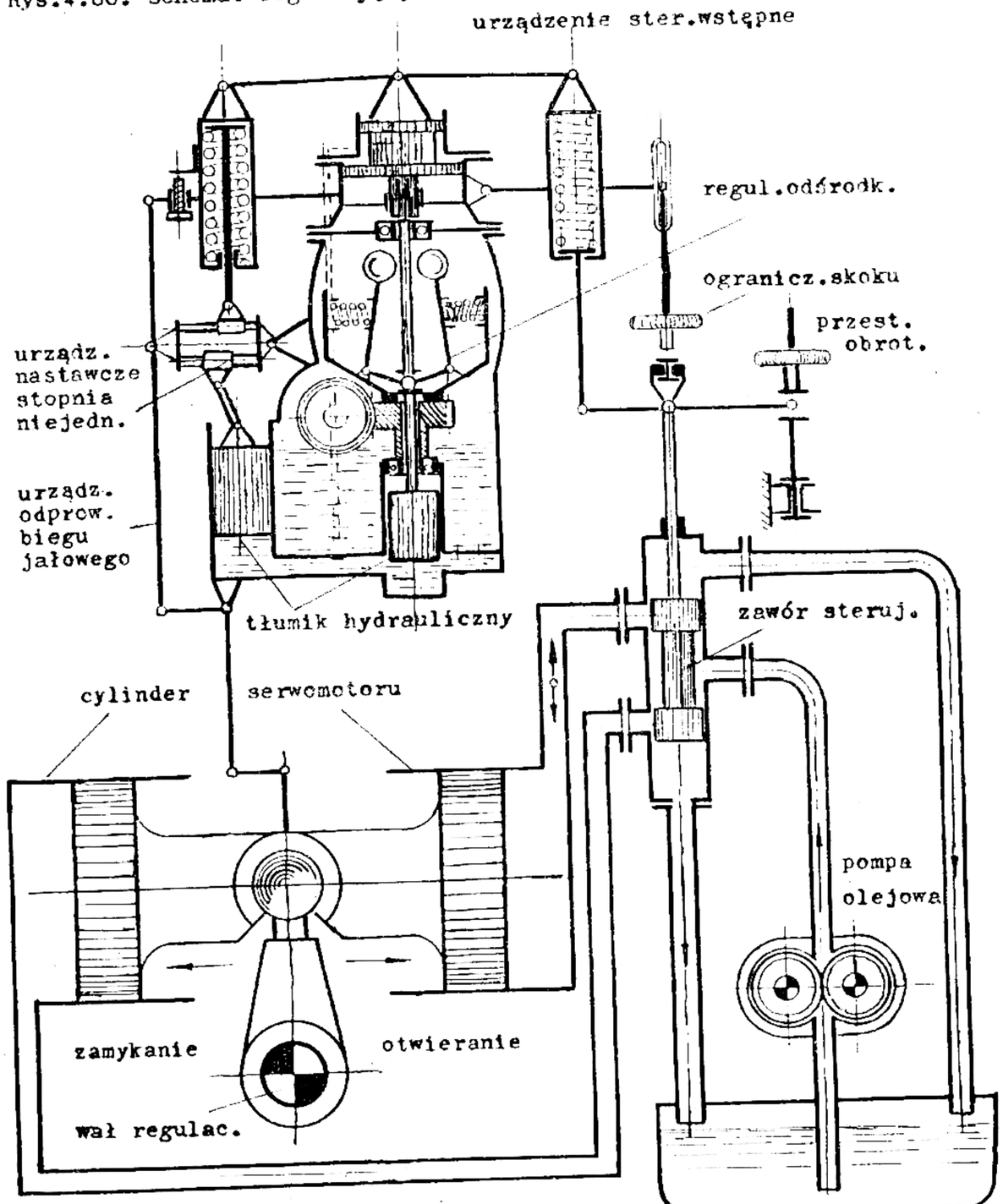
rys.4.78.

Rys.4.79. Schemat regulacji turbiny.



Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Rys.4.80. Schemat regulacyjny turbiny.

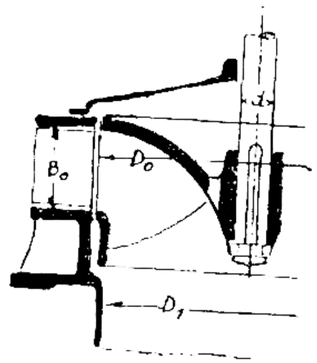


5. Obliczenie i konstrukja wirnika turbiny Francisa.

5.1. Typy konstrukcyjne wirników turbin.

Wyszczególnione uprzednio typy konstrukcyjne turbiny Francisa, różnią się między sobą kształtem wirnika.

Turbina normalna otrzymuje wirnik o średnicy wlotowej D_1 tylko nieznacznie większej od średnicy rury ssącej D_3. Woda Woda wpływając w kierunku promieniowym z kierownicy do wirnika zmienia w nim swój kierunek na osiowy.



rys. 5.1

Łopatki wirnikowe są z reguły wykonane z blachy stalowej i wlane w wieńce wirnika.

Ogólne zasady obliczeń turbin Francisa.

Wirnik.

Wpływ kąta wlotowego β_1 wirnika.

Jako podstawa obliczeń służy równanie główne turbiny

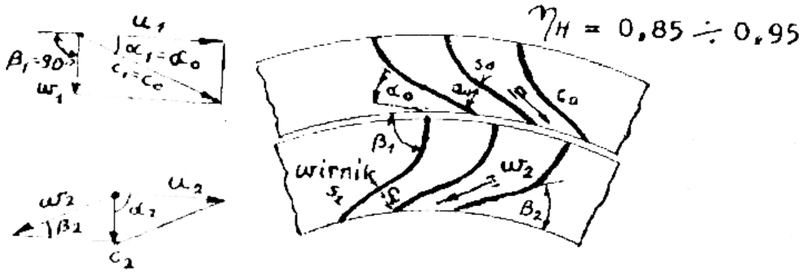
$$c_1 \cdot u_1 \cos \alpha_1 = \eta_H \cdot g \cdot H$$

lub w postaci $u_1 \cdot c_{u1} = \eta_H \cdot g \cdot H$

przy czym zakładamy, że kąt wylotowy α_2 prędkości bezwzględnej c_2 nie wiele różni się od 90°.

Sprawność spadu nowoczesnych turbin wynosi

$$\eta_H = 0{,}85 \div 0{,}95$$



Rys. 5.2.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Wybór kąta β_1 wirnika ma duży wpływ na prędkość obwodową, zatem również na obroty wirnika.

Przy turbinie normalno-bieżnej obieramy z reguły $\beta_1 = 90^0$. Z wykresu widzimy, że $c_1 = \frac{u_1}{\cos \alpha_1}$ po wstawieniu tego wyrażenia do równania głównego turbiny otrzymamy

$$u_1^2 = \eta_H \cdot g \cdot H \quad , \text{ dla } \eta_H = 0{,}88$$

otrzymamy

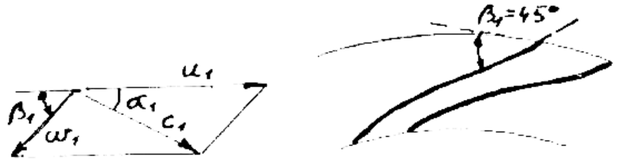
$$u_1 = 2{,}94 \cdot \sqrt{H}$$

zatem w przypadku $\beta_1 = 90^0$ równanie turbiny przyjmuje powyższą postać i obliczenia bardzo się upraszczają.

Woda wpływa z prędkością względną w_1 do łopatek wirnika, gdzie prędkość ta na skutek przyśpieszenia wzrasta i zmienia swój kierunek, otrzymując u wylotu pod kątem β_2 wartość w_2.

Na kształt łopatki wpływają przede wszystkim kąty β_1 i β_2, które znów są ustalone wykresem prędkości.

b/ Jeśli kąt β_1 zmniejsza się, to przy tym samym spadku H i α_1 otrzymamy mniejsze c_1, ale większą prędkość obwodową u_1, ponieważ równanie główne musi być spełnione i otrzymamy wykres prędkości



Rys. 5.3.

Dla wielkości $\Delta\beta_1 = 45^0$ przy turbinie szybkobieżnej, przy czym $\alpha_1 = 35^0$ otrzymujemy

$$u_1 = 3{,}9 \cdot \sqrt{H}$$

Zmniejszając β_1 do wartości 25^0 i zwiększając α_1 otrzymamy wartość najwyższą

$$u_1 \leq 5 \cdot \sqrt{H}$$

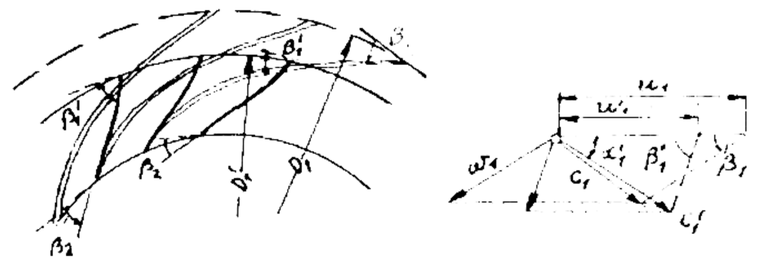
Kanały łopatek są wtedy dość długie i wąskie. Na skutek tego straty tarcia są stosunkowo duże, a więc sprawność zła. Łopatki pracują z dużym podciśnieniem, zatem przyśpieszenie wody w łopatce jest duże.

Najnowsze doświadczenia nad przepływem wody wykazały, że nie jest koniecznym prowadzenie wody u wylotu, między dwoma końcami równoległymi. wystarcza tylko utrzymanie kąta β_2 u wylotu. Na skutek tego, nawet sprawność się podwyższa, jeśli łopatki przebiegają możliwie prostoliniowo, tak że następuje natychmiastowe rozszerzenie przestrzeni kanałowej łopatki.

Dla uniknięcia wąskich i długich kanałów łopatkowych, przesuwa się krawędź wlotową do środka, zostawiając między kołami kierowniczymi i wirnikiem przestrzeń bez łopatek. Wpływa to korzystnie na przepływ.

Ponieważ równanie główne nie jest związane z określoną średnicą, więc przy pewnym stałym spadku H iloczyn $u_1 c_{u_1}$ = const, to znaczy, że przy mniejszym u_1 c_{u_1} jest większe, i zmienia się trójkąt prędkości, odpowiednio do zmiany średnic D_1 na D_1'

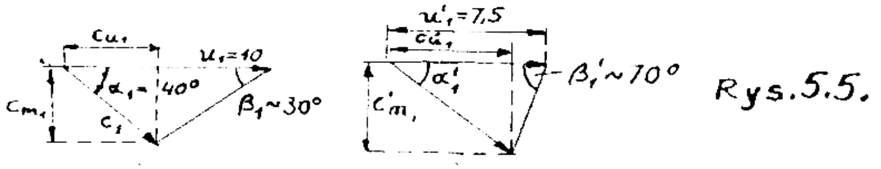
Rys. 5.4.



Łopatka jest krótsza i ma prostą krzywiznę. Doświadczenia nad przepływem w przestrzeni między łopatkowej wykazały, że jest korzystnym zwiększyć nieco kąt β_1, bo wtedy kierunek łopatki lepiej zgadza się z kierunkiem strug wodnych. Z tego samego względu wykonuje się kąt β_2 /wylotowy/ nieco mniejszy niż kąt był obliczony.

Przykład: Turbina szybkobieżna, H = 5 m, D_1 = 600,

$$u_1 = 4{,}5 \cdot \sqrt{H} = 4{,}5 \cdot \sqrt{5} = 10 \text{ m/s}$$



Rys.5.5.

mirsagaming.ziaki.www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$n = \frac{60.10}{D_1 . \pi} = 320/min$$

Przy $\eta_H = 0,88$

$u_1 c_{u_1} = 0,88 \cdot 9,81 \cdot 5 = 43,3$ stąd

$$c_{u_1} = c_1 . \cos \alpha_1 = \frac{43,3}{10} = 4,33 \text{ m/s}$$

Z trójkąta prędkości, wykreślonego dla kąta $\alpha_1 = 40^0$ otrzymujemy kąt $\beta_1 = 30^0$, co daje nam bardzo długie łopatki.

Przez przesunięcie krawędzi wlotowej do środka, otrzymujemy $D_1' = 450$. Przy tej samej ilości obrotów otrzymujemy

$$u_1' = u_1 . \frac{D_1'}{D_1} = 10 . \frac{45}{60} = 7,5 \text{ m/s}$$

co odpowiada teraz wartości $u_1' = 3,3 \sqrt{H}$

Ponieważ $u_1 . c_{u_1} = 43,3$, stąd

$$c_{u_1} = \frac{43,3}{7,5} = 5,8 \text{ m/s}$$

Z wykreślonego ponownie trójkąta otrzymujemy

$$\sphericalangle \beta_1 = 70^0$$

Z przyczyn wyszczególnionych uprzednio, przyjmujemy nieco większy kąt $\beta_1 = 75^0$.

Również prędkość południkowa c'_{m_1} oraz $\sphericalangle \alpha_1'$ ulegają zwiększeniu w zależności od powierzchni wlotowej do wirnika.

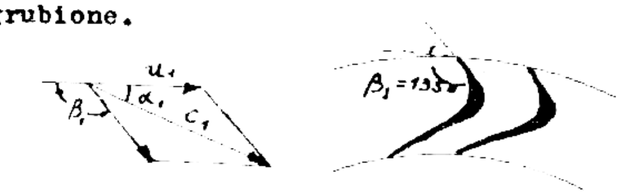
Gdybyśmy kąt β_1 zmniejszyli, to moglibyśmy obliczone obroty n = 320/min zwiększyć.

Dużą szybkobieżność $n_s = 300 \div 500$ otrzymuje się przy małym kącie β_1 i łopatkach o krawędzi przesuniętej silnie wstecz. / X turbina/.

c/ Jeśli zwiększymy kąt β_1, to otrzymujemy mniejsze prędkości obwodowe i wirnik o charakterze wolnobieżnym. Praktycznie z wielkością kąta β_1 możemy dojść do 135^0, przy czym otrzymuje się

$u_1 = 2,1 \sqrt{H}$ jako wartość najmniejszą.

turbina taka jest jednak wtedy turbiną strumieniową, to znaczy woda przepływa przy stałym ciśnieniu wirnika, przy czym ze względu na dobre prowadzenie strumienia, łopatki muszą być na wygięciu silnie zgrubione.



Rys.5.6.

Bez tego zgrubienia następowało by odrywanie strumienia od grzbietu łopatki, tworzenie wirów i w pewnych warunkach silne nadżeranie. Równoległobok prędkości ma kształt rombu.

Najmniejsze obroty właściwe $n_s = 50$ otrzymuje się przy dużej średnicy wirnika D_1 i dużym kącie β_1.

d/ Przy wylocie z wirnika otrzymujemy kąt β_2 z trójkąta prędkości u_2, c_2, w_2.

u_2 można wyznaczyć dla dowolnego punktu wylotowego z wartości u_1 i z położenia tego punktu w odniesieniu do średnicy wlotowej D_1. Prędkość bezwzględną przyjmujemy c_2 z reguły $\perp u_2$, przynajmniej dla napływu, przy którym powinna być najlepsza sprawność.

Przy przejściu wody do rury ssącej, prędkość wypływu zmienia się nieco co do kierunku i wielkości, i dlatego określamy ją jako c_3.

5.2. Założenie.

1/ Przepływ ustalony $\quad \frac{\partial c}{\partial t} = 0, \quad \frac{\partial p}{\partial t} = 0, \quad \frac{\partial \omega}{\partial t} = 0$

zatem ω = const, n = const

2/ Przybliżony przepływ potencjalny

Równanie Bernoulli'ego

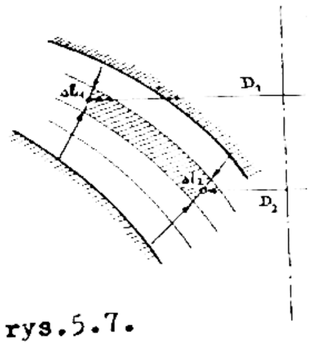
$$\frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 = \frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} + Z_1 - H_{s1-2} + \frac{P_1}{\gamma}$$

3/ Przepływ jednowymiarowy.

Dzielimy strumień na poszczególne strugi, ograniczone liniami

przepływu. Wewnątrz jednej strugi zakładamy c i p jest const.

Przekrój strugi między dwoma łopatkami wirnika.



rys.5.7.

$Wlot_{\Delta f_{m_1}} = \Delta l_1 . t_1$

podział $t_1 = \frac{\pi . D_1}{z_2}$

$Wylot_{\Delta f_{m_2}} = \Delta l_2 . t_2$

$t_2 = \frac{\pi . D_2}{z_2}$ z_2 - ilość łopatek

Na obwodzie dla wszystkich strug

$$\frac{z_2 . f_{m_1} = l_1 . \pi . D_1}{z_1 . f_{m_1} = l_2 . \pi . D_2}$$ turbina częściowa

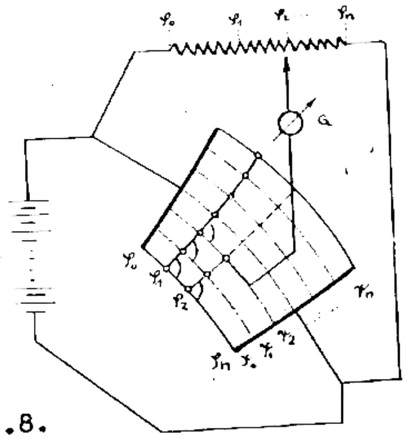
W celu obliczenia wirnika, dzielimy go na turbiny częściowe. Dla każdej turbiny częściowej, środkowa linia przepływu przedstawia całą strugę.
Obliczamy poszczególne turbiny częściowe i dodajemy wyniki do siebie.

5.3. Sposób wyznaczania linij przepływu.

Siatka płaska /np.wirnika/ przepływ w płaszczyźnie.

a/ metodą doświadczalna przez podobieństwo do potencjału elektrycznego.

Poszukuje się punktów równego potencjału.
Połączenie tych punktów daje linię potencjalną φ i do linii przepływu ψ



rys.5.8.

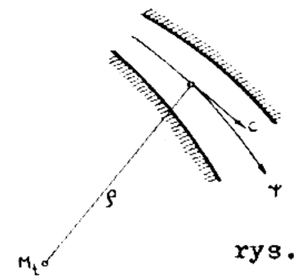
b/ metoda teoretyczna - na podstawie poznanego równania
$c . \rho = k_1 = const$ dla przepływu potencjalnego

$dq = df . c$

$c . \rho = c_m . \rho_m$; $c = \frac{\rho_m}{\rho} . c_m$

$dq = \frac{\rho_m}{\rho} . c_m . df$

$$q = \rho_m . c_m . \int_0^F \frac{dF}{\rho}$$



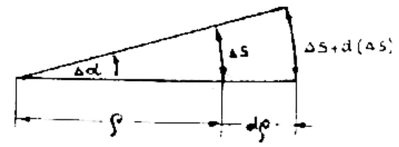
rys.5.9.

$\Delta s = \rho . \Delta \alpha$

$\Delta s + d(\Delta s) = (\rho + d\rho) . \Delta \alpha$

$\frac{\Delta s + d(\Delta s)}{\Delta s} = \frac{(\rho + d\rho) . \Delta \alpha}{\rho . \Delta \alpha}$

$1 + \frac{d(\Delta s)}{\Delta s} = 1 + \frac{d\rho}{\rho}$



rys.5.10.

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{d(\Delta s)}{\Delta s}$$

$$\frac{dc}{\rho} = \frac{d\rho}{\rho} = \frac{dc}{c} + \frac{d(\Delta s)}{\Delta s} = 0$$

$\ln c + \ln \Delta s = \ln k_2$

$$c . \Delta s = k_2$$

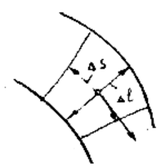
głębokość kanału $b = const$

$q = b . \Delta l . c$

$c = \frac{k_2}{\Delta s}$

$q = b . \Delta l . \frac{k_2}{\Delta s}$

$\frac{q}{b . k_2} = \frac{\Delta l}{\Delta s}$; $\frac{\Delta l}{\Delta s} = const$



rys.5.11.

Ubezpieczono dzięki www.mcew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Dla strugi siatka jest stała.

$$c = \frac{d\phi}{ds}, \quad c = \frac{d\psi}{dl}, \quad c = \frac{\Delta\phi}{\Delta s}, \quad c = \frac{\Delta\psi}{\Delta s}$$

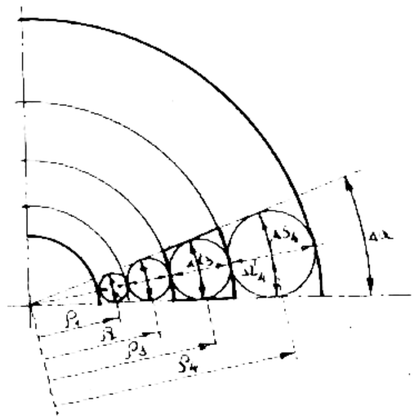
$$\frac{\Delta\phi}{\Delta s} - \frac{\Delta\psi}{\Delta l}$$

Jeśli $\Delta\phi = \Delta\psi$ to $\Delta s = \Delta l$

i wtedy mamy siatkę kwadratową

$$\underline{\underline{\frac{\Delta l}{\Delta s} = 1}}$$

np. siatka płaska w kolanie kołowym /w krzywaku/



rys.5.12.

$$\Delta s_1 = \rho_1 . \Delta\alpha$$
$$\Delta s_2 = \rho_2 . \Delta\alpha$$

i t.d.

$$\Delta l_1 = \rho_1 . 2 \sin\left(\frac{\Delta\alpha}{2}\right)$$

$$\Delta l_2 = \rho_2 . 2 \sin\left(\frac{\Delta\alpha}{2}\right)$$

$$\underline{\underline{\frac{\Delta l_1}{\Delta s_1} = \frac{2 . \rho_1 . \sin\left(\frac{\Delta\alpha}{2}\right)}{\rho_1 . \Delta\alpha} = \frac{2 . \sin\left(\frac{\Delta\alpha}{2}\right)}{\Delta\alpha}}}$$

$$\underline{\underline{\frac{\Delta l_2}{\Delta s_2} = \frac{2 . \rho_2 . \sin\left(\frac{\Delta\alpha}{2}\right)}{\rho_2 . \Delta\alpha} = \frac{2 . \sin\left(\frac{\Delta\alpha}{2}\right)}{\Delta\alpha}}}$$

z tego wynika $\underline{\underline{\frac{\Delta l_1}{\Delta s_1} = \frac{\Delta l_2}{\Delta s_2} = \frac{\Delta l_3}{\Delta s_3} = \ldots\ldots = \text{const}}}$

Jeśli $\Delta\alpha$ jest dostatecznie małe, to

$$\sin\left(\frac{\Delta\alpha}{2}\right) \cong \frac{\Delta\alpha}{2}$$

$$\underline{\underline{\frac{\Delta l_1}{\Delta s_1} = 2 . \frac{\frac{\Delta\alpha}{2}}{\Delta\alpha} = 1}} \qquad \frac{\Delta l_2}{\Delta s_2} = 1$$

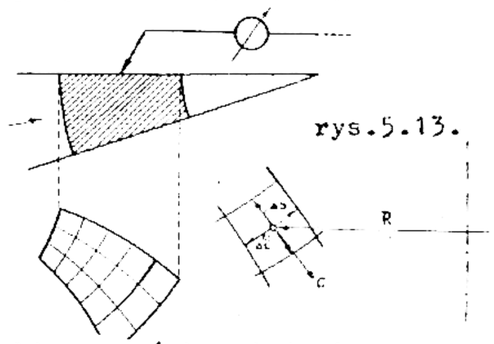
i td. siatka kwadratowa im drobniejsza, tym wyniki dokładniejsze.

Siatka przestrzenna.

W wirniku występuje przepływ trójwymiarowy.

a/ metoda doświadczalna, podobnie jak przy siatce płaskiej

b/ metoda teoretyczna.



rys.5.13.

Ilość wody turbiny częściowej ΔQ.

otrzymaliśmy $c . \Delta s = \text{const} = k$

czyli $c = \frac{k}{\Delta s}$; $Q = 2\pi . R . k . \frac{\Delta l}{\Delta s}$

$$\underline{\underline{\frac{\Delta Q}{2\pi . k} = \frac{\Delta l}{\Delta s} . R}}$$

wzdłuż turbiny częściowej jest $\Delta Q = \text{const}$, zatem $\frac{\Delta l}{\Delta s} . R = \text{const}$

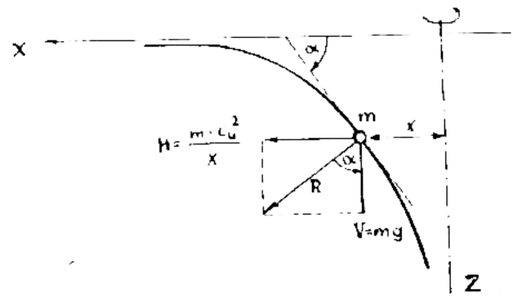
Przez każdą turbinę częściową ma przepływać ta sama ilość wody ΔQ, m = ilość turbin częściowych

$$\underline{\underline{Q = \frac{Q}{m}}}$$

$$\frac{Q}{2\pi . k . m} = R . \frac{\Delta l}{\Delta s} = \text{const} \quad \text{dla całej siatki.}$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Krzywa południkowa dla przestrzeni o stałym kręcie /szczelina międzyłopatkowa/.



rys.5.14.

I. $V = m.g$

II. $H = \dfrac{m.c_u^2}{x}$

$$tg\alpha = \frac{H}{V} = \frac{m \cdot c_u^2}{m.g.x} = \frac{c_u^2}{g.x}$$

$c_u.x = const = k_1$ zatem

$$c_u = \frac{k_1}{x}\ ,\quad c_u^2 = \frac{k_1^2}{x^2}\ ,\quad \underline{\underline{tg\alpha = \frac{k_1^2}{g.x^3}}}$$

z drugiej strony

$$tg\alpha = \frac{dz}{dx}\ ;\quad \frac{dz}{dx} = \frac{k_1^2}{g.x^3}$$

$$z = -\frac{1}{2} \cdot \frac{k_1^2}{x^2} + k$$

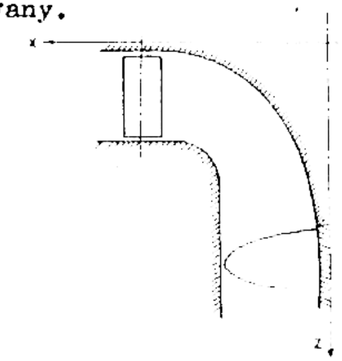
k = stała całkowania, określamy z warunków granicznych

dla $x \to \infty$, $z \to 0$, stąd $k = 0$

$$z = -\frac{1}{2} \cdot \frac{k_1^2}{g.x^2} \qquad \underline{\underline{z \cdot x^2 = -\frac{k_1^2}{2.g} = const}}$$

Hiperbola 3-go stopnia

Ten kształt teoretyczny ze względu na styczną w nieskończoności nie jest zachowany.



rys.5.15.

Ograniczenie w płaszczyźnie południkowej.wirnika oraz szczeliny międzyłopatkowej.

5.4. Kanał wirnikowy.

Turbina Francisa.

Wewnętrzna krzywa, ograniczająca łuk kołowy o promieniu $R_1 = \dfrac{D_1}{2}$

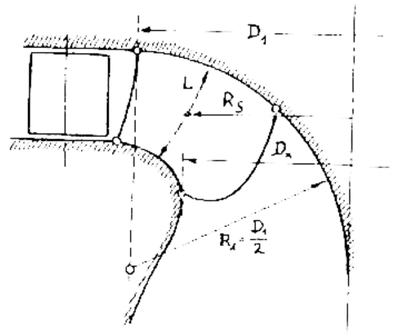
Zewnętrzna krzywa zmienia się w zależności od szybkobieżności turbin.

D_x - najmniejsza średnica zewnętrznej krzywej ograniczającej.

$Q = 2.\pi.R_s.l.c_m$ /wg. Guldina/

$$R_s.l = \frac{Q}{2.\pi.c_m} = const$$

$$\underline{\underline{c_m = \frac{Q}{2.R_s.\pi.l}}}$$



rys.5.16.

c_m winno się zmieniać w przekroju południkowym w sposób ciągły /przyśpieszenie konwektywne/

Krzywą zewnętrzną należy obrać odpowiednio do tego.

Turbina Dubsa /X/ jest znormalizowana.Patrz normy A M I V Szwajcaria.

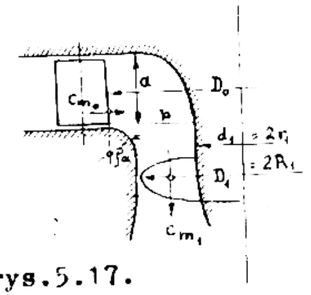
Turbina Kaplana.

O dużej szczelinie międzyłopatkowej.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$\rho_a = R_o - R_1$$

$$\rho_a = \frac{D_o - D_1}{2}$$ - łuk kołowy



rys.5.17.

Wewnętrzna krzywa południkowa = elipsa

$$a = B_o \; ; \quad b = \frac{R_1 - r_1}{2}$$

$$d_1 = 2.r_1 \qquad c_{m_o} = \frac{Q}{\pi . D_o . B_o} \; ; \quad c_{m_1} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}\left(D_1^2 - d_1^2\right)}$$

$$\frac{c_{m_1}}{c_{m_o}} = \frac{4.B_o.D_o}{D_1^2 - d_1^2} \quad , \quad B_o = k_{B_o} \cdot D_1$$

$$D_o = k_{D_o} \cdot D_1 \cong 1{,}1.D_1$$

$$d_1 = \nu \, .D_1$$

$$\frac{c_{m_1}}{c_{m_o}} = \frac{4.1{,}1.D_1^2}{D_1^2.(1-\nu^2)} \cdot k_{B_o} = \frac{4{,}4}{(1-\nu^2)} \cdot k_{B_o} = \frac{k_{B_o}}{0{,}227 - \frac{\nu^2}{2{,}1^2}}$$

$$\frac{k_{c_{m_1}}}{k_{c_{m_o}}} = \frac{k_{B_o}}{0{,}227 - \left(\frac{\nu}{2{,}1}\right)^2} \; ; \quad k_{B_o} > 0{,}227$$

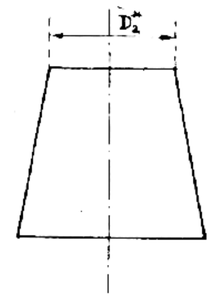
$$k_{c_{m_1}} > k_{c_{m_o}}$$

W projekcie turbina H 50 m, 30 000 KM, 8 łopatek - Kaplan

Srednica wlotowa do rury ssącej D_2^*

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot \left(D_2^*\right)^2 \cdot c_2^* \; , \quad c_2^* = k_{c_2}^* \cdot \sqrt{2g.H}$$

Na podstawie wykonanych turbin ustalono wielkości wlotowe rur ssących.



rys.5.18.

Dla turbin Francisa

$$k_{c_2}^* = \frac{110 + 0{,}82.n_s}{1\,000}$$

Dla turbin Dubsa

$$D_2^* = 2.6.D_1$$

Dla turbin Kaplana

$D_2^* = D_1$ - wylot osiowy

5.5. Praktyczna konstrukja siatki.

5.5.1. Podział na turbiny częściowe.

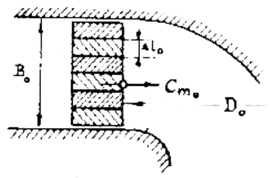
Tab.5.1. Ilość przyjmowanych do obliczeń turbin częściowych.

n_s	= 70	300	1 000	
k_s	= 6	90	980	
m	= 4	6	8	/ilość turbin częściowych/

Wylot z koła kierowniczego

$$\Delta Q = \pi . D_o . \Delta l_o . c_{m_o} =$$

$$= \frac{\pi . D_o . B_o . c_{m_o}}{m}$$



rys.5.19.

Zakładamy c_{m_o} = const na całej wysokości łopatki B_o.

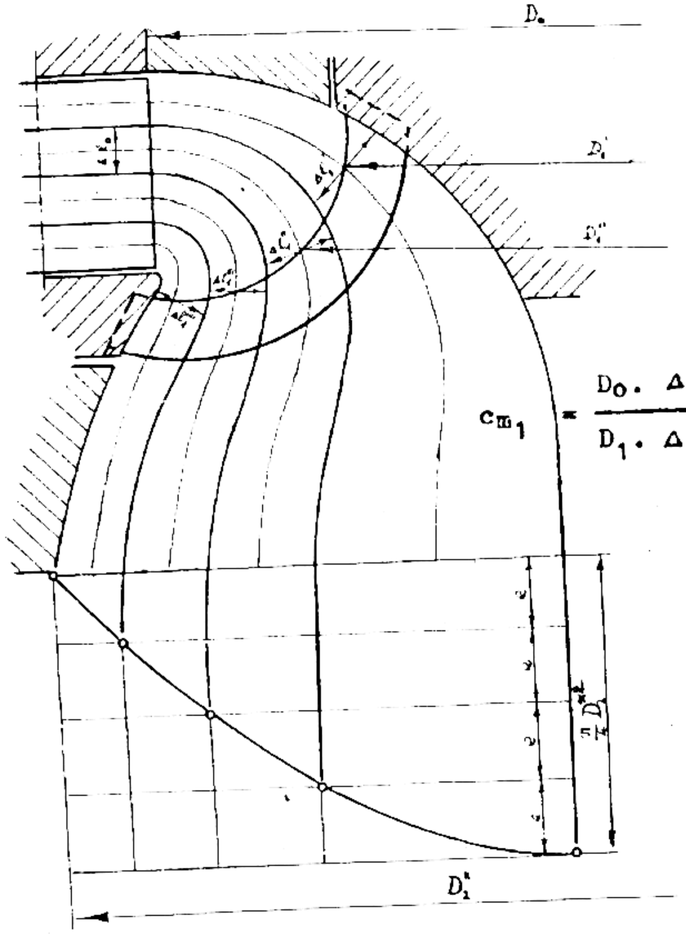
Szerokość turbiny częściowej $\Delta l_o = \frac{B_o}{m}$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Obliczenie c_{m_1}

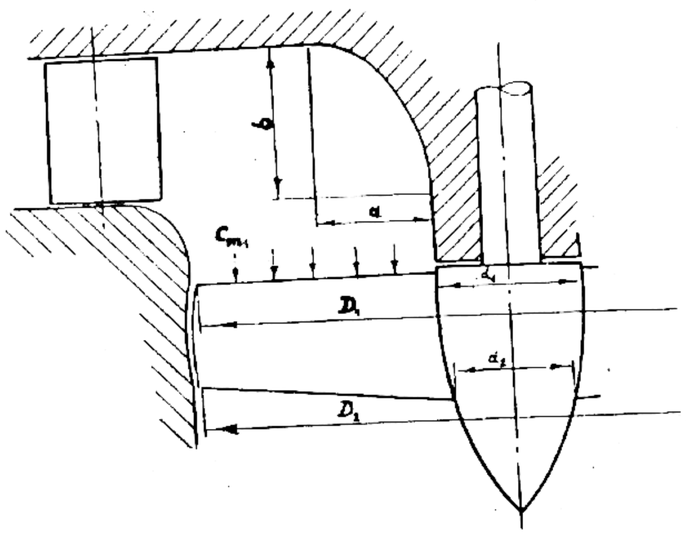
rys.5.20.

$$\Delta l_o = \frac{B_o}{m}$$



$$c_{m_1} = \frac{D_o \cdot \Delta l_o}{D_1 \cdot \Delta l_1} \cdot c_{m_o}$$

turbina osiowa



rys.5.21.

półosie elipsy

$$a = \frac{D_1 - d_1}{4}$$

$$b = B_o$$

Wlot do rury ssącej.

Przyjmujemy : $c_2^* = c_{m_2}^*$ /składowa południkowa, $c_{u_2} = 0$ /

$$c_{m_2}^* = \text{const dla } R_2^*$$

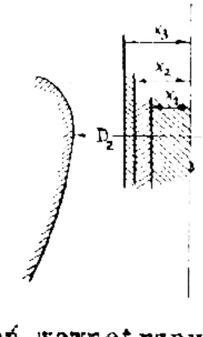
Pomijamy lepkość.

Dzielimy powierzchnię koła $\frac{\pi}{4} \cdot (D_2^*)^2 = \pi \cdot (R_2^*)^2$ na pola pierścieniowe o równej powierzchni, $\frac{\pi \cdot (R_2^*)^2}{m}$ każde pole

$$\pi x_1^2 = \frac{\pi}{m} \cdot (R_2^*)^2$$

$$x_1^2 = \frac{(R_2^*)^2}{m}$$

rys.5.22.



I. $x_1 = \frac{R_2^*}{\sqrt{m}} \cdot \sqrt{1}$

promień wewnętrzny 1-sza powierzchnia pierścienia kołowego

$$x_2^2 \cdot \pi = 2 \cdot x_1^2 \cdot \pi \quad , \quad x_2 = x_1 \cdot \sqrt{2}$$

II. $x_2 = \frac{R_2^*}{\sqrt{m}} \cdot \sqrt{2}$

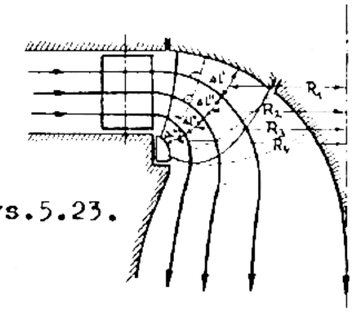
2-ga powierzchnia pierścienia kołowego

III. $x_3 = \frac{R_2^*}{\sqrt{m}} \cdot \sqrt{3}$ i t.d.

Metoda graficzna . Patrz rys. 5.20.

Wierzchołek paraboli w osi.

rys.5.23.



5.5.2. Konstrukcja siatki przepływu.

Zakładamy prędkość południkową c_m = const wzdłuż linii potencjalnej i dzielimy na równe powierzchnie obrotowe; powierzchnia taka

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

według Guldin'a winna spełniać dla całej siatki.

$$2.\pi .R'.\triangle 1' = 2.\pi .R''.\triangle 1'' = \ldots\ldots\ldots 2.\pi .R^{(m)}.\triangle 1^{(m)}$$

$$R'.\triangle 1' = R''.\triangle 1'' = \ldots\ldots\ldots = R^{(m)}.\triangle 1^{(m)}$$

Dla każdej linii potencjalnej $R^{(m)}.\triangle 1^{(m)}$ jest stałe, dla różnych linii różne

Całkowita długość każdej linii potencjalnej patrz rys.5.8

$$1 = \triangle 1' + \triangle 1'' + \ldots\ldots + \triangle 1^{(m)}$$

R - promień środka ciężkości tej linii 1.

$F_m = 2.R.\pi .1$ /wielkość powierzchni obrotowej na całkowitej długości 1 /

$$F_m = 2.R'.\pi .\triangle 1' + 2.R''.\pi .\triangle 1'' + \ldots\ldots + 2.R^{(m)}.\pi .\triangle 1^{(m)}$$

$$\frac{F_m}{2\pi} = R.1 = R'.\triangle 1' + R''.\triangle 1'' + \ldots\ldots\ldots + R^{(m)}.\triangle 1^{(m)}$$

$$R = \frac{R'.\triangle 1' + R''.\triangle 1'' + \ldots\ldots + R^{(m)}.\triangle 1^{(m)}}{\triangle 1' + \triangle 1'' + \ldots\ldots + \triangle 1^{(m)}}$$

$$f_m = \frac{F_m}{m} = \frac{2.R.\pi .1}{m} ; \quad \triangle 1.R = \text{const wzdłuż linii potencjalnej}$$

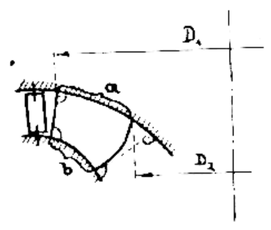
$$f_m = 2.R'.\pi .\triangle 1' = 2.R''.\pi .\triangle 1'' = \ldots\ldots$$

5.6. Krawędź wlotowa i wylotowa wirnika.

Krzywe ograniczające kanał wirnika, leżące w poprzek do kierunku przepływu. W zasadzie są to krzywe przestrzenne.

1. Turbina Francisa.

Krawędź wlotowa jest linią potencjalną, przechodzącą przez D_1, może być jednak krzywą przestrzenną, przy turbinach wolnobieżnych, przeważnie krzywą płaską.



rys.5.24.

Krawędź wylotowa : stale przyjmuje się ją jako krzywą płaską. W ogólności nie jest ona linią potencjalną, leży jednak w płaszczyźnie promieniowej.

$D_2 \cong \frac{D_1}{2}$; $b = 0,65 \div 0,70 .a$, aby łopatka nie wypadła za krotka.

Rzeczywiste długości łopatki, przypadające na turbiny częściowe, są sobie prawie równe.

Kąty β_2 , położone nazewnątrz są mniejsze, niż położone wewnątrz /przy piaście/.

Krawędź zewnętrzna łopatki jest prostopadła do linii przepływu.

2. Turbina Dubsa.

Przekroje południkowe powierzchni obrotowych, na których znajdują się krawędzie wlotowe i wylotowe, są kołami. Krawędzie te są krzywymi płaskimi /znormalizowane/.

3. Turbina Kaplana.

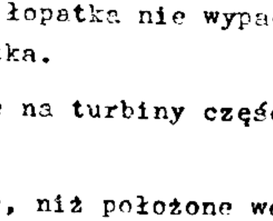
Obecnie wykonuje się krawędź wlotową i wylotową, jako krzywe przestrzenne. Przebiegają one w zasadzie promieniowo, a w przekroju południkowym są liniami prostymi.

5.7. Obliczenie trójkątów prędkości wlotowych.

Nakreślone są: obraz przepływu, krawędź wlotowa i wylotowa.

5.7.1. Turbina Francisa i Dubsa.

Trójkąty wlotowe
określenie prędkości południkowej c_{m_1}



rys.5.25.

I-sza turbina częściowa

$$\triangle Q = \pi .D_1'.\triangle 1_1'.c_{m_1'} = \pi .D_o.\triangle 1_o.c_{m_o}$$

$$c_{m_1'} = \frac{\triangle Q}{\pi .D_1'.\triangle 1_1'} = \frac{Q}{m.\pi .D_1'.\triangle 1_1'}$$

$$c_{m_1'} = \frac{D_o.\triangle 1_o}{D_1'.\triangle 1_1'} . c_{m_o}$$

Wyd. Małe Elektrownie Wodne

Spółczynnik prędkości południkowej.

$$k_{c_{m_1}} = \frac{c_{m_1}}{\sqrt{2g \cdot H}}$$

Podobnie dla następnych turbin częściowych np. dla II-ej

$$c_{m_1}'' = \frac{Q}{m \cdot \pi \cdot D_1'' \cdot \Delta l_1''}$$

lub $c_{m_1}'' = \frac{D_o \cdot \Delta l_o}{D_1'' \cdot \Delta l_1''} \cdot c_{m_o}$, $k_{c_{m_1}''} = \frac{c_{m_1}''}{\sqrt{2g \cdot H}}$

Składowa obwodowa c_{u_1}

W szczelinie międzyłopatkowej kręt jest stały

$$c_u \cdot R = \text{const} = k$$

I-sza turbina częściowa

$$c_{u_1} \cdot R' = c_{u_o} \cdot R_o$$

$$c_{u_1}' = \frac{R_o}{R_1'} \cdot c_{u_o}, \quad k_{c_{u_1}'} = \frac{c_{u_1}'}{\sqrt{2g\,H}}$$

Następne turbiny częściowe analogicznie

np. $c_{u_1}'' = \frac{R_o}{R_1''} \cdot c_{u_o}$, $k_{c_{u_1}''} = \frac{c_{u_1}''}{\sqrt{2g \cdot H}}$ i.t.d.

Prędkość absolutna c_1

Otrzymujemy ją przez dodawanie wektorowe c_{m_1} i c_{u_1}

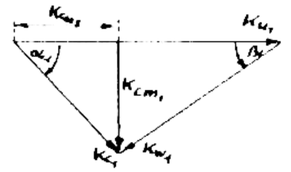
$$c_1^2 = c_{m_1}^2 + c_{u_1}^2 \quad \text{lub} \quad k_{c_1}^2 = k_{c_{m_1}}^2 + k_{c_{u_1}}^2$$

Prędkość obwodowa n_1

I-sza turbina częściowa $u_1' = \frac{\pi \cdot D_1}{60} \cdot n$, $k_{u_1'} = \frac{u_1}{\sqrt{2g \cdot H}}$, następne podobnie

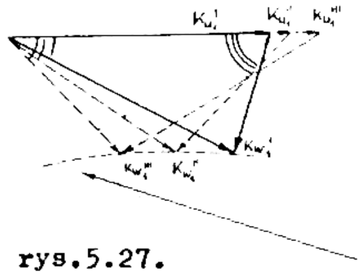
Ogólnie biorąc, należy obliczyć wartości $k_{c_{m_1}}$, $k_{c_{u_1}}$, k_{c_1}, k_{u_1} dla każdej turbiny częściowej, i na tej podstawie wykreślić trójkąty prędkości wlotowe dla każdej turbiny częściowej.

I-sza turbina częściowa.



rys.5.26.

Podobnie kreślimy trójkąty prędkości dla następnych turbin częściowych



rys.5.27.

Wykreślone trójkąty prędkości należy zestawić według rysunku

ta krzywa winna zmieniać się w sposób ciągły

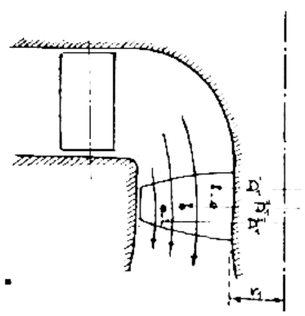
kąty α_1 i β_1 winny zmieniać się w sposób ciągły { kąt α_1 winien wzrastać; kąt β_1 winien maleć

5.7.2. Turbina Kaplana.

$$F_{m_1} = \pi \cdot (R_1^2 - r_1^2) \quad ; \quad R_1 = \frac{D_1}{2}$$

$$r_1 = \frac{d_1}{2}, \quad c_{m_1} = \frac{Q}{F_{m_1}}$$

$c_{m_1} = \text{const} = c_{m_1}' = c_{m_1}'' = c_{m_1}''' = \text{i td.}$



rys.5.28.

Zakładamy pierścienie kołowe o równej powierzchni ΔF_{m_1}

$$\frac{d_1}{D_1} = \frac{r_1}{R_1} = \nu$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$F_{m_1} = \pi \cdot (R_1^2 - r_1^2) = \pi \cdot R_1^2 \cdot (1 - \nu^2)$$

$$F_{m_1} = \frac{F_{m_1}}{m} = \pi \cdot (x_1^2 - r_1^2) = \frac{\pi}{m} \cdot R_1^2 \cdot (1 - \nu^2)$$

/x - promień linii przepływu /

$$x_1^2 = r_1^2 + \frac{R_1^2}{m} \cdot (1 - \nu^2)$$

$$\pi \cdot (x_2^2 - x_1^2) = \frac{\pi}{m} \cdot R_1^2 \cdot (1 - \nu^2)$$

$$x_2^2 = x_1^2 + \frac{R_1^2}{m} \cdot (1 - \nu^2)$$

$$x_3^2 = x_2^2 + \frac{R_1^2}{m} \cdot (1 - \nu^2) \qquad \text{i td.}$$

Trójkąty prędkości należy obliczyć jak dla turbiny Francisa.

Prędkości $c_{m_1} = \frac{Q}{F_{m_1}}$, $k_{c_{m_1}} = \frac{c_{m_1}}{\sqrt{2g.H}} = \text{const}$

$c_{u_1}' \cdot R_1' = c_{u_o} \cdot R_o = \text{const}$

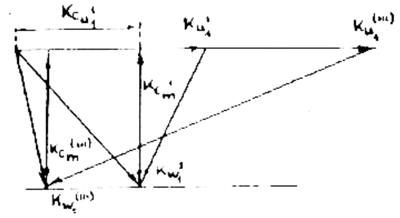
$c_{u_1}' = \frac{R_o}{R_1'} \cdot c_{u_o}$, $k_{c_{u_1}'} = \frac{c_{u_1}'}{\sqrt{2g.H}}$, podobnie dla innych turbin częściowych, np.II - ej

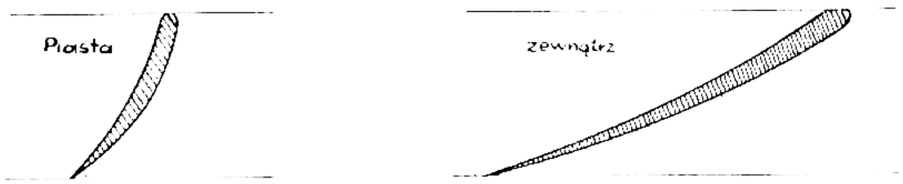
$c_{u_1}'' = \frac{D_o}{D_1'} \cdot c_{u_o}$, $k_{c_{u_1}''} = \frac{c_{u_1}''}{\sqrt{2g.H}}$

$u_1' = \frac{\pi \cdot D_1' \cdot n}{60}$, $k_{u_1'} = \frac{u_1}{\sqrt{2g.H}}$ i td. dla każdej turbiny częściowej.

Kreślimy trójkąty prędkości oraz zestawiamy wszystkie trójkąty prędkości. Łopatka wirnika jest przy piaście bardziej stroma i silniej wygięta, niż na zewnątrz.

rys.5.29.





rys.5.30.

5.8. Obliczenie trójkątów wylotowych.

5.8. Równanie główne: $k_{c_1}^2 - k_{c_2}^2 + k_{w_2}^2 - k_{w_1}^2 + k_{u_1}^2 - k_{u_2}^2 = \eta_H$

$$\eta_H = \frac{\eta_t}{\eta_Q \cdot \eta_m} > \eta_t \; ; \; \eta_p \qquad \text{przyjmujemy}$$

Znane są z trójkąta prędkości wlotowego k_{c_1}, k_{w_1}, k_{u_1}; k_{u_1} możemy obliczyć przy pomocy średnicy $D_2^{(m)}$ na krawędzi wylotowej dla każdej turbiny częściowej

$$k_{w_2}^2 - k_{c_2}^2 = \underbrace{\eta_H + k_{w_1}^2 + k_{u_2}^2 - k_{c_1}^2 - k_{u_1}^2}_{\text{znane}}$$

$k_{w_2}^2 - k_{c_2}^2 = k$ /Równanie diofantyczne 2-go stopnia/

Szukamy rozwiązania przybliżonego

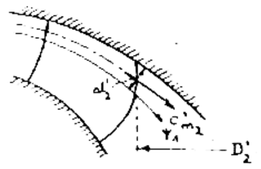
Założenia: 1/ grubość łopatki = 0

2/ absolutny kąt wylotowy $\alpha_2 = 90^o$

$c_{m_2} = c_2 \cdot \sin \alpha_2 = c_2$

$c_{u_2} = c_2 \cdot \cos \alpha_2 = 0$

$c_{m_2}^{(m)} = \frac{\Delta Q}{\pi \cdot D_2^{(m)} \cdot \Delta l_2^{(m)}}$ /ogólnie /



rys.5.31.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$c_{m_2} = \frac{Q}{m.\pi.D_2^{(m)}.\Delta l_2^{(m)}} \; ; \quad k_{c_{m_2}}^{(m)} = \frac{c_{m_2}^{(m)}}{\sqrt{2g.H}} = k_{c_2}^{(m)}$$

czyli otrzymaliśmy k_{c_2}, zaś z równania głównego obliczamy

$$k_{w_2}^{(m)} \; , \; w_2^{(m)} = k_{w_2}^{(m)} . \sqrt{2g.H}$$

5.8.2. Ilość łopatek wirnika z_2.

Francis: $z_2 = z_0 \pm 1$ lub 3, z_2 - liczba nieparzysta

Dubs : $z_2 = 17$

Kaplan : z_2 = 4 .... 5÷6 .... 6÷7 .... 7÷8 8

H = 3 .... 20 ..... 30 ..... 40 ..... 50 m

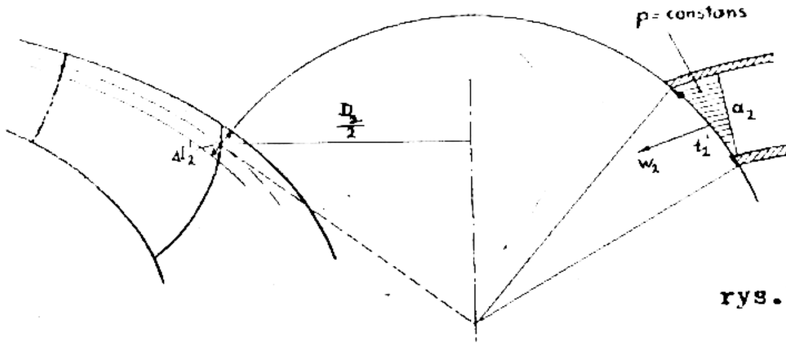
Podział t_2:

$$t_2 = \frac{\pi . D_2^{(m)}}{z_2}$$

Szerokość kanału wirnikowego u wylotu a_2

$$\Delta Q = a_2 . \Delta l_2 . w_2 . z_2$$

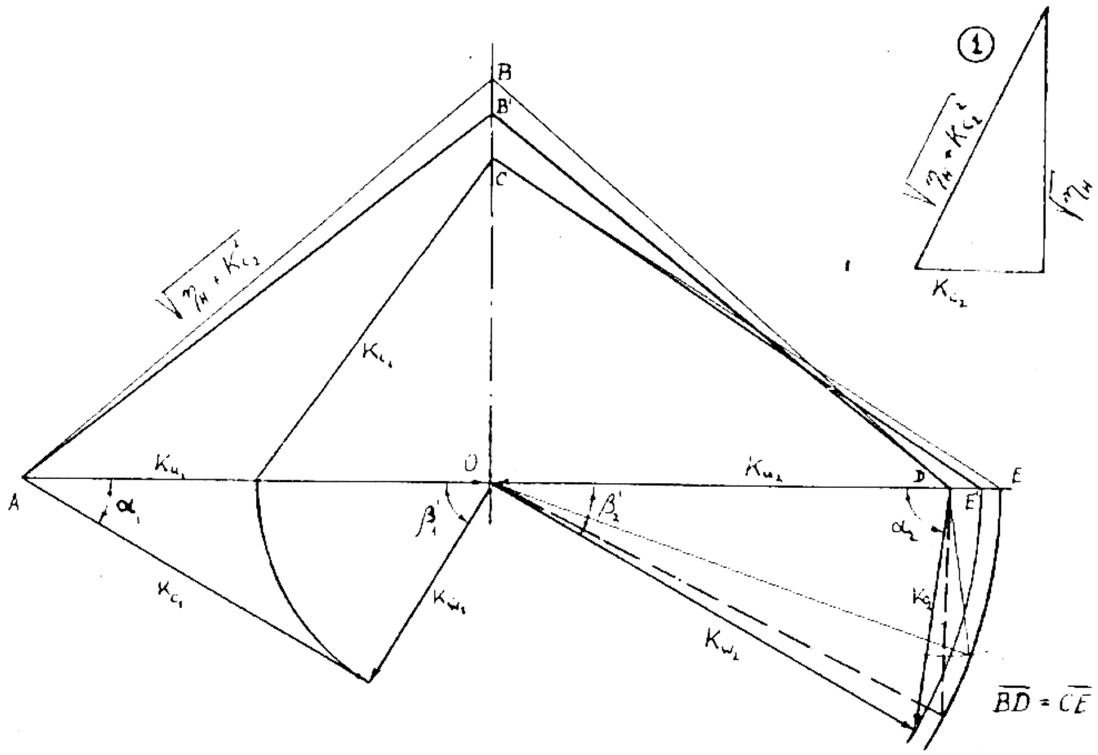
$$a_2 = \frac{\Delta Q}{\Delta l_2^{(m)} . w_2^{(m)} . z_2} = \frac{Q}{m . \Delta l_2^{(m)} . w_2^{(m)} . z_2}$$

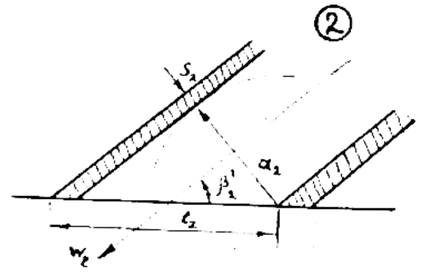


Rozwinięty przekrój stożkowy

rys.5.32.

Rys.5.32.1. Wykres Camerer'a





$$\sin \beta_2' = \frac{a_2 + s_2}{t_2}$$

Dowód na konstrukcję k_{w_2}

$$k_{w_2}^2 = \eta_H + k_{c_2}^2 - k_{c_1}^2 + k_{w_1}^2 + k_{u_2}^2 - k_{u_1}^2$$

I. $\overline{OC}^2 = k_{c_1}^2 - k_{w_1}^2$ II. $\overline{OB}^2 = \eta_H + k_{c_2}^2 + - k_{u_1}^2$

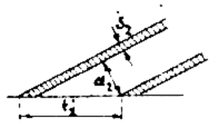
III. $\overline{DB}^2 = \overline{OB}^2 + k_{u_2}^2 = \eta_H + k_{c_2}^2 - k_{u_1}^2 + k_{u_2}^2$

$\overline{OE}^2 = \eta_H + k_{c_2}^2 - k_{u_1}^2 + k_{u_2}^2 - k_{c_1}^2 + k_{w_1}^2$ $\overline{OE}^2 = k_{w_2}^2$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Tab.5.2. Grubość łopatki s_2.

Francis	s_2 =	5	10	20 mm
	D_o =	250 ..... 1 000	2 500	mm



rys.5.33.

5.9. Konstrukcja trójkątów prędkości.

1/ Na podstawie obliczonych wartości kreślimy trójkąt prędkości wlotowych.

2/ Kreślimy trójkąt pomocniczy ① przy założeniu, że

$k_{c_2} \cong k_{c_{m_2}}$ i $\frac{\Delta Q}{\Delta F_2} = c_{m_2}$

3/ Z punktu A wyznaczamy punkt B na rzędnej $\overline{OB}$ przy pomocy odcinka $\overline{AB} = \sqrt{\eta_H + k_{c_2}^2}$ otrzymanego z trójkąta pomocniczego ①

4/ Obliczamy i wykreślamy k_{u_2} i łączymy punkty B i D.

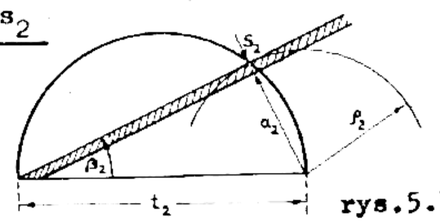
5/ Kreślimy z punktu O łuk promieniem k_{w_1}, z punktu przecięcia się łuku z k_{u_1} odcinamy odcinek k_{c_1}, otrzymując na osi rzędnych punkt przecięcia C.

6/ Z punktu C zakreślamy łuk odcinkiem $\overline{BD}$ i otrzymujemy na osi odciętych punkt E.

7/ Obieramy grubość łopatki s_2, wykreślamy podział t_2 u wylotu wirnika i zakreślamy kołem łuk o promieniu(patrz ②) i 5.34

$$\beta_2 = a_2 + b_2 , \quad \sin\beta_2 = \frac{a_2 + s_2}{t_2}$$

$$a_2 = \frac{\Delta Q}{z_2 \cdot \Delta l_2^{(i)} \cdot w_2^{(i)}}$$



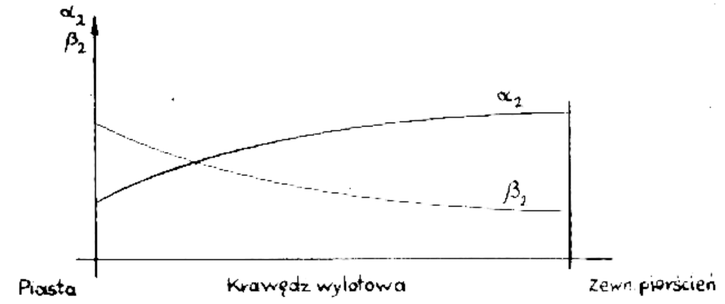
rys.5.34.

$w_2^{(i)}$ - otrzymujemy z wykresu z pierwszego przybliżenia. Otrzymany z wykresu ② kąt β_2 kreślimy do trójkąta wylotowego, i kreślimy promieniem $\overline{OE}$ łuk do przecięcia z kierunkiem k_{w_2}. Otrzymujemy punkt przecięcia 1 i wielkość k_{c_2}.

8/ Otrzymane k_{c_2} wkreślamy do wykresu 1 i powtarzamy konstrukję jak wyżej.

9/ Gdy między ostatnią wartością a wartością poprzednią k_{c_2} różnica jest ≤ 1%, uważamy otrzymaną wartość za wystarczająco dokładną i konstrukcji dalej nie powtarzamy.

Dla kontroli zestawiamy trójkąty wylotowe razem oraz wykonujemy wykres $\alpha_2 = f(l_{kr})$, $\beta_2 = f(l_{kr})$, l_{kr} = długość krawędzi wylotowej. α_2 i β_2 winno zmieniać się w sposób ciągły, wzdłuż krawędzi wylotowej.



rys.5.35.

5.10. Konstrukcja łopatki wirnika. /patrz str 158/

W zasadzie łopatka jest wykonana w postaci powierzchni przestrzennej, nie rozwijalnej. W celu wykreślenia jej i wykonania łopatki wirnika, kreślimy następujące przekroje płaszczyznami rozwijalnymi:

1. Przekroje płaszczyzną promieniową /promieniowe/.
2. Przekroje płaszczyznami prostopadłymi do osi obrotu /poziome/.
3. Przekroje walcami kołowymi współosiowymi /cylindryczne/.
4. Przekroje współosiowym stożkiem /stożkowe/.

Przekroje 3 i 4 są przekrojami pomocniczymi, które służą do oznaczania przekrojów poziomych 2. Przekroje 1 kreśli się w celu kontroli ciągłości łopatki.

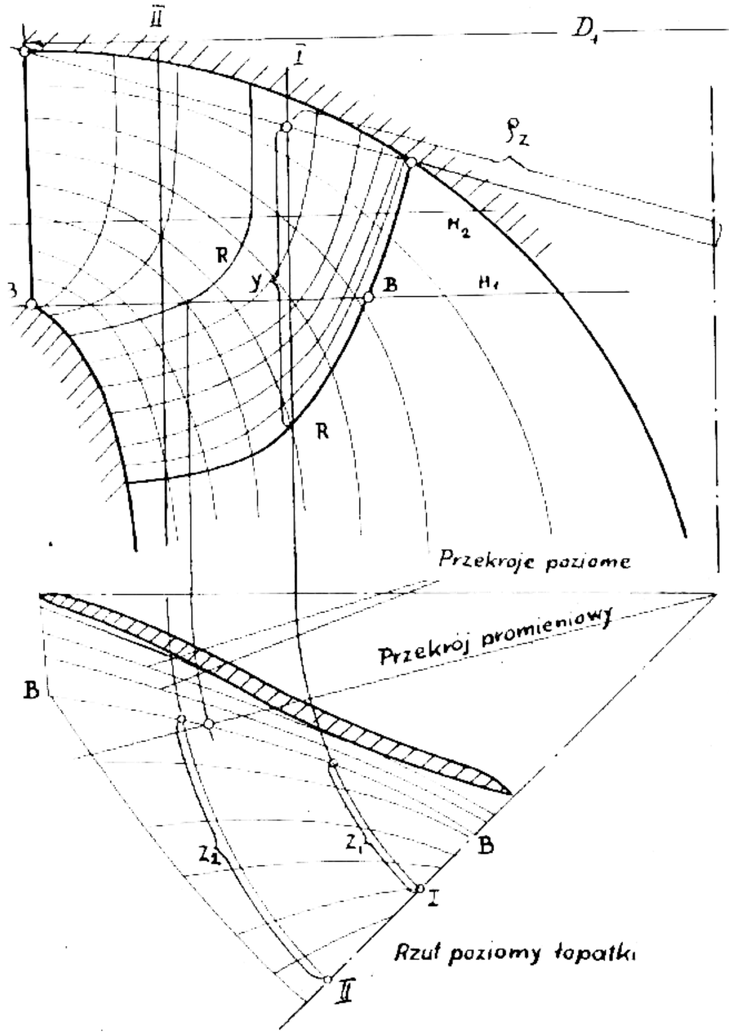
Łopatki Kaplana przedstawia się przede wszystkim przy pomocy przekrojów walcowych i poziomych. Przekroje poziome służą modelarzowi do wykonania powierzchni łopatki.

5.11. Korektura kątów łopatki wirnika.

Przekroje stożkowe i walcowe wyjątkowo leżą w płaszczyznach trójkątów prędkości i na skutek tego, należy otrzymane z trójkątów prędkości kąty β_1 i β_2 poprawić w celu otrzymania rzeczywi-

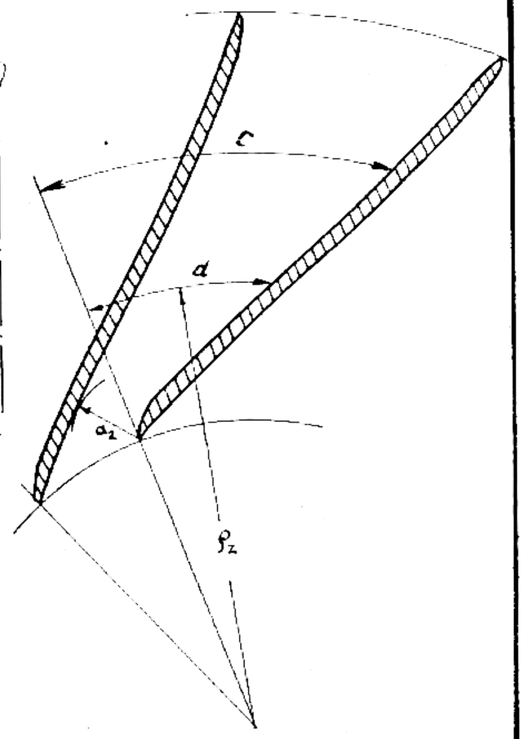
Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Przekroje wirnika

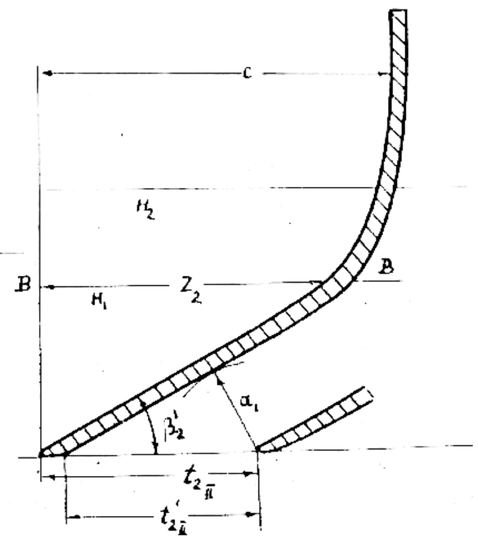


Rzut poziomy łopatki

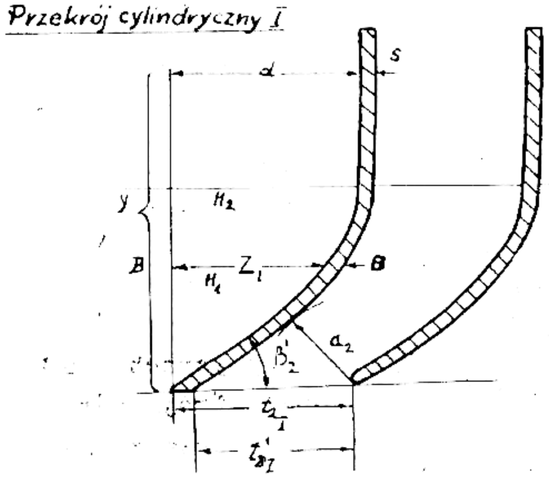
Przekrój stożkowy A-A



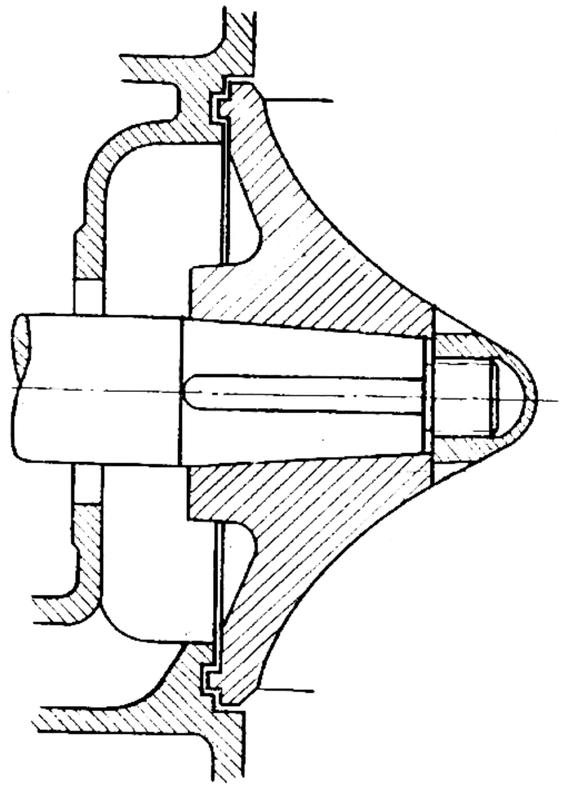
Przekrój cylindryczny II

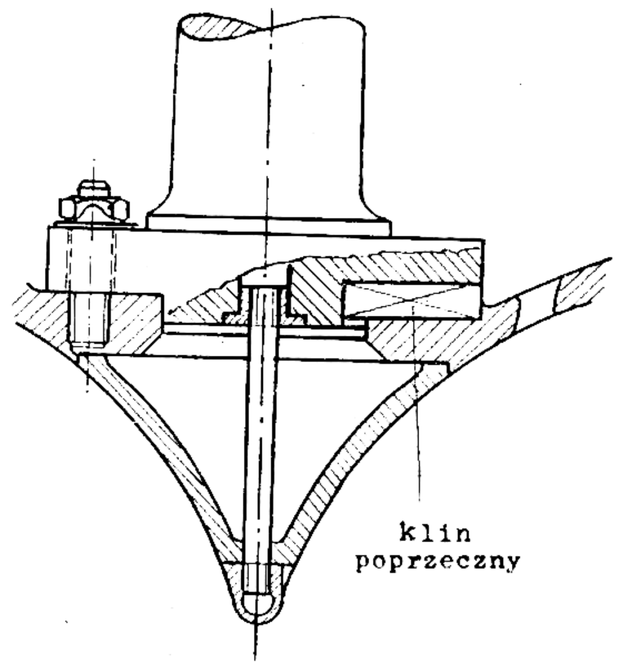


Przekrój cylindryczny I

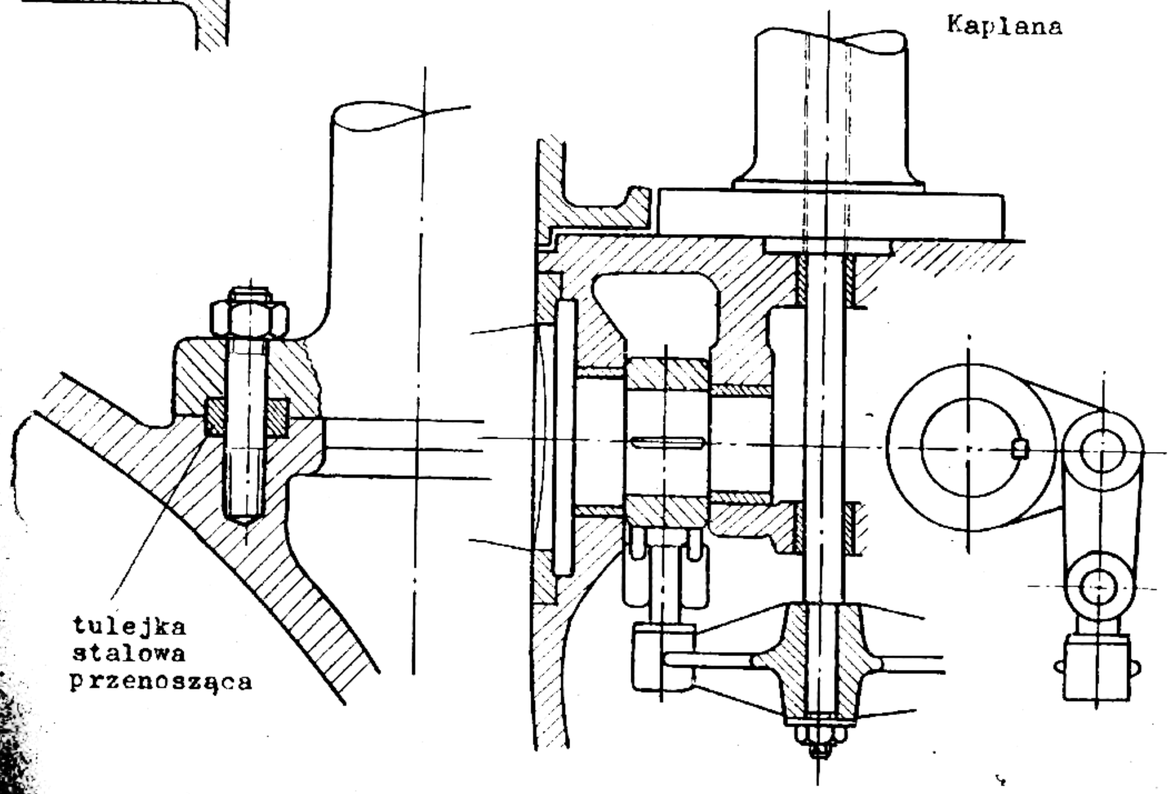


Zamocowanie wirnika na wale.





Wirnik Kaplana



Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

stych wartości tych kątów na płaszczyznach rozwiniętych. Trójkąty prędkości leżą zawsze na płaszczyznach stycznych do linij przepływu /prędkości c i w są stycznymi do absolutnej względnie względnej drogi cząstek wody/.

a/ U wlotu. *(rys.5.36)*

β_1 - otrzymamy względny kąt wlotowy /obliczony/

$\beta_1^{\circledast}$ - skorygowany kąt, uzupełniający dla dowolnego przekroju

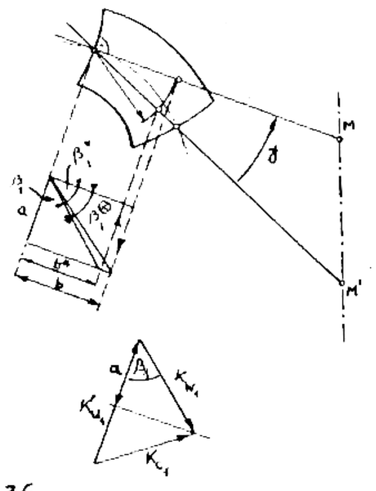
β_1^{s} - najmniejszy to jest rzeczywisty kąt

β_1^{*} - kąt uzupełniający dla dowolnego przekroju

$$tg\,\beta_1^{\circledast} = \frac{a}{b}\,,\quad tg\,\beta_1^{*} = \frac{a}{b^{*}}$$

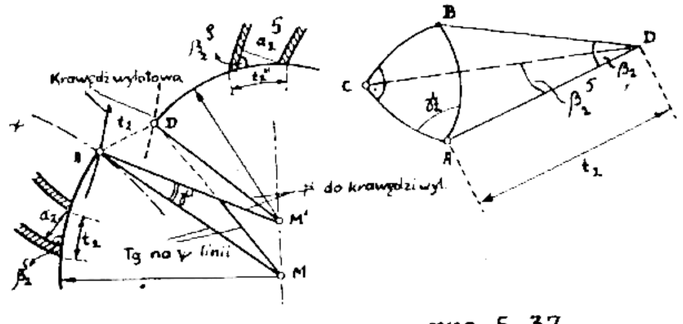
$$\frac{tg\,\beta_1^{\circledast}}{tg\,\beta_1^{*}} = \frac{b^{*}}{b} = \cos\gamma_1$$

$$tg\,\beta_1^{*} = \frac{tg\,\beta_1^{\circledast}}{\cos\gamma_1}$$



rys.5.36.

b/ U wylotu



rys.5.37.

$\triangle$ A B C - prostokątny trójkąt sferyczny, kąt prosty przy C

Przynależne kąty tego trójkąta AB; AC, BC.

$$\cos(AB) = \cos(AC) \cdot \cos(BC)$$

Według Pitagorasa

$$\text{I.}\quad \cos(BC) = \frac{\cos(AB)}{\cos(AC)} = \frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_2^{s}}$$

γ - kąt między płaszczyzną trójkątów prędkości a płaszczyzną normalną do krawędzi wylotowej w punkcie wylotowym.

$$\cos(BC) = \cos(AC) \cdot \cos(AB) + \sin(AC) \cdot \sin(AB) \cdot \cos\gamma_2$$

$$\text{II.}\quad \cos(BC) = \cos\beta_2 \cdot \cos\beta_2^{s} + \sin\beta_2 \cdot \sin\beta_2^{s} \cdot \cos\gamma_2$$

$$\frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_2^{s}} = \cos\beta_2 \cdot \cos\beta_2^{s} + \sin\beta_2 \cdot \sin\beta_2^{s} \cdot \cos\gamma_2$$

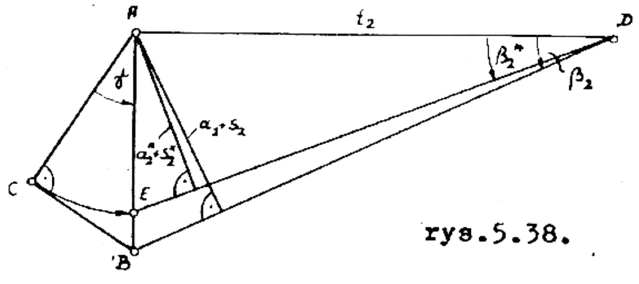
$$\frac{1}{\cos^2\beta_2^{s}} = 1 + tg\,\beta_2 \cdot tg\,\beta_2^{s} \cdot \cos\gamma_2$$

$$1 + tg^2\beta_2^{s} = 1 + tg\,\beta_2 \cdot tg\,\beta_2^{s} \cdot \cos\gamma_2$$

$$tg\,\beta_2^{s} = tg\,\beta_2 \cdot \cos\gamma_2$$

Oznaczenie najmniejszej mierzonej szerokości wylotowej a_2^{s}

Szerokość a_2^{s} należy podać dla różnych punktów w rysunku.



rys.5.38.

Politechnika Elektrowilnie Wodne

Dowód:

$$tg\beta_2^* = \frac{\overline{A\,E}}{\overline{A\,D}}$$

$$tg\beta_2 = \frac{\overline{A\,B}}{\overline{A\,D}}$$

$$\cos\gamma = \frac{\overline{A\,C}}{\overline{A\,B}}$$

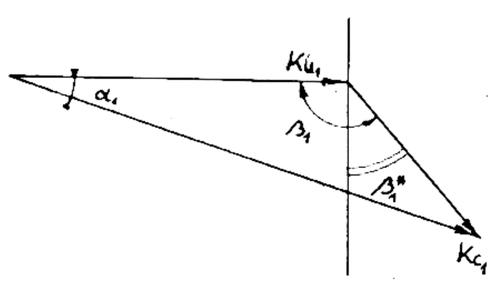
wg konstrukcji $\overline{A\,C} = \overline{A\,E}$ zatem

$$\cos\gamma = \frac{\overline{A\,E}}{\overline{A\,B}}$$

zaś $$\frac{\overline{A\,E}}{\overline{A\,D}} = \frac{\overline{A\,B}}{\overline{A\,D}} \cdot \frac{\overline{A\,E}}{\overline{A\,B}} = tg\beta_2 \cdot \cos\gamma = tg\beta_2^*$$

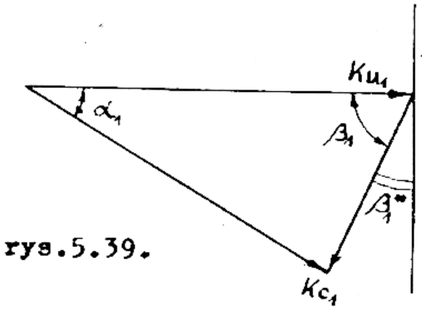
Korektura kąta wlotowego /przykłady/.

a/ Francis: wolnobieżny



$$\beta_1 - \beta_1^* = \frac{\pi}{2}$$

b/ szybkobieżny



$$\beta_1 + \beta_1^* = \frac{\pi}{2}$$

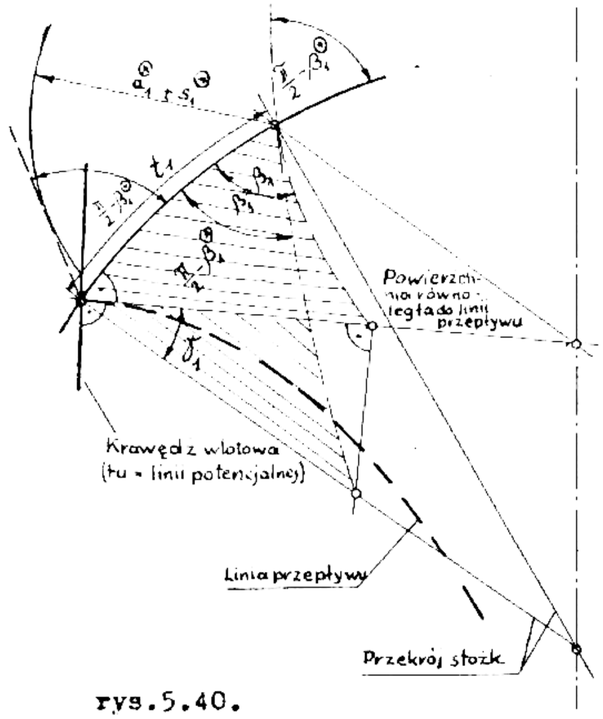
rys.5.39.

β_1^* - kąt uzupełniający, staje się przy przekonstruowaniu zawsze mniejszy.

Korektura kąta wlotowego Francisa szybkobieżnego.

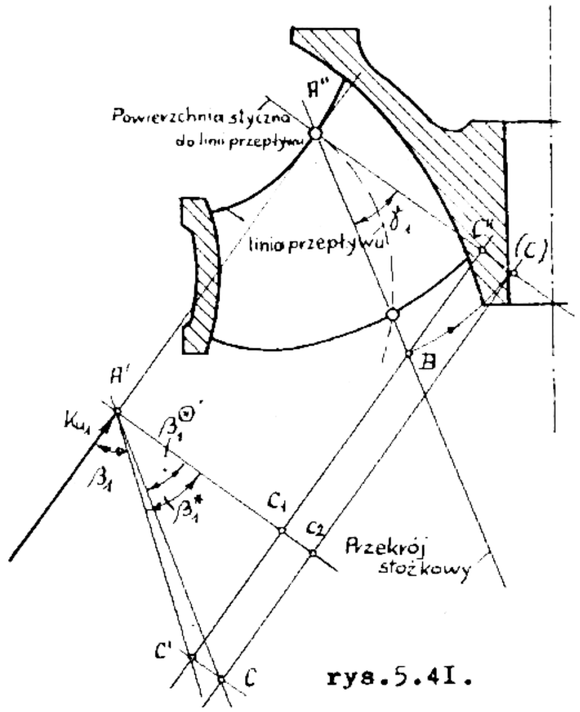
Krawędź wlotową przyjęto jako linię potencjalną, zatem płaszczyzna prostopadła do krawędzi wlotowej jest również płaszczyzną styczną do linii przepływu.

a Przestrzenne przedstawienie



rys.5.40.

b. Przedstawienie na płaszczyźnie



rys.5.4I.

Dowód na konstrukcję.

$$tg\beta_1^{\circledast} = \frac{\overline{C\,C_2}}{\overline{A'C_2}} \quad , \quad tg\beta_1^* = \frac{\overline{C_1\,C'}}{\overline{A'C_1}}$$

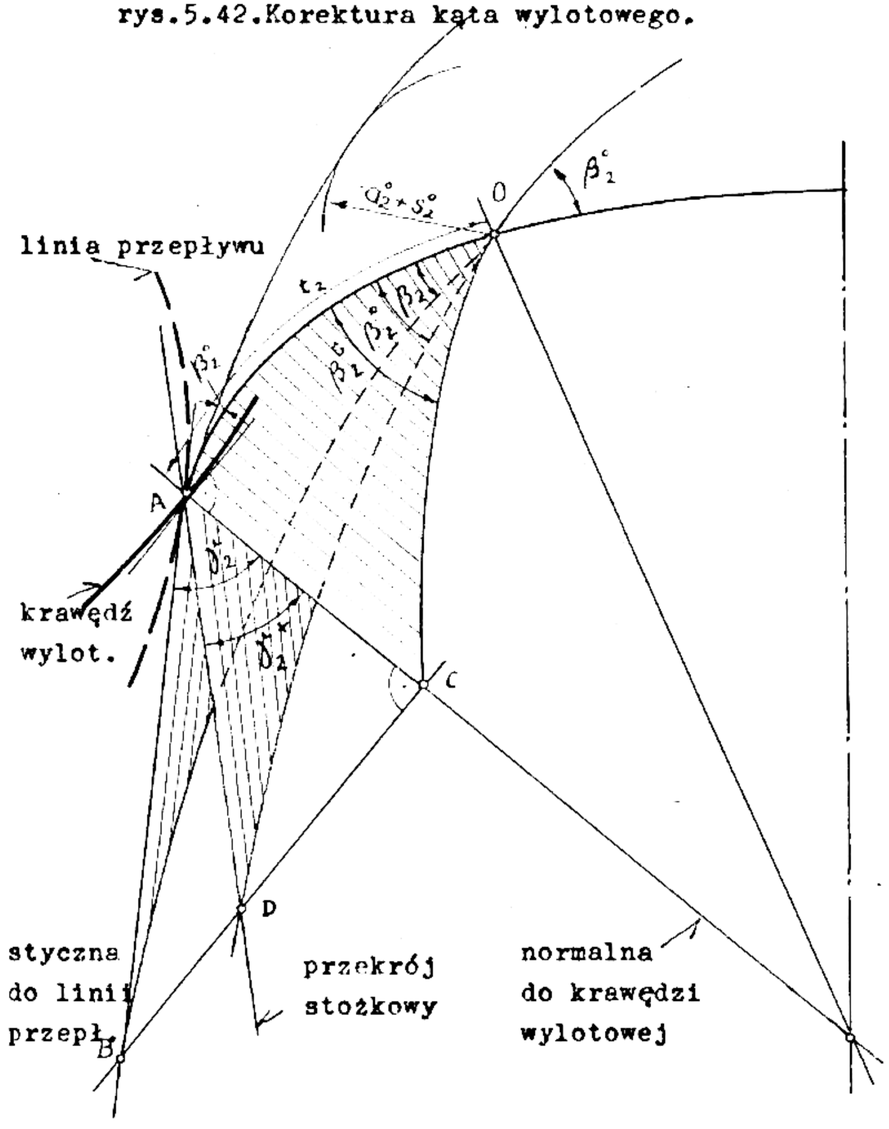
ponieważ $\overline{C\,C_1} = \overline{C'C}$ więc

$$\frac{tg\beta_1^{\circledast}}{tg\beta_1^*} = \frac{\overline{C\,C_2}}{\overline{A'C_2}} \cdot \frac{\overline{A'C_1}}{\overline{C_1C'}} = \frac{\overline{A'C_1}}{\overline{A'C_2}} = \frac{\overline{A''C''}}{\overline{A''B}} = \cos\gamma_1$$

stąd $$tg\beta_1^{\circledast} = tg\beta_1^* \cdot \cos\gamma_1$$

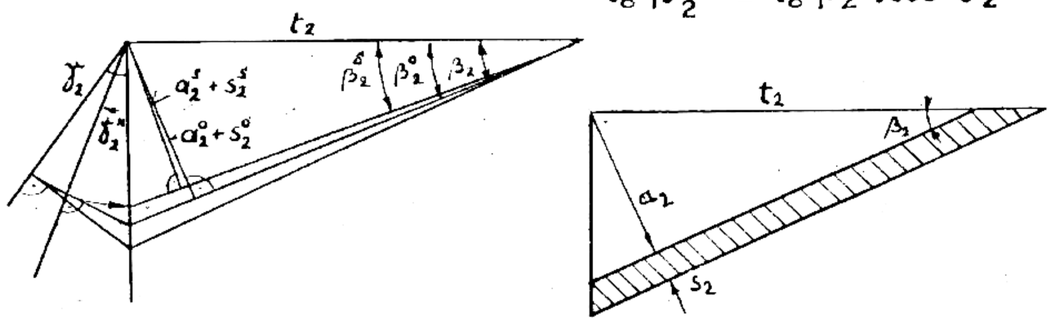
Udostępniono dzięki www.mcw.pl - Małe Elektrownie Wodne

rys.5.42.Korektura kąta wylotowego.



Konstrukcja przy pomocy sferycznego trójkąta

$$tg\,\beta_2^s = tg\,\beta_2 \cdot \cos\gamma_2$$



Korektura kąta wylotowego.

Oznaczenia:

ABO - powierzchnia stożka, którego tworząca jest styczna do linii przepływu w punkcie A.

ACO - powierzchnia stożka, którego tworząca jest prostopadła do krawędzi wylotowej w punkcie A.

Obie tworzące wymienionych stożków tworzą kąt γ_2

ADO - Powierzchnia przekroju stożkowego, którego tworząca tworzy dowolny kąt γ_2^k z tworzącą powierzchni stożkowej ACO.

AO $= t_2$ - podział u wylotu z wirnika.

β_2 - obliczony kąt wylotowy według wykresu.

β_2^s - najmniejszy to jest rzeczywisty kąt.

β_2^o - skorygowany kąt wylotowy dla dowolnego przekroju.

Te same określenia odnoszą się do szerokości wylotowych a_2 , a_2^s , a_2^o oraz dla grubości s_2 , s_2^s , s_2^o.

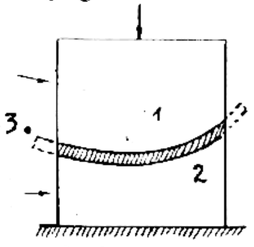
To samo dotyczy również szerokości i grubości przy wlocie.

5.12. Wykonanie wirnika.

a/ Łopatki z blachy.

Dla $H < 30$ m i $n_s > 280$ stosuje się łopatki o stałej grubości.

Łopatki są tłoczone na gorąco przy pomocy prasy hydraulicznej. Matryca składa się z klocka górnego 1 i dolnego 2.



rys.5.43.

Blachę podgrzewa się do temperatury czerwonego żaru /600 ÷ 800°C/, tłoczy się tę samą łopatkę wstępnie i wykończająco.Po wytłoczeniu wykończającym, obcina się krawędzie i obrabia łopatkę.

Krawędź wlotową zaokrągla się

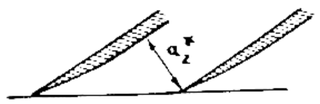


rys.5.44.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Krawędź wylotową zaostrza się

Krawędzie wlewane obrabia się :

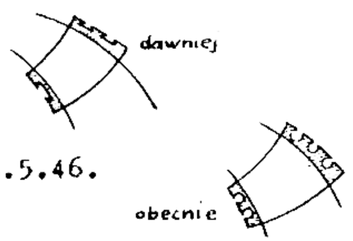


rys.5.45.

1/ dawniej w postaci jaskółczych ogonów

2/ obecnie wykonuje się otwory przecinane

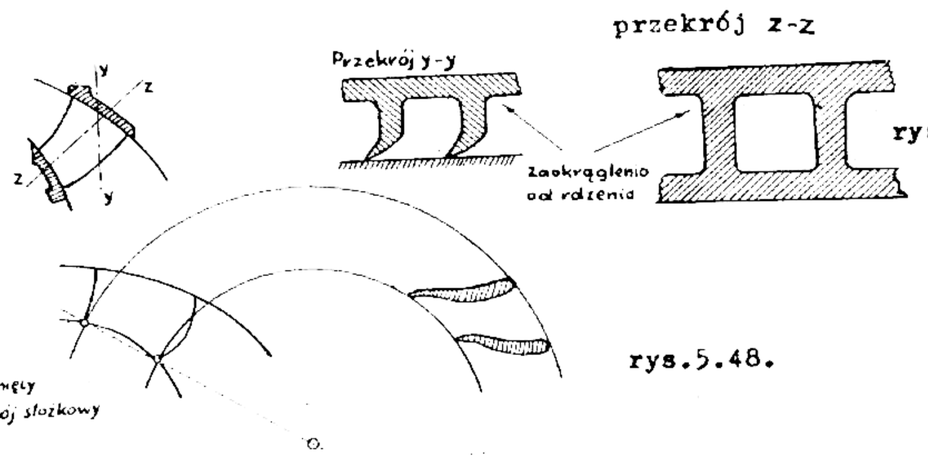
Łopatkę wlewa się w tarczę wirnika oraz w wieniec zewnętrzny.



rys.5.46.

Wirniki odlewane z jednego kawałka.

Dla turbin wolnobieżnych i normalnobieżnych $H > 30$ m , $n_s < 280$ wykonuje się łopatki o zmiennej grubości.

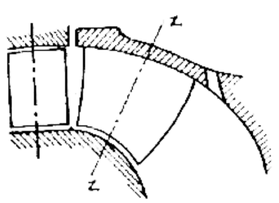


rys.5.47.

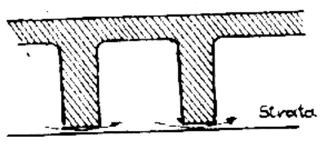
rys.5.48.

Wirniki bez wieńca zewnętrznego

Wirnik Francisa



Przekrój z - z



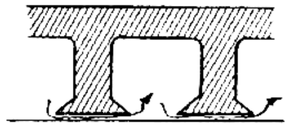
rys.5.49.

Wykonanie rok 1908 - Zurich o turbin po 3 000 KM

1912 - Neuhausen bei Chippis 2 x 9 000 KM

1943 - Morel 24 000 KM

Poprawę sprawności można uzyskać przez zgrubienie łopatek na krawędzi wylotowej, oraz przez zastosowanie rotoru Flettnera o górnej powierzchni czołowej /efekt Magnusa/.



rys.5.50.

Wpływ długości krawędzi wylotowej na sprawność η_H .

Czynna długość krawędzi wylotowej l_2

$$l_2 = \Delta l_2' + \Delta l_2'' + \dots \Delta l_2^{(m)}$$

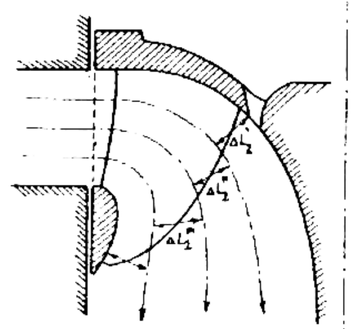
Przekroje południkowe

$$\Delta F_{m_2'} = \pi \cdot D_2' \cdot \Delta l_2'$$

$$\Delta F_{m_2''} = \pi \cdot D_2'' \cdot \Delta l_2''$$

.....

$$F_{m_2} = \Delta F_{m_2'} + \Delta F_{m_2''} + \dots F_{m_2}^{(m)}$$



rys.5.51.

$$F_{m_2} = \pi \left(D_2' \cdot \Delta l_2' + D_2'' \cdot \Delta l_2'' + \dots D_2^{(m)} \cdot \Delta l_2^{(m)} \right)$$

$$F_{m_2} = \pi \cdot \sum_1^m \left(D_2^{(i)} \cdot \Delta l_2^{(i)} \right)$$

$$F_{m_2} = \pi \cdot D_2 \cdot l_2 \quad ; \quad l_2 = \sum_1^m \left(l_2^{(i)} \right)$$

$$\pi \cdot D_2 \cdot \sum_1^m l_2 = \pi \cdot \sum_1^m \left(D_2^{(i)} \cdot \Delta l_2^{(i)} \right)$$

Udostępnione dzięki www.mow.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$D_2 = \frac{\sum_1^m \left(D_2^{(i)} \cdot l_2^{(i)}\right)}{\sum_1^m l_2^{(i)}}$$ czynna średnica wylotowa

Dla każdej turbiny częściowej

$$c_{m_2} = \frac{\Delta Q}{\Delta F_{m_2}}$$

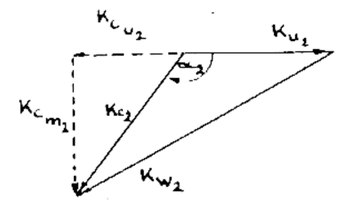
z drugiej strony $\eta_H = 1 - \zeta_{e-2} - k_{c_{m_2}}^2 + \eta_s \left(k_{c_{m_2}}^2 - k_{c_3}^2 \right)$

Równanie to ważne jest, gdy $\alpha_2 \sim \frac{\pi}{2}$

Gdy $\frac{\alpha}{2} \gtrless \frac{\pi}{2}$ to wtedy

$$c_2^2 = c_{m_2}^2 + c_{u_2}^2$$

$$c_3^2 = c_{m_3}^2 + c_{u_3}^2$$



rys.5.52.

$$k_{c_2}^2 = k_{c_{m_2}}^2 + k_{c_{u_2}}^2$$

$$k_{c_3}^2 = k_{c_{m_3}}^2 + k_{c_{u_3}}^2$$

η_{sm} - sprawność składowej południkowej

$\eta_{sm} = 0{,}85 \ldots\ldots\ldots\ldots 0{,}92$

η_{su} - sprawność składowej obwodowej

$\eta_{su} = 0{,}15 \ldots\ldots\ldots\ldots 0{,}25$

zatem $\eta_H = 1 - \zeta - (1 - \eta_{s_m}) \cdot \left(k_{c_{m_2}}^2 - k_{c_{m_3}}^2\right) -$

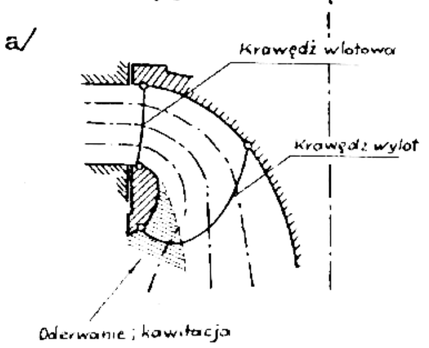
$$-(1 - \eta_{s_u}) \cdot \left(k_{c_{u_2}}^2 - k_{c_{u_3}}^2\right)$$

$$\eta_H = 1 - \zeta - (1 - \eta_{s_m}) \cdot \left(k_{c_{m_2}}^2 - k_{c_{u_3}}^2\right) - (1 - \eta_{s_u}) \left(k_{c_{u_2}}^2 - k_{c_{u_3}}^2\right)$$

η_H jest zatem większe im mniejsze jest $k_{c_{m_2}}$ t.j. mniejsze c_{m_2} względnie im większe F_{m_2}, zatem krawędź długa jest pożądana.

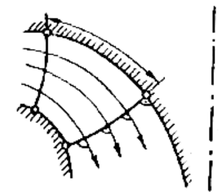
Konstrukcyjne rozwiązanie wirnika.

a/



rys.5.53.

b/



Krawędź wylotowa jest linią potencjalną, łopatka jest za długa wzdłuż piasty /patrz długość l/, strata tarcia duże, co pogarsza η_H.

c/ Wykonujemy w praktyce krawędź, leżącą pośrednio między a i b.

5.13. Szczególne przypadki trójkątów prędkości w zależności od charakteru obciążenia.

1. Dla przemysłu, rzemiosła, gospodarstwa domowego, wykonuje się turbiny o najlepszej sprawności η_H przy 3/4 obciążenia.

Dla tego przypadku

$\alpha_1 < 90^\circ$; $\alpha_2 = 90^\circ$; $\beta_1 = 90^\circ$; $\beta_2 < 90^\circ$

Ogólnie

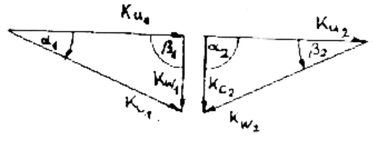
$$\eta_H = 2 \left(k_{u_1} \cdot k_{c_{u_1}} - k_{u_2} \cdot k_{c_{u_2}} \right)$$

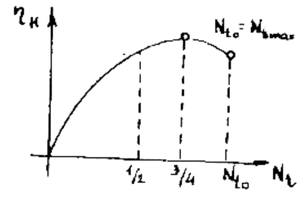
$k_{c_{u_1}} = k_{c_1} \cdot \cos\alpha_1 = k_{u_1}$

$k_{c_{u_2}} = k_{c_2} \cdot \cos\alpha_2 = 0$ zatem

$$\eta_H = 2 \cdot k_{u_1}^2 \quad , \quad k_{u_1} = \sqrt{\frac{\eta_H}{2}}$$

rys.5.54.



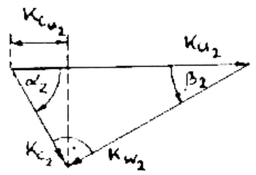


rys.5.55.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

2. Dla przemysłu chemicznego najlepsza sprawność η_H winna występować przy pełnym obciążeniu.

rys.5.56.



Szczególny trójkąt wylotowy charakteryzuje się $k_{c_2} \perp k_{w_2}$

$$\frac{k_{cu_2}}{k_{c_2}} = \frac{k_{c_2}}{k_{u_2}} \; ; \; k_{u_2} \cdot k_{cu_2} = k_{c_2}^2$$

rys.5.57.

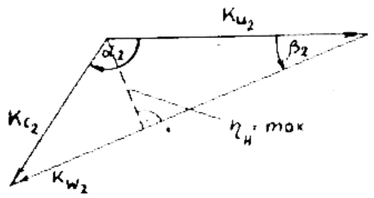
$$\eta_H = 2\left(k_{u_1} \cdot k_{cu_1} - k_{c_2}^2\right)$$

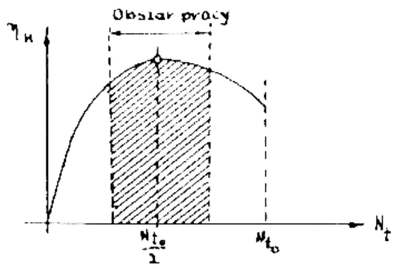
$$k_{c_2} = \sqrt{k_{u_1} \cdot k_{cu_1} - \frac{\eta_H}{2}}$$

3. Dla kolei elektrycznych

Obciążenie zmienia się tu w dużych granicach. Najlepszą sprawność przyjmuje się w tym przypadku dla częściowego obciążenia, np. przy 1/2 obciążenia.

Kąty: $\alpha_1 < 90^o$, β_1 dowolnie, $\alpha_2 > 90^o$, β_2 dowolnie

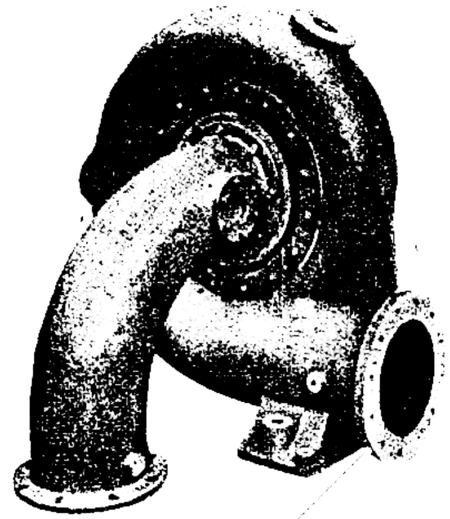




rys.5.58.

Turbiny spiralne o wale poziomym.

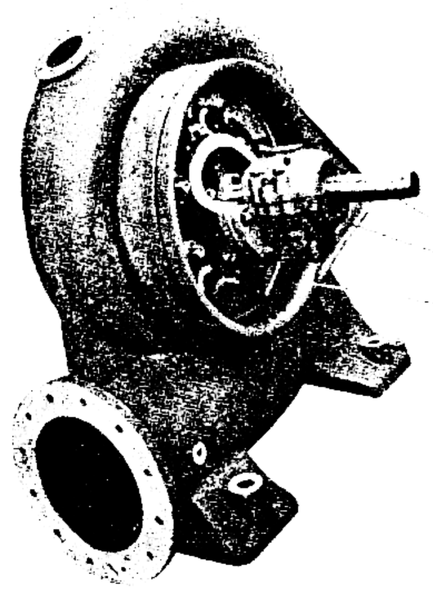
Rys. 5. 14. 1.



5 rura ssąca

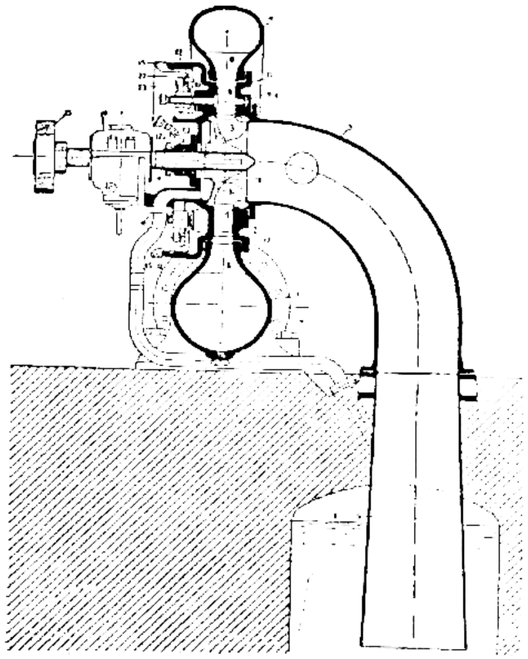
9 wlot do spirali

Rys. 5. 14. 2.

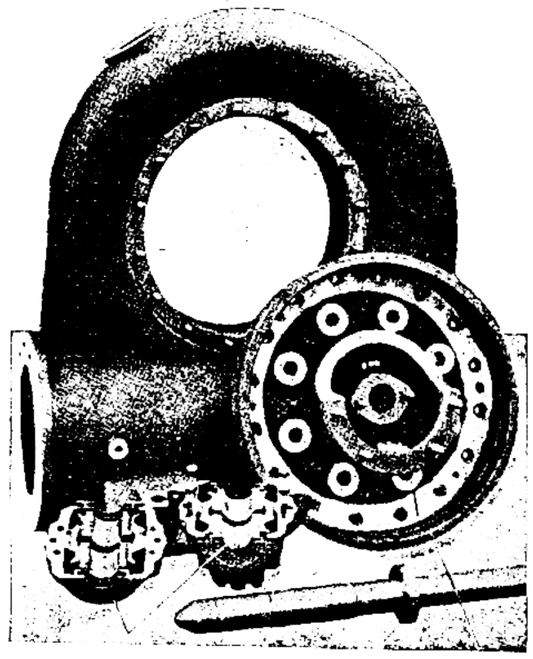


4 wał
14 łożysko wspornikowe
15 pierścień regulacyjny

Rys. 5. 14. 3.



Rys. 5. 14. 4.



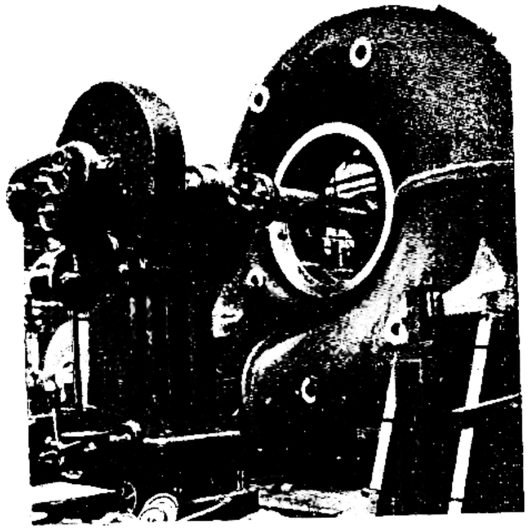
24 dzielone panewki łożyska

4a kołnierz dla nacisku osiowego

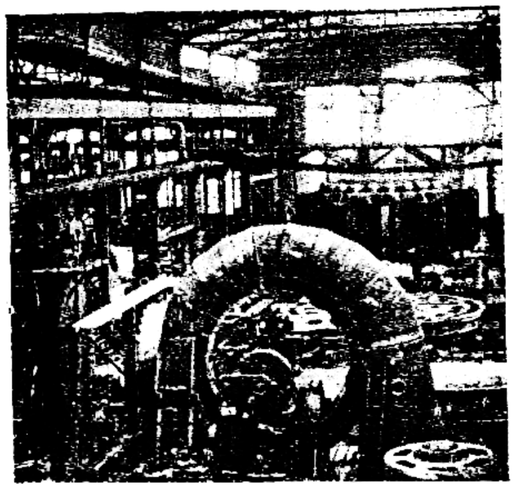
12 nakrywa koła kierowniczego

Legenda: 1 korpus spiralny, 2 koło kierownicze, 3 wirnik, 3a tarcza wirnika, 4 wał, 5 rura ssąca, 6 kanał odpływowy, 8 łopatki wspierające, 9 łopatka kierownicza, 9a czop łopatki, 10 tulejka brązowa, 11 uszczelnienie, 12 nakrywa koła kierowniczego, 12a wspornik łożyska, 13 dławik, 14 łożysko, 15 pierścień regulacyjny, 16 upust wody z nieszczelności, 17 pierścień koła kierowniczego przy rurze ssącej, 18 otwory odciążające, 22 cięgło, 23 dźwignia regulacyjna, 24 panewki łożyska, 25 sprzęgło

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne



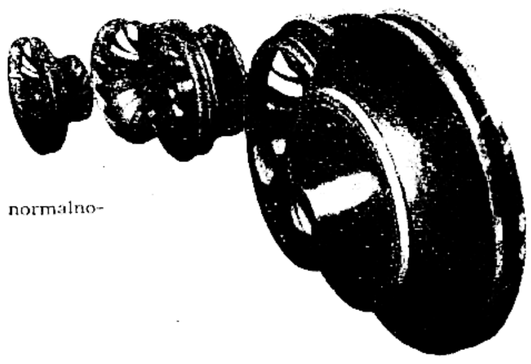
Rys. 5. 14. 5. Staliwny korpus spiralny na wytaczarce



Rys. 5. 14. 6. Korpus spiralny z blachy stalowej na warsztacie



Rys. 5. 14. 7. i 8. Różne rozwiązania korpusu spiralnego od A do E; małe korpusy żeliwne



Rys. 5. 14. 13. i 14.
Różne typy wirników — szybko-, wolno- i normalnobieżnych

5.14.

Typy turbin Francisa.

Turbina spiralna o wale poziomym rys. 5.14.1 do 4.

Woda dopływa do korpusu spiralnego 1 rurą, przepływa przez koło kierownicze 2 do wirnika 3, gdzie przetwarza się energia wodna na mechaniczną, oddawaną na wał 4 turbiny. Woda odpływa rurą ssącą 5 do kanału odpływowego 6.

W celu osiągnięcia dużej sprawności, woda winna dopływać do turbiny równomiernie i bez wirów, i dlatego wszelkie przejścia w rurociągu, muszą mieć łagodne zmiany kierunku i przekroju.

Korpus spiralny.

Materiał. Przy małych spadach i małych wymiarach - żeliwo, przy małych i średnich spadach a dużych wymiarach - blacha stalowa, przy dużych spadach - staliwo. Duża grubość ścian, ponad konieczną ze względu na wytrzymałość, zapobiega drganiom.

Przekrój wlotowy zaopatrzony jest w kryzę i otwory dla śrub, łączące korpus spiralny z zasuwą turbinową. Korpus łączyć może się z zasuwą bezpośrednio lub przy pomocy rury stożkowej, względnie walcowej, w zależności od warunków przepływu, oraz zabudowy na miejscu w siłowni.

Korpus spiralny winien mieć kruciec dla przewodu odwadniającego, otwór rewizyjny oraz kruciec do podłączenia manometru.

Spiralę ustawia się na fundamencie, przy pomocy nadlanych względnie przyspawanych łap.

Podział spirali na części zależy od możliwości transportu i warunków montażowych.

Wlane łopatki wspierające 8 podnoszą wytrzymałość i sztywność korpusu oraz służą do prowadzenia wody, ponieważ są o ściśle określonych profilach.

Przy korpusie z blachy wiąże się poszczególne części /segmenty/ przy pomocy szczególnie odlanego pierścienia wspórczego.

Położenie wlotu do spirali zależy od warunków miejscowych zabudowania. /patrz rys. 5.14.7 i 8 A do E/

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Koło kierownicze. /rys. 5,14 /9,10,11,12/

Łopatki kierownicze 9 są wykształcone według zasad hydrauliki, powierzchnia ich jest gładka.

W ruchu dla regulacji ilości przepływającej wody, mogą one być przestawiane. Wykonuje się je wraz z obu czopami 9a jako jeden odlew staliwny.

Ułożyskowanie obustronne łopatek kierowniczych, zapewnia konstrukcję solidną i wolną od drgań. Przy całkiem wąskich łopatkach, osiąga się to nawet przy jednostronnym ułożyskowyniu. W przejściu między czopem a łopatką, znajduje się zgrubienie wzmacniające.

Panewki bronzowe 10 /tulejki/ smarowane smarem stałym, zmniejszają tarcie czopów. Uszczelki 11 u wyjścia czopu łopatkowego 9a, zapobiegają stratom nieszczelności.

Połączenie przy pomocy śrub nakrywy koła kierowniczego 12 z korpusem spiralnym 1, stanowi konstrukcję prostą.

Nakrywa koła kierowniczego 12 służy także do osadzenia dławika 13, łożyska 14 oraz pierścienia regulacyjnego 15. Pierścień koła kierowniczego 17 po stronie rury ssącej, służy jako osłona wirnika i posiada kryzę dla zamocowania krzywaka rury ssącej. Przy dużych turbinach wykonuje się pierścień koła kierowniczego oraz osłonę wirnika oddzielnie.

Dla możliwie najmniejszych strat szczelinowych, wykonuje się szczeliny między stałym kołem kierowniczym a obracającym się wirnikiem, szczeliny tak wąskie, jak na to pozwala pewność ruchu. Małe ilości wody z nieszczelności zawierają mniej piasku, co obniża zużycie.

Otwór 18 służy do wyrównania nacisku osiowego, występującego na skutek różnych ciśnień, panujących po obu stronach tarczy wirnika 3a, do tegoż celu służy przewód odciążający 16 w nakrywie koła kierowniczego. Na skutek tego są odciążane dławik 13 i łożysko 14.

Przy większych spadach i wodzie, zawierającej więcej piasku, a więc tam, gdzie spodziewać należy się większego zużycia, nakrywa koła kierowniczego i pierścień koła kierowniczego otrzymują wymienne pierścienie ochronne 20 i 19, specjalnie z odpornego materiału, po obu stronach łopatek kierowniczych 19, i na szczelinie wirnika 20. Przy dużych wirnikach również on ma wymienne pierścienie szczelinowe.

Dźwignie regulacyjne.

Łopatki kierownicze należy wyważyć pod względem hydraulicznym, w celu osiągnięcia możliwie małej pracy regulacji.

Przestawianie łopatek dokonuje się przy pomocy pierścienia regulacyjnego 15 za pośrednictwem cięgła 22 i dźwigni 23.

Dźwignie są osadzone i zaklinowane na końcu czopa łopatek kierowniczych 9a. Dźwignie regulacyjne są zatem w pełni umieszczone poza wodą i nie podlegają zużyciu przez wodę zanieczyszczoną. Regulacja ta zwana zewnętrzną, zapewnia jej długotrwałość.

Normalny układ pierścienia regulacyjnego nazewnątrz koła łopatek kierowniczych, pozwala na zastosowanie łożyska wspornikowego 14, co daje mocne przeniesienie pozostałego osiowego nacisku na całą turbinę.

Przy bardzo dużych turbinach, pierścień regulacyjny może być również wykonany po wewnętrznej stronie koła łopatek kierowniczych, bez szkody dla dobrego ułożyskowania wału turbiny.

Dla przeniesienia siły regulacyjnej od serwomotoru regulatora na pierścień regulacyjny, służy normalnie dźwignia i para cięgieł.

Wirniki wszystkich typów.

O sprawności turbiny decyduje kształt łopatki. Do określenia kształtu służą praktyczne doświadczenia oraz badania w laboratorium.

Wirnik może być odlany w całości w jednym kawałku lub z wlanymi łopatkami z blachy stalowej.

Łopatki wirnika są profilowane i starannie obrobione.

Materiał. Żeliwo dla mniejszych, staliwo dla większych mocy, specjalne materiały przy niebezpieczeństwie kawitacji i chemicznie zanieczyszczonej wodzie. Spawalność stosowanych materiałów / za

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

wyjątkiem żeliwa/, umożliwia naprawę uszkodzeń dokonanych w ruchu, zwiększając przez to długotrwałość.

Wirnik osadza się na czopie walcowym wału na klinie lub przy zastosowaniu klina poprzecznego, jest przyśrubowany do kryzy wału.

Budowa pozioma.

Wał i łożysko.

Wał 4 odkuty ze stali SM , z kołnierzem 4a, przenoszącym siły osiowe na łożysko.

Turbina otrzymuje najczęściej tylko jedno łożysko 14 i jest połączona przy pomocy sprzęgła z normalnym dwu-łożyskowym generatorem. Łożysko turbinowe 4 nosi ciężar wirnika oraz jego nacisk osiowy, jest to zatem kombinowane łożysko nośne i o nacisku osiowym.

Łożysko to, wykształcone jest jako łożysko wspornikowe, przymocowane do szczególnego wspornika 12a nakrywy koła kierowniczego. Konstrukcja ta zapewnia solidną budowę, pewne przeniesienie sił osiowych z łożyska na nakrywę kierownicy 12, zatem również na całą turbinę. Zastosowanie łożyska wspornikowego jest umożliwione przez umieszczenie pierścienia regulacyjnego 15 nazewnątrz koła łopatek kierowniczych.

Panewki łożyska 24 są cztero-dzielne, mogą być łatwo wymienione, ich ułożyskowanie sferyczne umożliwia równomierny nacisk panewek i pozwala na uniknięcie tarcia o krawędzie.

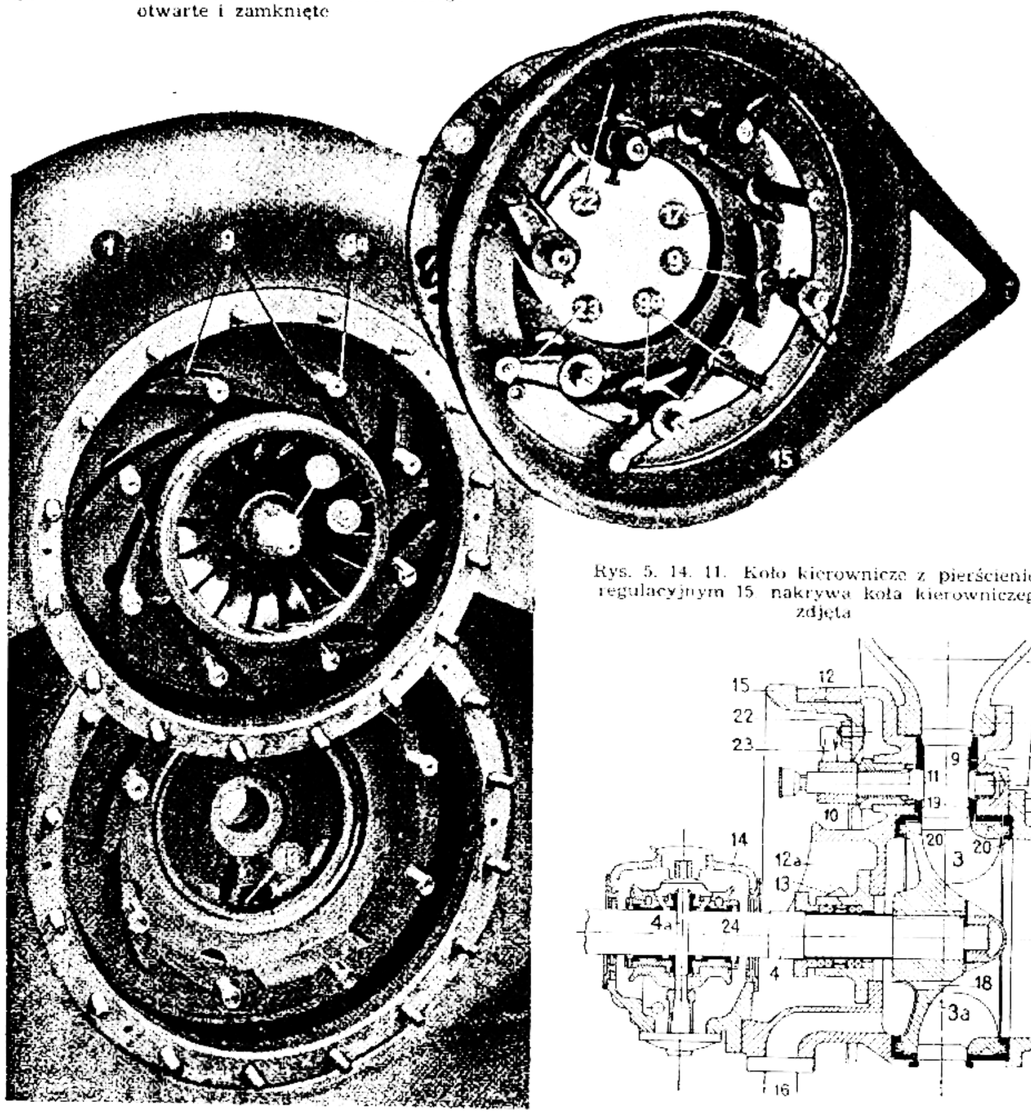
Łożysko może przejąć nacisk osiowy w obu kierunkach.

Smarowanie przy pomocy pierścienia /kołnierza/ 4a, zapewnia dobrą cyrkulację oleju.

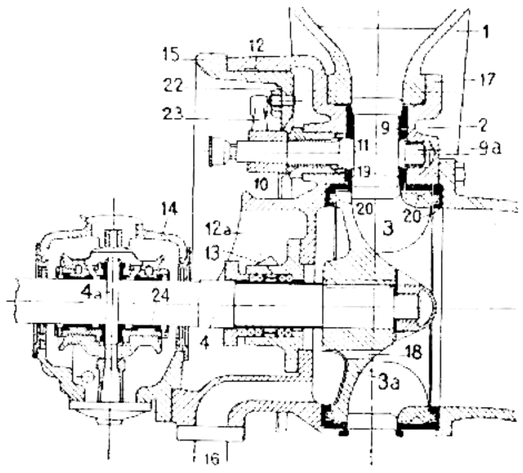
W przypadku konieczności chłodzenia oleju wodą, chłodnicę rurową można zamocować poniżej łożyska wspornikowego. Olej przetłacza pompa obiegowa, napędzana przy pomocy wału turbiny. Dalsza możliwość chłodzenia istnieje przez zabudowanie wężownicy chłodzącej do zbiornika, przez który przepływa woda, lub w kanale dopływowym /utrudniona rewizja/, przy czym obieg oleju powoduje również pompa obiegowa.

Przy dużych turbinach łożysko wspornikowe jest wykształcone pio-

Rys. 5. 14. 9. i 10. Położenie koła kierowniczego otwarte i zamknięte



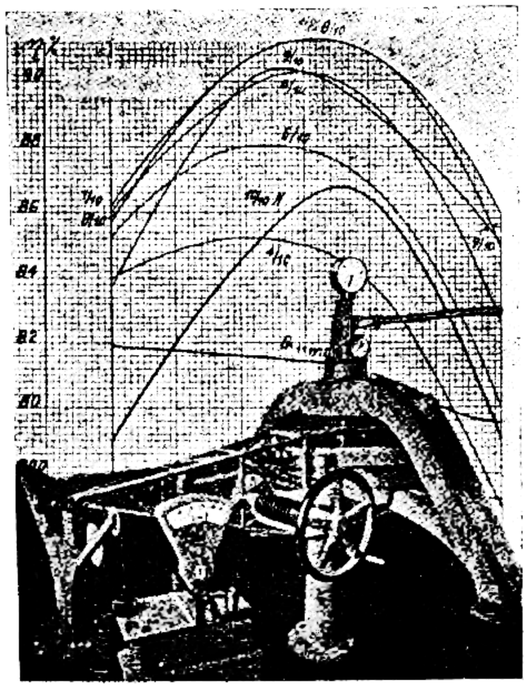
Rys. 5. 14. 11. Koło kierownicze z pierścieniem regulacyjnym 15 nakrywa koła kierowniczego zdjęta



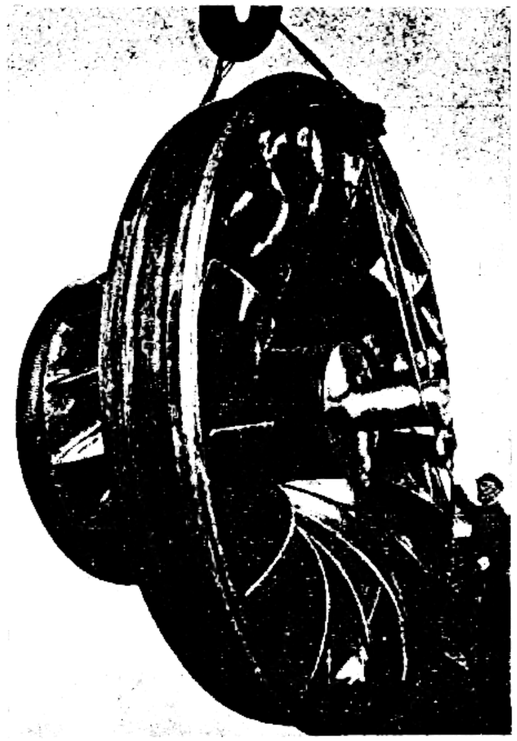
Rys. 5. 14. 12 Koło kierownicze z wymiennymi pierścieniami ochronnymi 19 i 20

Legenda: 1 korpus spiralny, 2 koło kierownicze, 3 wirnik, 3a tarcza wirnika, 4 wał, 4a kołnierz wału, 9 czop łopatki, 10 tulejka brązowa, 11 uszczelnienie, 12 nakrywa koła kierowniczego, 12a wspornik łożyska, 13 dławik, 14 łożysko, 15 pierścień regulacyjny, 16 upust wody z nieszczelności, 17 pierścień koła kierowniczego, 18 otwory odciążające, 19 i 20 pierścienie ochronne wymienne, 22 i 23 cięgło i dźwignia regulacyjna, 24 panewki łożyska

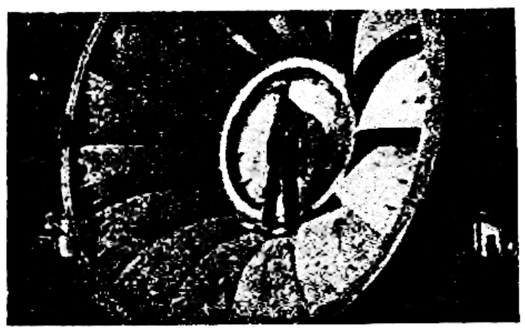
Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne



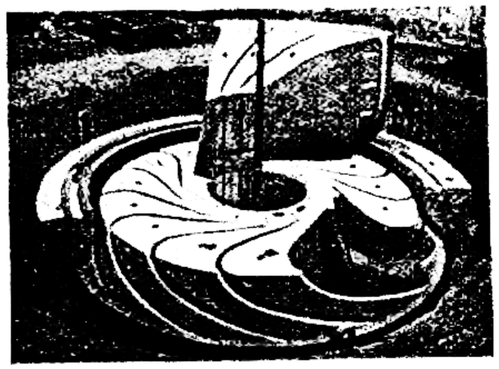
Rys. 5. 14. 14. Automatyczna hamownia dla ustalenia charakterystyk turbin. Modele o średnicy do 1 m dla różnych warunków ruchu i różnych kształtów są badane przy różnych obciążeniach



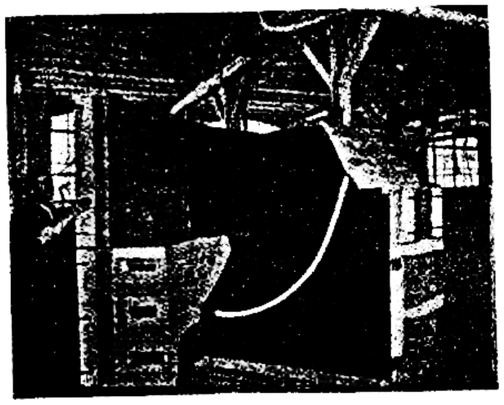
Rys. 5. 14. 15. Wirnik nie dzielony wykonany w całości ze staliwa

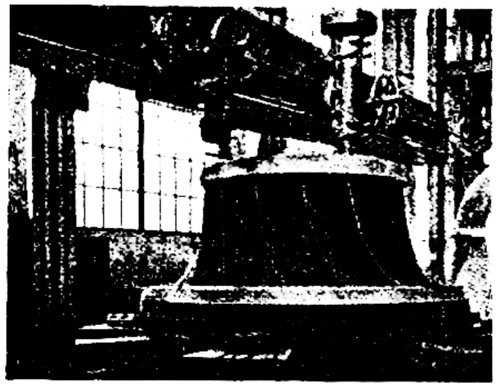


Rys. 5. 14. 18. Wirnik nieobrobiony o średnicy największej 4,7 m

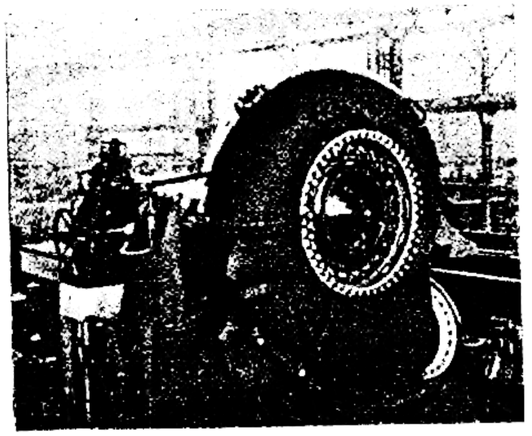


Rys. 5. 14. 17. Rdzenie w formie. Dla dokładnego utrzymania grubości ścian łopatek wirnika służą kołki dystansowe

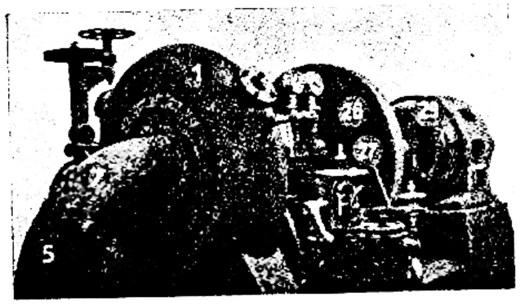




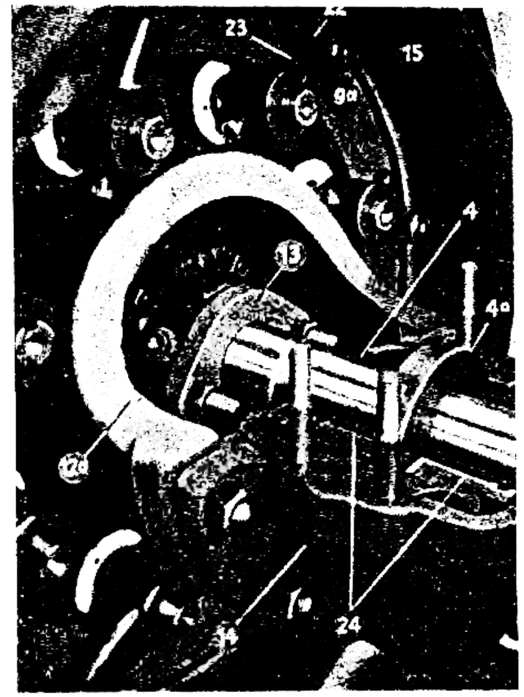
Rys. 5. 14. 19. Obróbka płaszczyzn szczelinowych wirnika na wytaczarce



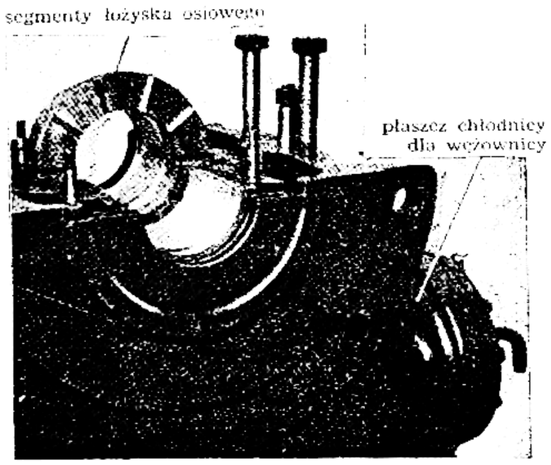
Rys. 5. 14. 24. Regulator obrotów i regulator ciśnienia poziomej turbiny Francisa o mocy 21 000 KM, spirala staliwna. Regulator ustawiony z boku turbiny



Rys. 5. 14. 25. Turbina Francisa z kołem zamachowym, 1 spirala, 5 rura ssąca, 7 zasuwa wlotowa, 26 koło zamachowe, 27 regulator obrotów, 29 generator

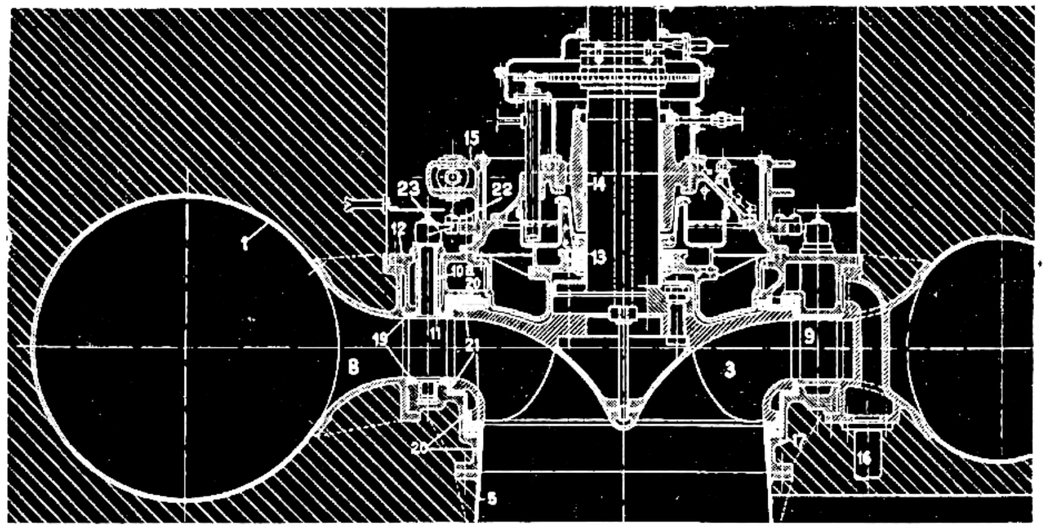


Rys. 5. 14. 22. Budowa pozioma — wał i łożysko. 4 wał, 4a kołnierz wału, 9a czop łopatki kierowniczej, 12 wspornik łożyska, 13 dławik, 14 łożysko, 15 pierścień regulacyjny, 22 cięgło, 23 dźwignia regulacyjna, 24 panewki łożyska

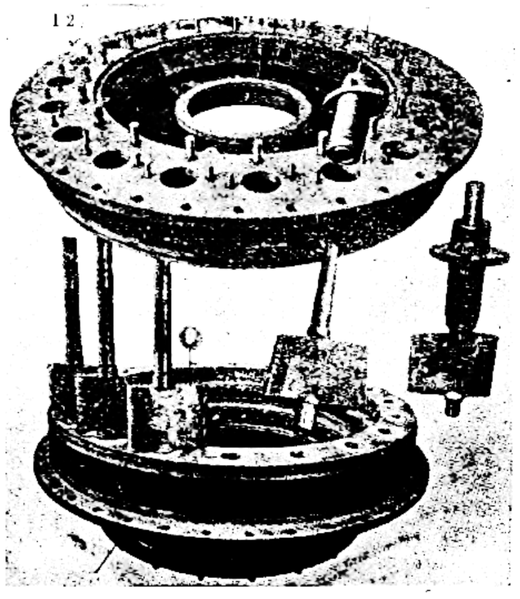


Rys. 5. 14. 23. Kombinowane łożysko osiowe (oporowe) i promieniowe z płaszczem chłodniczym

http://rcin.org.pl - Małe Elektrownie Wodne



Rys. 5. 14. 27. Turbina spiralna.
1 korpus spiralny, 3 wirnik, 4 wał, 5 rura ssąca, 8 łopatka wspierająca spirali, 9 łopatka kierownicza, 10a panewka żeliwna z tulejką brązową, 11 uszczelka łopatki kierowniczej, 12 nakrywa koła kierowniczego, 13 dławik, 14 łożysko szyjowe (prowadzące), 15 pierścień regulacyjny, 16 rurociąg odciążający, 17 dolny pierścień koła kierowniczego, 19—21 wymienne pierścienie ochronne, 22 cięgło, 23 dźwignia



Rys. 5. 14. 28. Nakrywa koła kierowniczego 12 z prowadzeniem dla osadzenia panewek odlewanych dla łopatek kierowniczych



Rys. 5. 14. 29. Wał turbiny

nowo i skombinowane z urządzeniem chłoniczym.

Dławiki.

Odpływ wody 16 odciąża dławik 13, przez co przecieka przez niego mniej wody. Szczeliwo winno mieć możność dociskania w ruchu przez dławik. Zużycie szczeliwa można przez zastosowanie właściwego materiału ograniczyć do minimum. Przy większych turbinach wał jest osłonięty tuleją bronzową.

Sprzęgło i koło zamachowe.

Przy sprzęgle nałożonym na klin /stosowane przy mniejszych turbinach/, normalnie firma dostarcza również drugą połowę sprzęgła na wale generatora. Generator jest z zasady osadzony na dwu łożyskach. Przy dużych turbinach wykonuje się kryzy sprzęgła odkute.

W przypadku stosunkowo małych mas zamachowych, sprzęgła wykonuje się w postaci koła zamachowego. Przy dużych masach, wykonuje się osobne koło zamachowe 26, z łożyskiem zewnętrznym /pośrednim/, i przedłużonym wale turbinowym.

Koło zamachowe składa się z wieńca i tarczy pełnej, materiał dobiera się w zależności od naprężeń.

Gdy sprzęgło jest odciążone w kierunku promieniowym, może być wykonane jako sztywne lub elastyczne, w przeciwnym przypadku tylko jako sztywne.

Regulator obrotów.

Regulator ma zadanie utrzymywania stałej ilości obrotów. Ciężarki jego działają za pośrednictwem urządzenia sterowniczego pośredniego na zawór sterujący, który przestawia tłok serwomotoru, ten zaś obraca pierścień regulacyjny koła kierowniczego. Olej tłoczy pompa olejowa.

Regulator ustawia się z boku obok turbiny. Ustawienie takie daje krótkie dźwignie regulacyjne, o małej ilości przegubów i dobry dostęp. Napęd regulatora i pompy olejowej, odbywa się przy pomocy pasa względnie łańcucha, kół zębatych z wałem lub bez niego, lub napędu elektrycznego.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Regulator ciśnienia.

Regulator ciśnienia steruje upust, otwierający się równocześnie przy zamykaniu turbiny, w celu uniknięcia uderzeń ciśnienia w rurociągu. Następnie zamyka się on znowu całkiem powoli. Stosuje się go tylko przy długich rurociągach. Kruciec doprowadzający do regulatora ciśnienia, znajduje się na korpusie spiralnym lub na przejściu między zasuwą a spiralą.

Zawór sterujący otwarcie regulatora ciśnienia, jest sterowany przymusowo przez pierścień regulacyjny 15. Czas zamykania może być dowolnie nastawiony. Zawór sterujący jest tak wykształcony, że regulator ciśnienia zadziała tylko przy większych gwałtownych odciążeniach, tak że w normalnym ruchu nie ma strat wody.

Regulator ciśnienia posiada niezależny rurociąg odpływowy do kanału odpływowego.

Rura ssąca.

Rurę ssącą 5 wykonuje się w zależności od warunków miejscowych. Przeważnie najodpowiedniejszym jest krzywak, połączony z rurą ssącą, prostą ustawioną ukośnie lub prostopadle.

Krzywak ssący żeliwny winien być w celu ułatwienia przeglądu wirnika, łatwy do demontażu. Przy większych turbinach winien mieć on otwór rewizyjny. Rura ssąca prosta z blachy stalowej, jest przyspawana do pierścienia w murze i zamocowana tak, aby nie mogła drgać. Rura ssąca może mieć dopływ powietrza.

Pionowe spiralne turbiny Francisa.

Typ stosowany dla dużych mocy. /rys. 5.14. 27./

Główne części są wykształcone według tych samych zasad, jak przy turbinie spiralnej poziomej. Korpus spiralny 1 jest zabetonowany w całości lub częściowo, i przez to w sposób stały umocowany.

Dźwignie regulacyjne i łożyska prowadzące, z urządzeniem do smarowania smarem stałym lub olejem, są zabudowane na nakrywie koła kierowniczego. Wirnik 3 jest osadzony przy pomocy złącza kryzowego na wale turbinowym 4; najczęściej klin przenosi moment

obrotowy na kryzę wału. Do łożyska prowadzącego 14 doprowadza się smar przy pomocy prasy smarniczej. Przy smarowaniu olejowym obieg oleju powoduje pompa, napędzana przez koła zębate czołowe.

Dławik 13 z pierścieniami węglowymi lub ze szczeliwa miękkiego, uszczelnia turbinę od strony łożyska z dołu. Przeciekającą wodę odprowadza się do rury ssącej. Jeśli najwyższa rzędna spiętrzenia wody dolnej leży ponad turbiną, to woda musi być wypompowana. Gdy mamy do dyspozycji wodę,o ciśnieniu co najmniej 2 atmosfer, woda może być odessana przy pomocy ezektora, w przeciwnym wypadku przy pomocy samossącej pompy dla wody, pochodzącej z nieszczelności. Pompa ta przy dużych urządzeniach, włącza i wyłącza się przy pomocy pływaka.

Rurociąg odciążający 16, służący do wyrównania nacisku osiowego wirnika i odciążający dławik, prowadzi przez jedną z łopatek wspierających 8 do rury ssącej lub do dolnej wody.

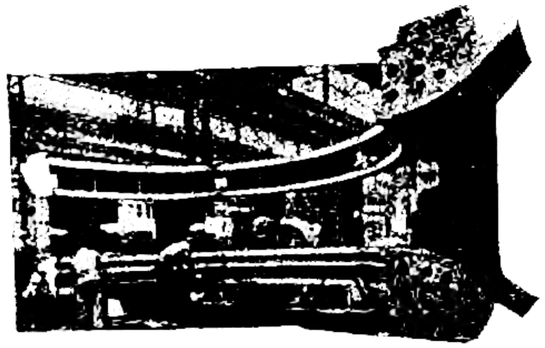
Tulejki bronzowe, w których obracają się górne czopy łopatek kierowniczych, są przy dużych turbinach osłonięte szczególnymi tulejkami żeliwnymi, ktore są osadzone w otworach, w górnym pierścieniu kierownicym i zamocowane śrubą, Ułatwia to montaż górnego pierścienia koła kierownicy oraz wymianę tulejek bronzowych.

Pierścień regulacyjny porusza się wewnątrz koła łopatek kierowniczych. Siłę przestawiającą łopatki kierowniczej dostarczają jeden lub dwa serwomotory, pracujące pod ciśnieniem oleju. Serwomotory te w przypadku dużej pracy na regulację, ustawia się obok nakrywy koła kierowniczego, za pośrednictwem zaś drągów, poruszają bezpośrednio pierścień regulacyjny. Przy małych turbinach i średniej wielkości, serwomotor umieszcza się w korpusie regulatora obrotów. Pierścień zaś regulacyjny jest uruchomiony przez serwomotor przy pomocy przekładni mechanicznej.

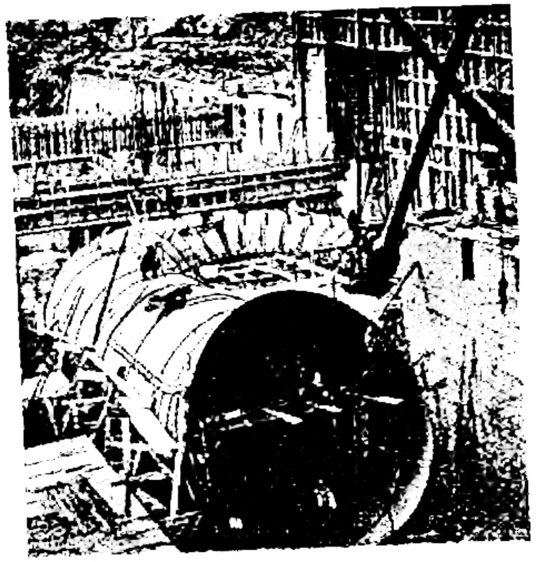
Cięgło 22 może być również wykonane jako cięgło zrywające. Duże turbiny posiadają zabezpieczenie zrywające, służące równocześnie do dokładnego nastawienia każdej poszczególnej łopatki kierowniczej.

Ze względu na konstrukcję lub ruch, wirnik może być demontowany w kierunku do dołu. Wtedy rura ssąca musi być w swej górnej części podzielona na kilka części lub wykonana na podobieństwo teleskopu, i należy przewidzieć odpowiednie do tego wydrążenia

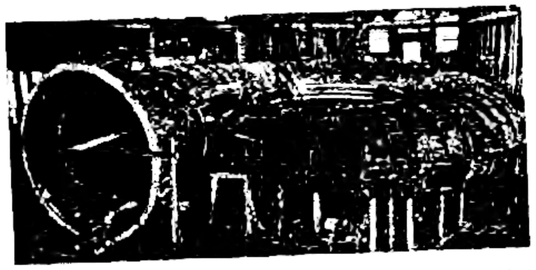
Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne



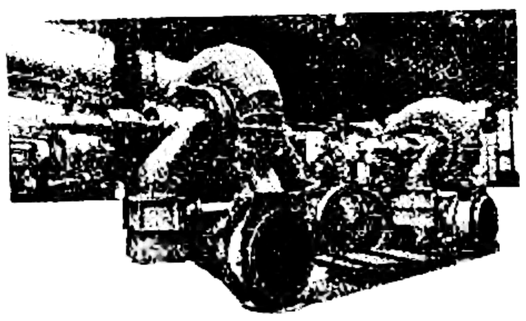
Rys. 5. 14. 36. Pierścień z łopatkami wspierającymi złożony z segmentów



Rys. 5. 14. 39. Montaż segmentów spirali na budowie



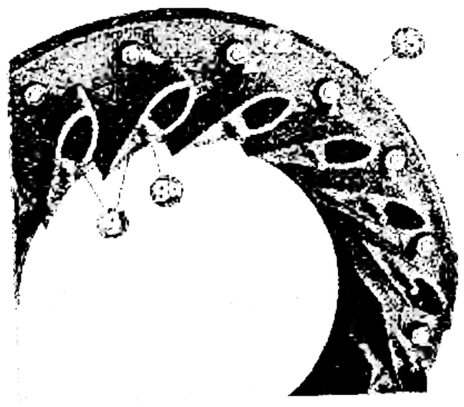
Rys. 5. 14. 37. Korpus spiralny zbudowany na warsztacie ze segmentów o średnicy do 4,7 m



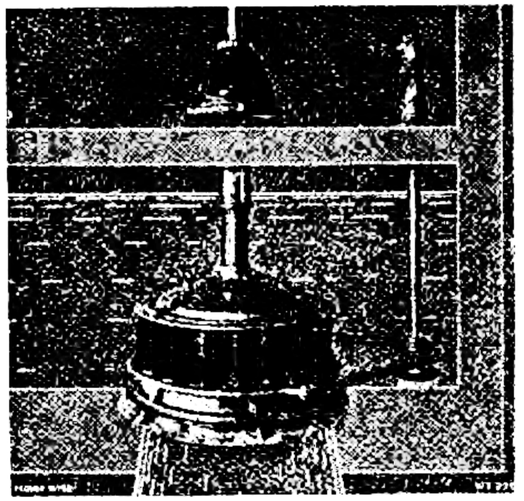
Rys. 5. 14. 42. Podwójna turbina Francisa



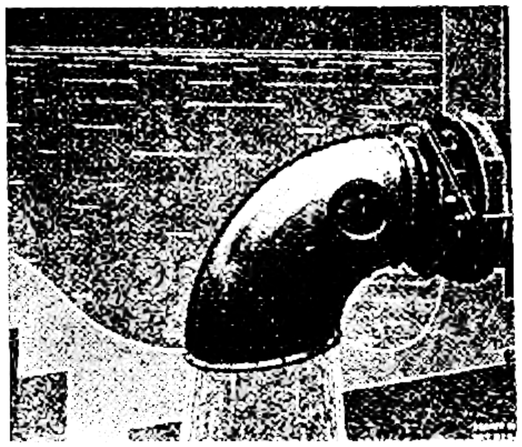
Rys. 5. 14. 38. Podwłoka pancerza wykonana z blachy stalowej dla wyłożenia rury ssącej w celu ochrony betonu od wpływu dużych prędkości wody



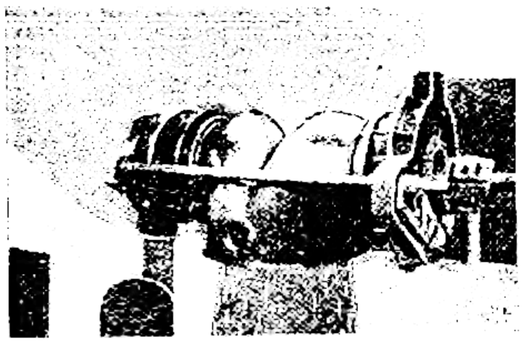
Rys. 5. 14. 43. Aparat kierowniczy przy regulacji wewnętrznej
9 łopatka kierownicza, 15 pierścień regulacyjny, 22 cięgło



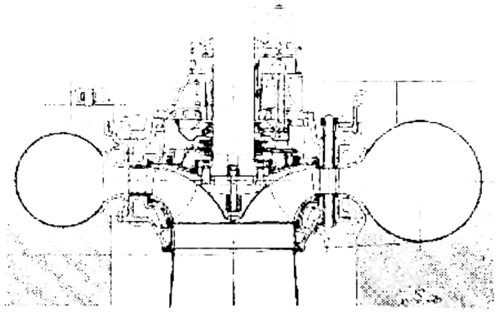
Rys. 5. 14. 44. Budowa pionowa z regulacją wewnętrzną



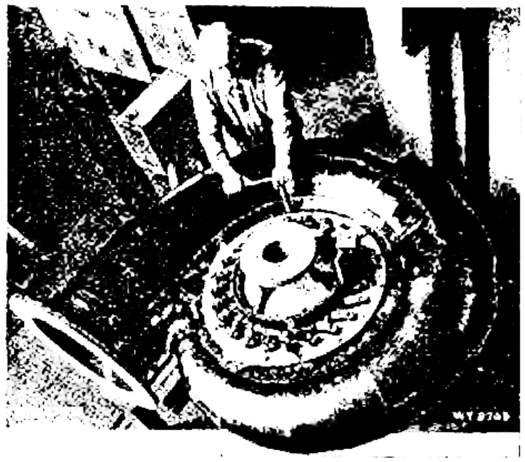
Rys. 5. 14. 45. Turbina przyścienna z regulacją wewnętrzną



Rys. 5. 14. 46. Turbina bliźniacza z regulacją zewnętrzną

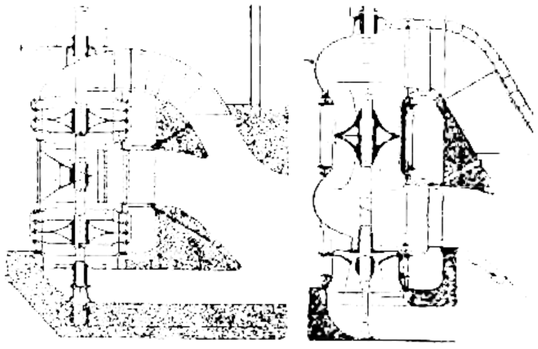


Rys. 5. 14. 47.

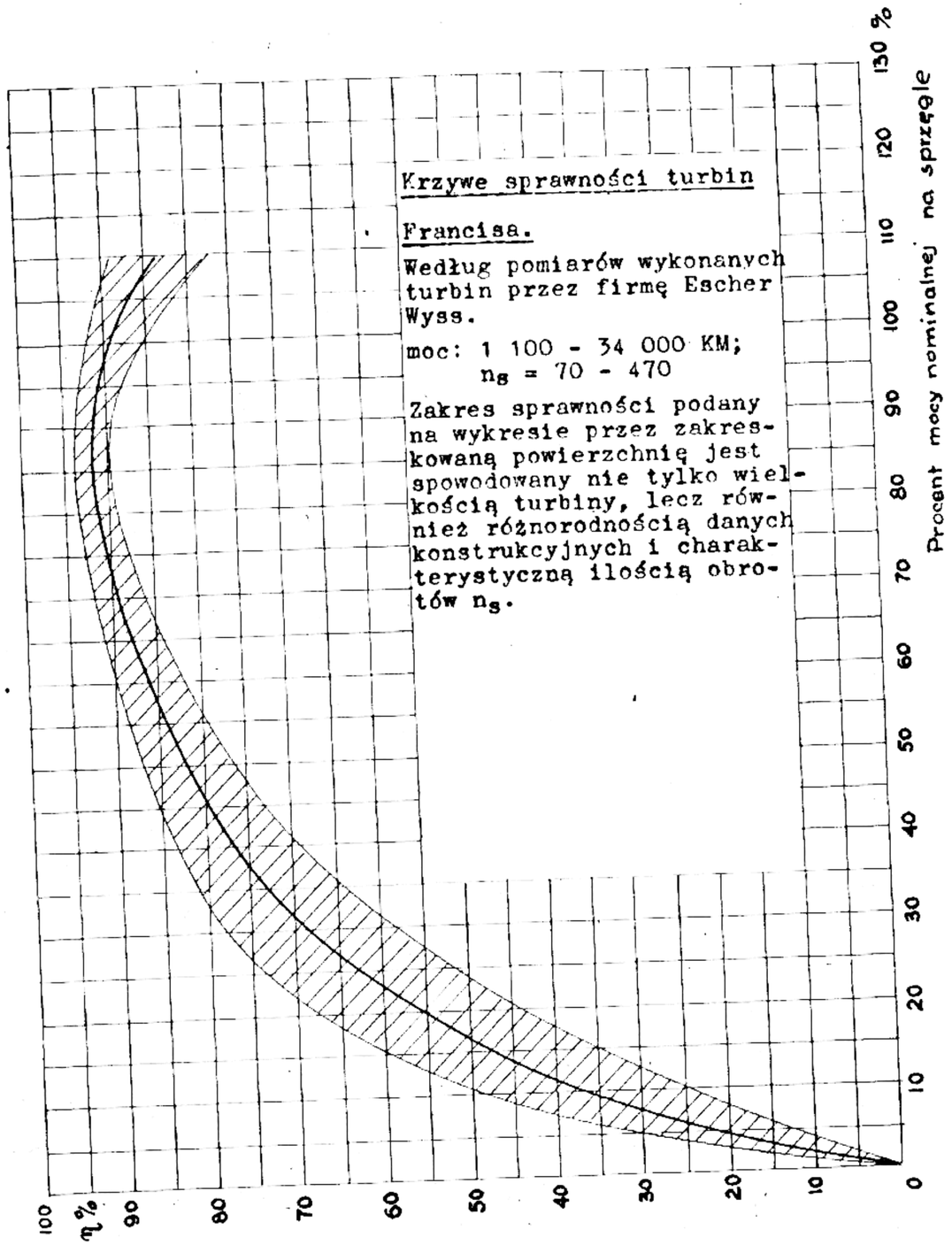


Rys. 5. 14. 48. Model, skala 1:5, H 52,6

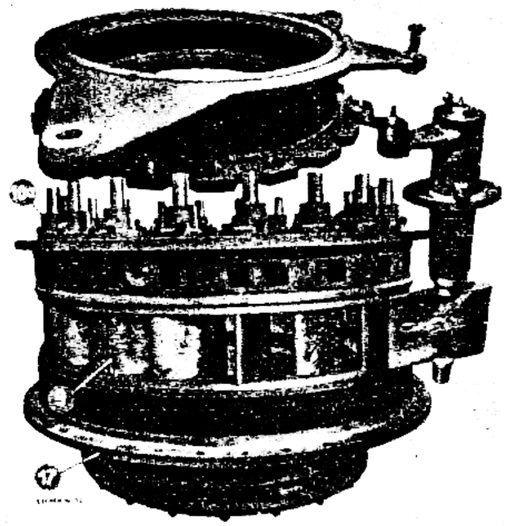
Rys. 5. 14. 49. Rozwój turbin
Lok. 1917 540 KM Lok. 1914 1200 KM



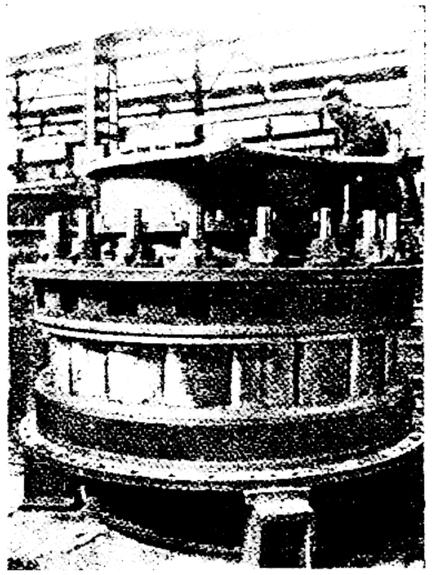
Udostepniono dzieki www.mew.pl - Male Elektrownie Wodne

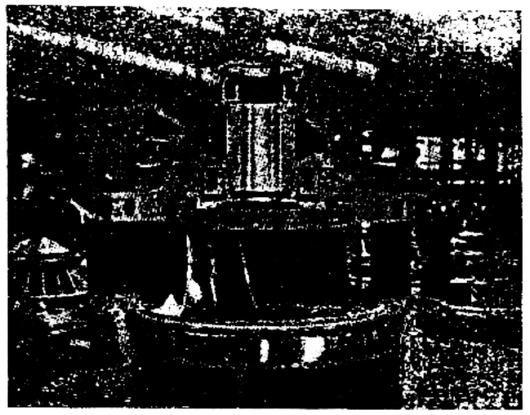


Rys. 5. 14. 30 i 31. Zestawiony aparat kierowniczy.

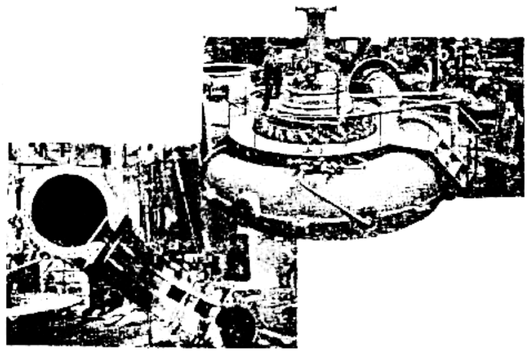


Budowa dzielona dla dużych turbin

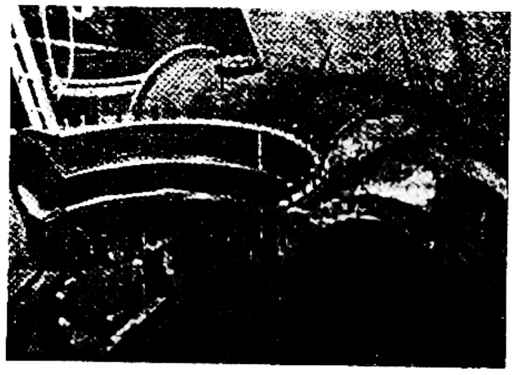




Rys. 5. 14. 32. Montaż warsztatowy części środkowej turbiny spiralnej



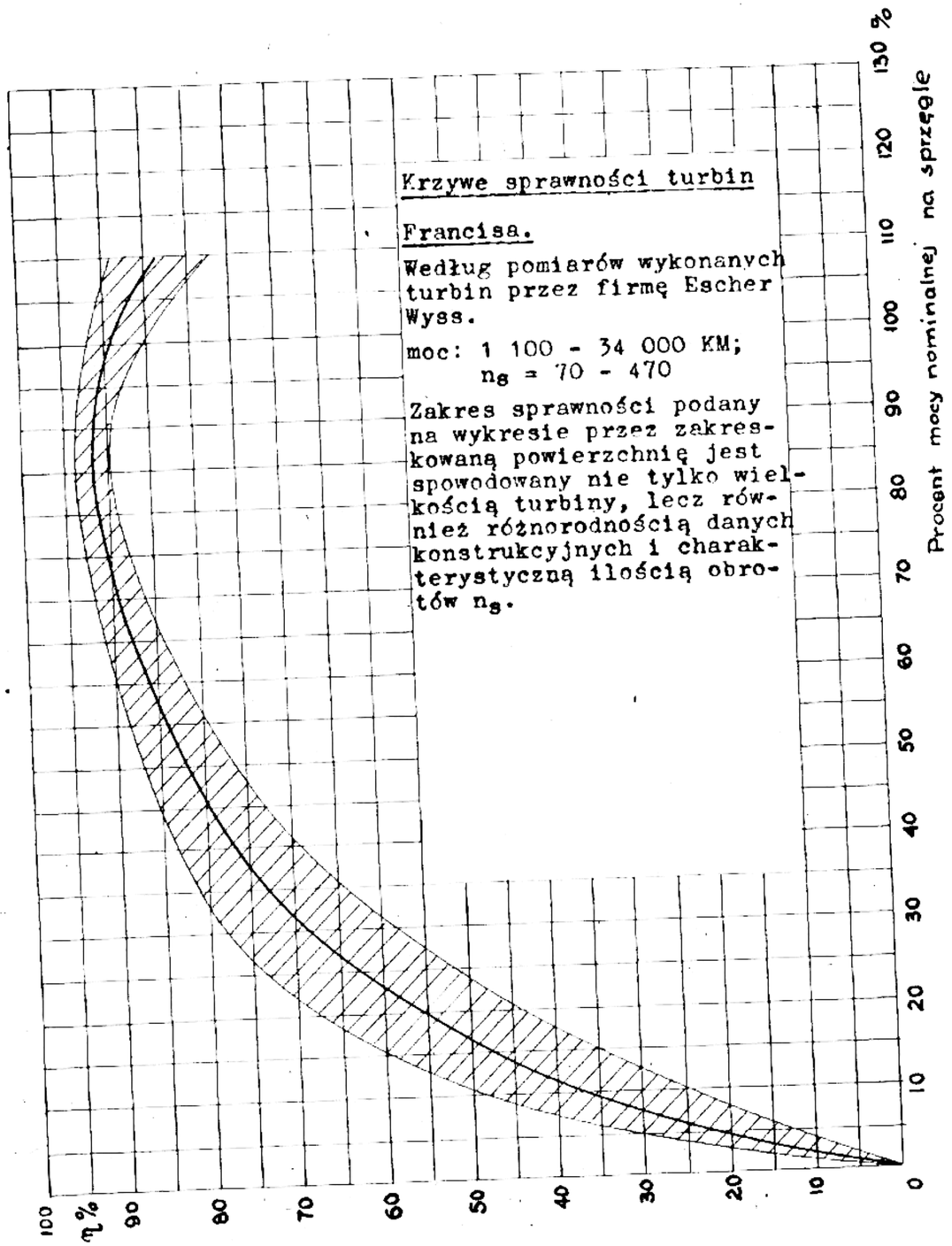
Rys. 5. 14. 33.



Rys. 5. 14. 34.

Rys. 5. 14. 33. do 34. Montaż turbiny o mocy 27 500 KM na warsztacie i w siłowni. Rozebraną turbinę dla umożliwienia transportu, składa się w siłowni po zabetonowaniu spirali, związaniu i przymocowaniu jej do fundamentu

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne



Krzywe sprawności turbin

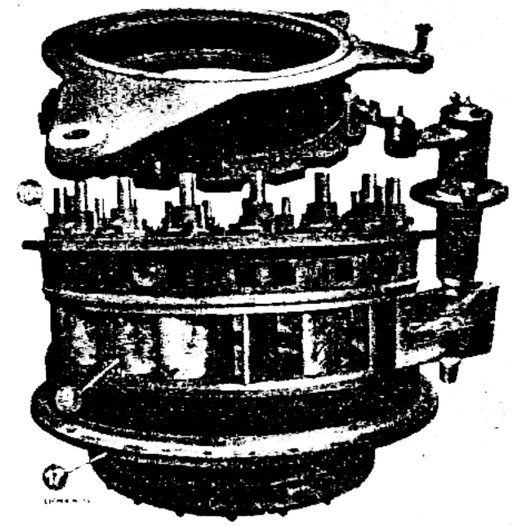
Francisa.

Według pomiarów wykonanych turbin przez firmę Escher Wyss.

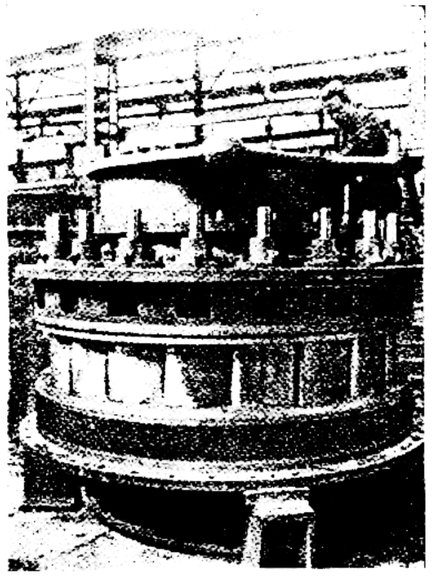
moc: 1 100 - 34 000 KM;
n_s = 70 - 470

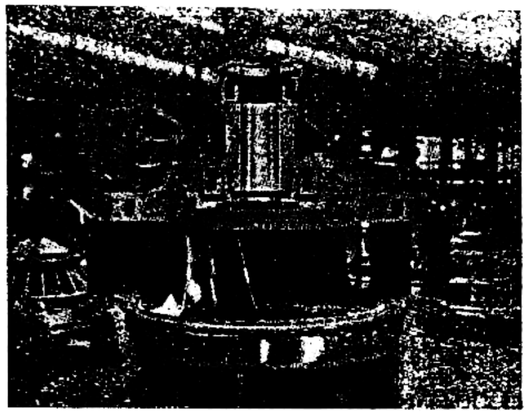
Zakres sprawności podany na wykresie przez zakreskowaną powierzchnię jest spowodowany nie tylko wielkością turbiny, lecz również różnorodnością danych konstrukcyjnych i charakterystyczną ilością obrotów n_s.

Rys. 5. 14. 30 i 31. Zestawiony aparat kierowniczy.

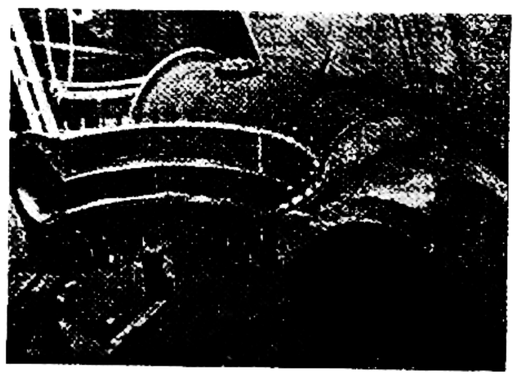


Budowa dzielona dla dużych turbin

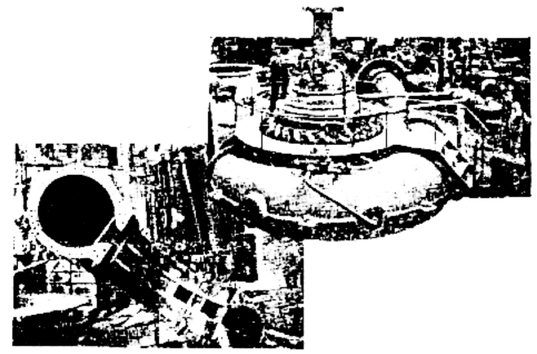




Rys. 5. 14. 32. Montaż warsztatowy części środkowej turbiny spiralnej



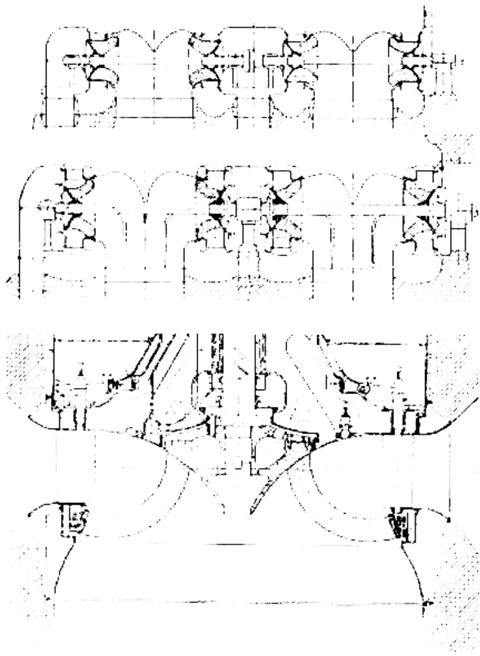
Rys. 5. 14. 34.



Rys. 5. 14. 33.

Rys. 5. 14. 33. do 34. Montaż turbiny o mocy 27 500 KM na warsztacie i w siłowni. Rozebrana turbinę dla umożliwienia transportu, składa się w siłowni po zabetonowaniu spirali, związaniu i przymocowaniu jej do fundamentu

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne



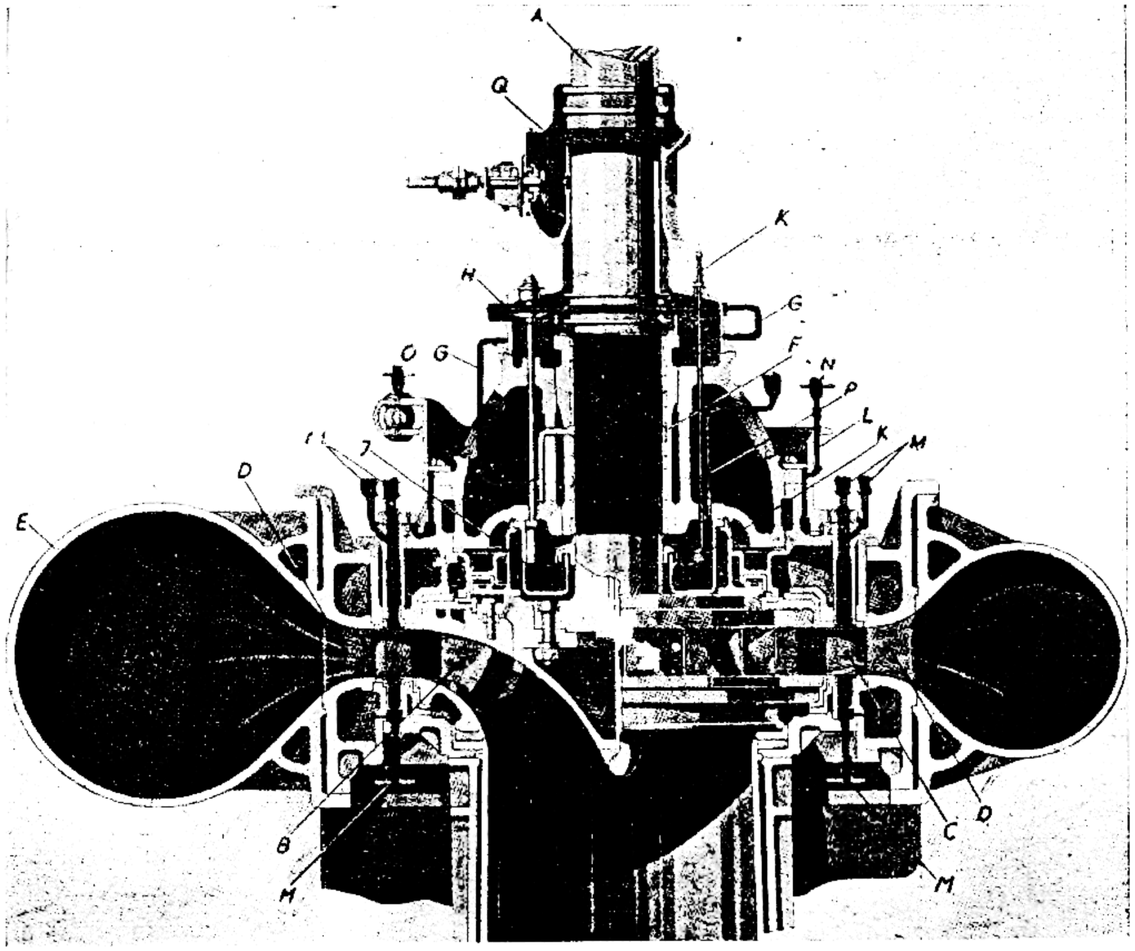
Rys. 5. 14. 50. i 51.
rok 1912 N=5000 KM

rok 1928 N=13500 KM

Turbina nowoczesna Z (Dubsa) o mocy 8600 KM
H 8,8 m, Q=92 m³/s

Rys. 5. 14. 52. System smarujący turbiny Francisa o wale stojącym

A wał turbiny, B łopatk[illegible]nika, C łopatka kierownicza, D łopatk[illegible]prow[illegible]ca, E korpus spiralny, F łożysko szyjowe[illegible]G doprowadzenie oleju do łożyska, H napęd pompki olejowej, J pompka olejowa, K wskaźnik poziomu oleju, L przewód doprowadzający olej do pierścienia kierowniczego, M tow[illegible]nice dla pierścienia kierowniczego, O towotnice do czopów drążków kierowniczych, P przewód doprowadzający olej do zbiornika, Q napęd do regulatora



w betonie.

Łożysko oporowe/nośne/, jest osadzone z reguły na piaście generatora. Generator leży albo na własnym stropie nośnym lub jest oparty przy pomocy pierścienia współczego szybowego, na korpusie turbiny.

Rurę ssącą 5 wykonuje się z blachy, prostopadle w dół, lub w postaci krzywaka z betonu, o wypływie poziomym wody do kanału odpływowego. Przed krzywakiem znajduje się pionowy kawałek rury, zaopatrzony w zamykany otwór, służący do przeglądu wirnika.

W miejscach, gdzie beton na skutek dużych prędkości może ulec nadżarciu, wykłada się rurę ssącą pancerzem z blachy stalowej. Przy lepszych gatunkach betonu, długość wyłożenia pancerzem tym zmniejsza się.

Podwójne turbiny Francisa.

W pewnych warunkach opłaca się zainstalowanie turbiny podwójnej Francisa. Obroty jej są wyższe, przy tym samym spadzie i przełyku, od turbiny pojedynczej. Na skutek tego, generator ma mniej biegunów i jest tańszy. Natomiast koszt wykonania turbiny jest większy.

Układ wału jest poziomy. Całkowita ilość wody przepływa przez korpus spiralny i koło kierownicze. Z koła kierowniczego wypływa woda z dwu stron do podwójnego, dwuwieńcowego wirnika. Każda część wirnika ma odzielną rurę ssącą. Układ jest symetryczny do spirali. Wał spoczywa zazwyczaj na łożyskach, przymocowanych po obu stronach koła kierowniczego na obu krzywakach ssących. Rozstęp łożysk jest stosunkowo duży, wał gruby, zapobiegający dużemu zginaniu, drganiom i występowaniu obrotów krytycznych. W przypadku otrzymania, przy kołowym przekroju krzywaka ssącego, zbyt dużego rozstępu łożysk, wykonuje się krzywak o przekroju spłaszczonym /owalnym/, przy utrzymaniu korzystnego przepływu. Utrzymanie dobrego przepływu w krzywaku, ogranicza zastosowanie turbiny podwójnej.

Turbina podwójna ulega przy wodzie, zanieczyszczonej pływającymi ciałami /liście, trawa, drobny chrust i tp./, łatwiejszemu zatkaniu niż turbina pojedyncza, ponieważ zanieczyszczenia te łatwo

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

zatrzymują się na tarczy środkowej podwójnego wirnika. Z tego powodu stosuje się ten typ turbiny tylko w przypadku czystej wody.

Zaletą turbiny jest wyrównany nacisk osiowy, dzięki symetrycznemu układowi wirników, łożyska zaś, teoretycznie biorąc, są w pełni odciążone w kierunku osiowym. Ze względów praktycznych, jednak i w tym przypadku, łożysko zewnętrzne winno przenosić w obu kierunkach pozostały nacisk osiowy. Poza tym budowa turbiny podwójnej jest taka sama, jak turbiny pojedynczej.

Turbina Francisa z otwartą komorą wodną.

Dla zakładu o małym spadku buduje się dziś przeważnie turbiny Kaplana. Jednak jeśli przepływ wody nie zmienia się w dużych granicach i jest stosunkowo mały, to wskazana jest i dziś budowa otwartej turbiny Francisa, szczególnie zaś w przypadku napędu za pomocą przekładni pasowej.

W celu obniżenia kosztów budowy, koło kierownicze zaopatrzone jest w regulację wewnętrzną. Cięgła 22 przestawiane przy pomocy pierścienia regulacyjnego 15, działają w prost na łopatki kierownicze. Dźwignie regulacyjne znajdują się w wodzie. Zużycie jest małe, przy małych mocach i spadach, tj. gdzie występują małe siły mechaniczne. Przy bardzo zanieczyszczonej wodzie, wskazana jest raczej regulacja zewnętrzna.

W celu uniknięcia gwałtownych zmian kierunku przy przejściu z kanału dopływowego do komory turbinowej, oraz dla umożliwienia równomiernego dopływu wody na całym obwodzie koła kierowniczego, wymiary komory muszą być duże.

a/ Układ pionowy wału.

Łożysko turbinowe znajduje się w wodzie, na smar lub gumowe. Przy bardzo małym spadzie unika się wciągania powietrza przez wykonanie ponad turbiną stropu zanurzonego.

W przypadku położenia stropu powyżej górnego zwierciadła wody, uszczelnia się go od powietrza betonem, oraz jeśli strop leży poniżej górnego zwierciadła, to do usuwania powietrza należy użyć urządzenia ssącego, podnoszącego poziom wody w komorze. Tak wykonana komora ssąca, pozwala na znaczne wyższe ustawienie turbiny.

b/ Układ poziomy wału.

Turbina przy-ścienna. Jeśli krzywak ssący zabudowany jest w komorze górnej wody, to łożysko wspornikowe turbiny może być wykonane na zewnątrz wody. W przypadku budowy na skale, w celu zmniejszenia głębokości i wykopu oraz kosztów z tym związanych, trzeba krzywak ssący w pewnych warunkach ustawić na zewnątrz, częścią prostą ukośnie wdół. W przypadku tym konieczne są dwa łożyska turbinowe.

Przy małym spadzie wykonuje się również komory ssące /próżniowe/ pracujące przy podciśnieniu, jak w przypadku turbin pionowych.

c/ Turbina otwarta bliźniacza.

Wykonuje się ją również ze stropem, zanurzonym w wodzie, lub bez niego. Podobnie jak w przypadku turbiny podwójnej spiralnej, obroty jej są wyższe w porównaniu z turbiną pojedynczą. Generator jest przez to tańszy, turbina złożona z dwu kół kierowniczych i dwu wirników oraz wspólnego korpusu odlotowego - droższa.

Wał spoczywa na dwu łożyskach. Przy regulacji wewnętrznej, jedno łożysko leży w wodzie, drugie na zewnątrz.

Przy regulacji zewnętrznej dostęp do łożyska wewnętrznego oraz znajdujących się tam dźwigni regulacyjnych, umożliwia w ruchu korpus wykonany z blachy.

Wskazówki konstrukcyjne.

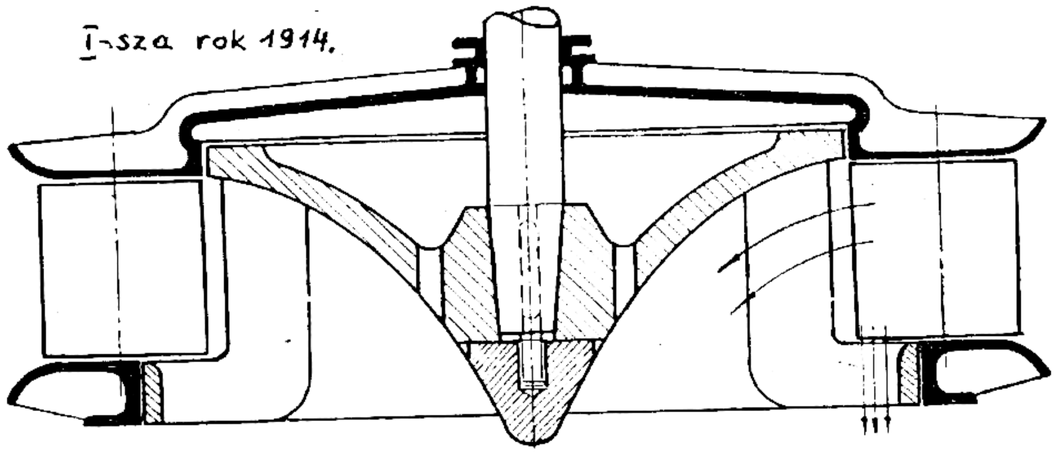
Do wszystkich części, w szczególności zaś do łożysk, dławików, stawideł sterujących regulatora, dźwigni regulatora i wirnika, winien być umożliwiony i łatwy dostęp.

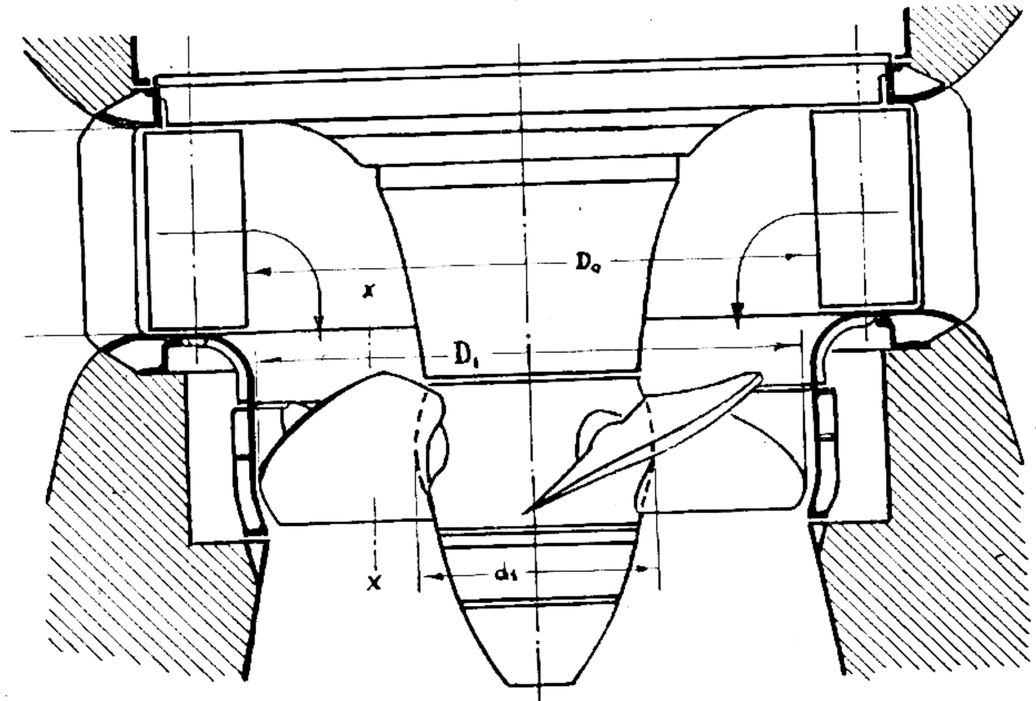
Części podlegające zużyciu, winny być łatwe do przeglądu i wymiany.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Turbina Kaplana

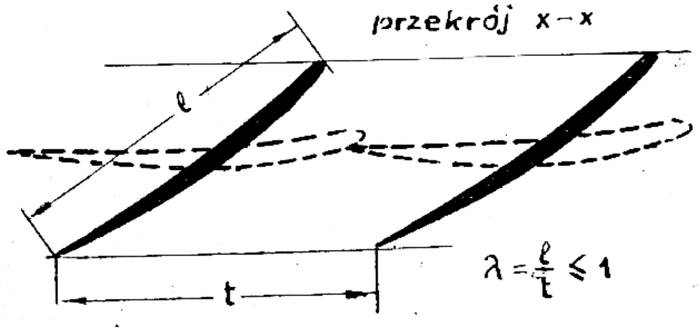
I-sza rok 1914.

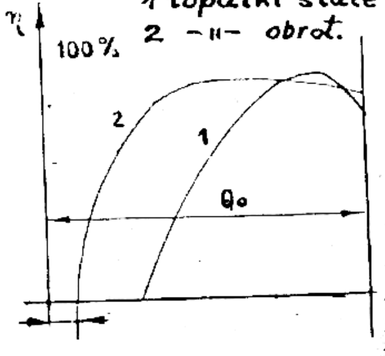




Nowoczesna turbina Kaplana.

przekrój x-x





6. Obliczenie i konstrukcja wirnika turbiny Kaplana.

6.1. Typy turbin osiowych.

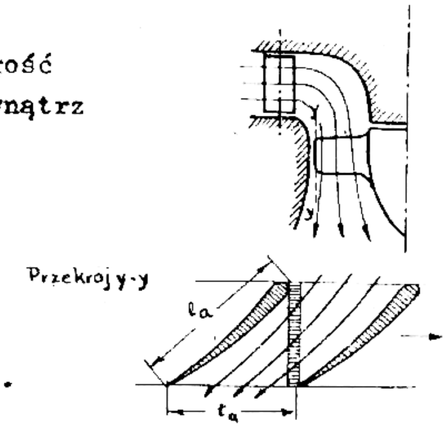
6.1.1. Turbina Kaplana o stałych łopatkach /1913 - 1915/.

Cechy charakterystyczne turbiny:

Łopatki kierownicze bez wieńca zewnętrznego, ilość łopatek $z_2 = 2 \div 4$, łopatki słabo skrzywione o małym kącie nachylenia, stąd β_1 małe.

$\lambda_a = \frac{l_a}{t_a}$ - względna długość łopatki nazewnątrz

$\lambda_a = \frac{1}{5} \div \frac{1}{4} \div \frac{1}{3}$



rys.6.1.

Ze względu na występującą kawitację, przy większych spadach nie można stosować tej turbiny. Zjawisko odrywania strugi występuje na tylnej stronie łopatki. Przy dużych spadach konieczna jest większa względna długość łopatki, maleje charakterystyczna ilość obrotów n_s. Obecnie wykonywane turbiny mają n_s = 300 .... 900.

6.1.2. Turbina śmigłowa: o stałych łopatkach 1916 - 1919 U.S.A.

Charakterystyczne cechy tych turbin:

mało łopatek, brak wieńca zewnętrznego, łopatki słabo wygięte i o małym nachyleniu.

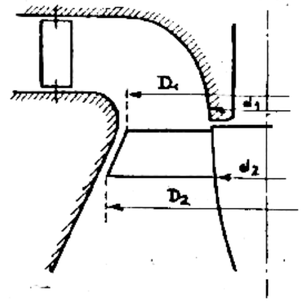
$z_2 = 3 \div 5$

$D_1 < D_2$, $F_{m_1} = \frac{\pi}{4} \cdot \left(D_1^2 - d_1^2\right)$

$d_1 > d_2$, $F_{m_2} > F_{m_1}$

$F_{m_2} = \frac{\pi}{4}\left(D_2^2 - d_2^2\right)$,

$c_{m_2} < c_{m_1}$ $\quad k_{c_{m_2}} < k_{c_{m_1}}$



rys.6.2.

Energia wylotowa z wirnika jest mniejsza niż przy Kaplanie, stąd turbina śmigłowa jest mniej zależna od rury ssącej.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

6.1.3. Turbina śrubowa. 1919 ÷ 1913.

Cechy charakterystyczne tej turbiny są podobne do turbiny Kaplana.

$$z_2 \leq 3;\ \lambda_a \geq 1$$

$D_1 << D_2$, $F_{m_2} >> F_{m_1}$

$d_1 >> d_2$, $c_{m_2} << c_{m_1}$

$$k_{c_{m_2}} << k_{c_{m_1}}$$

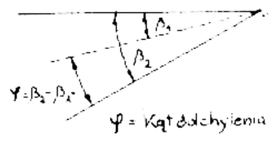
$n_s = 900 \div 1\,200$

6.2. Obliczenia turbin osiowych szybkobieżnych.

6.2.1. Obliczenia te wykonuje się przy pomocy równania głównego turbiny.

Kąt wylotowy $\beta_2 > \beta_1$ u wlotu

$\varphi = \beta_2 - \beta_1$ nazywamy kątem odchylenia.



rys.6.3.

Kąt wylotowy na łopatce β_2^*

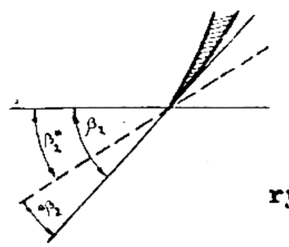
Obliczony kąt wylotowy β_2 ulega zmianie o wartość $\Delta\beta_2$.

/$\Delta\beta_2$ = zmiana kąta/ $\Delta\beta_2 = f(\lambda, \rho)$

Na podstawie wykonanych turbin stwierdzono, że

$$\Delta\beta_2 = 3{,}5^{\circ}(2-\lambda)^2$$

$$\frac{1}{2} \leq \lambda \leq 2$$



rys.6.4.

Krzywa sprawności.

Należy podać krzywą gwarancyjną rys.6.5.

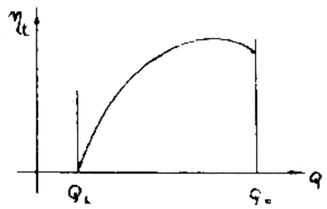
H = const $\quad \frac{Q_1}{Q_o} = 0{,}20 \div 0{,}30$ dla

n = const

Q - zmienne $\quad n_s = 600 \div 900$

Q_1 - ilość wody przy biegu jałowym.

Q_o - ilość wody przy pełnym otwarciu koła kierowniczego.

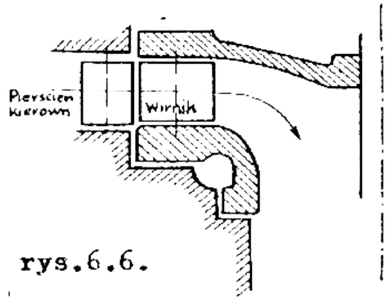


6.3. Turbina Kaplana o obrotowych łopatkach wirnika.

6.3.1. W celu osiągnięcia dobrych sprawności przy obciążeniu częściowym turbiny, winny być przestawialne również łopatki wirnikowe./rok 1878/.

Konstrukcja włoska istniejąca przed konstrukcją Kaplana, miała wirnik promieniowy o łopatkach przestawialnych.

Konstrukcję tę cechują duże straty tarcia w wirniku, oraz skomplikowany mechanizm napędowy łopatek przestawnych.



rys.6.6.

Turbina Kaplana /1916 ÷ 1919/

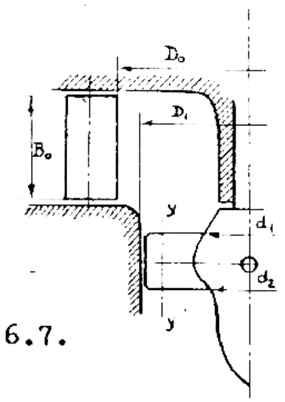
n_s = 300 900

k_s = 90 900

$D_1 \sim D_2$, $d_1 \sim d_2$

$F_{m_1} \sim F_{m_2}$, $c_{m_1} \sim c_{m_2}$

$k_{c_{m_1}} \cong k_{c_{m_2}}$; k_{c_m} = const w wirniku



rys.6.7.

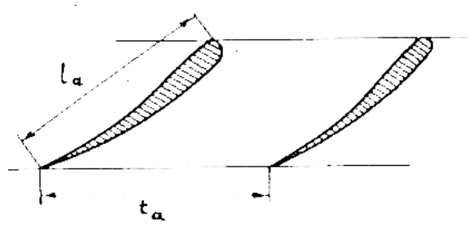
Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Ilość łopatek wirnika

$z_2 = 4 \div 8$

$$\lambda_a = \frac{l_a}{t_a} = 0{,}9 \div 1{,}1$$

przekrój y - y



rys.6.8.

6.3.2. Obliczenie trójkątów prędkości.

1/ Składowa południkowa c_{m_1}

$$c_{m_1} = \frac{Q}{F_{m_1}} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}\cdot(D_1^2 - d_1^2)}, \quad d_1 = \nu \cdot D_1$$

$$c_{m_1} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}\cdot D_1^2\cdot(1-\nu^2)} \qquad k_{c_{m_1}} = \frac{c_{m_1}}{\sqrt{2g.H}} = \text{const}$$

na całej długości krawędzi wlotowej.

2/ Składowa obwodowa c_{u_1}

kręt $c_{u_1}\cdot R_1 = c_{u_o}\cdot R_o$, $\quad c_{u_1} = \frac{R_o}{R_1}\cdot c_{u_o}$

$k_{c_{u_1}} = \frac{c_{u_1}}{\sqrt{2g.H}}$, jest zmienne wzdłuż krawędzi wlotowej.

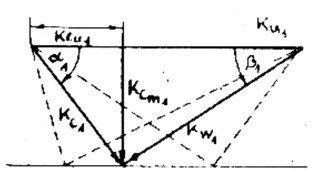
Należy je obliczyć dla każdej turbiny częściowej.

3/ Prędkość obwodowa u_1

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}, \qquad k_{u_1} = \frac{u_1}{\sqrt{2g.H}}$$

rys.6.9.

Na podstawie wartości k_{u_1}, $k_{c_{u_1}}$, $k_{c_{m_1}}$ kreślimy trójkąt wlotowy



$$k_{c_1} = \sqrt{k_{c_{m_1}}^2 + k_{c_{u_1}}^2}$$

Trójkąty wylotowe

$$\eta_H = k_{c_1}^2 - k_{c_2}^2 + k_{w_2}^2 - k_{w_1}^2 + k_{u_1}^2 - k_{u_2}^2$$

Ponieważ przepływ jest osiowy, więc $k_{u_1} = k_{u_2}$

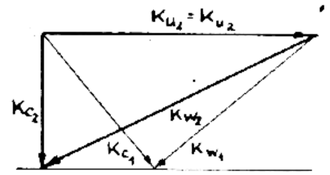
$$k_{w_2}^2 = \eta_H + k_{w_1}^2 + k_{c_2}^2 - k_{c_1}^2 \quad ; \quad \eta_H = \frac{\eta_t}{\eta_a \cdot \eta_m} > \eta_t$$

Z trójkąta wlotowego znane jest k_{w_1} i k_{c_1}.

Obliczamy k_{w_2}, przyjmując k_{c_2}

1-sze założenie $k_{c_2} = k_{c_{m_2}}$, $\quad \alpha_2 = \frac{\pi}{2}$

Wartości rzeczywiste $k_{c_2} \sim k_{c_{m_2}}$, $\quad k_{c_{m_2}} = k_{c_{m_1}}$



rys.6.10.

6.3.3. Wymiary łopatek i wirnika.

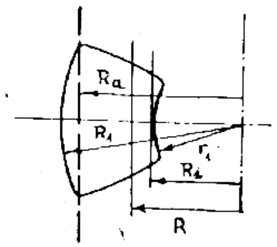
$$\lambda_a = \frac{l_a}{t_a}$$

Na podstawie doświadczenia ustalono, że

$$\lambda_a \cdot \sqrt[3]{n_s^2} = 80.$$

Z równania tego obliczamy λ_a. W dowolnym przekroju $\lambda = \frac{l}{t} = f\left(\frac{D}{D_a}\right)$

rys.6.11.



$$R_a = 0{,}95\ R_1, \qquad \nu = \frac{r_1}{R_1}$$

$$\lambda = \lambda_a + \nu\left(1 - \frac{R}{R_1}\right)$$

$$R_a = 0{,}95 \cdot R_1 \geqq R \geqq r_1$$

Obliczamy λ dla różnych średnic /turbin częściowych/, oraz abso-

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

lutną długość łopatki $l = \lambda \cdot t$

W przekroju zewnętrznym

$$l_a = \lambda_a \cdot t_a \quad , \quad t_a = \frac{\pi \cdot D_a}{z_2}$$

w dowolnym przekroju

$$l = \lambda \cdot t \quad , \quad t = \frac{\pi \cdot D}{z_2}$$

w przekroju wewnętrznym dla $D = d_1$

$$\nu = \frac{D}{D_a} = \frac{d_1}{D_a} = \frac{d_1}{D_1} \quad , \quad \lambda_i = (1 - \nu) \cdot \nu + \lambda_a$$

$$l_i = \lambda_i \cdot t_i \quad , \quad t_i = \frac{\pi \cdot d_1}{z_2}$$

6.3.4. Kreślenie szkieletu łopatkowego.

Kreślimy pod kątem β_2 odcinek $l = \overline{A\,B}$, oraz z punktu A prostą pod kątem β_1 aż do przecięcia się z drugą linią ograniczającą /punkt B/

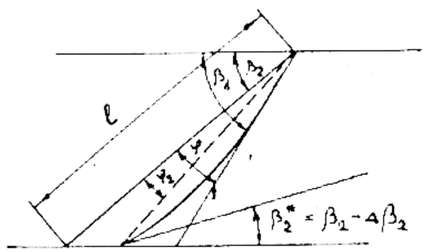
Odchylenie $\varphi = \beta_1 - \beta_2$

Obliczamy zmianę kąta

$$\Delta\beta_2 = 3{,}5^\circ (2 - \lambda)^2$$

dla znanego λ i średnicy,

oraz kąt $\beta_2^* = \beta_2 - \Delta\beta_2$



rys.6.12.

Odchylenie wywołane łopatką $\beta_1 - \beta_2^*$

Pod tym kątem kreślimy linię szkieletową łopatki – – – – i kreślimy z punktu B" prostą pod kątem β_2^*. U wlotu należy łopatkę więcej wykrzywić niż u wylotu. Szkielety kreślimy dla różnych przekrojów walcowych. /D /

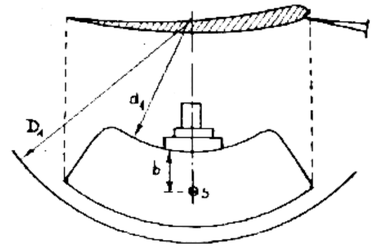
6.3.5. Obliczenie grubości łopatki s.

Dla obliczenia grubości jest miarodajna wytrzymałość łopatki. Obliczenie przeprowadza się dla łopatki wirnikowej całkowicie zamkniętej, gdyż wtedy ciśnienie p = max.

$Q \sim 0$, $c \sim 0$; $p = \gamma \cdot H$

$$F_{m_1} = \frac{\pi}{4} \cdot \left(D_1^2 - d_1^2 \right)$$

$$F_{m_1} = \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \left(1 - \nu^2 \right)$$



rys.6.13.

Powierzchnia przypadająca na łopatkę

$$\frac{F_{m_1}}{z_2} = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4 \cdot z_2} \cdot \left(1 - \nu^2 \right)$$

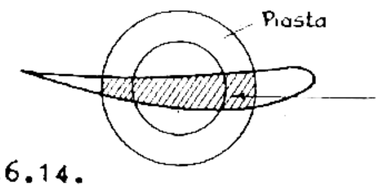
Siła działająca na łopatkę w kierunku osiowym w punkcie ciężkości wycinka pierścieniowego

$$P = \frac{F_{m_1}}{z_2} \cdot p = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4 \cdot z_2} \cdot (1 - \nu^2) \cdot \gamma \cdot H$$

Moment zginający

$$M_{zg} = P \cdot b$$

$$W_{zg} = \frac{M_{zg}}{\sigma_{zg}} \quad cm^3$$



rys.6.14.

Przekrój obciążony dla którego obliczamy W_{zg}

Dla $H < 6$ m, mat. żeliwo, powierzchnie obrobione

$$\sigma_{zg} = 180 \div 260 \ kg/cm^2$$

Dla $H \leq 12$ m, mat. staliwo, powierzchnia obrobiona

$$\sigma_{zg} = 280 \div 360 \ kg/cm^2$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Dla $H > 12$ m, mat. stal nierdzewna, obrobiona

$\sigma_{zg} = 360 \div 600$ kg/cm^2 / w miarę możliwości unikać górnych wartości /.

Naprężenia zginające w dowolnym przekroju x - x

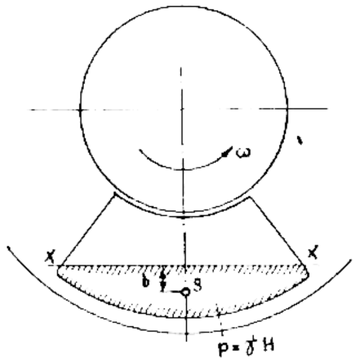
Siła $\Delta P = \gamma . H . \Delta F_m$

$$\Delta M_{zg} = \Delta P . b$$

$$W_{zg} = \frac{M_{zg}}{\sigma_{zg}}$$

Profile określamy przy pomocy krzywej bąkowej. Dla każdego profilu znane jest W_{zg} i długość $l = 2a$, oraz b profilu

$$W_{zg} = 0{,}907 \, . \, a \, . \, b^2$$



rys.6.15.

6.3.6. Obliczenie dla całkowicie otwartych łopatek wirnikowych.

Znane Q, H i wszystkie prędkości obliczenia sił.

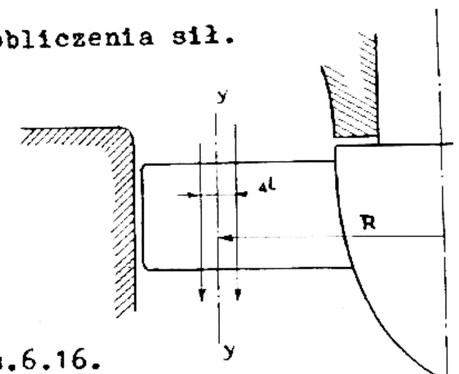
1. Siła obwodowa.

$$P_u = \frac{\gamma . \Delta Q}{g \cdot z_2} \cdot (c_{u_1} - c_{u_2})$$

$c_{u_1} - c_{u_2} = \Delta c_u$

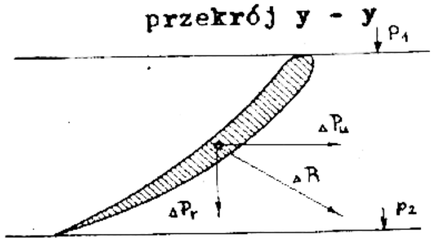
$c_{u_2} \sim 0$, zatem $c_{u_1} = \Delta c_u$

$$\Delta P_u = \frac{\gamma . \Delta Q}{g \cdot z_2} \cdot c_{u_1}$$



rys.6.16.

przekrój y - y



2. Siła pionowa P_v

Obliczamy ją z różnicy ciśnień $p = p_1 - p_2$ przed i za wirnikiem

$$\frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 = \frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + Z_1$$

Ponieważ przepływ jest osiowy, więc $u_1 = u_2$ / założenie, że przepływ jest potencjalny /.

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} - Z_1 - Z_2$$

$Z_1 - Z_2$ - wysokość wirnika, praktycznie mała i możemy ją pominąć.

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \rho \cdot \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$$

Siła $\Delta P_v = t \cdot \Delta l \cdot \Delta p$, $\Delta p \left[kg/cm^2 \right]$

Wypadkowa siła

$$\Delta R = \sqrt{\Delta P_u^2 + \Delta P_v^2}$$

$\Delta P_u \ll P_w$, siła osiowa P_w jest duża, dla zniesienia jej są potrzebne łożyska oporowe / Ferranti, Mitchell, Kingsburg i tp./

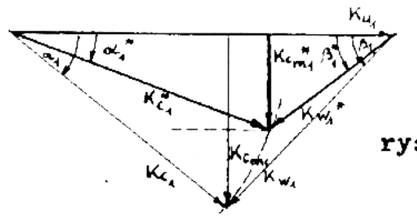
Wykresy turbiny Kaplana przy częściowym obciążeniu

Np. $Q^* = \frac{Q}{2}$, Q = przełyk normalny

6.3.7. Trójkąt wlotowy.

$$k^*_{c_{m_1}} = \frac{1}{2} k_{c_{m_1}}$$

$$k_{c_{u_1}} = \frac{R_o}{R_1} \cdot k^*_{c_{u_o}}$$

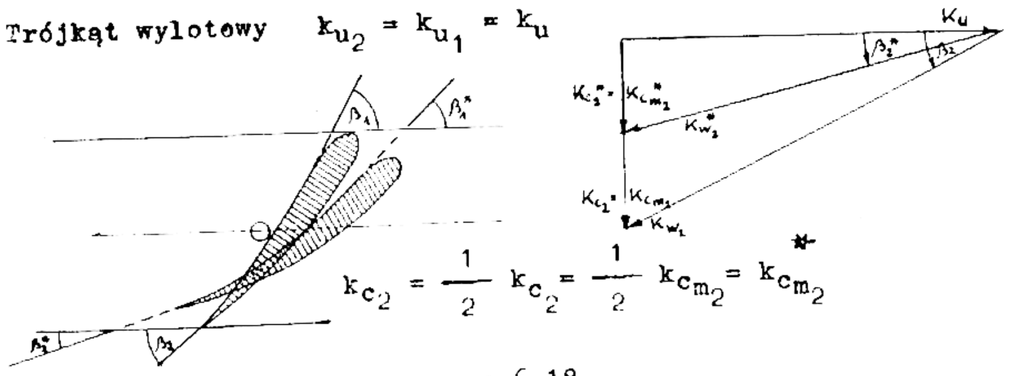


rys.6.17.

Jeśli dla $a_o = \frac{1}{2} a_o$, $Q^* = \frac{1}{2} Q$, to $k^*_{co} = k_{co}$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Trójkąt wylotowy $k_{u_2} = k_{u_1} = k_u$



$$k_{c_2} = \frac{1}{2}\, k_{c_2} = \frac{1}{2}\, k_{cm_2} = k_{cm_2} \quad *$$

rys.6.18.

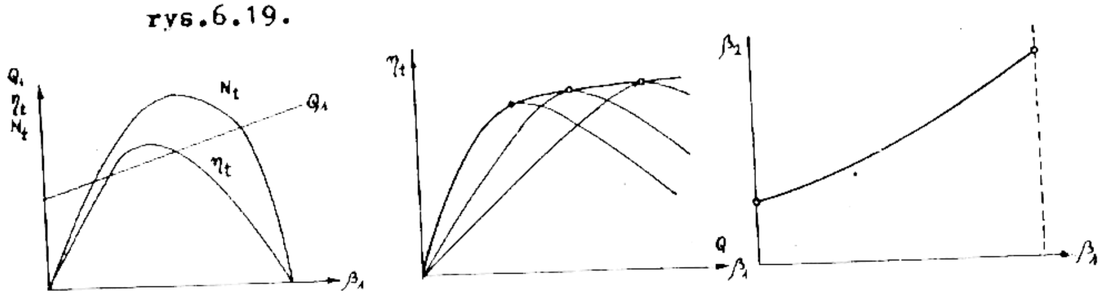
Zmiana kąta względnego β łopatki wirnika, odpowiada zmianie trójkąta prędkości, to jest u wlotu do wirnika niema strat uderzenia. Najkorzystniejsze a przynależne do siebie ustawienie łopatek kierowniczych i wirnikowych, należy ustalić drogą systematycznych badań.

β_1 - kąt ustawienia łopatek kierowniczych

β_2 - kąt ustawienia łopatek wirnika przy najlepszej sprawności

a/ Doświadczenie b/ wykres Q- η_t dla $\beta_2 \neq$ const. c/

rys.6.19.



Przebieg doświadczenia: utrzymujemy β_2 = const, zmieniamy β_1 tj. Q przy H = const i n = const

Dla każdego β_2 = const, otrzymujemy jeden wykres a/ w zależności od β_1, który to wykres daje nam jeden punkt, gdzie η_t = max / patrz wykres b/

6.3.8. Siła obwodowa P_u, moment obrotowy M_H i moc L_H turbiny.

$$\Delta P_u = \gamma \cdot \frac{\Delta Q}{g} \cdot (c_{u_1} - c_{u_2}) = \frac{\gamma \cdot \Delta Q}{g} \cdot \Delta c_u$$

$$P_u = i\sum_1^m \Delta P_u^{(1)} = \frac{\gamma}{g}\, i.\sum_1^m (\Delta Q^{(1)} \cdot \Delta c_u^{(1)})$$

$$P_u = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{Q}{m}\; i\sum_1^m \{\Delta c_u^{(1)}\}$$

$$\Delta M_H = \Delta P_u \cdot R = \gamma \cdot \frac{\Delta Q}{g_m} \cdot \Delta c_u \cdot R$$

$$M_H = i\sum_1^m \Delta M_H^{(1)} = \frac{\gamma}{g}\, i.\sum_1^m (\Delta Q^{(1)} \cdot \Delta c_u^{(1)} \cdot R^{(1)})$$

$$M_H = \frac{\gamma \cdot Q}{g \cdot m}\, i\sum_1^m (\Delta c_u^{(1)} \cdot R^{(1)})$$

$$\Delta L_H = \Delta M_H \cdot \omega = \frac{\gamma \cdot Q}{g \cdot m} \cdot \Delta c_u \cdot R \cdot \omega \;; \quad R.\omega = u$$

$$\Delta L_H = \frac{\gamma \cdot \Delta Q}{g} \cdot \Delta c_u \cdot u$$

$$L_H = i\sum_1^m (\Delta L_H^{(i)}) = \frac{\gamma}{g}\, i\sum_1^m (\Delta Q^{(i)} \cdot \Delta c_u^{(i)} \cdot u^{(i)})$$

$$L_H = \frac{\gamma \cdot Q}{g \cdot m}\, i\sum_1^m (\Delta c_u^{(i)} \cdot u^{(i)})$$

$$Q = F_{m_1} \cdot c_{m_1}$$

$$L_H = \frac{\gamma \cdot F_{m_1} \cdot c_{m_1}}{g \cdot m}\, i\sum_1^m (\Delta c_u^{(i)} \cdot u^{(i)})$$

zatem L_H = stała · x trzecia potęga pewnej prędkości

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Moc hydrauliczna L_h

$$L_h = L_H \cdot \eta_Q$$

Moc całkowita turbiny na wale

$$L_t = L_h \cdot \eta_m = L_H \cdot \eta_Q \cdot \eta_m$$

Tab.6.1. Wartości orientacyjne turbin.

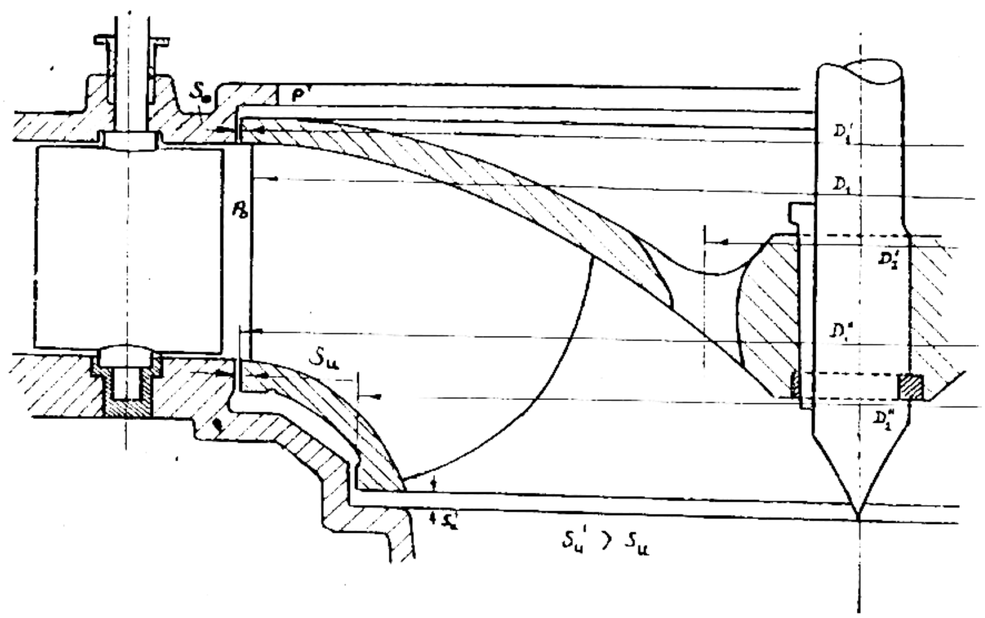
H =	3 20	 30	 50	.....	60 m
n_s =	1000	 400	 280	.....	240
k_s =	980	 150	 90	.....	45
z_2 =	3÷4 5	..... 5÷6	 8	.....	8
ν =	0,35	 0,45	 0,55	.....	0,6

6.4.Schemat obliczeń wirnika.

1. Obliczenie wymiarów D_o, D_1, B_o.
2. Wybór krzywych ograniczających w płaszczyźnie południkowej / prosta, wieniec zewnętrzny /.
3. Konstrukcja siatki przepływu.
4. Wybór krawędzi wlotowej i wylotowej /dla turbin Francisa /.
5. Wykreślić trójkąty prędkości dla środków turbin częściowych.
6. Wykreślić przekroje łopatek:
   a/ przekroje płaszczyznami promieniowymi i poziomymi;
   b/ przekroje walcami współosiowymi;
   c/ przekroje współosiowymi powierzchniami stożkowymi. Przy turbinie Francisa wpierw przekroje stożkowe.

7.Strata szczelinowa turbin i nacisk osiowy.

7.1. Obliczenie sprawności ilości wody η_Q.



Strata w szczelinie górnej ΔQ_o

- " - - " - dolnej ΔQ_u

Całkowita - " - - " - $\Delta Q = \Delta Q_o + \Delta Q_u$

$$\frac{P_o}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} + H_d - \frac{c_o^2}{2g} - \zeta_{e-o} \cdot H$$

$$I. \quad = \frac{P_a}{\gamma} + H_d - k c_o^2 \cdot H - \zeta_{e-o} \cdot H$$

Ciśnienie p' obliczamy, wychodząc od zwierciadła dolnego

$$\frac{p'}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - H_s - \eta_s \cdot \left(\frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} \right) + k \cdot \frac{(u_1')^2 - (u_2')^2}{2g}$$

gdzie $k = \frac{1}{4}$, $u_1' = \frac{\pi \cdot D_1' \cdot n}{60}$, $u_2' = \frac{\pi \cdot D_2' \cdot n}{60}$

$$u_1' = k_{u_1}' \cdot \sqrt{2g \cdot H}, \quad u_2' = k_{u_2}' \cdot \sqrt{2g \cdot H}$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$c_2 = k_{c_2} \cdot \sqrt{2g.H} \qquad c_3 = k_{c_3} \cdot \sqrt{2g.H}$$

$$\text{II.} \quad \frac{P}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - H_s - \eta_s \cdot \left(k_{c_2}^2 - k_{c_3}^2 \right) .H + k. \left(k_{u_1}'^2 - k_{u_2}'^2 \right) .H$$

Różnica ciśnień $\frac{\Delta P_o}{\gamma} = \frac{P_o}{\gamma} - \frac{P'}{\gamma}$

$$\frac{\Delta P_o}{\gamma} = \underbrace{H_d + H_s}_{H} - k_{c_o}^2 .H - \zeta_{e-o} .H + \eta_s \left(k_{c_2}^2 - k_{c_3}^2 \right) . H -$$

$$- k. \left(k_{u_1}'^2 - k_{u_2}'^2 \right) . H$$

$$\frac{\Delta P_o}{\gamma} = H. \left[1 + \eta_s \cdot \left(k_{c_2}^2 - k_{c_3}^2 \right) - k_{c_o}^2 - k. \left(k_{u_1}'^2 - k_{u_2}'^2 \right) - \zeta_{e-o} \right]$$

Dla turbin geometrycznie podobnych k_{c_o} i k_{u_1} są stałe, wartości w nawiasie są stałe

$$1 + \eta_s \cdot \left(k_{c_2}^2 - k_{c_3}^2 \right) - k_{c_o}^2 - \zeta_{e-o} - k. \left(k_{u_1}'^2 - k_{u_2}'^2 \right) = k_c'^2$$

$$\frac{P_o}{\gamma} = k_c'^2 \cdot H$$

Prędkość w szczelinie

$$c' = \sqrt{2g \cdot \frac{\Delta P_o}{\gamma}} = \sqrt{2g \cdot k_c'^2 .H} = k_c' \cdot \sqrt{2g.H}$$

Przepływająca przez górną szczelinę ilość wody

$$\Delta Q_o = \pi . D_1' . s_o . c' , \quad D_1' = k_{D_1}' . D_1 , \quad s_o = k_{s_o} . D_1$$

$$\Delta Q_o = \pi . k_{D_1}' . k_{s_o} . k_c' . \sqrt{2g} . D_1^2 . \sqrt{H}$$

$$\frac{\Delta Q_o}{D_1^2 . \sqrt{H}} = \pi . k_{D_1}' . k_{s_o} . k_c' . \sqrt{2g} = \text{const} . \Delta Q_{o_{11}}$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_1^2 . \sqrt{H}} , \quad \Delta Q_{o_{11}} = \frac{\Delta Q_o}{D_1^2 . \sqrt{H}}$$

$$\frac{\Delta Q_{o_{11}}}{Q_{11}} = \frac{\Delta Q_o}{Q} = \text{const dla tych samych typów turbin}$$

Dla turbin tego samego typu / n_s według k_s/ jest względna strata w górnej szczelinie stała.

Tab. 7.1. Strata szczelinowa różnych typów turbin szczeliny górnej.

k_s	= 5	96	980
n_s	= 65	300	1000
$\frac{\Delta Q_o}{Q}$	= 0,02	0,015	0,01

Strata w dolnej szczelinie ΔQ_u .

Obliczamy ją w podobny sposób jak ΔQ_o.

$$\text{I.} \quad \frac{P_o}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} + H_d - k_{c_o}^2 . H - \zeta_{e-o} . H$$

$$\text{II.} \quad \frac{P''}{\gamma} = \frac{P_o}{\gamma} - H_s - \eta_s \cdot \left(k_{c_2}^2 - k_{c_3}^2 \right) .H + k. \left(k_{u_1}''^2 - k_{u_2}''^2 \right) .H$$

$$\frac{\Delta P_u}{\gamma} = k_c''^2 . H ; \quad c'' = \sqrt{2g . k_{c_1}''^2 . H} = k_{c_1}'' . \sqrt{2g.H}$$

$$\frac{\Delta Q_u}{Q} = \text{const dla tych samych typów turbin}$$

Tab.7.2. Strata szczelinowa w dolnej szczelinie różnych typów.turbin.

k_s	= 5	96	980
n_s	= 65	300	1 000
$\frac{\Delta Q_u}{Q}$	= 0,025	0,02	0,015

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Tab. 7.3. Całkowita strata szczelinowa i sprawność η_Q różnych typów turbin $\Delta Q = \Delta Q_u + Q_o$

k_s =	5	96	980
n_s =	65	300	1 000
$\frac{\Delta Q}{Q}$ =	0,045	0,035	0,025
η_Q =	0,955	0,965	0,975

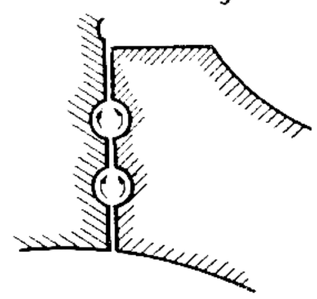
7.2. Sposoby zapobiegania stratom szczelinowym.

Strata uderzenia Carnota

Rys. 7.2

$$H_{str} = \frac{(c_1 - c_2)^2}{2g}$$ dla jednego rowka

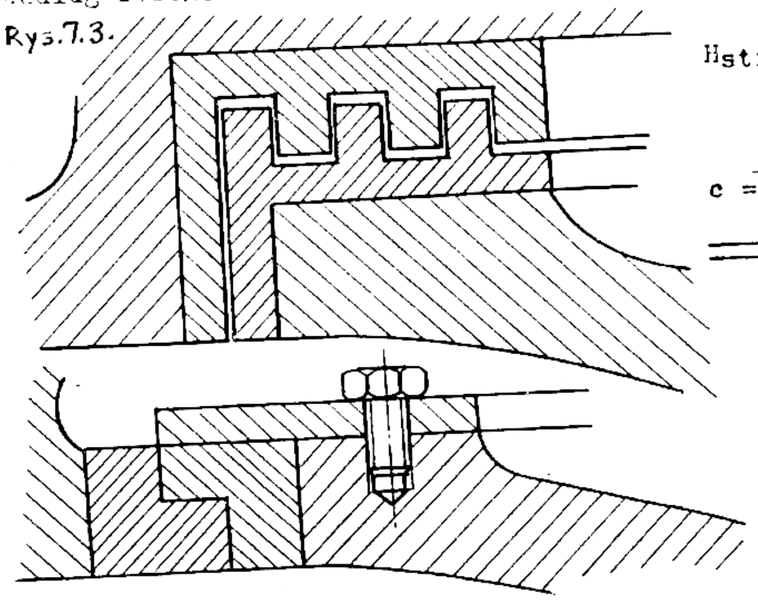
dla n rowków $n \cdot \frac{(c_1 - c_2)^2}{2g}$



Mierzona strata ciśnienia w szczelinie była dużo mniejsza od obliczonej według wzoru, szczeliny takie są nie wystarczające. Dziś stosuje się uszczelnienia grzebieniowe.

Według rys.7.3. dla dużych spadów H > 50 m

Rys.7.3.

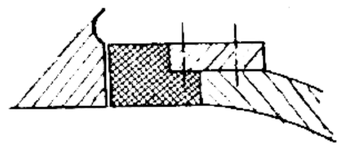


$$H_{str} = n.k. \frac{c^2}{2g} = \frac{\Delta P_o}{\gamma}$$

$$c = \sqrt{\frac{2g.\Delta P_o}{n.k.\gamma}}$$

$S_o = 1/2 \div 2$ m/m

rys. 7.4.



rys. 7.4.a.

Smarowanie powierzchni trących wodą, nadaje się do małych średnic $D_1 \leq 700$

Zysk na skutek zmniejszenia ΔQ_o jest większy od straty tarcia.

7.3. Hydrauliczny nacisk osiowy S.

7.3.1. Siły osiowe są wywołane przez przepływającą wodę w różnych typach turbin.

1. Turbina Girarda - akcyjna, $\rho = 0$, $p_1 = p_2$, $w_1 = w_2$

$$S = \frac{\gamma . Q}{g} \cdot (c_{m_1} - c_{m_2})$$ siła pochodząca z impulsu

$F_{m_1} < F_{m_2}$, $c_{m_1} > c_{m_2}$

2. Turbina Jonval'a $w_1 < w_2$, $p_1 > p_2$

$$S = \frac{\gamma . Q}{g} \cdot (c_{m_1} - c_{m_2}) + F_{m_1} \cdot (p_1 - p_2)$$, nacisk > niż przy turbinie Girarda.

3. Turbina Francisa.

Wolnobieżna: S_1 - siła pochodząca ze zmiany kierunku przepływu na dnie tarczy wirnika ↑

S_2 - nacisk od paraboloidu obrotowego

S_3 - nacisk od zewnętrznego wieńca

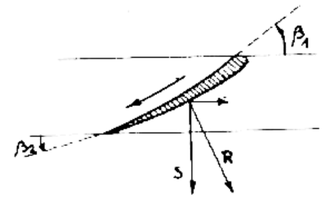
Szybkobieżna: siła pochodząca ze zmiany kierunku na łopatkach.

4. Turbina Kaplana, śmigłowa, śrubowa.

Nacisk osiowy bardzo duży, spowodowany płaskimi łopatkami i małymi kątami.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

7.3.2. Obliczenie nacisku osiowego.



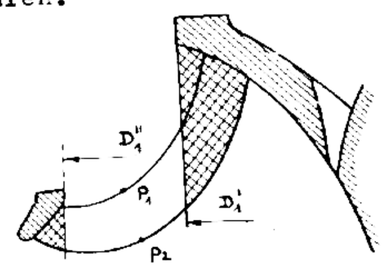
Przykład: turbina Dubsa

$P_1 > P_2$ turbina reakcyjna

Siła osiowa wywołana różnicą ciśnień.

$$\frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} + H_d - \frac{c_1^2}{2g} - \zeta_{e-1} \cdot H$$

$$c_1 = k_{c_1} \cdot \sqrt{2g \cdot H}$$



rys.7.5.

$$\text{I.}\quad \frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} + H_d - k_{c_1}^2 \cdot H - \zeta_{e-1} \cdot H$$

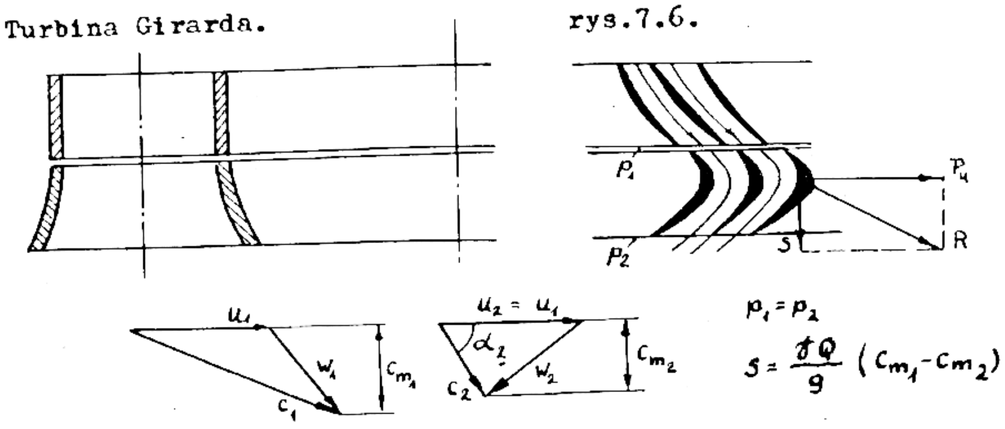
$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - H_s - \eta_s \cdot \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g}$$

$$\text{II.}\quad \frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_a}{\gamma} - H_s - \eta_s \cdot \left(k_{c_2}^2 - k_{c_3}^2 \right) \cdot H$$

$$\frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} = \underbrace{H_d + H_s}_{H} - k_{c_1}^2 \cdot H - \zeta_{e-1} \cdot H + \eta_s \left(k_{c_2}^2 - k_{c_3}^2 \right) \cdot H$$

Turbina Girarda.

rys.7.6.

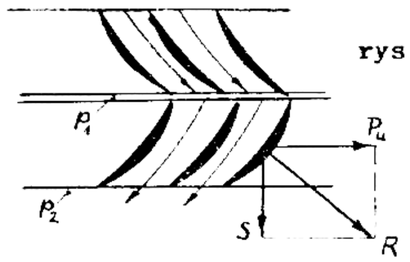


$p_1 = p_2$

$$S = \frac{\gamma Q}{g} (c_{m_1} - c_{m_2})$$

Nacisk osiowy

2. Turbina Jonval'a



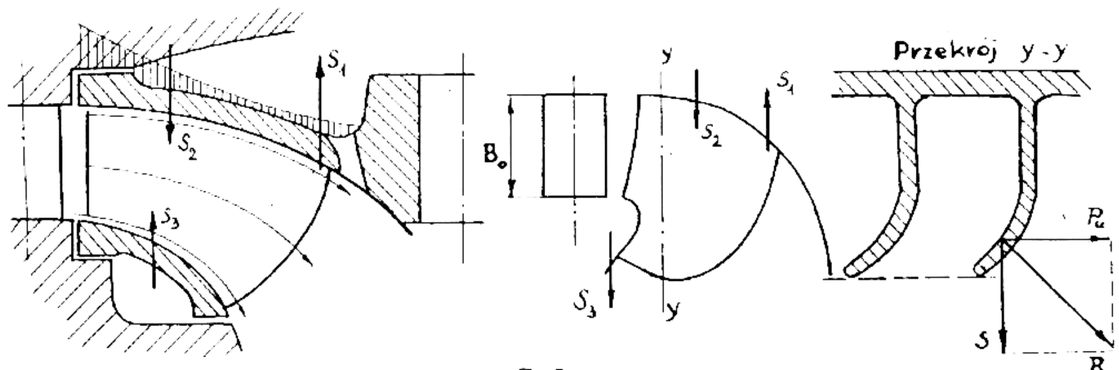
rys.7.7.

$P_1 > P_2$

$$S = \frac{\gamma Q}{g} (c_{m_1} - c_{m_2}) + f.(p_1 - p_2)$$

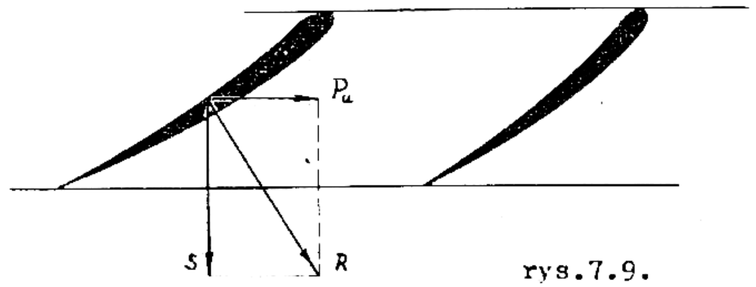
3. Turbina Francisa:

wolnobieżna szybkobieżna



rys.7.8.

4. Turbina Kaplana, śmigłowa, śrubowa



bardzo duży nacisk osiowy

rys.7.9.

$$\Delta P = \gamma \cdot \underbrace{\left\{ 1 + \eta_s \cdot \left(k_{c_2}^2 - k_{c_3}^2 \right) - k_{c_1}^2 - \zeta_{e-1} \right\}}_{\text{dla turbin tego samego typu wartość stała}} \cdot H$$

Nacisk osiowy wywołany różnicą ciśnień.

$$S_1 = \frac{\pi}{4} \cdot \left(D_1''^2 - D_2'^2 \right) \cdot \Delta p$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$D_1'' = \nu_2 \cdot D_1 \quad , \quad D_1' = \nu_1 \cdot D_1$$

$$S_1 = \frac{\pi}{4} \cdot \underbrace{\left\{ \left(\nu_2^2 - \nu_1^2\right) \cdot \gamma \left[1 + \eta_s \left(k_{c_2}^2 - k_{c_3}^2 \right) - k_{c_1}^2 - \zeta_{e-1} \right] \right\}}_{\text{dla turbin tego samego typu}} H \cdot D_1^2$$

/ k_s, n_s / wartość stała $= k_1$

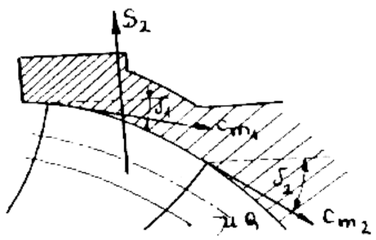
$$S_1 = k_1 \cdot D_1^2 \cdot H$$

Nacisk osiowy wywołany odchyleniem na dennicy wirnika / tarczy /.

Według zasady impulsu $S_2 = \frac{\gamma \cdot \mu \cdot Q}{g} \cdot \left(c_{m_1} \cdot \sin \delta_1 - c_{m_2} \cdot \sin \delta_2 \right)$

$\mu < 1$

$$Q = Q_{11} \cdot D_1^2 \cdot \sqrt{H}$$



rys.7.10.

$$c_{m_1} = k_{c_{m_1}} \cdot \sqrt{2g \cdot H}$$

$$c_{m_2} = k_{c_{m_2}} \cdot \sqrt{2g\, H}$$

$$S_2 = \frac{\gamma \cdot \mu \cdot Q_{11} \cdot D_1^2 \cdot \sqrt{H}}{g} \cdot$$

$$\cdot \left(k_{c_{m_1}} \cdot \sin \delta_1 - k_{c_{m_2}} \cdot \sin \delta_2 \right) \cdot \sqrt{2g \cdot H}$$

$$S_2 = \underbrace{\gamma \cdot \mu \cdot Q_{11} \cdot \sqrt{\frac{2}{g}} \cdot \left(k_{c_{m_1}} \cdot \sin \delta_1 - k_{c_{m_2}} \cdot \sin \delta_2 \right)}_{k_2} \cdot D_1^2 \cdot H$$

dla turbin tego samego typu $k_2 = \text{const}$

$$S_2 = k_2 \cdot D_1^2 \cdot H$$

Nacisk S_3 wywołany paraboloidą obrotową określamy w podobny sposób

$$S_3 = K_3 \cdot D_1^2 \cdot H$$

Całkowity nacisk osiowy

$$S = S_1 + S_2 + S_3 = \left(k_1 + k_2 + k_3 \right) \cdot D_1^2 \cdot H$$

Nacisk osiowy dla średnicy $D_1 = 1$ m i $H = 1$ m

$$S_{11} = k_1 + k_2 + k_3 = \frac{S}{D_1^2 \cdot H} \quad , \quad S = S_{11} \cdot D_1^2 \cdot H$$

Nacisk S_{11} określa przy hamowaniu turbiny, mierząc równocześnie nacisk całkowity S / na modelach w laboratorium /.

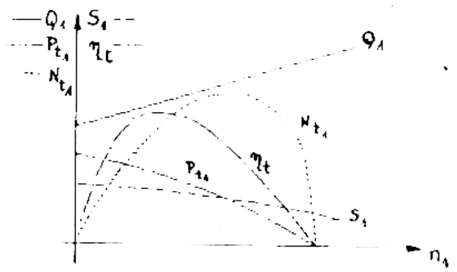
Przy hamowaniu mierzymy

H, Q, n, P_t, i S, obliczamy N_t, N_d, η_H oraz wartości n_1, Q_1 N_{t_1}, P_{t_1}

$$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}} \quad , \quad Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}} \quad , \quad N_{t_1} = \frac{N_t}{\sqrt{H} \cdot H} \quad , \quad P_{t_1} = \frac{P_t}{H}$$

$$S_1 = \frac{S}{H} \quad , \quad S_{11} = \frac{S_1}{D_1^2} = \frac{S}{H \cdot D_1^2}$$

rys.7.11.



rys.7.12.

Np. dla turbiny Dubsa

$$S_{11} = \left(0{,}6 - 0{,}4 \cdot k_{u_1} \right) \cdot Q_{11}$$

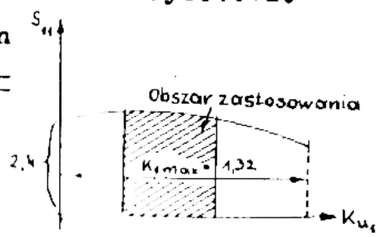
Wzór empiryczny do obliczenia S_{11}

$$Q_{11} = 2 \cdot \sqrt{2} \cdot \left(\sqrt{2} + k_{u_1} \right)$$

$$S_{11} = \left(0{,}6 - 0{,}4 \cdot k_{u_1} \right) \cdot \left(4 + 2.828 \cdot k_{u_1} \right)$$

$$S_{11} = 2{,}4 + 0{,}1 \cdot k_{u_1} - 1{,}12 \cdot k_{u_1}^2 \quad \text{ton}$$

Ogólnie biorąc $S_{11} = f(\eta_s)$ nie jest znane i dla każdego przypadku należy wartość tę określić.



Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

8. Wytrzymałość wirnika.

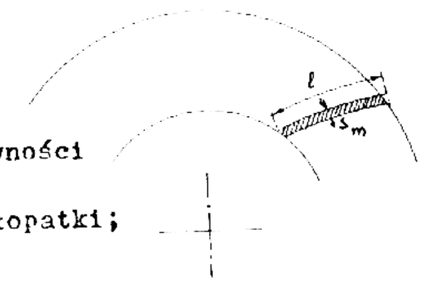
8.1. Obciążenie wirnika osiowe.

Mierzymy siły P_a /zewnętrzne/ i odkształcenie s_a.

$P_{a_{max}}$ = granicy elastyczności

$$P_{a_{dop}} = \frac{P_{a_{max}}}{n}$$

$n = 3 \div 4 \div 5$ = stopień pewności



rys.8.1.

przekrój $f = l \cdot s_m$ jednej łopatki;

wszystkich łopatek

$$F = z_2 \cdot f = z_2 \cdot l \cdot s_m$$

Naprężenie idealne, wyobrażalne na rozciąganie

$$\sigma_{r_i} = \frac{P_{a_{dop}}}{F} = \frac{P_{a_{dop}}}{z_2 \cdot l \cdot s_m}$$ otrzymujemy z doświadczenia

$$l = k_1 \cdot D_1 , \quad s_m = k_2 \cdot D_2$$

$$\sigma_{r_i} = \frac{P_{a_{dop}}}{z_2 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot D_1^2} = \frac{P_{a_{dop}}}{K_1 \cdot D_1^2}$$

$$k_1 = z_2 \cdot k_1 \cdot k_2$$

$$P_{a_{dop}} = \sigma_{r_i} \cdot k_1 \cdot D_1^2$$

Z drugiej strony nacisk osiowy

$$S = S_{11} \cdot D_1^2 \cdot H$$

$$S_{max} = S_{11} \cdot D_1^2 \cdot H_{max}$$

Wirnik uważa się za wytrzymały jeśli

$$S_{max} \leq P_{a_{dop}}$$ czyli

$$S_{11} \cdot D_1^2 \cdot H_{max} \leq \sigma_{r_i} \cdot K_1 \cdot D_1^2$$

$$H_{max} = \frac{\sigma_{r_i} \cdot k_i}{S_{11}}$$

Np. dla turbiny Dubsa

$$H_{max} \leq 6 \text{ m}$$

$$S_{max} = 0{,}01 \cdot D_1$$

Doświadczenie wykazuje, że obciążenie wieńca zewnętrznego jest w rzeczywistości korzystniejsze.

8.2. Moment obrotowy M_H

Dla turbiny częściowej otrzymaliśmy

$$\Delta M_H = \gamma \cdot \frac{\Delta Q}{g} \cdot \left(c_{u_1} \cdot R_1 - c_{u_2} \cdot R_2 \right)$$

$$\Delta Q = \frac{Q}{m} \; ; \quad Q = Q_{11} \cdot D_1^2 \cdot \sqrt{H}$$

$$c_{u_1} = c_1 \cdot \cos\alpha_1 = k_{c_1} \cdot \cos\alpha_1 \cdot \sqrt{2g \cdot H}$$

$$c_{u_2} = c_2 \cdot \cos\alpha_2 = k_{c_2} \cdot \cos\alpha_2 \cdot \sqrt{2g \cdot H}$$

$$R_1 = \nu_1 \cdot D_1 , \quad R_2 = \nu_2 \cdot D_1$$

$$\Delta M_H = \frac{\gamma}{g} \cdot Q_{11} \cdot \frac{D_1^2}{m} \cdot \sqrt{H} \cdot \left\{ \left(k_{c_1} \cdot \cos\alpha_1 \cdot \nu_1 - k_{c_2} \cdot \cos\alpha_2 \cdot \nu_2 \right) \cdot D_1 \cdot \sqrt{2g \cdot H} \right\}$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$\Delta M_H = \frac{\gamma \cdot Q_{11} \cdot \sqrt{2}}{m \cdot \sqrt{g}} \cdot \underbrace{\left(k_{c_1} \cdot \cos\alpha_1 \cdot v_1 - k_{c_2} \cdot \cos\alpha_2 \cdot v_2 \right)}_{\text{stała } \Delta M_{H_{11}} \text{ dla } H = 1\ m,\ D_1 = 1\ m} \cdot D_1^3 \cdot H$$

$$M_H = \sum \Delta M_H = M_{H_{11}} \cdot D_1^3 \cdot H$$

$$M_{H_{11}} = \frac{M_H}{D_1^3 \cdot H}$$

$M_{H_{11}}$ = moment całkowity turbiny dla H = 1 m, D_1 = 1 m. Jest to liczba charakterystyczna dla tego samego typu turbiny.

Moment hydrauliczny

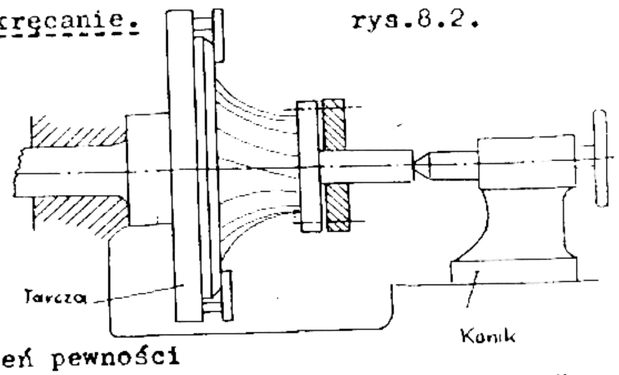
$$M_h = M_H \cdot \eta_Q$$

Moment na wale turbiny

$$M_t = M_h \cdot \eta_{mech}$$

8.3. Wytrzymałość wirnika na skręcanie.

rys.8.2.

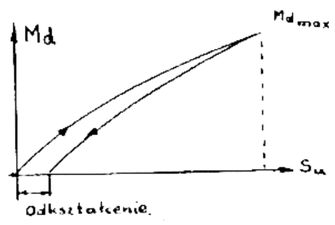


Doświadczenie przeprowadza się na tokarni.

Zdejmujemy krzywą odkształceń $M_d = f(s_u)$ aż do wystąpienia trwałego odkształcania s_u.

$M_{d_{dop}} = M_{d_{max}}/n$, n - stopień pewności

n = 3 ÷ 4 ÷ 5



Naprężenie idealne wyobrażalne

$$\sigma_{zgi} = \frac{M_{ddop}}{W_{zg}} \qquad W_b = k_2 \cdot D_1^3$$

$$= \frac{M_{d_{dop}}}{K_2 \cdot D_1^3}$$

$$M_{d_{dop}} = K_2 \cdot D_1^3 \cdot \sigma_{zgi}$$

Na podstawie doświadczenia z modelami

$$M_{H_{max}} = M_{H_{11}} \cdot D_1$$

$$M_{H_{max}} \leq M_{d_{dop}}$$

$$M_{H_{11}} \cdot D_1^3 \cdot H_{max} \leq K_2 \cdot D_1^3 \cdot \sigma_{zgi}$$

$$H_{max} \leq \frac{K_2 \cdot \sigma_{zgi}}{M_{H_{11}}}$$

Oba naprężenia należy dodać do siebie.

Doświadczenia służące do oznaczenia wytrzymałości, obciążają wirnik niekorzystniej niż rzeczywiste obciążenie w ruchu.

/Np. dla turbiny Dubsa $H_{max} \leq 6$ m /

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

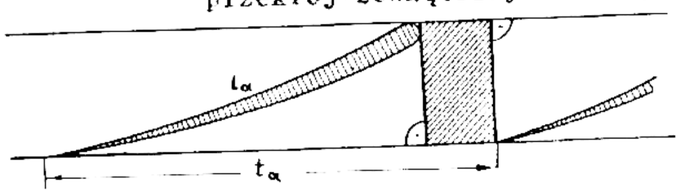
9. Obliczenie dwuwymiarowe szybkobieżnych wirników osiowych.

/ Kaplana, śmigłowej, śrubowej /.

dla $n_s > 600$

oraz $\frac{l_a}{t_a} = \lambda_a \leq 1$

przekrój zewnętrzny - skrajny

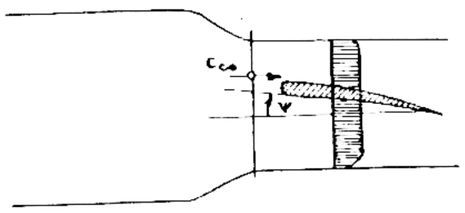


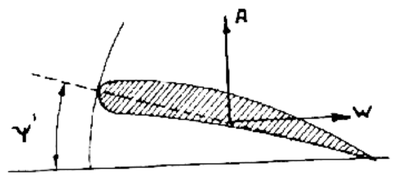
rys.9.1.

9.1. Ogólne zasady obliczeń.

Między łopatkami jest przelot, wprost w kierunku osiowym /równolegle do osi/, Łopatki w strumieniu wody stanowi sieć łopatkowa. Siły działające na łopatkę, określa się przy pomocy teorii płatów.

rys.9.2.





Oznaczenia

A - wypór ψ - kąt nastawienia /wg Göttingen

W - opór ψ' - " " wg U.S.A. /NACA/

Profile U.S.A. lepiej nadają się do turbin.

I. $A = k_a \cdot b \cdot l \cdot \gamma \frac{c_\infty^2}{2g} = k_a \cdot b \cdot l \cdot \rho \cdot \frac{c_\infty^2}{2}$

II. $W = k_w \cdot b \cdot l \cdot \gamma \frac{c_\infty^2}{2g} = k_w \cdot b \cdot l \cdot \rho \cdot \frac{c_\infty^2}{2g}$

Spółczynnik wyporu k_a oraz oporu k_w są funkcją:

1. Kształtu profilu
2. Kąta nastawienia ψ wzg. ψ'
3. Liczby Reynolds'a $R_e = \frac{c_\infty \cdot l}{\nu}$
4. Liczby Mach'a $M_a = \frac{c_\infty}{a}$

a = prędkość krytyczna dla danego medium, ogólnie

$$a = \sqrt{\frac{\partial p}{\partial \rho}}$$

Gdy $c_\infty \leq 70$ m/sec $\leq$ 250 km/h, to wpływ liczby Macha M_a na k_a i k_w może być pominięty, / przy czym P = 300 kg/m^2/,

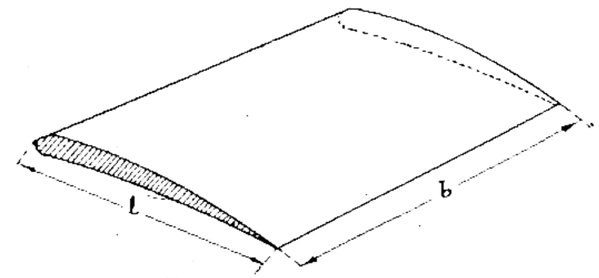
a = 350 m/sec - dla powietrza $M_a = \frac{70}{350} \sim 0,2$

Jeśli $M_a < 0,2$, to powietrze możemy uważać jako nieściśliwe, zaś ciśnienie spiętrzenia

$$q = \rho \cdot \frac{c_\infty^2}{2} \cdot \left[1 - \left(\frac{M_a}{2}\right)^2 + \frac{2 - \varkappa}{6} \cdot \left(\frac{M_a}{2}\right)^2 \cdots \right]$$

$\varkappa = \frac{c_p}{c_v}$ wykładnik adiabaty / patrz termodynamika /

Dla powietrza $\varkappa = 1,4$



rys.9.3.

Prędkość głosu a

I. W idealnym gazie

$P = \frac{1}{v} \cdot R \cdot T$; $p = \rho \cdot g \cdot R \cdot T$

$\frac{\partial P}{\partial \rho} = g \cdot R \cdot T$, $a = \sqrt{g \cdot R \cdot T}$

Dla powietrza i izotermy np. t = 15°C, R = 29,16 m/o

a = 278 m/sec

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Pomiary przy ciśnieniu atmosferycznym stwierdziły, że a = 330 m/sec, czyli że nie ma izotermicznego rozchodzenia się głosu.

Dla adiabaty $p.v^{\varkappa} = p_o . v_o^{\varkappa}$

$$a = \sqrt{\varkappa . g . \frac{p}{\gamma}}$$

np. dla powietrza $\varkappa = 1,4$ i $\frac{p}{\gamma} = 10$ m H_2O = 735,3 mm słupa rtęci

a = 328 m/sec, co odpowiada wartości zmierzonej, czyli głos rozchodzi się w sposób adiabatyczny.

Dla gazów rzeczywistych - politropa

$$p . v^n = p_o . v_o^n \quad \text{gdzie} \quad 1 < n < \varkappa$$

II. W cieczach np. w wodzie

$$\gamma = \gamma_0 (1 + b . p) \qquad b \text{ - spółczynnik ściśliwości}$$

$b = \frac{1}{E}$, E = 20 700 kg/cm^2 = 207 . 10^6 kg/m^2 moduł elastyczności wody

$$\gamma = \rho . g$$

$$\rho = \rho . \left(1 + \frac{P}{E}\right) , \quad \frac{\partial \rho}{\partial P} = \frac{\rho_o}{E} , \quad \frac{\partial P}{\partial \rho} = \frac{E}{\rho_o}$$

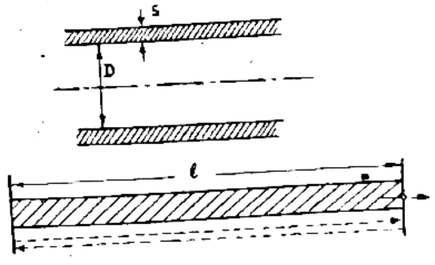
$$a = \sqrt{\frac{E}{\rho_o}} = \sqrt{\frac{E . g}{\gamma_o}} \qquad \gamma_o = 1\,000 \text{ kg/m}^3$$

a = 1427 m/sec

W rurociągu zamkniętym

E_1 - moduł elastyczności materiału rury

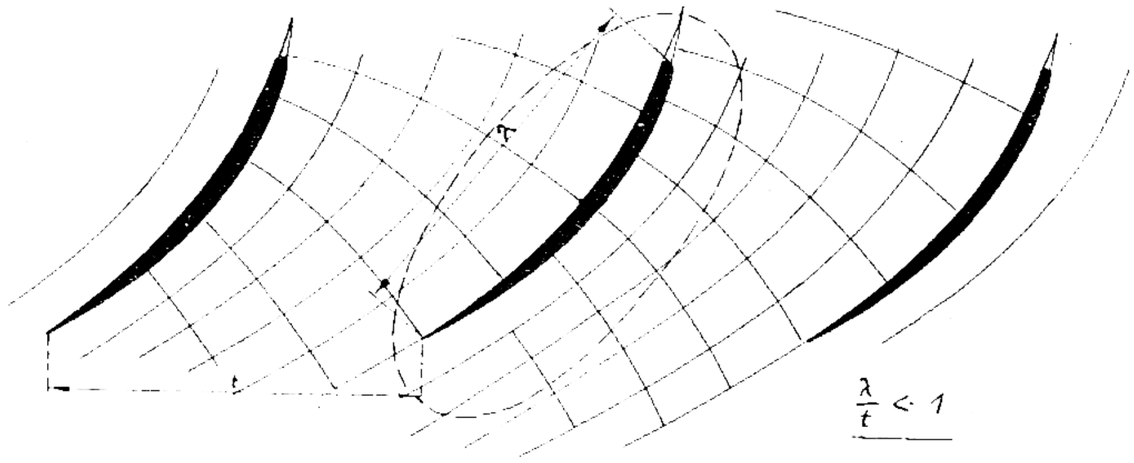
rys.9.4.

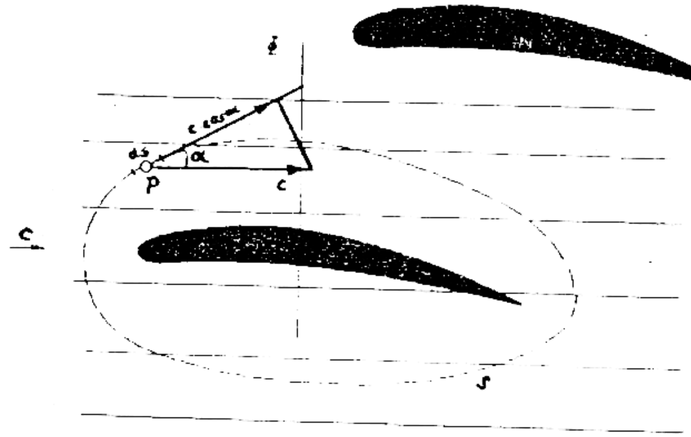


$$a = \frac{\sqrt{\frac{E . g}{\gamma}}}{\sqrt{1 + \frac{D}{s} \cdot \frac{E}{E_1}}}$$

a = 900 ÷ 1000 m/sec

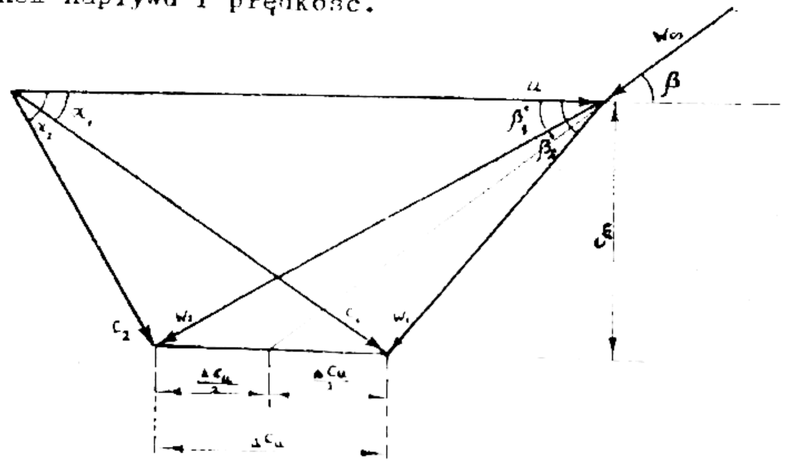
Rys.9.5. Cyrkulacja





$$\oint_P^P (c \cos\alpha \, ds) = \oint_P^P r \, d\alpha \, d\gamma = \Gamma$$

Kierunek napływu i prędkość.



Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Dla czasu $t = 0$, $H = H_0$

Czas rozchodzenia się $\tau = \frac{2,1}{a}$

Okres $T_s \leq \tau$ $\qquad H_{max} = H_0 + \frac{a_s \, c_0}{g}$ wzrost ciśnienia

III. W ciałach stałych $a = \sqrt{\frac{E}{\rho}} = \sqrt{\frac{E \cdot g}{\gamma}}$

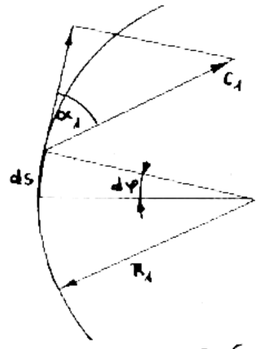
dla stali $a = 5\,250$ m/sec

uderzenia krwi $a = 27$ m/sec

Moment obrotowy M_H dla turbiny promieniowej.

Dla turbiny częściowej
cyrkulacja przed wirnikiem

$$\Gamma_1 = \oint_0^{2\pi} c_1 \cdot \cos\alpha_1 \cdot R_1 \cdot d\varphi$$



rys.9.6.

wzdłuż obwodu koła o promieniu R_1

c_1, α_1, R_1 są wartości stałe,

zatem

$$\Gamma_1 = c_1 \cdot \cos\alpha_1 \cdot R_1 \oint_0^{2\pi} d\varphi = 2 \cdot R_1 \cdot \pi \cdot \cos\alpha_1$$

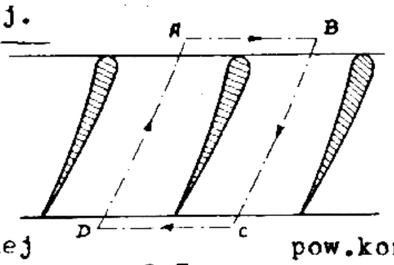
$$c_1 \cdot \cos\alpha_1 \cdot R_1 = \frac{\Gamma_1}{2\pi}$$ podobnie

$$c_2 \cdot \cos\alpha_2 \cdot R_2 = \frac{\Gamma_2}{2\pi}$$

Moment obrotowy turbiny częściowej

$$M_H = \frac{\gamma \cdot \Delta Q}{g \cdot 2\pi} \left(\Gamma_1 - \Gamma_2 \right)$$

Siła obwodowa P_u dla turbiny osiowej.



pow.kontr.

rys.9.7.

Dla turbiny częściowej

$$P_u = \frac{\gamma \cdot \Delta Q}{g} \cdot \left(c_{u_1} - c_{u_2} \right)$$

Cyrkulacja wzdłuż powierzchni kontrolnej A B C D

$$\Gamma = \overline{AB} \cdot c_{u_1} + \overline{BC} \cdot w_m - \overline{CD} \cdot c_{u_2} - \overline{DA} \cdot w_m$$

$\overline{BC} = \overline{DA}$, $\overline{AB} = \overline{CD} = t$ - podział

$$\Gamma = t \cdot \left(c_{u_1} - c_{u_2} \right) = \frac{\pi \cdot D}{z_2} \cdot \left(c_{u_1} - c_{u_2} \right)$$ = cyrkulacja wokół jednej łopatki

Całkowita cyrkulacja

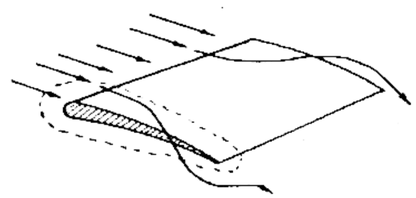
$$z_2 \cdot \Gamma = \pi \cdot D \cdot \left(c_{u_1} - c_{u_2} \right)$$

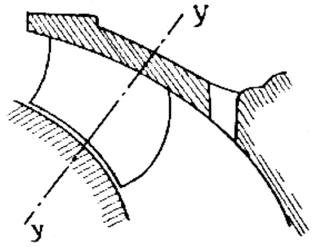
$$c_{u_1} - c_{u_2} = \frac{z_2 \cdot \Gamma}{\pi \cdot D}, \qquad \Delta P_u = \frac{\gamma \cdot \Delta Q}{g \cdot \pi \cdot D} \cdot z_2 \cdot \Gamma$$

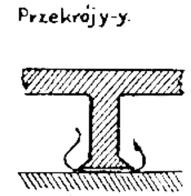
dla turbiny częściowej.

Cyrkulacja poprzeczna / straty /

rys.9.8.







Prawo Kutty - Żukowskiego

Wypór $A = \rho \cdot \Gamma \cdot c_\infty \cdot b$ $\qquad \rho$ - gęstość c_∞ - szybk w obszarze niezakłuconym

Zastosowanie teorii płatów do obliczeń szybkobieżnych turbin

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

osiowych Kaplana i śmigłowej $n_s \geq 280$, $k_s \geq 90$

$\Delta q = \frac{\Delta Q}{z_2}$ - ilość wody, przepływająca przez element łopatki i turbinę częściową.

$\Delta q = \frac{Q}{z_2 \cdot m}$

Moment obrotowy elementu łopatki

$$\Delta m_H = \frac{\gamma \cdot \Delta q}{g} \left(c_{u1} \cdot R_1 - c_{u_2} \cdot R_2 \right)$$

$R_1 = R_2 = R$

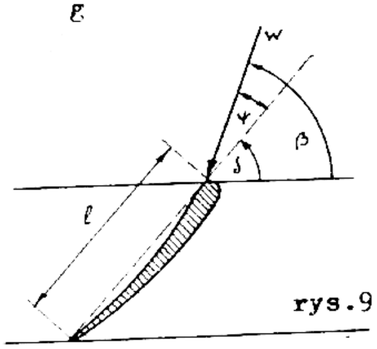
$$\Delta m_H = \frac{\gamma \cdot \Delta q}{g} \cdot \left(c_{u_1} - c_{u_2} \right) \cdot R = \frac{\gamma \cdot \Delta q}{g} \cdot \Delta c_u \cdot R$$

Moment obrotowy jednej łopatki

$$m_H = \sum \Delta m_H$$

Moment obrotowy wirnika

$$M_H = z_2 \; m_H$$



rys.9.9.

Trójkąty prędkości turbiny częściowej i elementu łopatki.

Odchylenie powodowane łopatką $\Delta\beta = \beta_1 - \beta_2$

Kąt nastawienia $\psi = \beta - \delta$

ψ może być zero lub ujemne

Wypór elementu łopatki

$$\Delta A = k_a \cdot l \cdot \Delta b \cdot \gamma \cdot \frac{w^2}{2g} = k_a \cdot l \cdot \Delta b \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2}$$

$$\Delta W = k_w \cdot l \cdot \Delta b \cdot \gamma \cdot \frac{w^2}{2g} = k_w \cdot l \cdot \Delta b \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2}$$

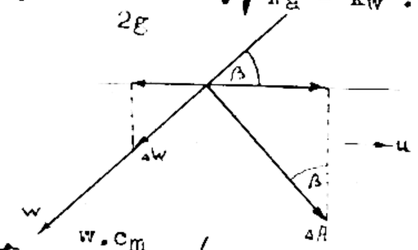
Siła obwodowa i pionowa elementu łopatki

$$\Delta P_u = \Delta A \cdot \sin\beta - \Delta w \cdot \cos\beta$$

$$\Delta P_u = l \cdot \Delta b \cdot \gamma \cdot \left(k_a \cdot \sin\beta - k_w \cdot \cos\beta \right) \frac{w}{2g}$$

$$= l \cdot \Delta b \cdot \gamma \cdot \frac{w \cdot w \cdot \sin}{2g} \cdot \left(k_a - k_w \cdot \operatorname{ctg}\beta \right)$$

$w \cdot \sin\beta = c_m$



rys.9.10.

I. $$\Delta P_u = l \cdot \Delta b \cdot \gamma \cdot \frac{w \cdot c_m}{2g} \cdot \left(k_a - k_w \cdot \operatorname{ctg}\beta \right)$$

Drugi sposób obliczenia ΔP_u

$$\Delta P_u = \frac{\gamma \cdot \Delta q}{g} \cdot \Delta c_u \qquad \Delta q = \Delta b \cdot t \cdot c_m$$

$$\gamma \cdot \Delta b \cdot t \cdot c_m$$

II. $$\Delta P_u = \frac{\gamma \cdot \Delta b \cdot t \cdot c_m}{g} \cdot \Delta c_u$$

Przez porównanie równań I i II otrzymamy

$$\frac{\gamma \cdot \Delta b \cdot t \cdot c_m \cdot \Delta c_u}{g} = \frac{l \cdot \Delta b \cdot \gamma \cdot w \cdot c_m}{2g} \cdot \left(k_a - k_w \cdot \operatorname{ctg}\beta \right)$$

$$\Delta c_u = \frac{l}{t} \cdot \frac{w}{2} \cdot \left(k_a - k_w \cdot \operatorname{ctg}\beta \right)$$

$$= \lambda \cdot \frac{w}{2} \cdot \left(k_a - k_w \cdot \operatorname{ctg}\beta \right)$$

Sprawność η_H elementu łopatki , $\Delta L_H = \Delta P_u \cdot u$

$$\eta_H = \frac{\Delta L_H}{\Delta L_d} \quad , \quad \Delta L_d = \gamma \cdot \Delta q \cdot H = \gamma \Delta b \cdot t \cdot c_m \cdot H$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$\eta_H = \frac{\Delta b.l \cdot \gamma \cdot \frac{w \cdot c_m}{2g} \left(k_a - k_w \cdot \operatorname{ctg}\beta\right) \cdot u}{\gamma \cdot \Delta b \cdot t \cdot c_m \cdot H}$$

$$\eta_H = \frac{l}{t} \cdot \frac{w}{\sqrt{2g.H}} \cdot \frac{u}{\sqrt{2g.H}} \cdot \left(k_a - k_w \cdot \operatorname{ctg}\beta\right)$$

$$\underline{\eta_H = \lambda \cdot k_w \cdot k_u \cdot \left(k_a - k_w \cdot \operatorname{ctg}\beta\right)}$$

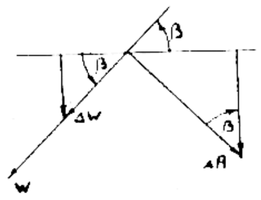
Nacisk osiowy S względnie siła osiowa P_v na element łopatki.

Siła ΔP_v działająca na element łopatki.

$$\Delta P_v = \Delta A \cdot \cos\beta + W \cdot \sin\beta$$

$$\Delta A = k_a \cdot l \cdot \Delta b \cdot \gamma \cdot \frac{w^2}{2g}$$

$$\Delta W = k_w \cdot l \cdot \Delta b \cdot \gamma \cdot \frac{w^2}{2g}$$



rys.9.11.

$$\Delta P_v = l \cdot \Delta b \cdot \gamma \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \left(k_a \cdot \cos\beta + k_w \cdot \sin\beta\right)$$

$$= l \cdot \Delta b \cdot \gamma \cdot \frac{w.w.\sin\beta}{2g} \cdot \left(k_a \cdot \operatorname{ctg}\beta + k_w\right)$$

$$w \cdot \sin\beta = c_m$$

$$\underline{\text{I. } \Delta P_v = \frac{l \cdot \Delta b \cdot \gamma \cdot w \cdot c_m}{2g} \cdot \left(k_a \cdot \operatorname{ctg}\beta + k_w\right)}$$

Ponieważ $k_a >> k_w$ /np. $k_a = 10 \div 20 \cdot k_w$/ oraz β jest małe, więc $\Delta P_v >>$ od ΔP_u

Drugi sposób obliczenia sił osiowych ΔP_v

$F_m = \pi \cdot D \cdot \Delta b$

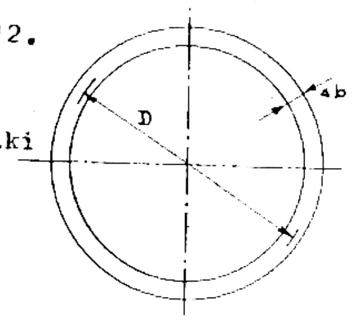
Różnica ciśnień działająca na powierzchnię ΔF_m

$\Delta P = P_1 - P_2 = \gamma \cdot \Delta H$

$\Delta S = \pi \cdot D \cdot \Delta b \cdot \Delta P$

$\Delta S = \pi \cdot D \cdot \Delta b \cdot \gamma \cdot \Delta H$

rys.9.12.



Siła osiowa działająca na element łopatki

$$\Delta P_v = \frac{\Delta S}{z_2}$$

$$\Delta P_v = \frac{\pi \cdot \Delta b \cdot D \cdot \gamma \cdot \Delta H}{z_2}, \quad \frac{\pi \cdot D}{z_2} = t \text{ - podział}$$

II. $\Delta P_v = t \cdot \Delta b \cdot \gamma \cdot \Delta H$

Przez porównanie równania II i I otrzymamy

$$t \cdot \Delta b \cdot \gamma \cdot \Delta H = l \cdot \Delta b \cdot \gamma \cdot w \cdot \frac{c_m}{2g} \cdot \left(k_a \cdot \operatorname{ctg}\beta + k_w\right)$$

$$\Delta H = \frac{l}{t} \cdot w \cdot \frac{c_m}{2g} \cdot \left(k_a \cdot \operatorname{ctg}\beta + k_w\right)$$

$$\underline{\Delta H = \lambda \cdot w \cdot \frac{c_m}{2g} \cdot \left(k_a \cdot \operatorname{ctg}\beta + k_w\right)}$$

Obliczenie η_H przy obciążeniu częściowym

$Q = \mu \cdot Q_o$, $\mu < 1$ - częściowe otworzenie

Spad $H = \Delta H + \frac{c_1^2}{2g} - \eta_s \cdot \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g}$, $\alpha_2 = \frac{\pi}{2}$, $\mu = 1$

dla $\mu < 1$, $\alpha_2 \gtrless \frac{\pi}{2}$, czyli $\underline{c_{2_u} \gtrless 0}$

Rozłóżmy na składowe:

$c_1^2 = c_{m_1}^2 + c_{u_1}^2$

$c_2^2 = c_{m_2}^2 + c_{u_2}^2$

$c_3^2 = c_{m_3}^2 + c_{u_3}^2$

η_{s_m} - sprawność składowej południkowej = sprawność przemiany na ciśnienie

η_{s_u} - sprawność składowej obwodowej

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$\eta_{s_m} = 0{,}89 \ldots\ldots\ldots 0{,}922$

$\eta_{s_u} = 0{,}15 \ldots\ldots\ldots 0{,}25$

$$\Delta H + \frac{c_m^2 + c_{u_1}^2}{2g} - \eta_{s_m} \cdot \frac{c_m^2 - c_{m_3}^2}{2g} - \eta_{su} \cdot \frac{c_{u_2}^2 - c_{u_3}^2}{2g} = H$$

$$c_{m_1} = c_{m_2} = c_m$$

$$H = \Delta H + (1 - \eta_{sm}) \cdot \frac{c_m^2}{2g} + \frac{c_{u_1}^2}{2g} + \eta_{s_m} \cdot \frac{c_{m_3}^2}{2g} - \eta_{su} \cdot \frac{c_{u_2}^2}{2g} + \eta_{su} \cdot \frac{c_{u_3}^2}{2g}$$

Ponieważ $c_{u_3} \sim 0$, η_{su} względnie małe, więc

$$1/\ H \cong \Delta H + (1 - \eta_{sm}) \cdot \frac{c_m^2}{2g} + \frac{c_{u_1}^2}{2g} + \eta_{sm} \cdot \frac{c_{m_3}^2}{2g} - \eta_{su} \cdot \frac{c_{u_2}^2}{2g}$$

równanie wyjściowe do obliczeń

$$2/\ \text{otrzymaliśmy}\ \Delta H = \lambda \cdot w \cdot \frac{c_m}{2g} \cdot \left(k_a \cdot \operatorname{ctg}\beta + k_w \right)$$

$$3/\ c_m = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot \left(D_1^2 - d_1^2 \right)}, \quad c_{m_3} = \frac{Q}{F_3}, \quad F_3 \text{ - przekrój wylotowy z rury ssącej}$$

$$4/\ c_{u_1} = u - w \cdot \cos\beta + \frac{\Delta c_{u_1}}{2}$$

$$5/\ c_{u_2} = u - w \cdot \cos\beta - \frac{\Delta c_u}{2}$$

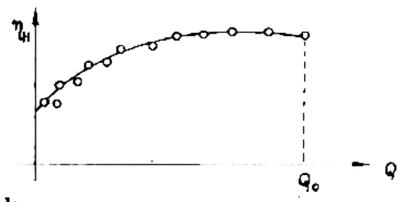
$$6/\ u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \quad \text{nieznane}$$

$$7/\ \Delta c_u = \lambda \cdot \frac{w}{2} \cdot \left(k_a - k_w \cdot \operatorname{ctg}\beta \right)$$

Podstawiając te wartości do równania na H, otrzymamy równanie drugiego stopnia dla w. Ze względów fizycznych znaczenie ma tylko

znak dodatni przed pierwiastkiem, z tego równania otrzymamy w, względnie k_w, zaś

$$\eta_H = \lambda \cdot k_w \cdot k_u \cdot \left(k_a - k_w \cdot \operatorname{ctg}\beta \right)$$



rys.9.13.

9.2. Zastosowanie obliczeń dwuwymiarowych.

1/ Obliczyć wymiary D_o, D_1, B_o, a_o i tp.

2/ Obrać ograniczenie kanału w płaszczyźnie południkowej /zewnętrzne i wewnętrzne./

3/ Nakreślić siatkę przepływu.

4/ Obliczyć i wykreślić trójkąty prędkości, znane wartości u, w, c, $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2$; $\Delta\beta_2 = \beta_1 - \beta_2$

5/ Wybór profilu łopatki o kącie odchylenia $\Delta\beta$ w szkielecie. Gottingen / Profilbuch: Prandtl - Wieselsberger : ψ
U S A : N.A.C.A. : ψ' - hydraulicznie o wiele lepsze.

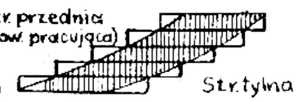
6/ Dla profilu znamy k_a i k_w na podstawie których obliczamy

$$\lambda = \frac{2 \cdot c_u}{w \cdot \left(k_a - k_w \cdot \operatorname{ctg}\beta \right)}$$

7/ Obliczenie wytrzymałości.

8/ Wykreślenie łopatki - krzywe leżące w płaszczyźnie poziomej.

Sprawdzenie η_H



rys.9.14.

Otrzymaliśmy $\eta_H = \lambda \cdot k_w \cdot k_u \cdot \left(k_a - k_w \cdot \operatorname{ctg}\beta \right)$

podstawiając $\lambda = \frac{2 \cdot c_u}{w \cdot \left(k_a - k_w \cdot \operatorname{ctg}\beta \right)}$

$$\eta_H = \frac{2 \cdot \Delta c_u \cdot k_u \cdot k_w \cdot \left(k_a - k_w \cdot \operatorname{ctg}\beta \right)}{w \cdot k_a - \left(k_w \cdot \operatorname{ctg}\beta \right)} = k_u \cdot k_w \cdot \frac{2 \cdot \Delta c_u}{w}$$

$$k_w = \frac{w}{\sqrt{2g \cdot H}}; \quad \eta_H = 2 \cdot \frac{\Delta c_u \cdot k_u \cdot k_w}{k_w \cdot \sqrt{2g \cdot H}} = \frac{2 \cdot \left(c_{u_1} - c_{u_2} \right)}{\sqrt{2g \cdot H}} \cdot k_u$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$\eta_H = 2 . k_u . \left(k_{c_{u_1}} - k_{c_{u_2}} \right) \quad \text{jak poprzednio}$$

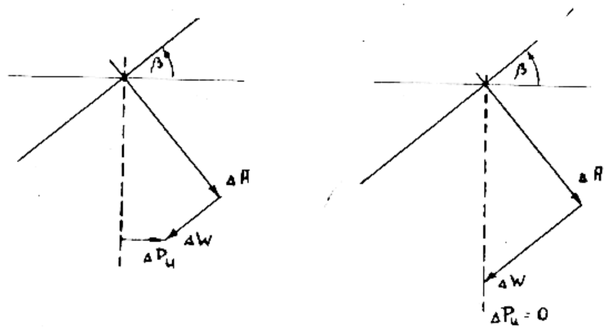
Element łopatki nie dający siły obwodowej.

$$\Delta P_u = 1 . \Delta b . \gamma . \frac{w^2}{2g} \cdot \left(k_a . \sin \beta - k_w . \cos \beta \right)$$

$$\Delta P_u = 0, \quad \text{czyli} \quad k_a . \sin \beta = k_w . \cos \beta$$

$$tg \beta = \frac{k_w}{k_a}$$

$$\frac{k_w}{k_a} = \frac{1}{10} \div \frac{1}{20}$$



rys.9.15.

Największa ilość obrotów przy rozbieganiu się turbin

$$n_{rozb} = n_o \left(2 \div 2,6 \right)$$

10. Turbiny modelowe i seryjne.

10.1. Wykonanie turbiny modelowej.

Naprzykład mamy wykonać nową turbinę o dużym n_s wzgl. k_s.

Dane: H, Q, n

$$k_s = \frac{Q . n^2}{c^3} = \frac{Q}{c} \left(\frac{n}{c} \right)^2 \qquad c = \sqrt{2g . H}$$

lub $$n_s = \frac{n . \sqrt{N_t}}{H . \sqrt[4]{H}} \qquad N_t = \frac{\gamma . Q . H}{75} . \eta_t$$

Na podstawie liczb doświadczalnych wykonujemy model. Dokładnie odtwarzamy w geometrycznym stosunku na podstawie wykonanej turbiny:

1. Korpus, 2. Koło kierownicze, z łopatkami, 3. Wirnik, 4. Rurę ssącą.

Znak m odnosi się do modelu.

Znak a odnosi się do wykonywanej.

Aby były $Q_{11_m} = Q_{11_a}$ musi być $k_{co_m} = k_{co_a}$

/ patrz poprzedni rozdział /.

10.2. Trójkąty wlotowe.

$$c_{m_{1_m}} = \frac{Q_m}{F_{m_{1_m}}} = \frac{Q_{11} . D_{1_m}^2 . \sqrt{H_m}}{k_{F_{m_1}} . D_{1_m}^2}$$

$$c_{m_{1_a}} = \frac{Q_a}{F_{m_{1_a}}} = \frac{Q_{11} . D_{1_a}^2 . \sqrt{H_a}}{k_{F_{m_1}} . D_{1_a}^2}$$

$$\frac{c_{m_{1_m}}}{\sqrt{H_m}} = \frac{c_{m_{1_a}}}{\sqrt{H_a}} \qquad k_{c_{m_{1_a}}} = k_{c_{m_{1_m}}}$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Podobnie można udowodnić, że

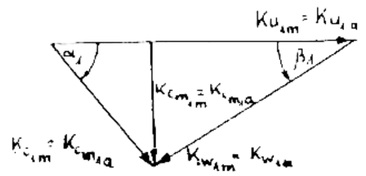
$k_{cu_{1a}} = k_{cu_{1m}}$, stąd wynika, że $k_{c_{1m}} = k_{c_{1a}}$

Aby trójkąty wlotowe modelu i wykonywanej turbiny były sobie równe, musi być

$$k_{u_{1m}} = k_{u_{1a}}$$

rys.10.1.

Dla podobnych turbin częściowych, trójkąty wlotowe modelu i wykonywanej turbiny, są do siebie podobne.



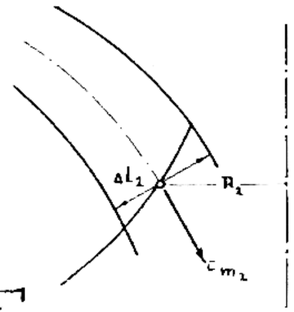
10.3. Wylot z wirnika.

$$c_{m_2} = \frac{Q}{m.2.\pi.R_2.\Delta l_2}$$

przyjęto grubość łopatki

$$c_{m_{2m}} = \frac{Q_{11}\cdot D_{1_m}^2 \sqrt{H_m}}{m.2.\pi.R_{2_m}.\Delta l_{2_m}}$$

$$R_{2_m} = k_1 \cdot D_{1_m} \; ; \quad \Delta l_{2_m} = k_2 \cdot D_{1_m}$$



rys.10.2.

$$c_{m_{2_m}} = \frac{Q_{11}\cdot D_{1_m}^2 \cdot \sqrt{H_m}}{2.\pi.m.k_1.k_2.D_{1_m}^2} = \frac{Q_{11}\cdot\sqrt{H_m}}{2.\pi.m.k_1.k_2}$$

analogicznie

$$c_{m_{2a}} = \frac{Q_{11}\cdot D_{1_a}^2 \cdot \sqrt{H_a}}{2.\pi.m.k_1.k_2.D_{1_a}^2} = \frac{Q_{11}\cdot\sqrt{H_a}}{2.\pi.m.k_1.k_2}$$

$$\frac{c_{m_{2_m}}}{\sqrt{H_m}} = \frac{Q_{11}}{2.\pi.m.k_1.k_2} \; ; \quad \frac{c_{m_{2a}}}{\sqrt{H_a}} = \frac{Q_{11}}{2.\pi.m.k_1.k_2}$$

$$k_{cm_{2m}} = k_{cm_{2a}}$$

Na podstawie podobieństwa geometrycznego

$$\frac{R_{2m}}{R_{1m}} = \frac{R_{2a}}{R_{1a}} \; , \quad \frac{k_{u_2}}{k_{u_1}} = \frac{R_2}{R_1}$$ a przy

$k_{u_{1m}} = k_{u_{1a}}$, $k_{u_{2m}} = k_{u_{2a}}$

Otrzymujemy zatem podobne trójkąty wylotowe odpowiednich turbin częściowych, modeli i wykonywanej turbiny.

$k_{c_{2m}} = k_{c_{2a}}$; $k_{w_{2m}} = k_{w_{2a}}$; $\alpha_{2a} = \alpha_{2m}$, $\beta_{2m} = \beta_{2a}$

10.4. Sprawność η_H.

$$\eta_H = k_{c_1}^2 - k_{c_2}^2 + k_{w_2}^2 - k_{w_1}^2 + k_{u_1}^2 - k_{u_2}^2$$

Jeśli k_{c_o} i k_{u_1} są stałe, to wszystkie spółczynniki k są stałe i wtedy

$$\eta_{H_m} = \eta_{H_a}$$

$$k_{c_o} = \sqrt{(1-\rho).(1-\zeta_{c-o})} \; ; \; \rho = \frac{H_{pot}}{H}$$

ζ_{e-o} zależy od: 1/ względnej szorstkości δ

2/ liczby Reynoldsa Re

Aby $(\zeta_{e-o})_m = (\zeta_{e-o})_a$ musi być $\delta_m = \delta_a$

$Re_m = Re_a$

W rzeczywistości $\delta_m > \delta_a$, $Re_m < Re_a$

zatem $(\zeta_{e-o})_m > (\zeta_{e-o})_a$

$\eta_{H_m} < \eta_{H_a}$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

10.5. Warunki podobieństwa przepływu.

Według prawa podobieństwa, warunkiem tego samego przebiegu ruchu w modelu i wykonanej turbinie jest

$$P_m : T_m : W_m = P_a : T_a : W_a$$

P - siły zewnętrzne, T - siły bezwładności, W - siły oporu,

m - modelu, a - wykonanej turbiny.

Przy różnych przepływach, znaczenie tych sił nie jest równe.

10.5.1. Przepływ z tarciem bez wykonywania pracy.

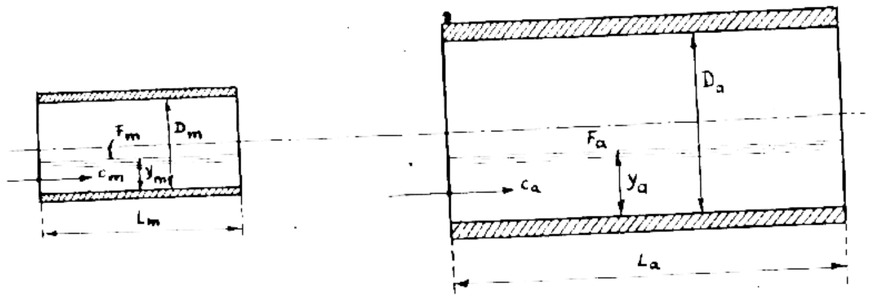
Ruch jest pod wpływem sił bezwładności T i oporu W.

$$T_m : W_m = T_a : W_a$$

Naprzykład przepływ w rurze

model : m wykonanie : a

rys.10.3.



$$\frac{L_m}{L_a} = \frac{D_m}{D_a} \quad , \quad \frac{y_m}{y_a} = \frac{D_m}{D_a}$$

$$T_m = \frac{\gamma_m \cdot q_m}{g} \cdot c_m \quad ; \quad \frac{\gamma_m}{g} = \rho_m \quad , \quad q_m = f_m \cdot c_m$$

$$f_m = k_1 \cdot D_m^2 \quad , \quad \underline{\underline{q_m = k_1 \cdot D_m^2 \cdot c_m}}$$

$$\underline{\underline{T_m = \rho_m \cdot k_1 \cdot D_m^2 \cdot c_m^2}}$$

Podobnie

$$q_a = f_a \cdot c_a = k_1 \cdot D_a^2 \cdot c_a$$

$$\underline{\underline{T_a = \rho_a \cdot k_1 \cdot D_a^2 \cdot c_a^2}}$$

Siły oporu W.

$$W = \eta \cdot F \cdot \frac{d\,c}{d\,y} \quad ; \quad \frac{d\,c}{d\,y} \text{ - gradient prędkości}$$

$$W_m = \eta_m \cdot F_m \cdot \frac{d\,c_m}{d\,y_m} \quad , \quad F_m = k_2 \cdot D_m^2$$

$$\frac{d\,c_m}{d\,y_m} = \frac{c_m}{k_3 \cdot D_m} \quad , \quad W_m = \eta_m \cdot k_2 \cdot D_m^2 \cdot \frac{c_m}{k_3 \cdot D_m}$$

$$\underline{\underline{W_m = \frac{\eta_m}{k_3} \cdot k_2 \cdot D_m \cdot c_m}}$$

Podobnie

$$W_a = \eta_a \cdot k_2 \cdot D_a^2 \cdot \frac{c_a}{k_3 \cdot D_a} = \underline{\underline{\frac{\eta_a \cdot k_2 \cdot D_a \cdot c_a}{k_3}}}$$

$$\frac{T_m}{W_m} = \frac{\rho_m \cdot k_1 \cdot D_m^2 \cdot c_m^2}{\eta_m \cdot k_2 \cdot D_m \cdot c_m} \cdot k_3 = \underline{\underline{\frac{k_1 \cdot k_3}{k_2} \cdot \frac{c_m \cdot D_m \cdot \rho_m}{\eta_m}}}$$

$$\frac{T_a}{W_a} = \frac{\rho_a \cdot k_1 \cdot D_a^2 \cdot c_a^2}{\eta_a \cdot k_2 \cdot D_a \cdot c_a} \cdot k_3 = \underline{\underline{\frac{k_1 \cdot k_3}{k_2} \cdot \frac{c_a \cdot D_a \cdot \rho_a}{\eta_a}}}$$

Aby stosunek

$$\frac{T_m}{W_m} = \frac{T_a}{W_a} \quad \text{musi być} \quad \frac{c_m \cdot D_m \cdot \rho_m}{\eta_m} = \frac{c_a \cdot D_a \cdot \rho_a}{\eta_a}$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

to znaczy $R_{e_m} = R_{e_a}$ dla czystego przepływu z tarciem np. w przypadku oznaczania spółczynnika oporu / tarcia / λ.

10.5.2. Przepływ z równoczesnym wykonywaniem pracy /turbina lub pompa./

Np. model jest równy 1/5 -tej wykonania.

$D_m = \frac{1}{5} \cdot D_a$. Przepływa to samo medium np. woda, przy tej samej temperaturze.

$$\rho_m = \rho_a , \quad \eta_m = \eta_a$$

Ponieważ $R_{e_m} = R_{e_a}$ więc

$$c_m \cdot D_m = c_a \cdot D_a = c_m \cdot \frac{1}{5} D_a$$

$$\underline{\underline{c_m = 5\, c_a}} \quad /// \quad \text{i wtedy} \quad H_m = 25\, H_a,$$

co jest w laboratorium nie możliwe do osiągnięcia;

np. $H_a = 10$ m, $H_m = 250$ m

Otrzymaliśmy sprawność

$$\eta_H = \frac{\left(H - \frac{c_e^2}{2g}\right) - \left\{ i \sum_e^a H_{s_i} + \frac{c_a^2}{2g} \right\}}{\left(H^* + \frac{c_e^2}{2g} - \frac{c_a^2}{2g}\right)}$$

wartość $H^* + \frac{c_e^2}{2g} - \frac{c_a^2}{2g} = H$ czyli

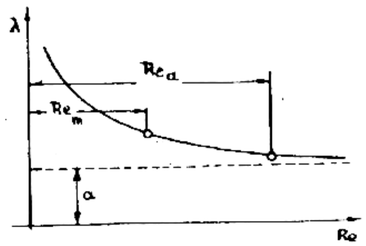
$$\eta_H = 1 - \frac{i \sum_e^a H_{s_i}}{H}$$, liczba R_e wpływa tylko na

$$\underline{\underline{H_{s_i} = 0{,}04 \div 0{,}06}}$$

96% ÷ 94% przepływu z wykonywaniem pracy, nie jest zależne od liczby R_e.

Wpływ R_e na wartość $4\zeta = \lambda$

$$\lambda = a + \frac{b}{R_e^{1/m}}$$



a - uwzględnia względną szorstkość δ rys.10.4.

Spółczynnik oporu / tarcia/ λ jest większy przy modelu; sprawność przy badaniu modelu jest zatem mniejsza.

$D_m < D_a$, $c_m < c_a$

$R_{e_m} < R_{e_a}$

$\delta_a < \delta_m$ $\lambda_a < \lambda_m$, na skutek czego

$$\underline{\underline{\eta_{H_m} \leq \eta_{H_a}}}$$

10.5.3. Warunki podobieństwa dla przepływu z oddaniem pracy /turbina, pompa/.

Siły bezwładności T, zewnętrzne P / impulsu /.

W zasadzie:

$$T_m = \rho_m \cdot k_1 \cdot D_m^2 \cdot c_m^2$$

$$T_a = \rho_a \cdot k_1 \cdot D_a^2 \cdot c_a^2$$

Siły zewnętrzne / ciężkości /.

$$P_m = \gamma_m \cdot k_4 \cdot D_m^3$$

$$P_a = \gamma_a \cdot k_4 \cdot D_a^3$$

$\frac{T_m}{P_m} = \frac{T_a}{P_a}$ / przy czym wpływ tarcia i siły oporu wywołane tarciem /.

$$\frac{\rho_m \cdot k_1 \cdot D_m^2 \cdot c_m^2}{\gamma_m \cdot k_4 \cdot D_m^3} = \frac{\rho_a \cdot k_1 \cdot D_a^2 \cdot c_a^2}{\gamma_a \cdot k_4 \cdot D_a^3}$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

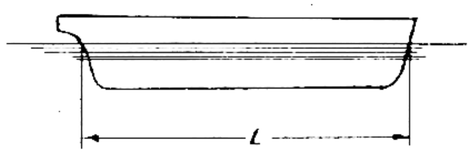
$$\frac{\rho_m}{\rho_m \cdot g} \cdot \frac{c_m^2}{D_m} = \frac{\rho_a}{\rho_a \cdot g} \cdot \frac{c_a^2}{D_a}$$

$$\frac{c_m^2}{g \cdot D_m} = \frac{c_a^2}{g \cdot D_a} \quad ; \quad \underline{\underline{\frac{c_m}{\sqrt{g \cdot D_m}} = \frac{c_a}{\sqrt{g \cdot D_a}}}}$$

10.5.4. Liczba Froud'a. F_r / w budownictwie okrętowym /.

rys.10.5.

$$F_r = \frac{c}{\sqrt{g \cdot L}}$$



$$\frac{D_m}{D_a} = \frac{H_m}{H_a} \quad , \quad k_{c_m} = k_{c_a} \quad \therefore \quad \frac{c_m}{\sqrt{2g \cdot H_m}} = \frac{c_a}{\sqrt{2g \cdot H_a}}$$

Wszystkie spółczynniki przy modelu i wykonaniu są sobie równe.

$k_{co_m} = k_{co_a}$, $k_{u_{1_m}} = k_{u_{1_a}}$, $k_{w_{1_m}} = k_{w_{1_a}}$ i td.

10.5.5. Przepływ krzywoliniowy z oddaniem pracy, wpływ sił odśrodkowych.

$$C_m = M_m \cdot \frac{c_m^2}{\rho_m} \quad , \quad M_m = \frac{\gamma_m \cdot k_4 \cdot D_m^3}{g} \quad , \quad \rho \text{ - promień krzywizny}$$

$$C_m = \frac{\gamma_m \cdot k_4 \cdot D_m^3}{g} \cdot \frac{c_m^2}{k_5 \cdot D_m} = \frac{\gamma_m \cdot k_4 \cdot D_m^2 \cdot c_m^2}{g \cdot k_5}$$

podobnie dla wykonanej turbiny

$$C_a = \frac{\gamma_a \cdot k_4 \cdot D_a^3}{g} \cdot \frac{c_a^3}{k_5 \cdot D_a} = \frac{\gamma_a \cdot k_4 \cdot D_a^2 \cdot c_a^2}{g \cdot k_5}$$

$$P_m = \gamma_m \cdot k_4 \cdot D_m^3 \quad , \quad P_a = \gamma_a \cdot k_4 \cdot D_a^3$$

$$\frac{c_m}{P_m} = \frac{c_a}{P_a} \; ; \; \frac{\gamma_m \cdot k_4 \cdot D_m^2 \cdot c_m^2}{g \cdot k_5 \cdot \gamma_m \cdot k_4 \cdot D_m^3} = \frac{\gamma_a \cdot k_4 \cdot D_a^2 \cdot c_a^2}{g \cdot k_5 \cdot \gamma_a \cdot k_4 \cdot D_a^3}$$

$$\frac{c_m^2}{g \cdot D_m} = \frac{c_a^2}{g \cdot D_a} \qquad \underline{\underline{\frac{c_m}{\sqrt{g \cdot D_m}} = \frac{c_a}{\sqrt{g \cdot D_a}}}} \quad \therefore \quad \underline{\underline{F_{r_m} = F_{r_a}}}$$

Liczby Froud'są równe.

$k_{c_m} = k_{c_a}$ jeśli $\frac{D_m}{D_a} = \frac{H_m}{H_a}$

$$\underline{\underline{\frac{c_m}{\sqrt{2g \cdot H_m}} = \frac{c_a}{\sqrt{2g \cdot H_a}}}}$$

10.6. Zestawienie warunków podobieństwa przepływu.

W celu zastosowania wyników badań nad modelami, do wykonania muszą być spełnione następujące warunki:

1. Podobieństwo ściśle geometryczne między modelem a wykonaniem, również względna szorstkość $\delta_m = \delta_a$. Ponieważ to nie zachodzi, przeto mamy zapewnienie lepszej sprawności.

Również $\underline{\underline{\frac{H_m}{H_a} = \frac{D_m}{D_a}}}$

2. Liczby Froud'a muszą być sobie równe

$F_{r_m} = F_{r_a} \; \therefore \; k_{co_m} = k_{co_a}$, $k_{u_{1_m}} = k_{u_{1_a}}$, $k_{w_{1_m}} = k_{w_{1_a}}$

3. Liczby Reynold'a nie muszą i nie mogą być równe, ponieważ nie ma przepływu z tarciem / tylko 6 ÷ 4% /, lecz przepływ jest z oddaniem pracy / 94 - 96% /.

$$\underline{\underline{R_{e_m} \neq R_{e_a}}}$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

10.7. Przeliczenie wyników doświadczenia modelem na wykonanie.

Jako wielkość odniesienia obieramy średnicę wlotową D_1.

Skala modelu $M = \frac{D_{1a}}{D_{1m}}$, $\frac{H_a}{H_m} = M$

Przy badaniu modelu należy pomierzyć

H_m, Q_m, n_m, L_{d_m}, L_{t_m}, η_{t_m}.

Jeśli są spełnione warunki modelowe, to:

$$\eta_{H_m} \leq \eta_{H_a} \quad ; \quad \eta_{Q_m} \leq \eta_{Q_a} \quad ; \quad \eta_{m_m} \leq \eta_{m_a}$$

$$\left.\begin{aligned} \eta_{t_m} &= \eta_{H_m} \cdot \eta_{Q_m} \cdot \eta_{m_m} \\ \eta_{t_a} &= \eta_{H_a} \cdot \eta_{Q_a} \cdot \eta_{m_a} \end{aligned}\right\} \quad \eta_{t_m} \lessdot \eta_{t_a}$$

1. Obliczenie ilości obrotów turbiny wykonywanej n_a.

$$k_{u_{1a}} = k_{u_{1m}}, \quad \frac{\pi \cdot D_{1a} \cdot n_a}{60 \cdot \sqrt{2g \cdot H_a}} = \frac{\pi \cdot D_{1m} \cdot n_m}{60 \cdot \sqrt{2g \cdot H_m}}$$

$$n_a = \frac{D_{1m}}{D_{1a}} \cdot \sqrt{\frac{H_a}{H_m}} \cdot n_m$$

$$n_a = \frac{1}{M} \cdot \sqrt{M} \cdot n_m \qquad M \text{ - skala modelu}$$

$$n_a = \frac{n_m}{\sqrt{M}}$$

2. Obliczenie ilości wody Q_a turbiny wykonywanej.

$$k_{co_a} = k_{co_m} \therefore \quad Q_{11_m} = Q_{11_a} \therefore \frac{Q_a}{D_{1a}^2 \cdot \sqrt{H_a}} = \frac{Q_m}{D_{1m}^2 \cdot \sqrt{H_m}}$$

$$Q_a = \frac{D_{1a}^2}{D_{1m}^2} \cdot \sqrt{\frac{H_a}{H_m}} \cdot Q_m, \qquad Q_a = M^2 \cdot \sqrt{M} \cdot Q_m$$

3. Obliczenie mocy dyspozycyjnej L_d turbiny wykonywanej.

$$L_{d_a} = \gamma_a \cdot Q_a \cdot H_a, \quad L_{d_m} = \gamma_m \cdot Q_m \cdot H_m$$

$$\frac{L_{d_a}}{L_{d_m}} = \frac{\gamma_a}{\gamma_m} \cdot \frac{Q_a}{Q_m} \cdot \frac{H_a}{H_m}$$

Jeśli użyte ma być to samo medium do pracy przy turbinie wykonanej co przy modelu, to

$$\gamma_a = \gamma_m \therefore \frac{L_{d_a}}{L_{d_m}} = \frac{Q_a}{Q_m} \cdot \frac{H_a}{H_m} = \frac{D_{1a}^2}{D_{1m}^2} \cdot \sqrt{\frac{H_a}{H_m}} \cdot \frac{H_a}{H_m}$$

$$L_d = \frac{D_{1a}^2}{D_{1m}^2} \cdot \sqrt{\frac{H_a^3}{H_m^3}} \cdot L_{d_m} = M^2 \cdot \sqrt{M^3} \cdot L_{d_m}$$

4. Obliczenie mocy efektywnej turbiny wykonanej L_{t_a}

$$L_{t_a} = L_{d_a} \cdot \eta_t, \quad L_{t_m} = L_{d_m} \cdot \eta_{t_m}$$

$$\eta_{t_a} = \eta_{H_a} \cdot \eta_{Q_H} \cdot \eta_{m_a}, \quad \eta_{t_m} = \eta_{H_m} \cdot \eta_{Q_m} \cdot \eta_{m_m}$$

$$\therefore \eta_{t_a} > \eta_{t_m}$$

Przyjmując najkorzystniejszą sprawność $\eta_{t_a} = \eta_{t_m}$ otrzymamy

$$L_{t_a} = \frac{D_{1a}^2}{D_{1m}^2} \cdot \sqrt{\frac{H_a^3}{H_m^3}} \cdot L_{t_m}$$

$$L_{t_a} = M^2 \cdot \sqrt{M^3} \cdot L_{t_m}$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

5. Obliczenie wyróżnika szybkobieżności k_{s_a}

$$k_{s_a} = \frac{Q_a \cdot n_a^2}{c_a^3} \doteq \frac{Q_a \cdot n_a^2}{2 \cdot g \cdot H_a \cdot \sqrt{2g\, H_a}}$$

$$k_{s_m} = \frac{Q_m \cdot n_m^2}{c_m^3} = \frac{Q_m \cdot n_m^2}{2 \cdot g \cdot H_m \cdot \sqrt{2g \cdot H_m}}$$

$$\frac{k_{s_a}}{k_{s_m}} = \frac{Q_a}{Q_m} \cdot \frac{n_a^2}{n_m^2} \cdot \frac{H_m \cdot \sqrt{H_m}}{H_a \cdot \sqrt{H_a}} = M^2 \cdot \sqrt{M} \cdot \frac{1}{M} \cdot \frac{1}{M} \cdot \frac{1}{\sqrt{M}} = 1$$

$$k_{s_a} = k_{s_m}$$

Przeliczenie sprawności η_H,

względna szorstkość $\delta_m > \delta_a$

1. według prof. Moody U S A

$$\eta_a \cdot H_a = 1 - (1 - \eta_{H_m}) \cdot \sqrt[4]{\frac{D_{1_m}}{D_{1_a}}} \quad \therefore \quad \eta_a \cdot H_a = 1 - \frac{(1 - \eta_{H_m})}{\sqrt[4]{M}}$$

2. według Dr.R. Gregorig'a

$$\eta_{H_a} = \left(1 - k_{c_3}^2\right) - \left(1 - k_{c_3}^2 - \eta_{H_m}\right) \cdot \sqrt[4]{\frac{\nu_a \cdot D_{1_m}}{\nu_m \cdot D_{1_a}}} \cdot \left(\frac{H_m}{H_a}\right)^{1/2}$$

10.8. Wykorzystanie wyników doświadczeń modelowych.

10.8.1. Wielkości charakterystyczne turbin.

Wychodzimy z równania głównego turbiny

prawa strona $\eta_H \cdot H$

W miejsce H_a należy wstawić $H_a \cdot \eta_{H_a}$

- " - H_m " " $H_m \cdot \eta_{H_m}$

1. Przeliczone obroty

$$n_a = \frac{D_{1_m}}{D_{1_a}} \cdot \sqrt{\frac{H_a}{H_m} \cdot \frac{\eta_{H_a}}{\eta_{H_m}}} \cdot n_m = \frac{n_m}{\sqrt{M}} \cdot \sqrt{\frac{\eta_{H_a}^3}{\eta_{H_m}^3}}$$

2. Przeliczona moc L_{d_a}

$$L_{d_a} = \frac{D_{1_a}^2}{D_{1_m}^2} \cdot \sqrt{\frac{H_a^3}{H_m^3} \cdot \frac{\eta_{H_a}^3}{\eta_{H_m}^3}} \cdot L_{d_m}^3 = M^2 \cdot \sqrt{M^3} \cdot \sqrt{\frac{\eta_{H_a}^3}{\eta_{H_m}^3}} \cdot L_{d_m}$$

3. Przeliczona ilość wody Q_a

$$Q_a = \frac{D_{1_a}^2}{D_{1_m}^2} \cdot \sqrt{\frac{H_a \cdot \eta_{H_a}}{H_m \cdot \eta_{H_m}}} \cdot Q_m = M^2 \cdot \sqrt{M} \cdot \sqrt{\frac{\eta_{H_a}}{\eta_{H_m}}} \cdot Q_m$$

4. Przeliczona moc L_{t_a}

Przy założeniu $\eta_{Q_a} = \eta_{Q_m}$ i $\eta_{m_a} = \eta_{m_m}$

$$L_{t_a} = \frac{D_{1_a}^2}{D_{1_m}^2} \cdot \sqrt{\frac{H_a^3}{H_m^3} \cdot \frac{\eta_{H_a}^3}{\eta_{H_m}^3}} \cdot L_{t_m} = M^2 \cdot \sqrt{M^3} \cdot \sqrt{\frac{\eta_{H_a}^3}{\eta_{H_m}^3}} \cdot L_{t_m}$$

5. Przeliczone obroty charakterystyczne n_{s_a}

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{N_t}}{H^{5/4}}, \quad n_{s_a} = \left(\frac{\eta_{H_a}}{\eta_{H_m}}\right)^{5/4} \cdot n_{s_m}, \quad n_{s_a} > n_{s_m}$$

10.8.2. Turbiny seryjne.

Turbiny tego samego typu, ściśle geometrycznie podobne, o równych k_{c_o} i k_{u_1} i dlatego również o równym n_s lub k_s.

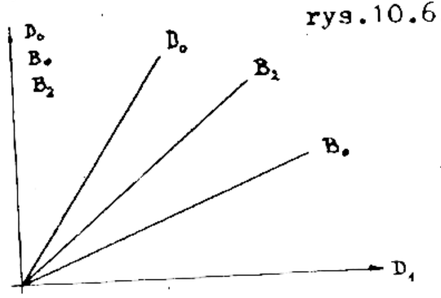
Typ turbiny jest określony przez wielkość n_s względnie k_s.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$n_s = 309 \cdot k_{u_1} \cdot \sqrt{Q_{11} \cdot \eta_t}$$

Średnica D_1 jest wielkością podstawową.

rys.10.6.



1. Długości.

$D_o = k_{D_o} \cdot D_1$

$B_o = k_{B_o} \cdot D_1$

$B_z = k_{B_z} \cdot D_1$

zależność wprost proporcjonalna

2. Przekroje.

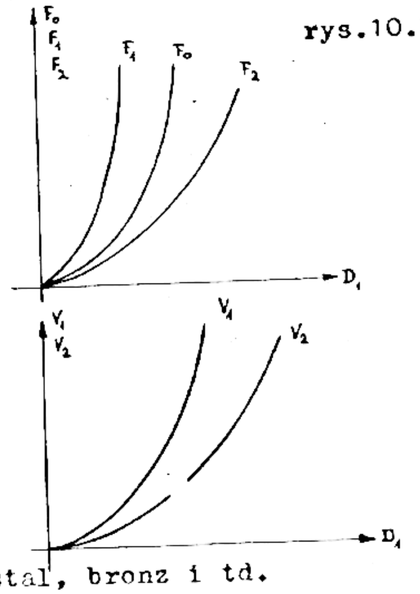
$F_o = k_{F_o} \cdot D_1^2$ / np. dla Dubsa $F_o = 2{,}34 \cdot D_1^2$ /

$F_1 = k_{F_1} \cdot D_1^2$

$F_2 = k_{F_2} \cdot D_1^2$

i td.

rys.10.7.



3. Objętości wypełnione wodą np. koło kierownicze.

$V_1 = k_{V_1} \cdot D_1^3$

wirnik: $V_2 = k_{V_2} \cdot D_1^3$ i td.

Objętości materiałowe żelazo, stal, bronz i td.

$V_1' = k_{V_1'} \cdot D_1^{2\div3}$ $\qquad V_2' = k_{V_1'}^2 \cdot D_1^{2\div3}$

4. Ciężary.

Woda: $G_1 = k_{G_1} \cdot D_1^3$, $G_2 = k_{G_2} \cdot D_1^3$

Materiał: $G_1' = k_{G_1'} \cdot D_1^{2\div3}$, $G_2' = k_{G_2} \cdot D_1^{2\div3}$

11. Wloty do turbin i korpus.

Dla turbin reakcyjnych $0 < \rho < 1$

$p_1 > p_2$
$k_s > 4$
$n_s > 65$
$w_1 < w_2$

} cechy charakterystyczne turbin reakcyjnych

11.1. Otwarta komora wodna $H < 10$ m.

Czynny spadek $H = H^* + \frac{c_e^2}{2g} - \frac{c_a^2}{2g} = H^* + \frac{c_e^2}{2g} \cdot \left[1 - \left(\frac{c_a}{c_e}\right)^2\right]$

jeśli $c_e \sim c_a$ to $H = H^*$, H^* należy mierzyć w ruchu.

Straty ciśnienia w kanale górnym i dolnym nie liczy się za straty turbiny. Położenie zwierciadła należy mierzyć za **kratami**. Stratę ciśnienia na **kratach** nie liczy się jako stratę turbiny.

Przepływ w komorze jest silnie burzliwy. Z punktu widzenia hydrodynamiki, otwarta komora wodna jest ujemnym źródłem w strumieniu równoległym

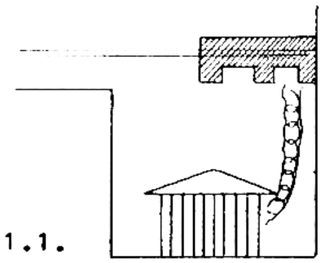
$$c_R = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot b} \qquad c_R = R \cdot K$$

Położenie środkowe turbiny w komorze sprzyja powstawaniu wirów w rogach komory. / Zapobiega się temu przy pomocy pływającego pokładu z desek, zaopatrzonego w żebra, wstrzymujące krążenie wody.

$c_e = 0{,}05 \cdot \sqrt{2g \cdot H}$

$c_e = 0{,}31$ ..... $0{,}70$ m/sek

$H = 2$ 10

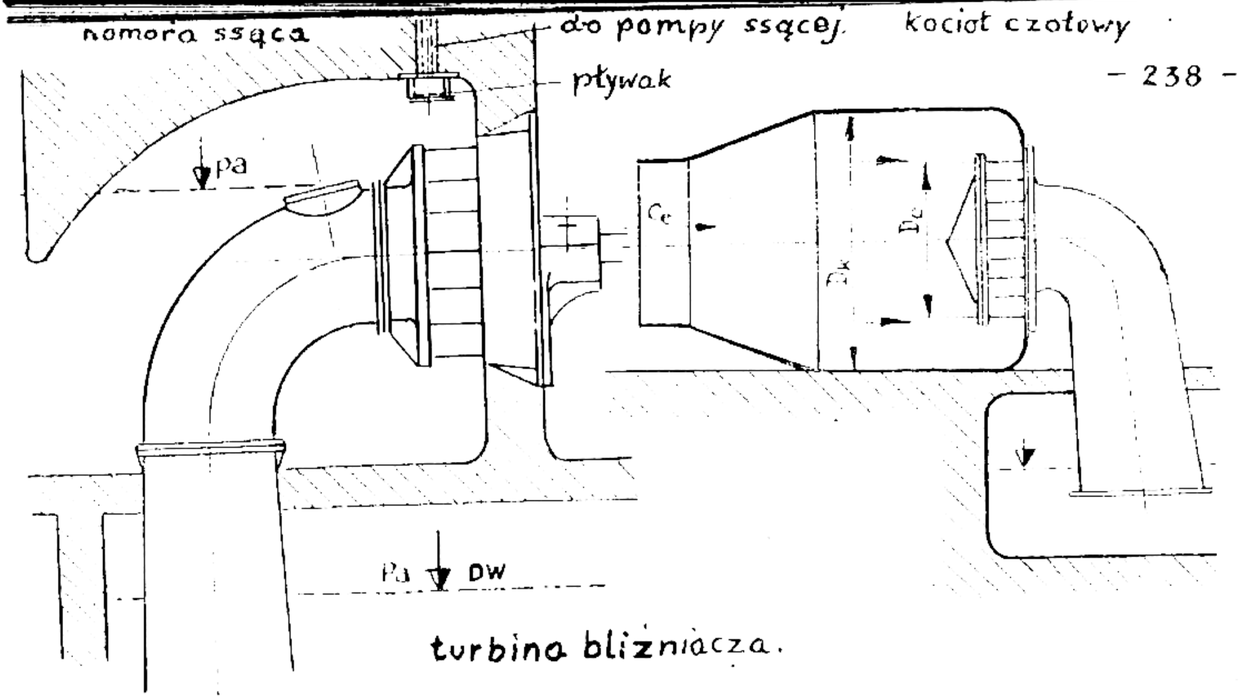


Dane dla rur ssących. rys.11.1.

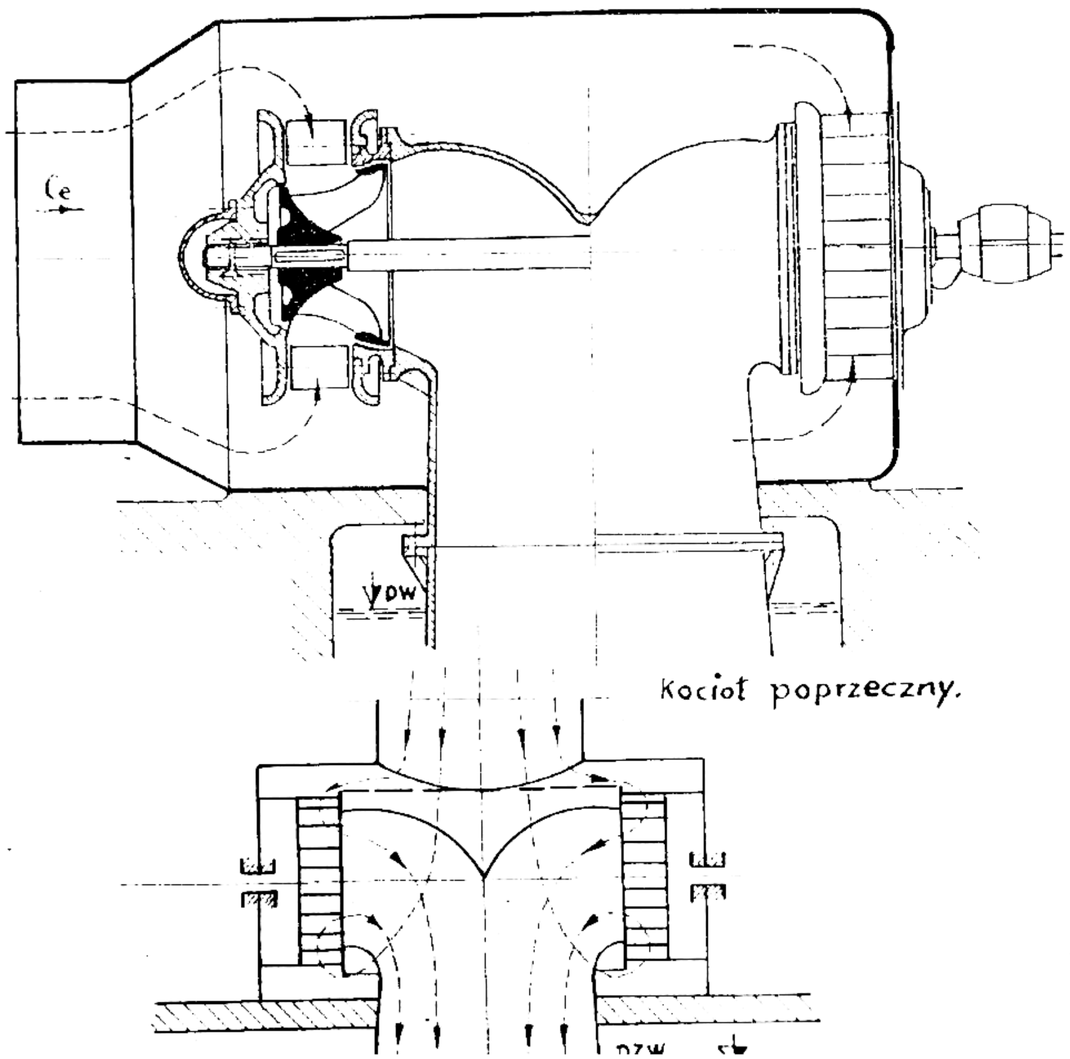
$h_3 = 0{,}2 \div 0{,}3$ m - głębokość zanurzenia rury ssącej

$T_s = t_s \cdot c_3$, $\qquad t_s = 0{,}8 \div 1{,}2$ sek

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

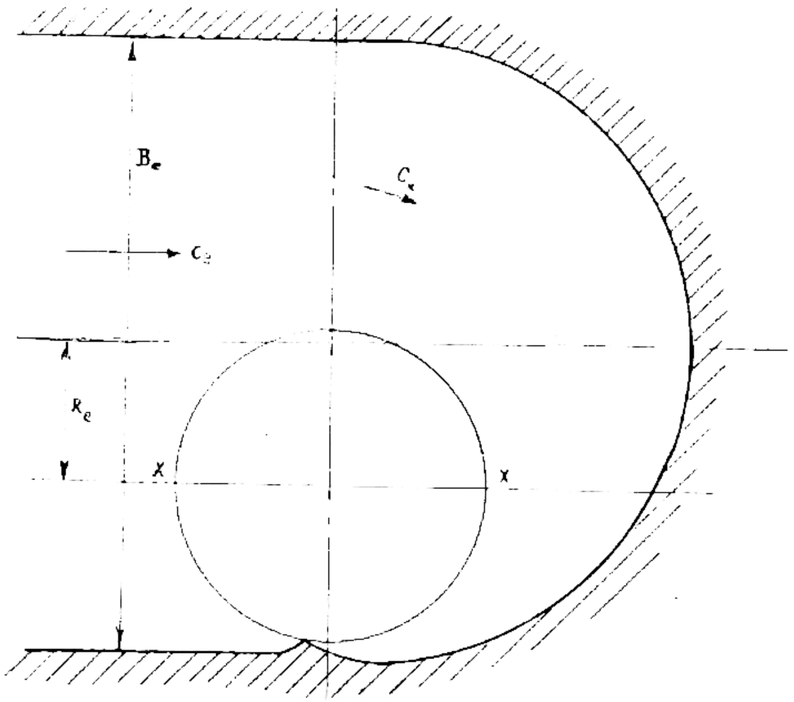


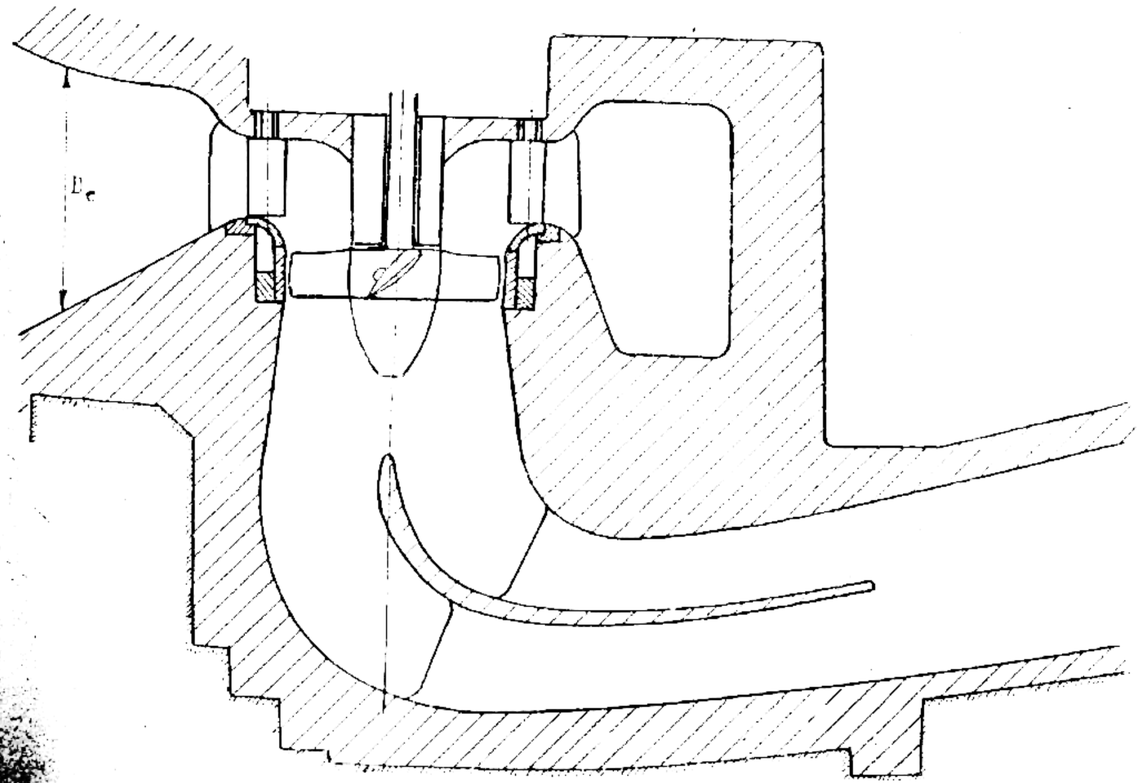
turbina bliźniacza.



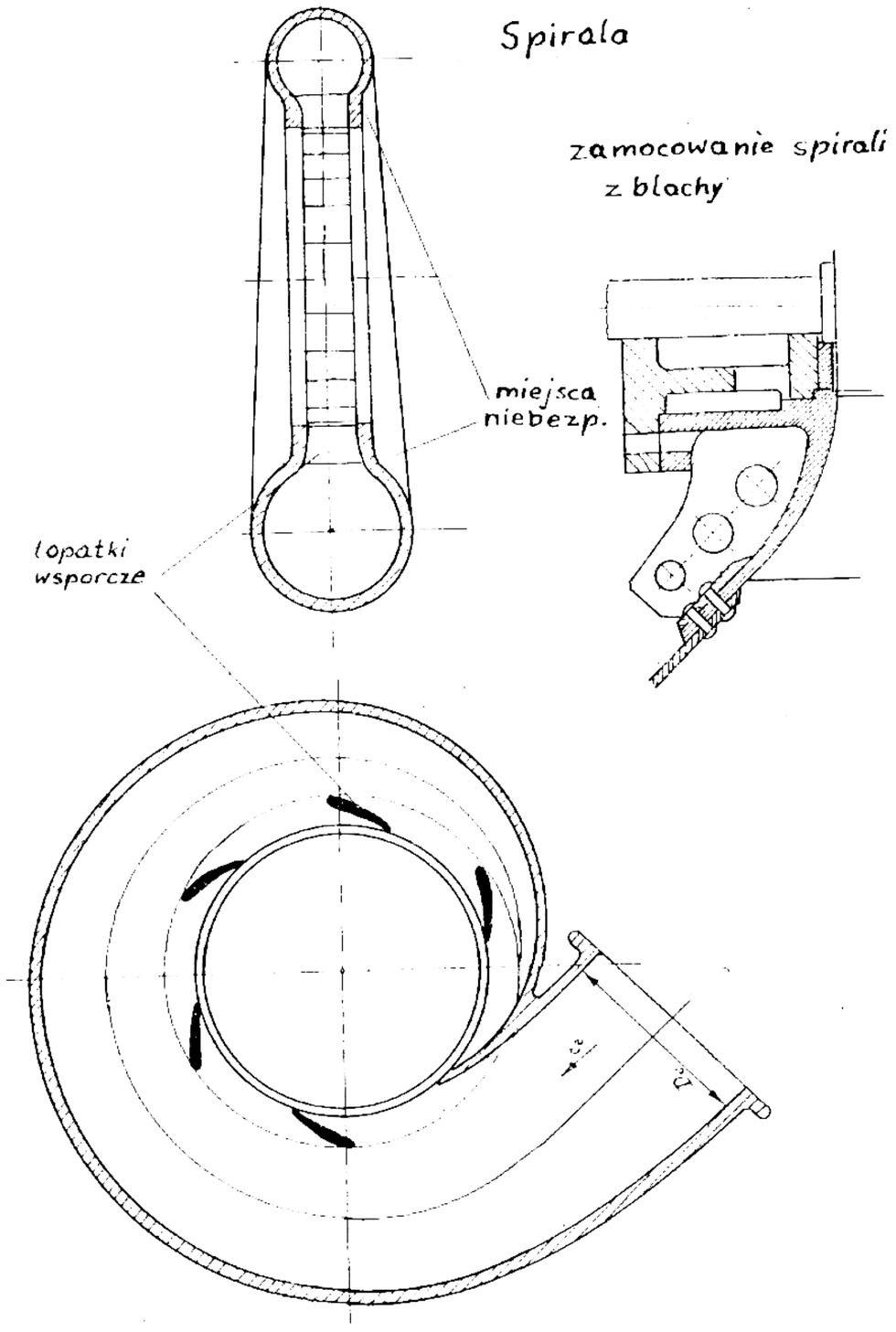
Kocioł poprzeczny.

Półspirala

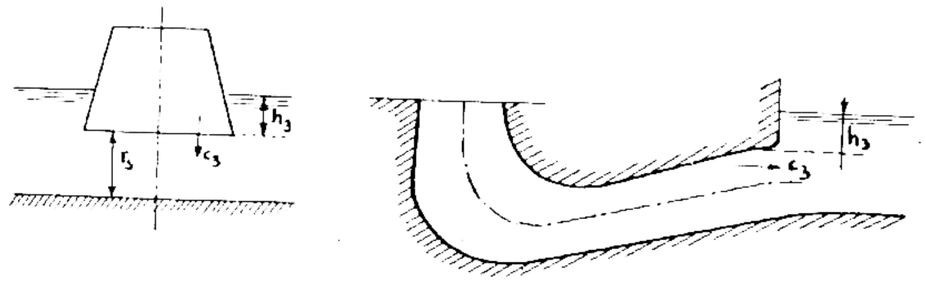




Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne



rys.11.2.



Przy dużych wymiarach turbin / D_o^*, B_o/, w stosunku do spadu H, turbina jest za płytko zanurzona. Gdy nie należy wykonywać zbyt głębokiego szybu, wykonuje się komorę próżniową zamkniętą / odpowietrzenie przy pomocy pompy próżniowej /.

Np. Vorgon, Gota Elw. Szwecja : Kaplany $D_1 = 7{,}2$ m

11.2. Półspirala.

$$10 \text{ m} < H < 28 \text{ m}$$

Ustawienie mimośrodkowe turbiny w komorze wodnej, stanowi dziś normalne ustawienie turbin, przy urządzeniach niskoprężnych, przepływowych.

Czynny spad

$$H = H^* + \frac{c_e^2 - c_a^2}{2g}$$

$$H = H^* + \frac{c_e^2}{2g} \cdot \left\{ 1 - \left(\frac{c_a}{c_e} \right)^2 \right\}$$

przeważnie $c_a \sim c_e$ $\quad H \sim H^*$

Wartości informacyjne dla c_e.

$c_e = (0{,}15 \div 0{,}10) \cdot \sqrt{2g.H}$

$c_e = 2{,}1 \ldots\ldots 2{,}3$ m/s

$H = 10 \ldots\ldots 25$ m

Impuls w przekroju dolotowym $P_e = \frac{\gamma . Q}{g} \cdot c_e$

Kręt $= M_e = P_e . R_e = \frac{\gamma . Q}{g} \cdot c_e . R_e$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

11.3. Korpus z blachy.

Doprowadzenie wody przy pomocy rurociągu.

$$10 < H < 30 \text{ m}$$

Czynny spad $$H = \frac{P_e}{\gamma} + \frac{c_e^2}{2g} + H_s - \frac{c_a^2}{2g}$$

P_c mierzymy manometrem

Wykonujemy go przy turbinach różnych typów,/ wolnobieżnych, szybkobieżnych, pojedynczych i bliźniaczych /. Unikać przy konstrukcji niepotrzebnych odchyleń strumienia.

Wartości informacyjne.

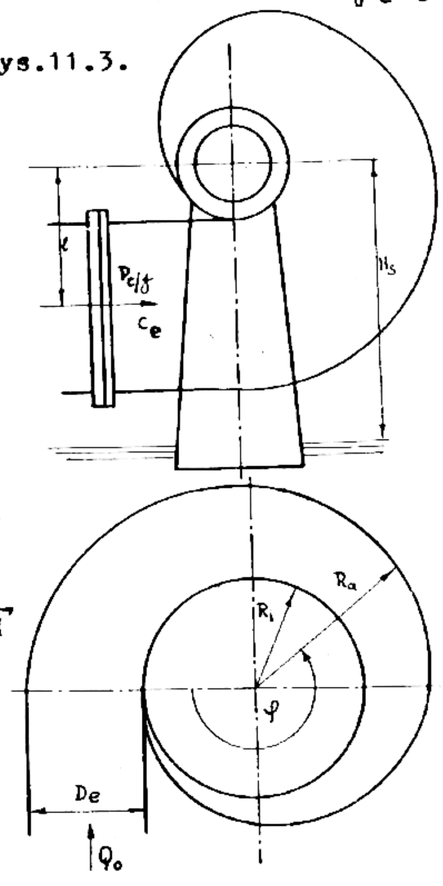
$c_e = (0{,}10 \ldots\ldots 0{,}08) \cdot 2g\,H$

$c_e = 1{,}4 \ldots\ldots 2{,}0$ m/s

$H = 10 \ldots\ldots 30$ m

W przypadku dużych strat ciśnienia w korpusie, dużego ζ_e η_H jest małe.

rys.11.3.



11.4. Korpus spiralny.

Korpus najlepszy, cechujący się najlepszą sprawnością

$$25 < H < 500 \text{ m}$$

H_s - statyczna wysokość ssania

Czynny spad

$$H = \frac{P_e}{\gamma} - 1 + H_s + \frac{c_e^2}{2g} - \frac{c_a^2}{2g}$$

Wartości informacyjne.

$c_e = (0{,}20 \ldots\ldots 0{,}15)\sqrt{2g\,H}$

$c_e = 4{,}8 \ldots\ldots 15$ m/sek

$H = 25 \ldots\ldots 500$ m

$$c_e = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot D_e^2} \qquad c_a < c_e$$

Impuls $P_e = \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot c_e$, kręt $M_e = P_e \cdot l = \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot c_e \cdot l$

Zewnętrzne ograniczenie korpusu spiralnego.

Przyjmujemy przekrój prostokątny u wlotu do korpusu

$$R_a = R_i + \frac{\varphi}{2\pi} \cdot D_e$$

Q - ilość wody w przekroju F, położonym o kąt φ od początku,

Q_o - ilość wody nominalna

$$Q = \frac{\varphi}{2\pi} \cdot Q_o$$

$$F = (R_a - R_i) \cdot B_e, \qquad R_a - R_i = \frac{\varphi}{2\pi} \cdot D_e$$

$$F = \frac{\varphi}{2\pi} \cdot D_e \cdot B_e$$

$$c = \frac{Q}{F} = \frac{\frac{\varphi}{2\pi} \cdot Q_o}{\frac{\varphi}{2\pi} \cdot D_e \cdot B_e} = \frac{Q_o}{D_e \cdot B_e} = c_e = \text{const}$$

Krzywa ograniczająca spiralę z zewnątrz, jest spiralą Archimedesa. Ze względu na przepływ, jest to kształt bardzo korzystny, ze względu na wytrzymałość bardzo niekorzystny. Konieczne jest wzmocnienie żelazem profilowym, przynitowanym lub przyspawanym.

Wykonywane obecnie korpusy spiralne, są prawie bez wyjątku z żeliwa lub staliwa, o przekroju kołowym lub eliptycznym.

Bardzo duże korpusy wykonuje się z blachy stalowej spawanej segmentami. Ze względu na możliwość fabrykacyjną, należy wykonywać korpusy odlewane.

Rozkład ciśnienia w korpusie spiralnym.

$$d^2V = R \cdot d\varphi \cdot d\,R \cdot b$$

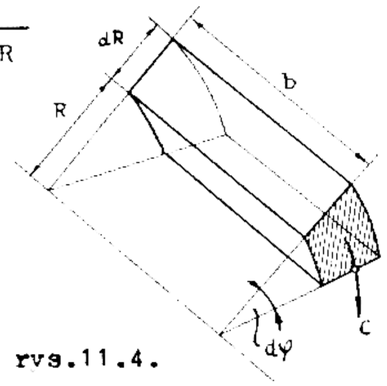
$$d^2M = \frac{\gamma \cdot d^2 V}{g} = \frac{\gamma \cdot R \cdot d\varphi \cdot d\,R \cdot b}{g}$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$d^2C = \frac{d^2M.c^2}{R} = \frac{\gamma.R.d\varphi.d\,R.b}{g} \cdot \frac{c^2}{R}$$

$$dP = \frac{d^2C}{R.d\varphi.b} = \frac{\gamma}{g} \cdot c^2 \cdot \frac{d\,R}{R}$$

$$d\left(\frac{P}{\gamma}\right) = \frac{c^2}{g} \cdot \frac{d\,R}{R}$$



rys.11.4.

Według równania Bernoulli'ego dla przepływu potencjalnego

$$\frac{c^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} + Z = k, \qquad \frac{c^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} = k - Z$$

W celu wyłączenia wpływu położenia Z na P, zakładamy przepływ poziomy, czyli Z = const, zaś $k - Z = k_1$

$$\frac{c^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} = k_1 \qquad \frac{c^2}{g} = 2.\left(k_1 - \frac{P}{\gamma}\right)$$

$$d\left(\frac{P}{\gamma}\right) = 2.\left(k_1 - \frac{P}{\gamma}\right) \cdot \frac{d\,R}{R}$$

Rozdzielając zmienne otrzymamy

$$\frac{d\left(\frac{P}{\gamma}\right)}{k_1 - \frac{P}{\gamma}} = 2 \cdot \frac{d\,R}{R} \qquad \text{I.)} \; -\ln\left(k_1 - \frac{P}{\gamma}\right) = 2.\ln R + k$$

Dla $R = R_m$ i $P = P_m$

$$\text{II.} \quad -\ln\left(k_1 - \frac{P_m}{\gamma}\right) = 2.\ln R_m + k$$

Równania II i I dają

$$\ln \frac{k_1 - \frac{P}{\gamma}}{k_1 - \frac{P_m}{\gamma}} = 2.\ln \frac{R_m}{R}$$

$$k_1 - \frac{P}{\gamma} = \left(k_1 - \frac{P_m}{\gamma}\right) \cdot \left(\frac{R_m}{R}\right)^2$$

$$\frac{P}{\gamma} = k_1 - \left(k_1 - \frac{P_m}{\gamma}\right) \cdot \left(\frac{R_m}{R}\right)^2$$

Ponieważ $\frac{c_m^2}{2g} + \frac{P_m}{\gamma} = k_1$ więc

$$\frac{P}{\gamma} = \frac{P_m}{\gamma} + \frac{c_m^2}{2g} - \frac{R_m^2}{R^2} \cdot \frac{c_m^2}{2g}$$

$$\frac{P}{\gamma} = \frac{P_m}{\gamma} + \left(1 - \frac{R_m^2}{R^2}\right) \cdot \frac{c_m^2}{2g}$$

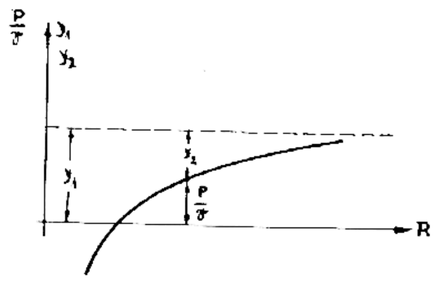
Dyskusja równania.

W celu graficznego przedstawienia równania, nazywamy wyrażenie

$$\frac{P_m}{\gamma} + \frac{c_m^2}{2g} = y_1 = \text{const}$$

$$\frac{R_m^2}{R^2} \cdot \frac{c_m^2}{2g} = y_2 = \text{hiperbola}$$

rys.11.5.



Przy pewnym promieniu występuje kawitacja / gdy $P = P_s$ /

Promień krytyczny R_k, przy którym c_m = const, występuje kawitacja.

Kawitacja wystąpi, gdy $P = P_s$

$$\frac{P_s}{\gamma} = \frac{P_m}{\gamma} + \frac{c_m^2}{2g} - \frac{R_m^2}{R_k^2} \cdot \frac{c_m^2}{2g}$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$\frac{R_m^2}{R_k^2} \cdot \frac{c_m^2}{2g} = \left(\frac{P_m - P_s}{\gamma} + \frac{c_m^2}{2g} \right)$$

$$R_{kryt} = R_m \cdot \sqrt{\frac{c_m^2}{2g}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\frac{P_m}{\gamma} - \frac{P_s}{\gamma} + \frac{c_m^2}{2g}}}$$

$$R_{kryt} = R_m \cdot \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{P_m - P_s}{\gamma} \cdot \frac{2g}{c_m^2}}}$$

Krytyczna prędkość $c_{m_{kryt}}$ przy której dla $R = R_{min} = R_i$ występuje kawitacja / $P = P_s$ /.

Im mniejszy jest promień R, tym mniejsze ciśnienie

$$\frac{P_s}{\gamma} = \frac{P_m}{\gamma} + \left(1 - \frac{R_m^2}{R_i^2} \right) \cdot \frac{c_{m_{kr}}^2}{2g} \qquad \text{przy czym } R_i < R_m$$

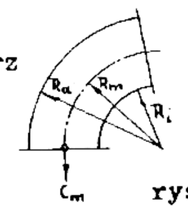
$$\left(\frac{R_m^2}{R_i^2} - 1 \right) \cdot \frac{c_{m_k}^2}{2g} = \frac{P_m - P_s}{\gamma}$$

$$c_{m_k} = \sqrt{2g \cdot \frac{\frac{P_m - P_s}{\gamma}}{\frac{R_m^2}{R_i^2} - 1}}$$

Różnica ciśnień między stroną zewnętrzną a wewnętrzną krzywaka.

I. $\frac{P_a}{\gamma} = \frac{P_m}{\gamma} + \frac{c_m^2}{2g} - \frac{R_m^2}{R_a^2} \cdot \frac{c_m^2}{2g}$ ciśnienie na zewnątrz

II. $\frac{P_i}{\gamma} = \frac{P_m}{2g} + \frac{c_m^2}{2g} - \frac{R_m^2}{R_i^2} \cdot \frac{c_m^2}{2g}$ na wewnątrz



rys.11.6.

$$\frac{P_a - P_i}{\gamma} = \frac{\Delta P}{\gamma} = \left(\frac{R_m^2}{R_i^2} - \frac{R_m^2}{R_a^2} \right) \cdot \frac{c_m^2}{2g}$$

ΔP stale dodatnie

Na skutek tej różnicy ciśnień, wywołanej przepływem głównym / c_m / powstaje przepływ wtórny / boczny / w kierunku poprzecznym o prędkości $c^* \sim \sqrt{2g \cdot \Delta P/\gamma}$

Wypadkowy przepływ jest tak zwanym przepływem przeplatanym. Przepływ poprzeczny powoduje dodatkowe straty ciśnienia, tak zwane straty krzywaka. H_{str} krzywaka, która jest zależna od stopnia zakrzywienia i prędkości. Jest to przeptyw burzliwy w rurze gładkiej i wykrzywionej, przy wysokiej liczbie Reynolds'a.

$$R_m = \frac{R_a + R_i}{2}, \qquad D_m = 2 \cdot R_m = R_a + R_i$$

$d = R_a - R_i$ krzywizna względna $\psi = \frac{d}{D_m}$

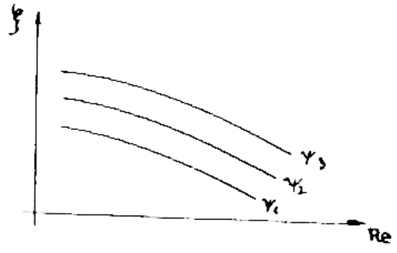
$$\frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{\psi^2}{(1 - \psi^2)^2} \cdot \frac{c_m^2}{2g}$$

$$H_{str_{krzyw}} = \zeta \cdot \frac{\psi^2}{(1 - \psi^2)^2} \cdot \frac{c_m^2}{2g} = \text{strata krzywaka}$$

jest funkcją liczby R_e i ψ

Wyrażenie $\zeta \cdot \frac{\psi^2}{(1 - \psi^2)^2} = \zeta_k$

$$H_{str_k} = \zeta_k \cdot \frac{c_m^2}{2g}$$



rys.11.7.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Naprzykład strata krzywaka o $\delta = 90^\circ$ wynosi

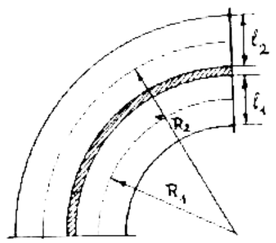
$$H_{str} = \zeta \cdot \frac{c_m^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{c_m^2}{2g}, \qquad l = \frac{\pi D_m}{4}$$

$$H_{str} = \left(\zeta_k + \lambda \cdot \frac{\pi . D_m}{4.d} \right) \cdot \frac{c_m^2}{2g}$$

rys.11.8.

Sposoby zapobiegania stratom krzywaka.

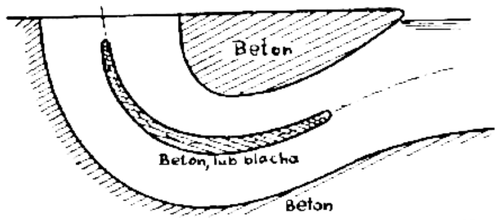
Wbudowanie ścianki pośredniej



$$\psi_1 = \frac{l_1}{2.R_1} ; \quad \psi = \frac{l_1 + l_2}{2.\frac{R_1 + R_2}{2}}$$

$$\psi_2 = \frac{l_2}{2.R_2} ; \quad \psi = \frac{l_1 + l_2}{R_1 + R_2}$$

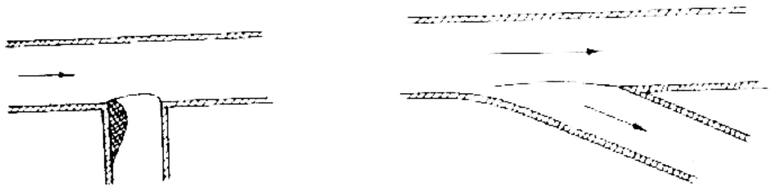
$\psi_2 < \psi$ i $\psi_1 < \psi$



Dla zmniejszenia strat ciśnienia, wykonuje się przy turbinie Kaplana przestawne łopatki wirnika, zaś w rurze ssącej daje się ściankę dzielącą / w środku / z betonu lub z blachy. Taka ścianka zwiększa ilość warstw granicznych, przez co częściowo zmniejsza się ciśnienie i maleje zysk na stracie krzywaka.

Poza tym ścianka taka komplikuje budowę.

złącza rurowe



rys.11.9.

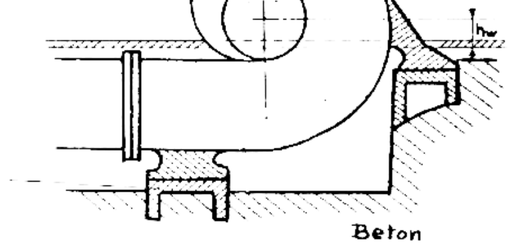
dobre hydraulicznie na skutek dużych otworów, zachodzi konieczność wzmocnienia ścian przy pomocy kołnierza.

Ustawienie korpusu spiralnego.

Doprowadzenie wody do korpusu winno się odbywać możliwie bez odchylenia, a jeśli to jest niemożliwe, winny wszelkie zagięcia rury / kanału/ przebiegać łagodnie to znaczy ψ małe.

Wysokość wody ponad wlotem nie może być za mała.

rys.11.11.



Rurociągi ciśnieniowe,

służące do doprowadzenia wody do turbiny.

1. Rurociągi otwarte, dostępne z zewnątrz / napowietrzne/, wymagają wsporników i punktów stałych, dla przejęcia ciężaru i osiowego nacisku. Cechuje się łatwą możliwością rewizji i kontroli na szczelność, podlegają one jednak wpływom temperatury i nie są ochronione przed lawinami.

2. Rurociągi ułożone w ziemi na wspornikach, są ochronione przed wpływami temperatur i lawinami, kontrola i rewizja utrudnione.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

12. Rury ssące turbin względnie dyfuzory.

12.1. Cel rury ssącej.

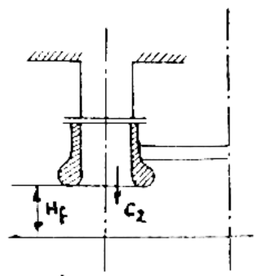
1/ Lepsze wykorzystanie spadu H.

2/ Wykorzystanie wylotowej energii kinetycznej i przekształcenie jej w energię potencjalną.

a/ Turbina akcyjna

$\rho = 0, \quad p_1 = p_2, \quad w_1 = w_2$ rys.12.1.

1. Turbina Girarda - osiowa



Wirnik wystaje ponad wodę,
dolna wysokość $H_f \sim \frac{c_2^2}{2g}$,

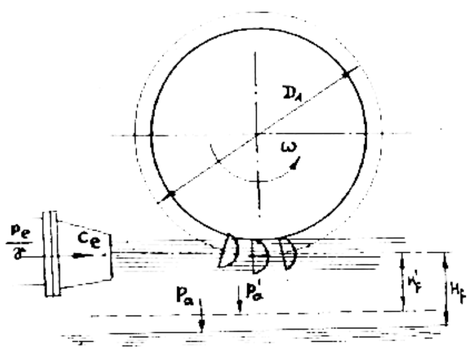
jest to zarazem strata spadu

Wykorzystany spad $H = H^x - H_f$, nie ma rury ssącej.

$$\eta_H = 1 - \zeta_{e\div 2} \cdot k c_2^2 + \eta_s \cdot \left(k c_2^2 - k c_3^2 \right) \quad ; \quad k c_2 = k c_3$$

$$\eta_H = 1 - \zeta_{e\div 2} \cdot k c_2^2$$ brak rury ssącej

2. Turbina Peltona / wał poziomy/ rys.12.2.



$$H = \frac{p_e}{\gamma} + \frac{c_e^2}{2g}$$

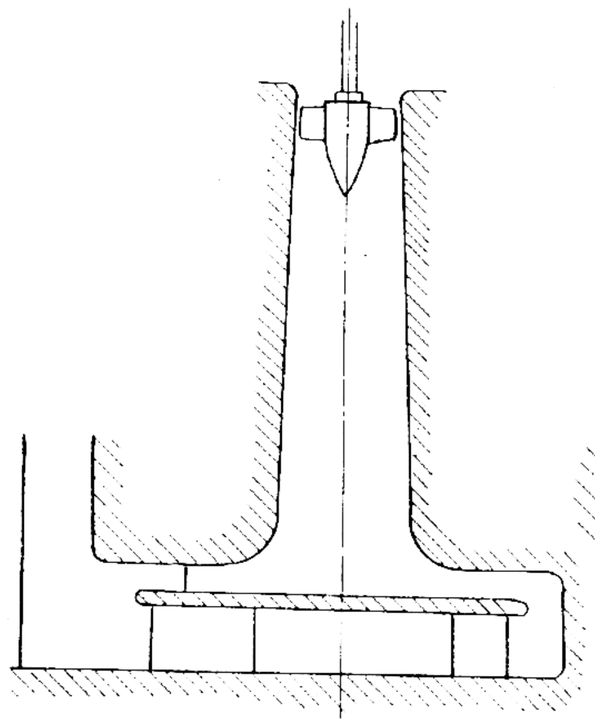
$H_f \sim \frac{c_2^2}{2g}$ strata spadu

$$\eta_H = 1 - \zeta_{e\div 2} \cdot k c_2^2$$

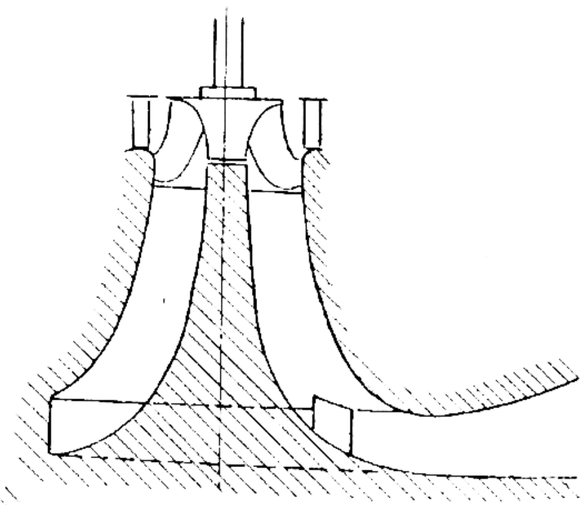
brak rury ssącej.

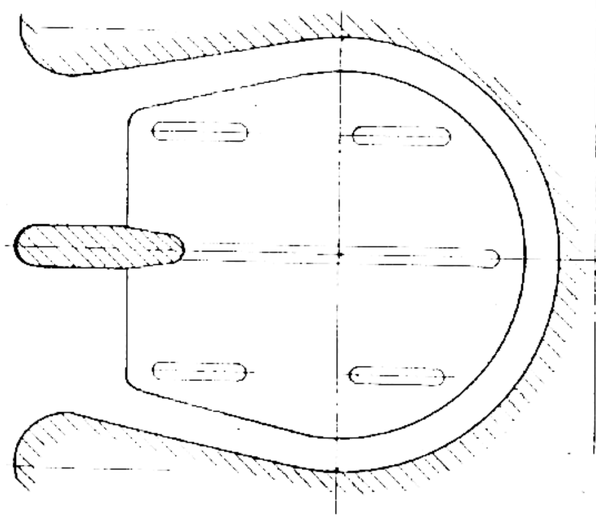
Różne kształty rur ssących.

Hydrocone White

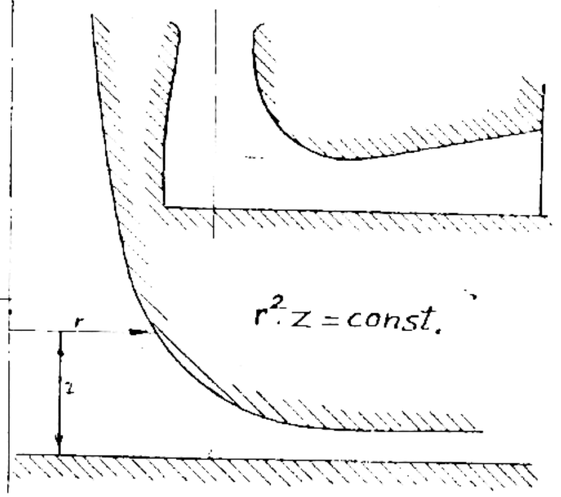


Hydrocone Moody





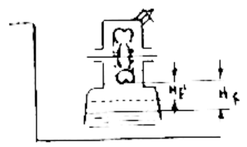
Rura ssąca Kaplana



Udostępniono dzięki www.mew.pl - Maszyny Elektrownie Wodne

Uszczelnienie korpusu i jego wypróżnienie do absolutnego ciśnienia P'_a zmniejsza stratę spadu H_f do wartości H'_f

$P'_a < P_a$; $H'_f < H_f$



rys.12.3.

b/ Turbiny reakcyjne

$0 < \rho < 1$; $p_1 > p_2$; $w_1 < w_2$

1. Henschel - Jonval - turbina osiowa

Pracuje z rurą ssącą, ma wysokość statyczną ssania H_s.

Dynamiczna wysokość ssania $h_s = \eta_s \cdot \left(\frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} \right)$

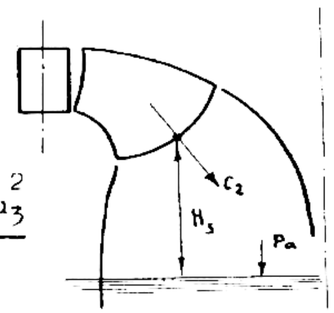
$\eta_s = 0{,}83 \div 0{,}90$, całkowita wysokość ssania $H_s + h_s$

$$\eta_H = 1 - \zeta - \left(1 - \eta_s\right) \cdot \left(k_{c_2}^2 - k_{c_3}^2\right)$$

rys.12.4.

2. Turbina Francisa

promieniowa o przepływie dośrodkowym, ma rurę ssącą.



Wysokość dynamiczna ssania

$$h_s = \eta_{s_m} \cdot \frac{c_{m_2}^2 - c_{m_3}^2}{2g} + \eta_{su} \cdot \frac{c_{u_2}^2 - c_{u_3}^2}{2g}$$

Dla $\alpha_2 \leq \frac{\pi}{2}$ $\eta_{s_m} = 0{,}85 \ldots\ldots 0{,}93$

$\eta_{su} = 0{,}15 \ldots\ldots 0{,}25$

Dla $\alpha_2 = \frac{\pi}{2}$ $c_{u_2} = 0$, $c_{u_3} = 0$, $c_{m_2} = c_2$, $c_{m_3} = c_3$

$$\eta_{s_m} = \eta_s$$

$$\eta_H = 1 - \zeta - \left(1 - \eta_{s_m}\right) \cdot \left(k_{c_{m_2}}^2 - k_{c_{m_3}}^2\right) - \left(1 - \eta_{su}\right) \cdot \left(k_{c_{u_2}}^2 - k_{c_{u_3}}^2\right)$$

3. Nowoczesne turbiny osiowe szybkobieżne.

Dla pełnego obciążenia $\alpha_2 \sim \frac{\pi}{2}$

$c_{u_2} \cong 0$, $c_{m_2} \sim c_2$, posiadają rurę ssącą / H_s /

$$h_s = \eta_s \cdot \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g}$$

$$\eta_H = 1 - \zeta_{e \div 2} - \left(1 - \eta_s\right) \cdot \left(k_{c_2}^2 - k_{c_3}^2\right)$$

Energia kinetyczna u wylotu wirnika szybkobieżnego

$F_{m_2} = \frac{\pi}{4} \cdot \left(D_2^2 - d_2^2\right)$; $c_{m_2} = \frac{Q}{F_{m_2}}$

$d_2 = D_2 \cdot \nu_2$

Przewężenie przekroju na skutek grubości łopatek $\varphi_2 < 1$

$F_{m_2} = \varphi_2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_2 \cdot \left(1 - \nu_2^2\right)$; $c_{m_2} = \frac{Q}{\varphi_2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_2^2 \cdot \left(1 - \nu_2^2\right)}$

$\alpha_2 \cong \frac{\pi}{2}$, $\cos \alpha_2 \sim 0$, $\sin \alpha_2 \sim 1$, $c_{m_2} = c_2$

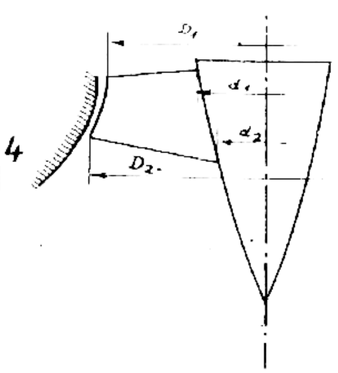
$Q = Q_{11} \cdot D_1^2 \cdot \sqrt{H}$ $\qquad c_2 = \frac{Q_{11} \cdot D_1^2 \cdot \sqrt{H}}{\varphi_2 \cdot \frac{\pi}{2} \cdot D_2^2 \cdot \left(1 - \nu_2^2\right)}$

$$\frac{c_2^2}{2g} = \frac{Q_{11}^2 \cdot H}{\varphi_2^2 \cdot \left(\frac{\pi}{4}\right)^2 \cdot 2g \cdot \left(1 - \nu_2^2\right)^2} \cdot \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^4$$

$$100 \cdot \frac{c_2^2}{2g \cdot H} = \frac{Q_{11}^2 \cdot 100}{\varphi_2^2 \cdot \left(\frac{\pi}{4}\right)^2 \cdot 2g \cdot \left(1 - \nu_2^2\right)^2} \cdot \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^4$$

$$100 \cdot k_{c_2}^2 = 8{,}28 \frac{Q_{11}^2}{\varphi^2 \cdot \left(1 - \nu_2^2\right)^2} \cdot \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^4$$

rys.12.5.



Wylot energia kinet...

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Przy turbinach śmigłowych i śrubowych $D_2 > D_1$ tj. wylotowa energia z wirnika jest mniejsza.

Dla Kaplana $D_1 = D_2$, $\varphi_2 \sim 1$

Przykład $\nu = 0,4$

$$100\, k_{c_2}^2 = \frac{8,28 \cdot Q_{11}^2}{(1 - 0,16)^2} = 11,65 \cdot Q_{11}^2$$

$$\eta_H = 1 - \zeta_{e\div 2} - k_{c_2}^2 + \eta_s \cdot \left(k_{c_2}^2 - k_{c_3}^2\right)$$

Dla rury ssącej nie rozszerzającej się

$$c_2 = c_3, \quad k_{c_2} = k_{c_3}, \quad \eta_H = 1 - \zeta_a - k_{c_2}^2$$

Tab. 12.1. Charakterystyczne wartości turbin szybkobieżnych.

n_s	850	715	505	460	300
k_s	700	500	330	200	110
Q_{11}	2,0	1,8	1,6	1,4	1,2
$100.k_{c_2}^2$	49	41	31	24	18
η_H	51%	60%	69%	76%	82%

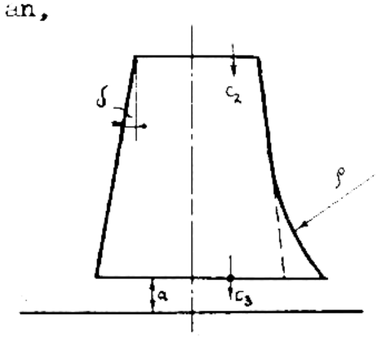
12.2. Obliczenie i konstrukcja rury ssącej.

Zysk na energii /ciśnieniu/ lub wysokości dynamicznej h_s osiągamy przez konwektywne opóźnienie przepływu w rurze ssącej.

12.2.1. Prosta rura ssąca o przekroju kołowym, stopniowo rozszerzająca się /dyfuzor/.

Aby nie występowało odrywanie strugi od ścian, winna być $\delta < 4 \div 5^0$

rys.12.6.



$$\eta_s = f\left(c_2, \rho, a, R_e\right)$$

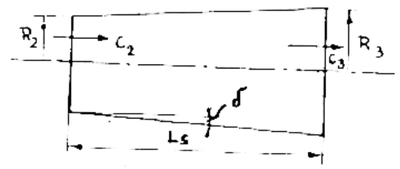
Rura prosta okrągła

/ z blachy, żeliwa, betonu/

$$h_s = \eta_s \frac{c_2^2 - c_3^2}{2g} = \eta_s \cdot \frac{c_2^2}{2g}\left(1 - \frac{c_3^2}{c_2^2}\right)$$

$$Q = R_2^2 \cdot \pi \cdot c_2 = R_3^2 \cdot \pi \cdot c_3$$

$$\frac{c_3}{c_2} = \left(\frac{R_2}{R_3}\right)^2$$



rys.12.7.

$$h_s = \eta_s \cdot \frac{c_2^2}{2g} \cdot \left[1 - \left(\frac{R_2}{R_3}\right)^4\right], \quad \frac{R_3 - R_2}{L_s} = tg\,\delta$$

$$R_3 = R_2 + L_s \cdot tg\,\delta, \quad h_s = \eta_s \cdot \frac{c_2^2}{2g} \cdot \left[1 - \left(\frac{R_2}{R_2 + L_s \cdot tg\delta}\right)^4\right]$$

$$c_2 = \frac{Q}{R_2^2 \cdot \pi}; \quad h_s = \eta_s \cdot \frac{c_2^2}{2g} \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{L_s}{R_2} tg\,\delta\right)^4}\right]$$

$$\text{wys. dyn. } h_s = \frac{\eta_s}{R_2^4 \cdot \pi^2 \cdot 2g} \cdot Q^2 \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{L_s}{R_2} \cdot tg\,\delta\right)^4}\right]$$

Dla pewnej określonej rury ssącej

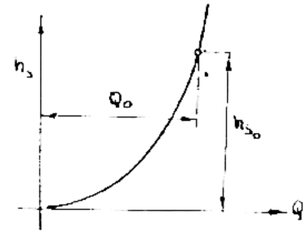
$$\frac{\eta_s}{R_2^4 \cdot \pi^2 \cdot 2g} \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(1 - \frac{L_s}{R_2} \cdot tg\,\delta\right)^4}\right] = k$$

$$h_s = k \cdot Q^2$$

Całkowita wysokość ssania $H_s + h_s$

dla $Q = 0$, $h_s = 0$

$\frac{L_s}{R_2} \cdot tg\,\delta$ =liczba charakterystyczna rury ssącej

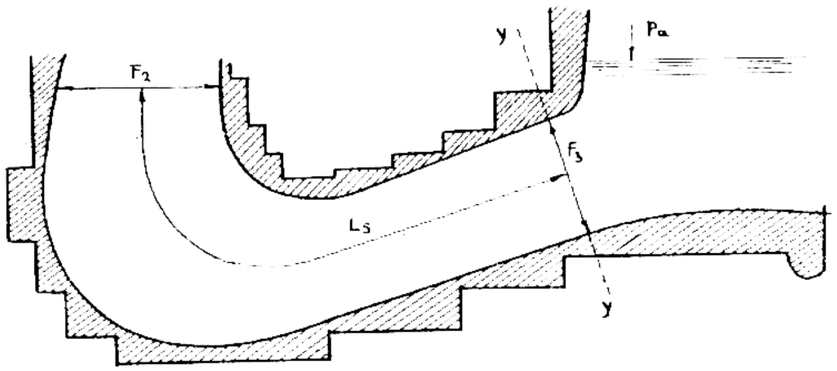


rys.12.8.

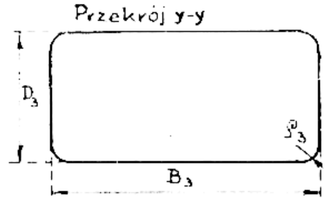
Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

12.2.2. Krzywak ssący.

Może być zastosowany dla wszystkich typów turbin i wszystkich spadów. Stosowany jest prawie wyłącznie przy nisko prężnych siłowniach przepływowych / turbiny Kaplana/.



rys.12.9.



$$F_3 = B_3 \cdot D_3 - \left(4\,\rho_3^2 - \pi \cdot \rho_3^2\right)$$

$$F_3 = B_3 \cdot D_3 - 0{,}8586 \cdot \rho_3^2$$

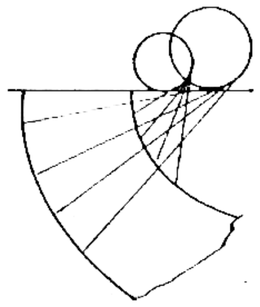
$$F_3 = \frac{Q}{c_3} \quad ; \qquad c_3 = \left(0{,}12 \div 0{,}08\right)\sqrt{2g\,H}$$

$c_3 = 0{,}90 : 2{,}5$ m/sek

$H = 3 \ldots 50$ m

Krzywa ograniczająca rurę ssącą w płaszczyźnie południkowej jest ewolwentą.

Dla każdego przekroju rury ssącej, otrzymujemy przy pomocy tych 2 ewolwent wysokość przekroju D.



rys.12.10.

Długość rury ssącej L_s ustala się według doświadczenia.

Dla $n_s \geq 500$, $k_s \geq 250$, $L_s = 2.\ Q_{11}^2 .\ D_o$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_1^2 . \sqrt{H}}$$

Dla turbin Dubsa $D_o = 2.\ D_1$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_1^2 . \sqrt{H}} \quad ; \qquad L_s = 4 \cdot \frac{Q^2}{D_1^3 .\ H}$$

Szerokość B rury ssącej.

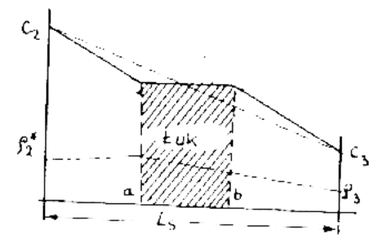
$$F = B.\ D - 0{,}8586 .\ \rho^2$$

Przekrój F_2 obliczamy, zakładając przy znanym c_2 i c_3 przebieg prędkości w rurze ssącej. Przyjmujemy opóźnienie przepływu o charakterze konwektywnym. Stąd w części krzywej rury ssącej, prędkość jest stała / między a i b /.

Prędkość maleje w częściach prostych.

Głębokość T_s rury ssącej

$$T_s = \left(2{,}2 \div 2{,}4\right) D_o$$



rys.12.11.

12.2.3. Rekapitulacja przebiegu obliczeń rury ssącej.

1/ Obliczamy L_s i T_s

2/ Przyjmujemy B_3 , $B_3 = \left(2 \div 3 \div 4\right).\ D_3$

promień ρ na rogach przekrojów

$$\rho_3 = \left(0{,}2 \div 0{,}3\right)[m] \qquad \rho_2^* = \frac{D_2^*}{2}$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

ρ należy zmieniać liniowo w zależności od drogi $\rho = f(L_s)$

jest prosta dla $L_s = 0$, $\rho = \rho_2^*$, $L_s = max$ $\rho = \rho_3$

3/ Kreślimy linie, ograniczające jako ewolwenty w płaszczyźnie południkowej.

4/ Na podstawie przyjętego przebiegu prędkości obliczamy, mając D z wykresu ewolw. szerokości D rury ssącej.

Z równania $F = \frac{Q}{c} = B.D - 0{,}8586\rho^2$ obliczamy B. D

Kreślimy rurę ssącą w rzucie poziomym i pionowym.

Jeśli w krzywaku prędkość jest, względnie ma być stała, należy dać ściankę dzielącą pośrednią.

Jeśli prędkość ma być zmienna, nie należy dawać ścianki dzielącej.

12.2.4 Obliczenia teoretyczne prostej rury ssącej o przekroju kołowym.

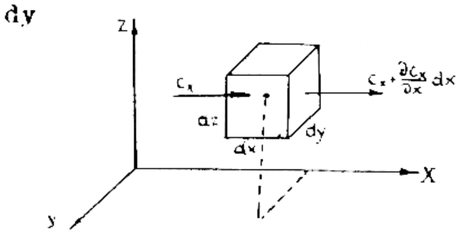
Zakładamy, że ciecz jest idealna, lepkość $\eta = 0$. Przepływ jest potencjalny, nie ma warstw granicznych.

Równanie ciągłości dla przepływu ustalonego i nieściśliwego medium.

Dla wlotu do kostki

rys.12.12.

$c_x . dy . dx + c_y . dx . dz + c_z . dx . dy$

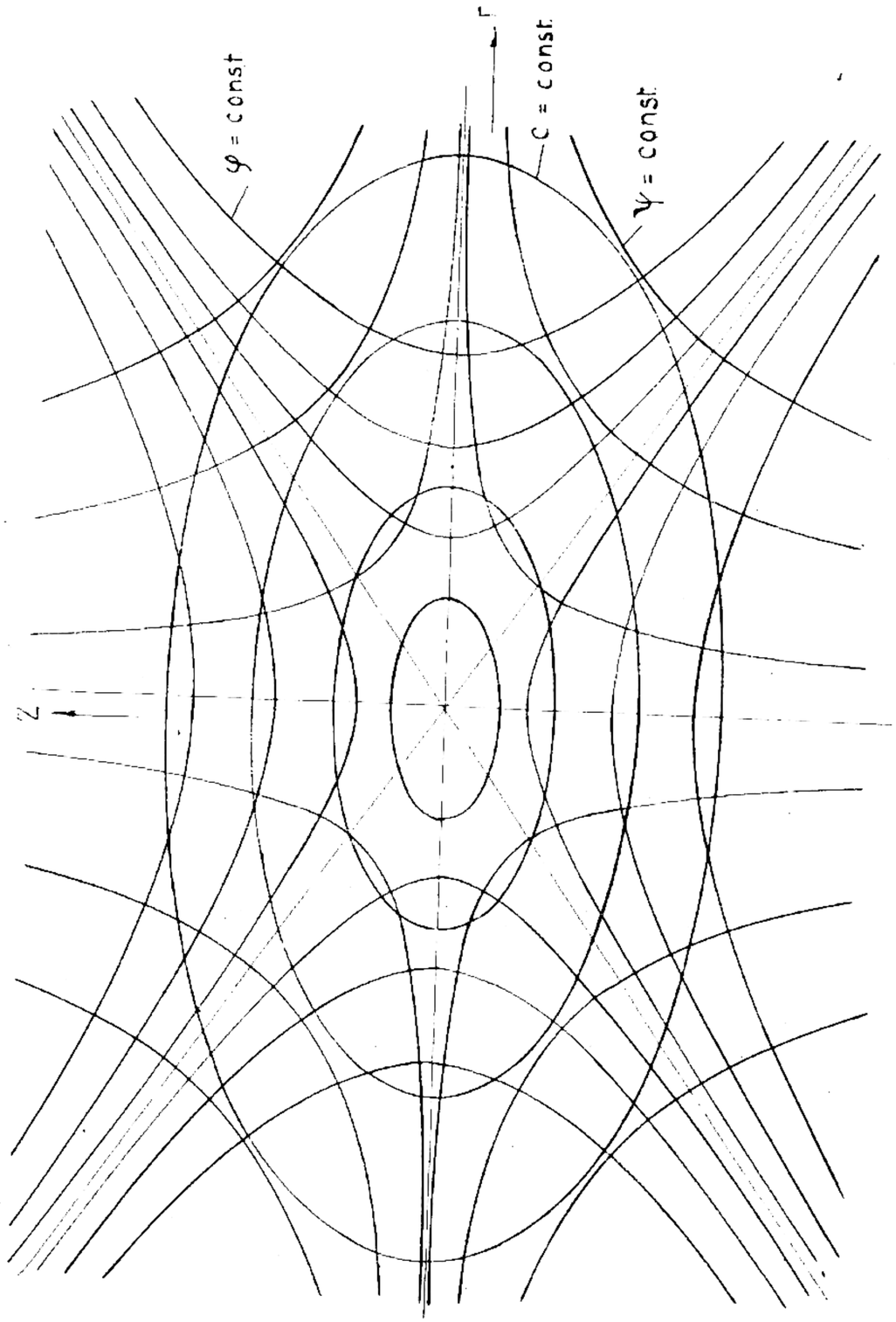


Dla wylotu z kostki

$$\left(c_x + \frac{\partial c_x}{\partial x} . dx\right).dy . dz + \left(c_y + \frac{\partial c_y}{\partial y} . dy\right).dx . dz + \left(c_z + \frac{\partial c_z}{\partial z} . dz\right) . dx . dy$$

Ilości wody wchodzące i wychodzące muszą być sobie równe, więc

Teoria potencjału w zastosowaniu do rury ssącej.



Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$c_x \cdot dy \cdot dz + c_y \cdot dx \cdot dz + c_z \cdot dx \cdot dy = \left(c_x + \frac{\partial c_x}{\partial x} dx \right) \cdot dy \cdot dz +$$

$$+ \left(c_y + \frac{\partial c_y}{\partial y} \cdot dy \right) \cdot dx \cdot dz + \left(c_z + \frac{\partial c_z}{\partial z} \cdot dz \right) \cdot dx \cdot dy$$

$$\frac{\partial c_x}{\partial x} \cdot dx \cdot dy \cdot dz + \frac{\partial c_y}{\partial y} \cdot dx \cdot dy \cdot dz + \frac{\partial c_z}{\partial z} \cdot dx \cdot dy \cdot dz = 0 \quad \therefore$$

$$\underline{\underline{\frac{\partial c_x}{\partial x} + \frac{\partial c_y}{\partial y} + \frac{\partial c_z}{\partial z} = 0}}$$

Dla funkcji potencjału $\phi(x, y, z)$

$$c_x = \frac{\partial \phi}{\partial x} \quad , \quad c_y = \frac{\partial \phi}{\partial y} \quad , \quad c_z = \frac{\partial \phi}{\partial z}$$

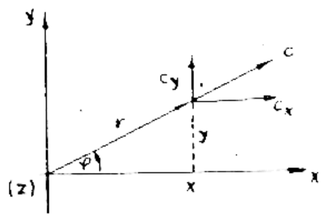
$$\underline{\underline{\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} = 0}}$$

Transformacja na współrzędne walcowe / biegunowe /.

$x = r \cdot \cos \varphi \quad , \quad r = \sqrt{x^2 + y^2}$

$y = r \cdot \sin \varphi$

$$\underline{\underline{\frac{\partial r}{\partial x} = \frac{1 \cdot 2x}{2 \cdot \sqrt{x^2 + y^2}} = \frac{x}{r}}}$$



rys.12.13.

$$\underline{\underline{\frac{\partial r}{\partial y} = \frac{2y}{2 \cdot \sqrt{x^2 + y^2}} = \frac{y}{r}}}$$

$c_x = c \cdot \cos \varphi$

$c_y = c \cdot \sin \varphi$

$$c = \frac{\partial \phi}{\partial r}$$

$\cos \varphi = \frac{x}{r}$ $\qquad c_x = \frac{\partial \phi}{\partial r} \cdot \frac{x}{r}$

$\sin \varphi = \frac{y}{r}$ $\qquad c_y = \frac{\partial \phi}{\partial r} \cdot \frac{y}{r}$

układ równań z którego wychodzimy.

$$\frac{\partial c_x}{\partial x} = \frac{\partial \phi}{\partial r} \cdot \frac{r - \frac{x^2}{r}}{r^2} + \frac{x}{r} \cdot \frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2} \cdot \frac{x}{r}$$

$$\text{I.} \quad \underline{\underline{\frac{\partial c_x}{\partial x} = \frac{\partial \phi}{\partial r} \cdot \frac{r^2 - x^2}{r^3} + \frac{x^2}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2}}}$$

$$\frac{\partial c_y}{\partial r} = \frac{\partial \phi}{\partial r} \cdot \frac{r - \frac{y \cdot y}{r}}{r^2} + \frac{y}{r} \cdot \frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2} \cdot \frac{y}{r}$$

$$\text{II.} \quad \underline{\underline{\frac{\partial c_y}{\partial y} = \frac{\partial \phi}{\partial r} \cdot \frac{r^2 - y^2}{r^3} + \frac{y^2}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2}}}$$

dodajemy I i II

$$\frac{\partial c_x}{\partial x} + \frac{\partial c_y}{\partial y} = \frac{\partial \phi}{\partial r} \cdot \frac{2r^2 - (x^2 + y^2)}{r^3} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2} \cdot \frac{\overbrace{x^2 + y^2}^{r^2}}{r^2}$$

$$\underline{\underline{\frac{\partial c_x}{\partial x} + \frac{\partial c_y}{\partial y} = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \phi}{\partial r} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2}}}$$

Przez wstawienie wartości do równania ciągłości

$$\underline{\underline{\frac{\partial c_z}{\partial z} = \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2}}}$$

$$A/ \quad \frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \phi}{\partial r} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2} = 0$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Wprowadzając funkcje przepływu ψ otrzymamy

B/ $$\frac{\partial^2\psi}{\partial r^2} - \frac{1}{r}\cdot\frac{\partial\psi}{\partial r} + \frac{\partial^2\psi}{\partial z^2} = 0$$

Całka cząstkowa równania różniczkowego funkcji potencjalnej, daje proste rozwiązanie

zakładamy $\phi = z \cdot k \cdot z^2 - k \cdot r^2$

Dyskusja całki.

1. Krzywe stałego potencjału

$\phi = k_1$, $k_1 = 2k \cdot z^2 - k r^2$

$$\frac{z^2}{\left(\sqrt{\frac{k_1}{2k}}\right)^2} - \frac{r^2}{\left(\sqrt{\frac{k_1}{k}}\right)^2} = 1$$ równanie hiperb.

równanie asymptotyczne

$$\left[\frac{z}{\sqrt{\frac{k_1}{2k}}} - \frac{r}{\sqrt{\frac{k_1}{k}}}\right] \cdot \left[\frac{z}{\sqrt{\frac{k_1}{2k}}} + \frac{r}{\sqrt{\frac{k_1}{k}}}\right] = 0$$

2. Krzywe stałej całkowitej prędkości.

$c^2 + c_r^2 + c_z^2$, $c_r = \frac{\partial\phi}{\partial r} = -2kr$, $c_z = \frac{\partial\phi}{\partial z} = 4.kz$

$c^2 = 4k^2 . r^2 + 16.k^2 . z^2 = k_2^2$

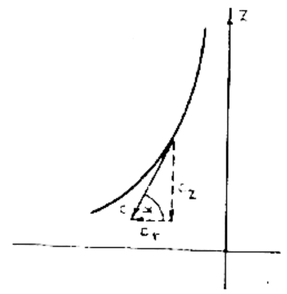
$$\frac{z^2}{\left(\frac{k_2}{4k}\right)^2} + \frac{r^2}{\left(\frac{k_2}{2k}\right)^2} = 1$$ równanie elipsy.

Dla powietrza / mały ciężar właściwy / są to zarazem krzywe stałego ciśnienia.

3. Linie przepływu.

$$tg\alpha = \frac{dz}{dr} = \frac{c_z}{c_r}$$

rys.12.14.



$$\frac{dz}{dr} = \frac{c_z}{c_r} = \frac{+4kz}{-2kr} = \frac{-2z}{r}$$

$$\frac{dz}{z} + \frac{2dr}{r} = 0$$

Całkując, otrzymamy $\ln(z) + 2\ln(r) = \ln(k_3)$

$z \cdot r^2 = k_3$ hiperbola 3-go stopnia

asymptotami są osie z i r

Krzywe ograniczające rurę ssącą są tymi hiperbolami.

Kształt teoretyczny

rury ssącej

rys.12.15.

4. Sprawdzenie prostopadłości.

$(tg\alpha)$ linie ϕ $d\phi = 0 = 4k.z.dz - 2k.r.dr$

(różniczkowa funkcja potencjalna)

$$\frac{dz}{dr} = \frac{r}{2z} = (tg\alpha)_{\text{linii }\phi}$$

$tg\alpha$ linii ψ $\frac{dz}{dr} = -\frac{2.z}{r}$

$$(tg\alpha)_\phi \cdot (tg\alpha)_\psi = \frac{r}{2.z} \cdot \left(-\frac{2z}{r}\right) = -1$$

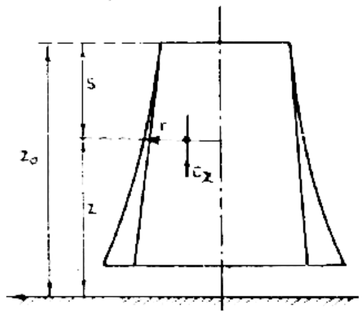
Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

5. Zależność podstawowa rury ssącej.

I. $c_z = \dfrac{Q}{\pi r^2}$

II. $c_z = a \cdot z$ założenie

$$a \cdot z = \frac{Q}{\pi r^2}, \quad r^2 \cdot z = \frac{Q}{\pi \cdot a} = \text{const}$$



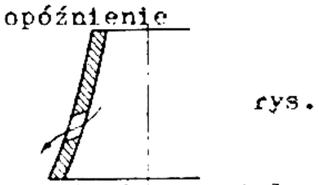
rys.12.16.

Przyśpieszenie konwektywne.

$\dfrac{d c_z}{d t} = \dfrac{\partial c_z}{\partial t} + c_z \dfrac{\partial c_z}{\partial s}$ Dla przepływu ustalonego $\dfrac{\partial c_z}{\partial t} = 0$

$c_z = a \cdot z, \quad z = (z_o - s), \quad c_z = a \cdot (z_o - s)$

$\dfrac{\partial c_z}{\partial s} = -a \qquad \dfrac{\partial c_z}{\partial t} = -a^2 \cdot z$

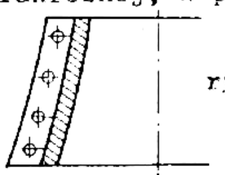


rys. 12.17.

Wzór empiryczny Reicha.

$$a \cdot \psi = \frac{\gamma \cdot z^2}{b + \left(\frac{r}{z}\right)^2}$$

Przepływ poprawia się przez odssanie warstwy granicznej, w praktyce jest jednak nie stosowane.



rys.12.18.

Wykonanie rur ssących potencjalnych z żeliwa.

Gdy $D_2^* \leq 1\,000$ m/m - z jednego odlewu

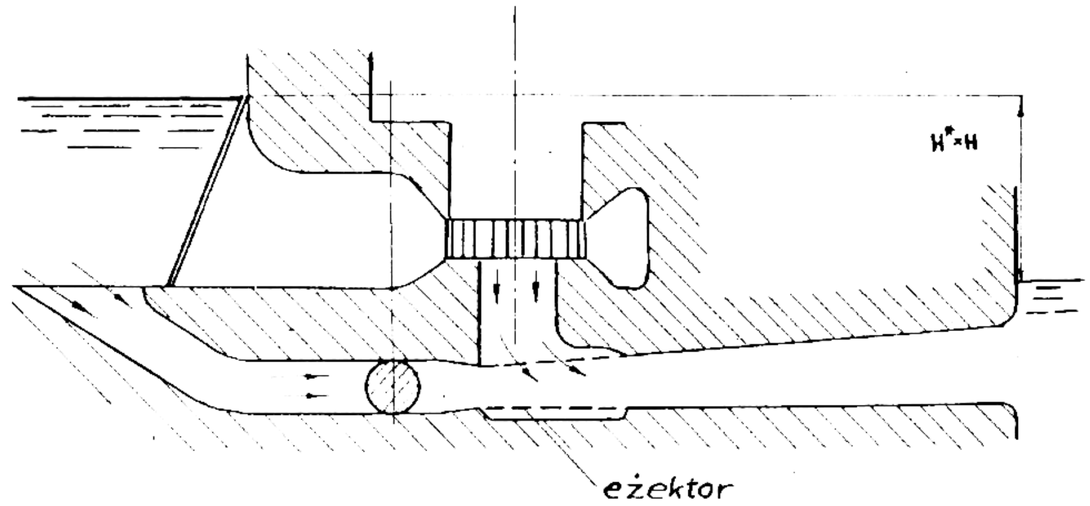
Gdy $1\,000 < D_2^* < 2\,000$, złożona z łupin / podział wzdłuż osi/

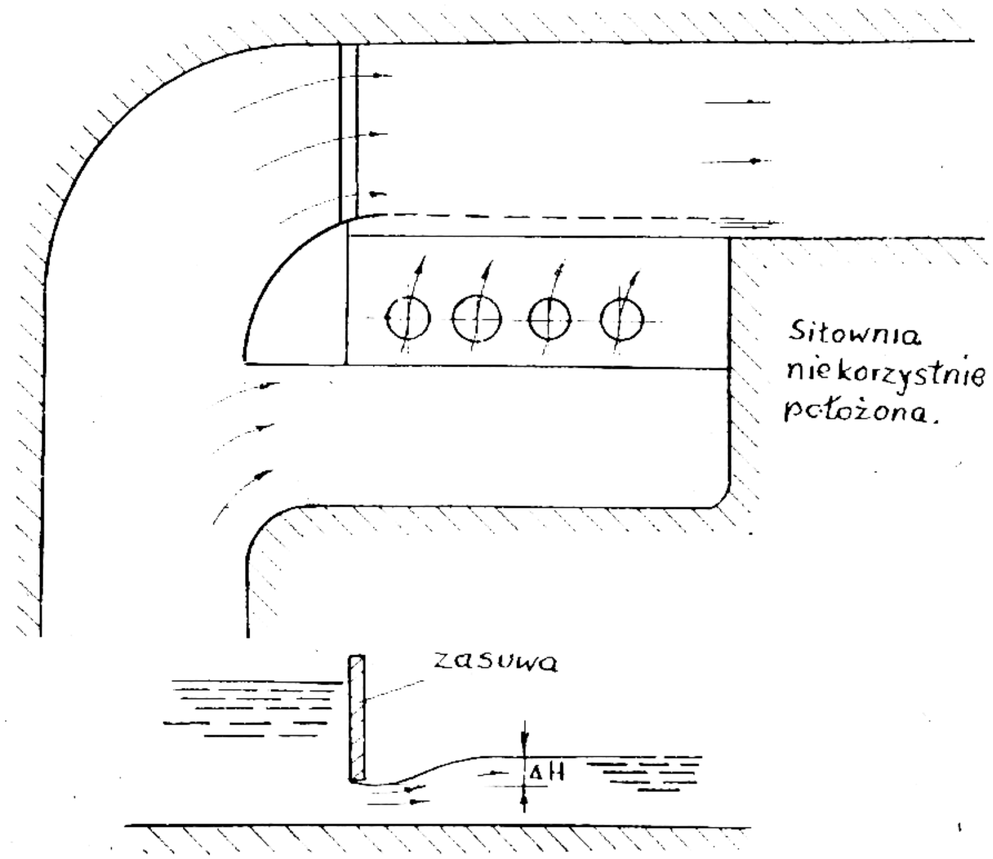
$D_2^* \geq 2\,000$ odlew dzielony prostopadle do osi / pierścienie stożkowe /.

Zwiększenie spadu, stosowane przy wielkiej wodzie / Q - duże, H małe /, polega na działaniu ezektora.

Straty ciśnienia w rurze ssącej są jednak wtedy większe. Dziś sposób ten rzadko jest stosowany.

Sposoby zwiększenia spadu.





Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

12.3.

Turbina Kaplana.

Pierwotnie turbina Kaplana była budowana prawie wyłącznie dla małych spadów. W ciągu jej dwudziestoletniego rozwoju, został jej zakres rozszerzony do średnich spadów.

Turbinę tę cechują trzy zasadnicze właściwości, które zgóry zadecydowały o wykorzystaniu jej dla dużych ilości wody przy małym i średnim spadzie.

Właściwościami tymi są:

a/ małe wymiary turbiny, związane z wysoką ilością obrotów;

b/ korzystny przebieg krzywej sprawności, w zależności od ilości wody;

c/ daleko idąca zdolność przeciążania.

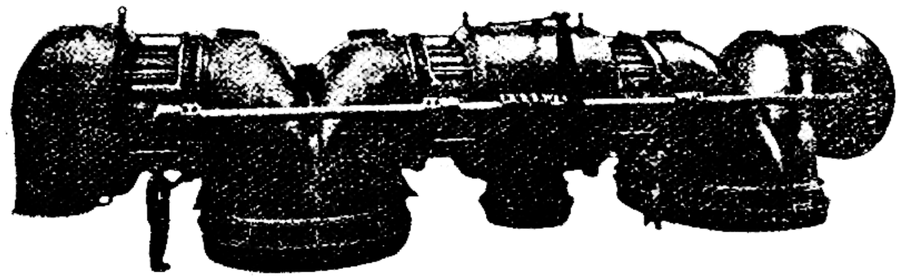
Wirnik posiada nie wielką ilość łopatek promieniowych bez wieńca zewnętrznego, woda przepływa przez niego w kierunku osiowym. Łopatki są profilowane, nieco wygięte, powodujące dla tego nieznaczne straty przepływu. Na skutek tego bez istotnego zmniejszenia sprawności, dopuszczalne są wysokie prędkości przepływu.

W ten sposób otrzymuje się małe średnice wirnika, przy czym obroty są przeszło dwa razy większe od obrotów, stosowanych pierwotnie przy zakładach niskoprężnych turbin Francisa.

Wpływa to korzystnie na generatory, które na skutek tego są lekkie i tanie, zaś koszt budowy zakładu obniża się tak, że opłaca się wykorzystanie małych spadów, które uprzednio z punktu widzenia gospodarczego nie nadawały się do wykorzystania dla celów energetycznych.

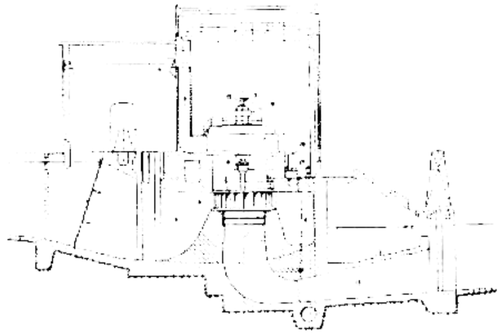
Duże sprawności turbiny przy obciążeniu częściowym, oraz możliwość przeciążania, zawdzięcza się przestawialnym łopatkom wirnika. Łopatki te, wykształcone w postaci skrzydła, są umocowane w piaście wirnika 1b i przestawialne w ruchu /rys.12.3.34./

Woda przepływa przez koło kierownicze 2, którego łopatki 3 normalnie są przestawialne, wirnik. Otwarcie łopatek kierowniczych i płatów wirnika 1a są tak zgrane w ruchu, że dla każdej ilości wody w granicach przełyku, przepływającej przez turbinę, osiąga się możliwie najlepszą sprawność.



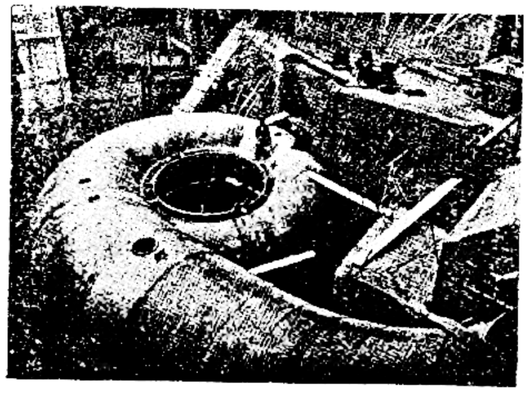


Rys. 12. 3. 1. Wirnik nowoczesnej turbiny Kaplana w porównaniu z 4-rema wirnikami Francisa i przynależnymi częściami z roku 1910 dla tych samych warunków wodnych (H, Q)

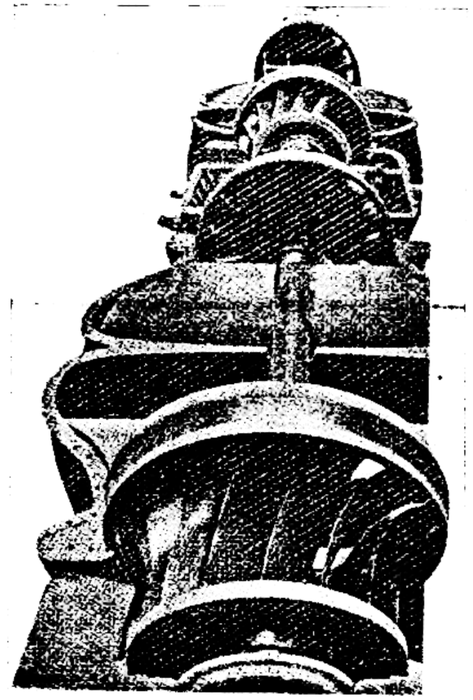


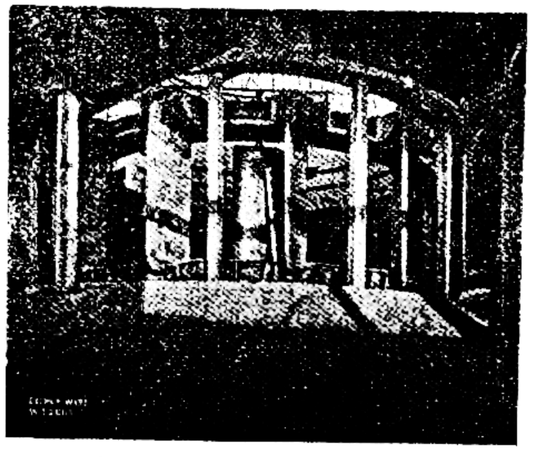
Rys. 12. 3. 2. Przekrój poprzeczny siłowni wodnej z t Kaplana

2 aparat kierowniczy, 4 spirala betonowa, 6 pierścień łopatek wsporczych, 7 generator, 8 łożysko oporowe, 11 serwomot. wirnika, 12 głowica dla doprowadzenia oleju, 13 rura ssąca, 24 regulator obrotów



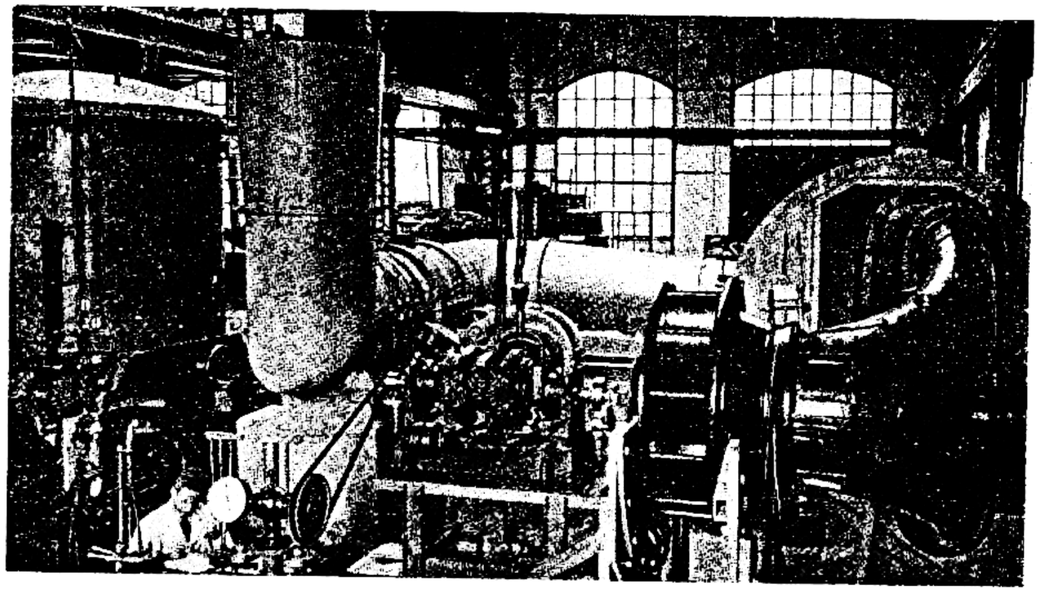
Rys. 12. 3. 3. Spirala z blachy stalowej





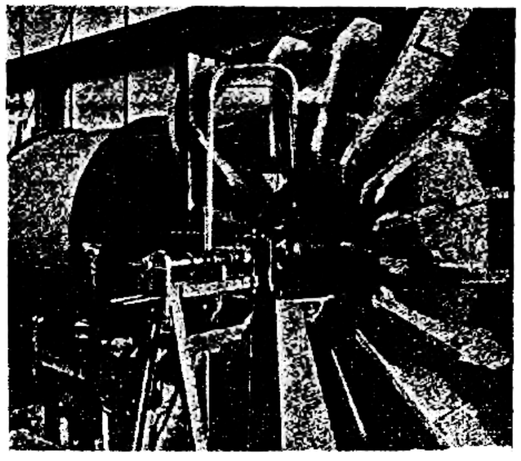
Rys. 12. 3. 4. Widok ze spirali betonowej na wnętrze turbiny przed wlaniem pierścienia łopatek wsporczych

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

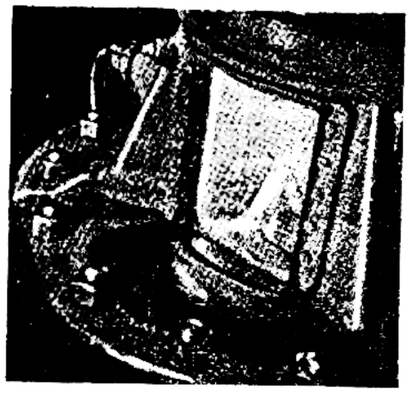


Rys. 12. 3. 5. Aerodynamiczne stoisko kontrolne do badań nad przepływem turbin Kaplana. Stoisko to wybitnie przyczyniło się do rozwoju tych turbin

Rys. 12. 3. 7.



Rys. 12. 3. 7 i 8. Nowoczesne stoisko kontrolne do badania nastawnych łopatek Kaplana, z przełącznikiem na wszystkie interesujące punkty na powierzchni ich profilu. Pozwala ono na pewne ustalenie granic i warunków kawitacji



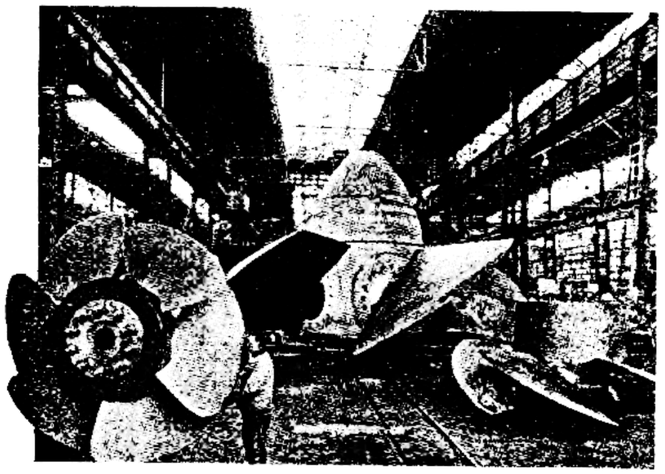
Rys. 12. 3. 6. Hydrauliczne stoisko do badania kawitacji przy pomocy oświetlenia stroboskopowego

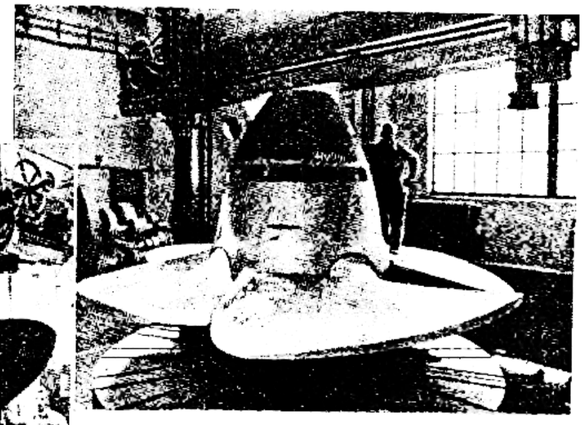
Rys. 12. 3. 8.

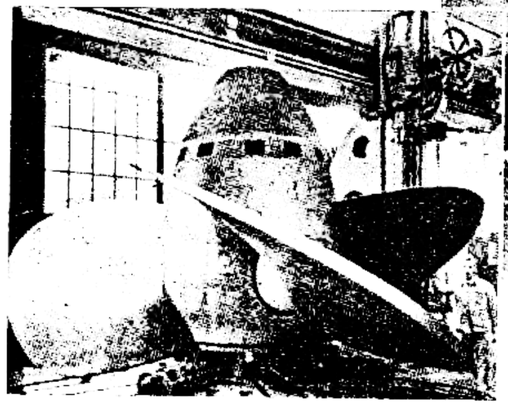


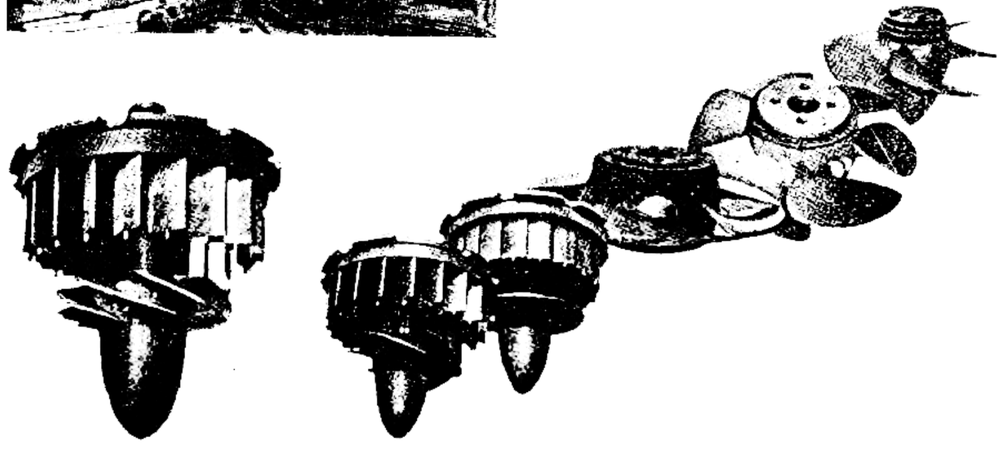


Rys. 12. 3. 9. Trójłopatkowy wirnik dla największej szybkobież. ns = 1000



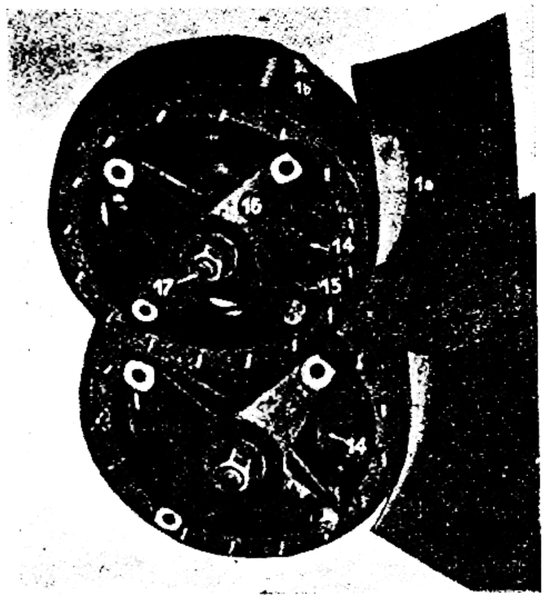






Rys. 12. 3. 9. Wielołopatkowe wirniki dla wykorzystania spadów ponad 50 m przy wysokiej sprawności

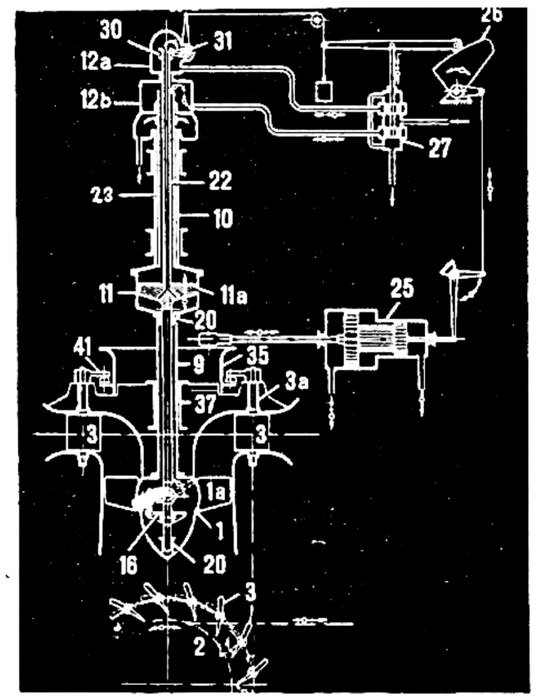
Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne



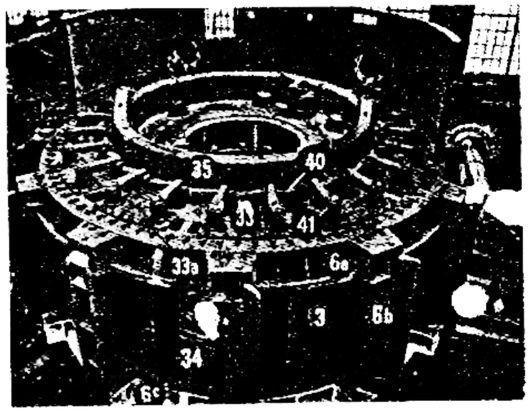
Rys. 12. 3. 11. Piasta z dźwigniami przestawiającymi 14–17 łopatki wirnika 1a w czasie obrotu wirnika



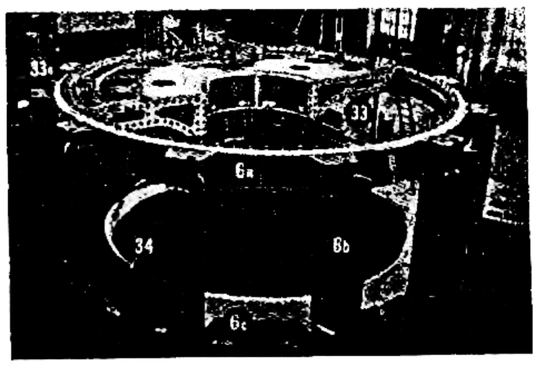
Rys. 12. 3. 12. Obróbka łopatki, narzędzie skrawające sterowar. jest automatycznie według modelu łopatki, tak że otrzymuje się ściśle ustalony przez doświadczenie i obliczenia kształt



Rys. 12. 3. 13. Korzystne sprzężenie, ze względu na sprawność, między położeniem łopatek kierowniczych 3 a łopatek wirnika 1a przy pomocy krzywki 26



Rys. 12. 3. 15a i 15b. Zabudowanie wieludzielnej dwuściennej nakrywy koła kierowniczego 33 z regulacją koła w pierścień łopatek wsporczych



Temu przypisać należy bardzo wysoką sprawność turbiny również przy małym obciążeniu.

Przy małych spadach woda dopływa do turbiny bezpośrednio z kanału dopływowego przez komorę otwartą, lub przykrytą stropem. Komorę tę przeważnie wykonuje się w postaci betonowej spirali 4 rys.12.3.2. Przy wyższych spadach nacisk wody na spiralę betonową, jest zbyt duży i wtedy wykonuje się spiralę 5 z blachy stalowej, podobnie jak przy turbinach Francisa. Spiralę tę osadza się w połowie lub całkowicie w betonie /rys.12.3.3./

Generator 7 buduje się ponad turbiną, najczęściej powyżej najwyższej rzędnej spiętrzenia dolnego wody, unikając w ten sposób niebezpieczeństwa zatopienia. Ponad generatorem spoczywa oprócz wzbudnicy również łożysko nośne oporowe 8, mające na celu przejęcie nacisku osiowego, pochodzącego z obracających się części maszyn /również od ciężaru/. Dla dużych jednostek, o niskich obrotach, opłaca się wykonanie łożyska oporowego na nakrywie turbiny, ponieważ wysokość montażowa generatora jest bardzo duża.

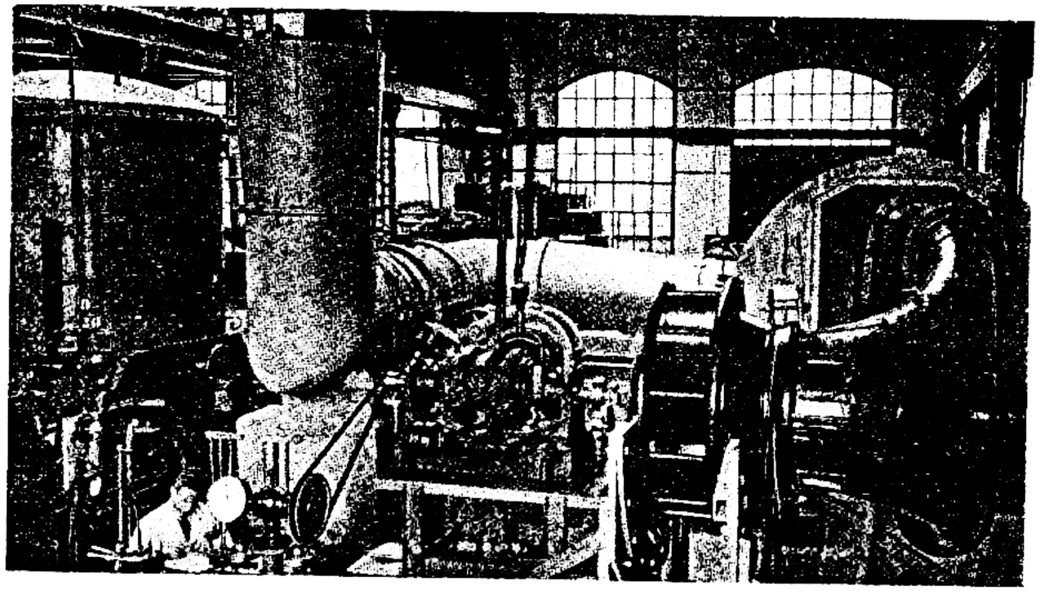
Ze względu na mechanizm przestawiający łopatki wirnika, wał turbiny i generatora 9 i 10 jest rozwiercony w kierunku osiowym. Sprzęgło 11 między obu wałami zawiera serwomotor 11, służący do przestawiania łopatek wirnika. Olej doprowadza się w najwyższym miejscu wału generatora.

Rys.12.3.4. przedstawia turbozespół pionowy. Zabudowana i starannie wykształcona rura ssąca 13, zmniejsza znacznie straty energii wody, opływającej z wirnika. Najodpowiedniejszym kształtem rury ssącej jest krzywak ssący, najczęściej wykonany z betonu. Mała głębokość zabudowania rury ssącej, zmniejsza wykop /rys.12.3.2.) Do niedawna odchylenie wody osiągano tylko przy pomocy drogich ścian prowadzących. Doświadczenia laboratoryjne doprowadziły do kształtu rury ssącej w postaci dzisiejszej.

Szybki rozwój turbin Kaplana sprzyjał budowie nowych siłowni oraz przebudowie starych, zapewniając korzystniejsze warunki ekonomiczne.

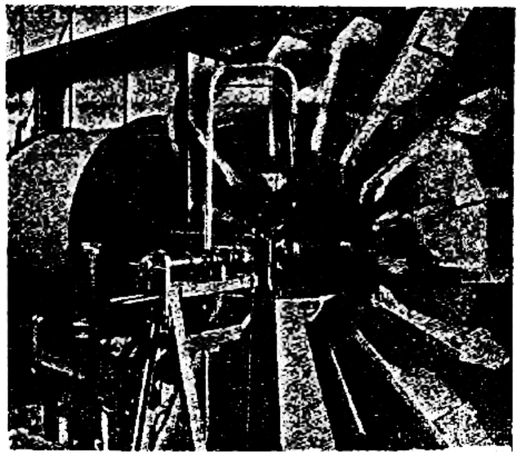
Łopatki wirnika 1a w stosunkowo małej ilości są zamocowane obrotowo w piaście 1b. W celu utrzymania możliwie małej szczeliny między łopatkami a piastą, nadaje się jej kształt kuli. W zale-

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

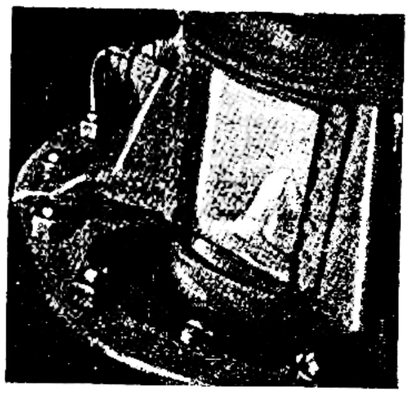


Rys. 12. 3. 5. Aerodynamiczne stoisko kontrolne do badań nad przepływem turbin Kaplana. Stoisko to wybitnie przyczyniło się do rozwoju tych turbin

Rys. 12. 3. 7.

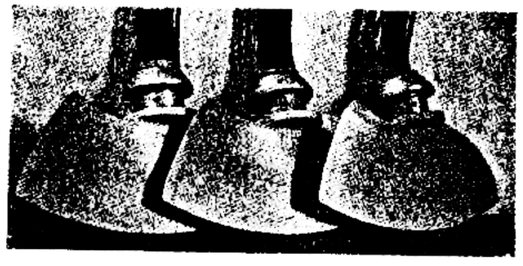


Rys. 12. 3. 7 i 8. Nowoczesne stoisko kontrolne do badania nastawnych łopatek Kaplana, z przełącznikiem na wszystkie interesujące punkty na powierzchni ich profilu. Pozwala ono na pewne ustalenie granic i warunków kawitacji



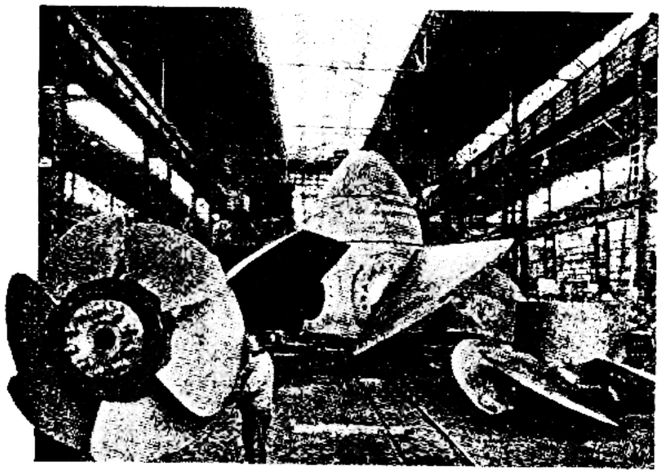
Rys. 12. 3. 6. Hydrauliczne stoisko do badania kawitacji przy pomocy oświetlenia stroboskopowego

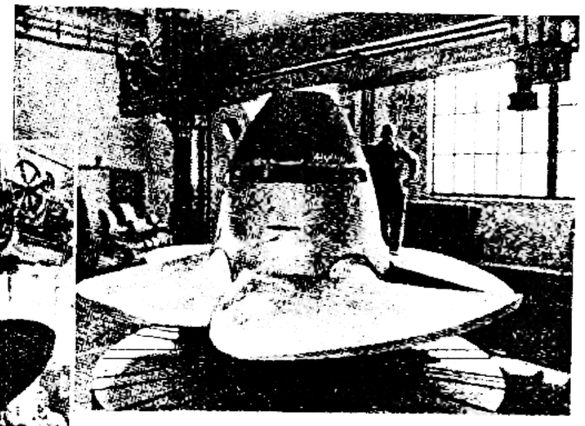
Rys. 12. 3. 8.

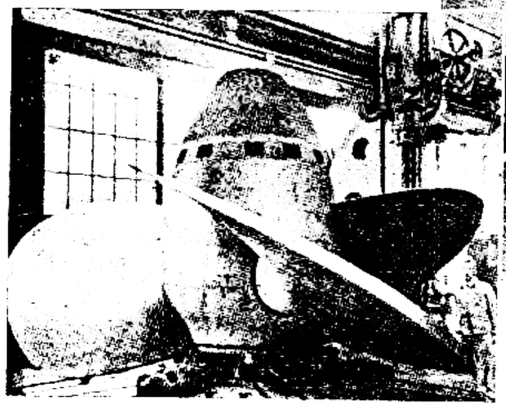




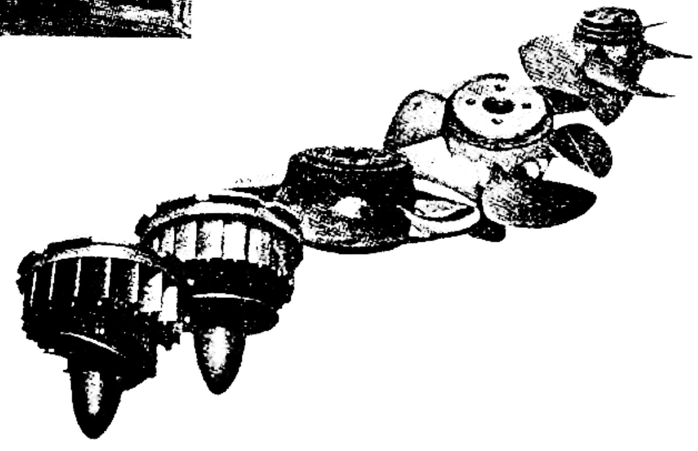
Rys. 12. 3. 9. Trójłopatkowy wirnik dla największej szybkobież. ns ~ 1000











Rys. 12. 3. 9. Wielołopatkowe wirniki dla wykorzystania spadów ponad 50 m przy wysokiej sprawności

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

żności od zagrożenia kawitacyjnego, wykonuje się łopatki ze stali-
wa zwykłego lub specjalnego, szczególnie zaś przy wyższych spadach
ze staliwa odpornego na rdzewienie. W szczególnych przypadkach
otrzymują łopatki ze staliwa zwykłego lub specjalnego, w zagrożo-
nych miejscach powłokę ochronną z materiału nierdzewnego, walco-
wanego. Powierzchnie łopatek są starannie wygładzone; przy dużych
wymiarach z konieczności obrabiane na maszynie. Piasta 1b jest sto-
sunkowo gruba, w celu umożliwienia podwójnego wsparcia w łożysku
łopatki wirnikowej 1a.

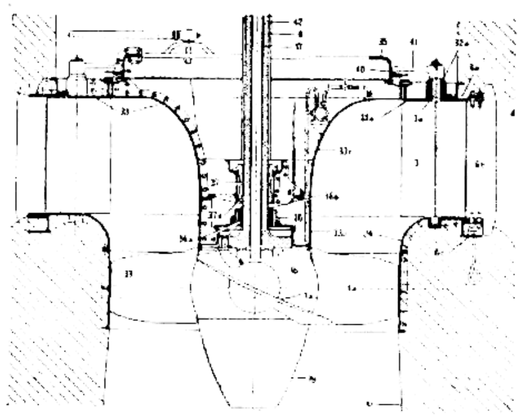
Ułożyskowanie czopów łopatkowych jest odlane w całości z piastą
oraz wyłożone panewkami bronzowymi. Między dwoma przyległymi ło-
żyskami, zamocowana jest na czopie łopatki dźwignia regulacyjna 14,
która przenosi również siłę odśrodkową łopatki. Zewnętrzny koniec
dźwigni jest przymocowany przy pomocy cięgła 15 do krzyżaka prze-
stawiającego 16. Ze względu na łatwy dostęp, leży on poniżej ło-
żysk, przymocowany jest zaś do drążka przestawiającego 17, znaj-
dującego się w wydrążonym wale turbiny 9. Drążek przesuwając się
wzdłuż osi, powoduje obrót łopatek wirnika.

Piasta 10 jest całkowicie wypełniona olejem, co zapewnia dobre
smarowanie czopów i przegubów. W celu uniknięcia strat oleju, wy-
konuje się na przejściu łopatki w czop talerze, które usczelnio-
ne skórzaną uszczelką 18 /rys. 12.3.34/, praktycznie dobrze spełniają
swe zadanie. Uszczelkę tę dociska się bardziej przy większych ró-
żnicach ciśnień między olejem a wodą. Przy małych turbinach usz-
czelkę wykonuje się z jednego kawałka, ponieważ demontaż wirnika
i łopatek jest prosty. Przy większych turbinach uszczelkę wyko-
nuje się z części /segmentów/. Uszczelki te można wymienić bez
potrzeby demontowania łopatek wirnika. Uszczelki te, jak wykazu-
je doświadczenie, są zdatne do ruchu nawet po kilku latach pracy.

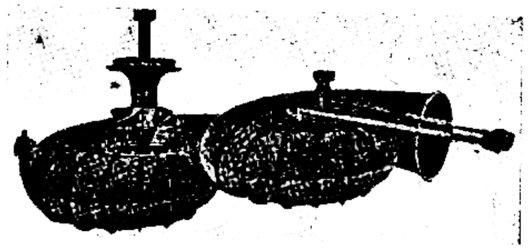
Kaptur 19 umożliwia, przez jego odkręcenie, dostęp od dołu do
dźwigni regulacyjnych, znajdujących się w piaście. Głowy śrub
kaptura 19, w celu zmniejszenia strat przepływu, są zalane we
wnękach ołowiem. Piasta 10 jest przykręcona śrubami do kryzy dol-
nej wału turbinowego 9.

Przestawianie łopatek wirnika /rys. 12.3.34./

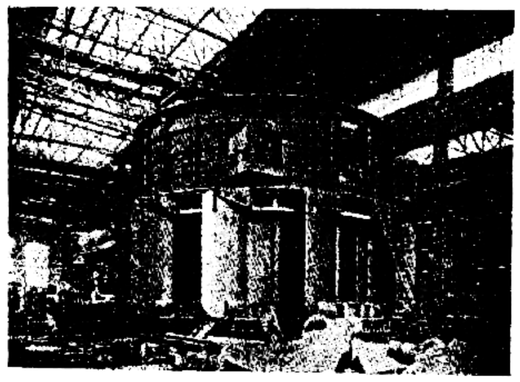
Siłę potrzebną do przestawiania łopatek wirnika 1a, daje współ-



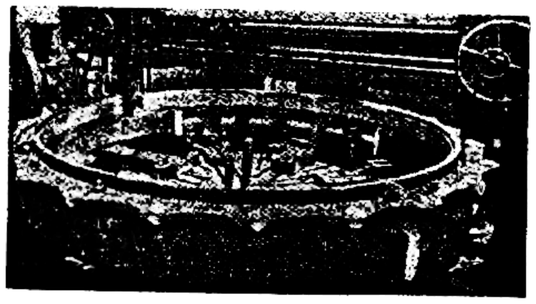
Rys. 12. 3. 16. Turbina średniej wielkości z łożyskiem na smar stały



Rys. 12. 3. 17. Turbina z regulacją zewnętrzną



Rys. 12. 3. 18. Duża turbina z nasadzonym pancerzem szybowym. Z obu stron otworów wejściowych są otwory dla napędów serwomotoru koła kierowniczego

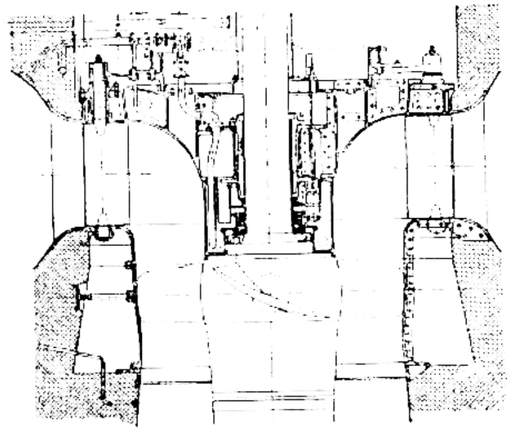


Rys. 12. 3. 19. Pierścień regulacyjny na karuzelówce

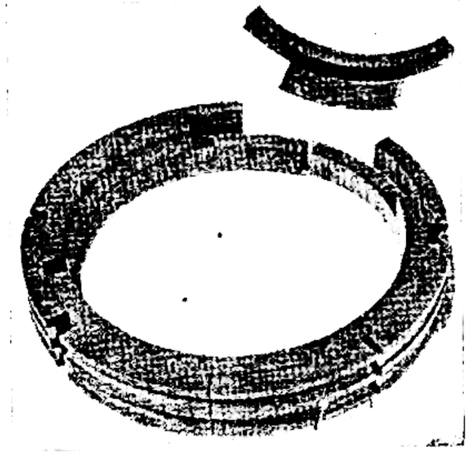


Rys. 12. 3. 22. Wał 9 z piastą wirnika 1b i serwomotorem wirnika 11

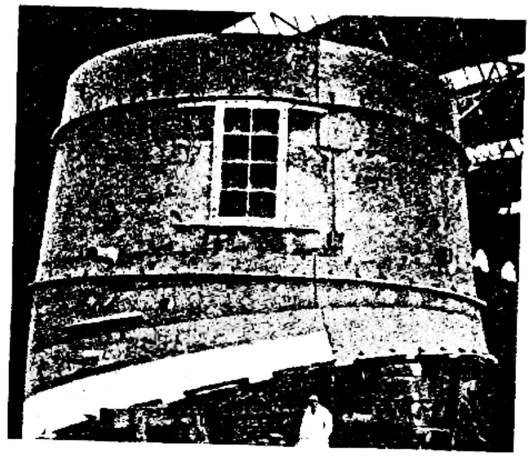
Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne



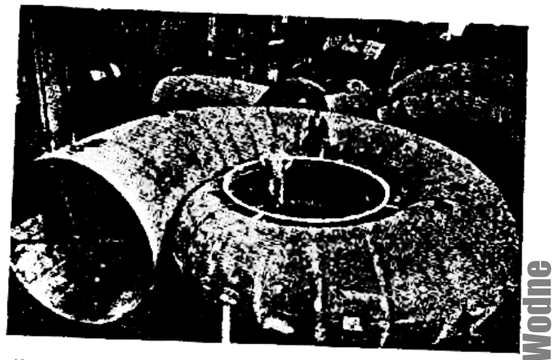
Rys. 12. 3. 21. Turbina Kaplana dla wysokich spadów z łożyskiem smarowanym olejem



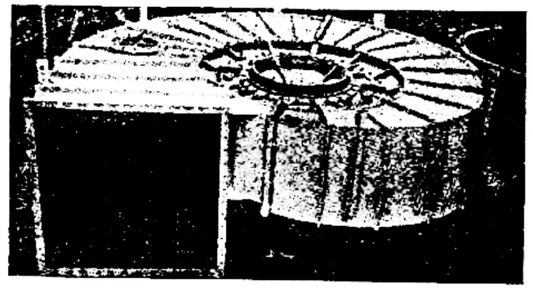
Rys. 12. 3. 20. Segmenty dla dławika węglowego



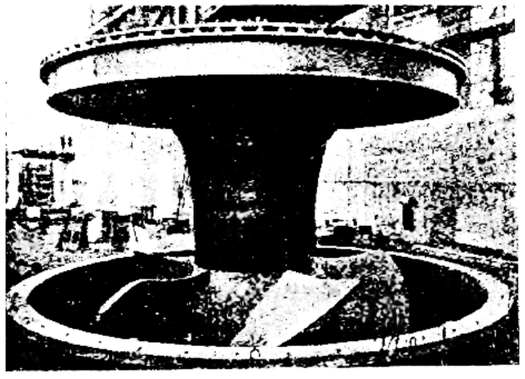
Rys. 12. 3. 26. Pancerz z blachy stalowej dużej turbiny dla ochrony betonu w górnej części rury ssącej



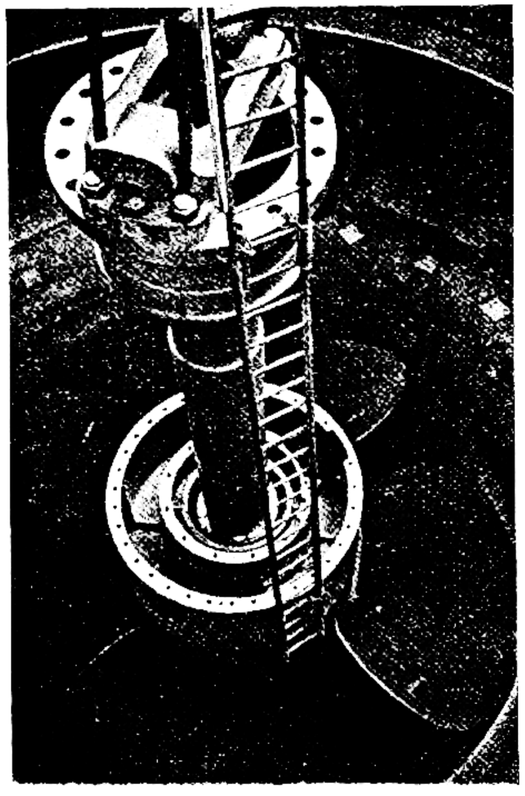
Rys. 12. 3. 27. Zestawienie całej spirali na warsztacie dla dopasowania segmentów



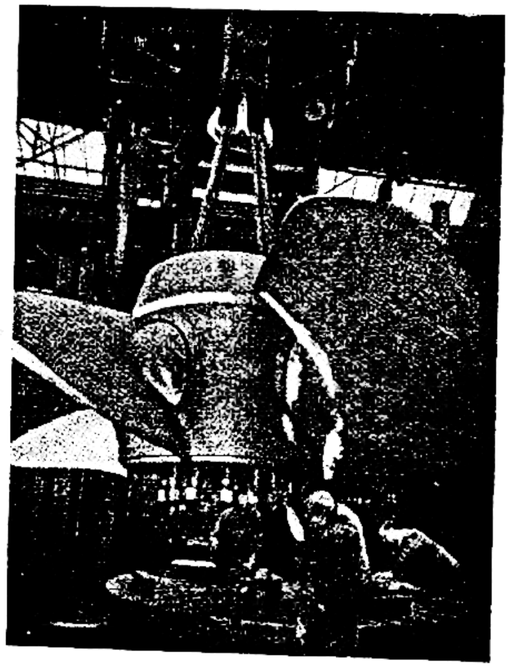
Rys. 12. 3. 28. Szczególne wykonanie spirali o korpusie prostokątnym



Rys. 12. 3. 24. Wirnik i wewnętrzna nakrywa turbiny wprowadzana do aparatu kierowniczego



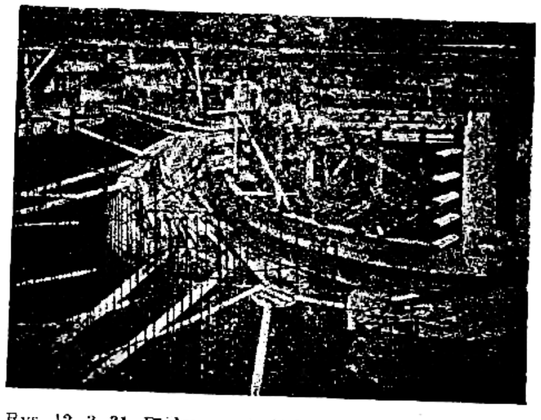
Rys. 12. 3. 23. Wał z korpusem dławika i wirnikiem przy montażu



Rys. 12. 3. 29. Praca przy wykonywaniu wirnika turbiny Kaplana

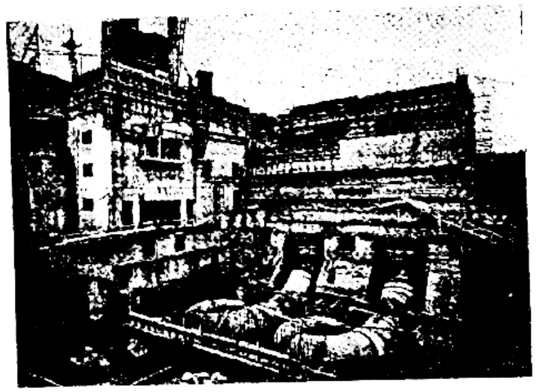


Rys. 12. 3. 25. Rury ssące z krzywakiem odlanym, część prosta wykonana z blachy stalowej, dla małych turbin

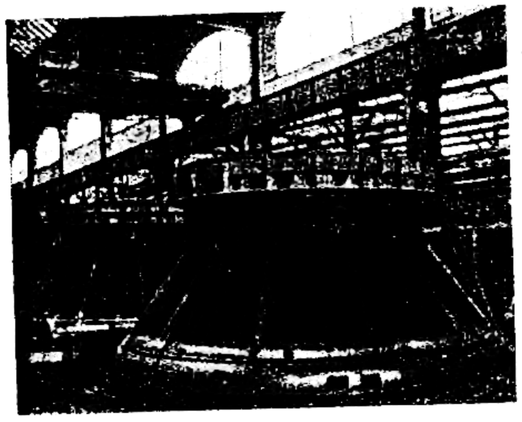


Rys. 12. 3. 31. Budowa spirali betonowej, silnie uzbrojonej dla wysokich ciśnień

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne



Rys. 12. 3. 32. Zabudowanie spirali stalowych, spawanych elektrycznie, dla dużych ciśnień zmniejsza zbrojenia betonu

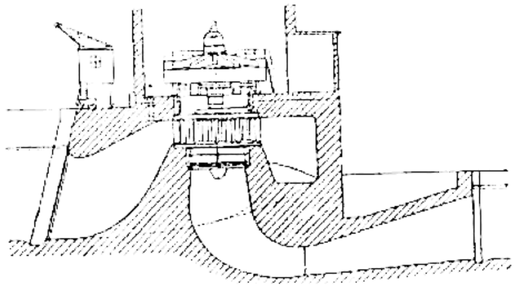


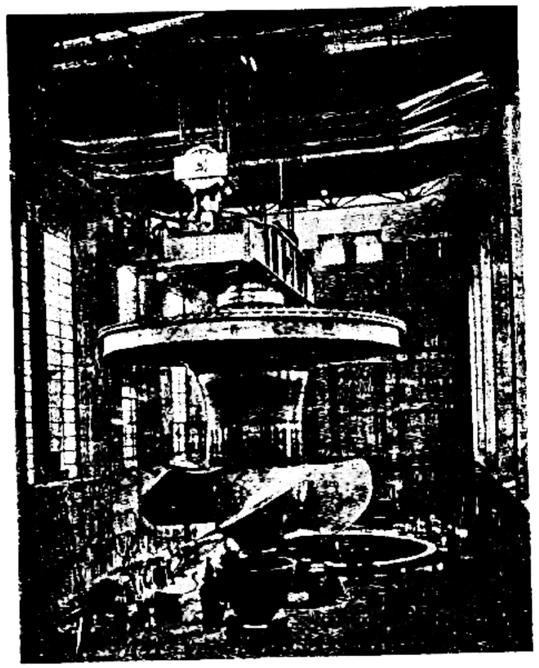
Rys. 12. 3. 35. Turbina Kaplana o stożkowym aparacie kierowniczym



jak rys. 35
Rys. 12. 3. 36.

Rys. 12. 3. 37. Zabudowanie turbiny Kaplana przy małym spadzie, działanie lewarowe komory wlotowej

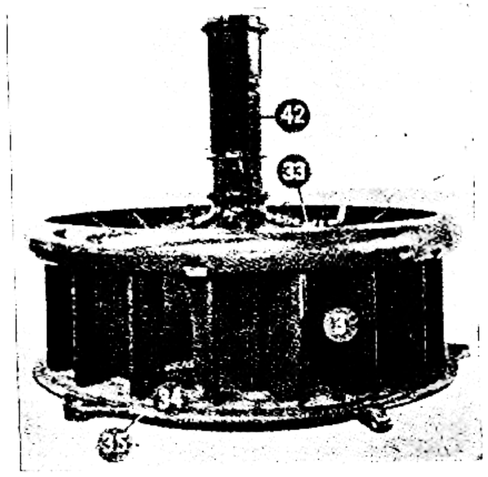




Rys. 12. 3. 33. Turbina Kaplana 40000 KM dla przełyku ponad 300 m³/s. Dla podniesienia ciężaru 280 t połączono obie suwnice hali maszyn przy pomocy mostu

Legenda do rys. 35, 36 i 39.
1a łopatki wirnika, 1b piasta wirnika, 2a stały aparat kierowniczy, 3 łopatki kierownicze, 7 generator, 9 wał turbiny, 11 serwomotor wirnika, 13 rura ssąca, 24 regulator turbiny, 33 nakrywa koła kierowniczego, 34 dolny pierścień koła kier., 35 pierścień regulacyjny, 37 łożysko, 42 stała osłona rurowa wału, 43 kapiur koła kierowniczego, 44 przekładnia zębata, 45 koło zamachowe, 46 mufa przestawiająca

Rys. 12. 3. 36. Stały aparat kierowniczy



obracający się tłok serwomotoru 11a, znajdujący się pod ciśnieniem oleju. Cylinder serwomotoru 11 nasadzony jest na wale turbiny. Górną nakrywę stanowi przy większych jednostkach kształt rurowy, zakończony normalną kryzą; przy małych turbinach, zwiększona kryza od strony generatora, stanowi zarazem nakrywę serwomotoru. Tłok 11a jest dokładnie dopasowany do cylindra serwomotoru 11 tak, że straty nieszczelności są małe. Utrzymywany on jest w położeniu centrycznym, przy pomocy drążka przestawiającego 17, prowadzonego w dwu prowadnicach 20, umieszczonych poniżej i powyżej przy serwomotorze 11.

Drążek 17 jest uszczelniony od góry w stosunku do wydrążonego wału 9 przy pomocy pierścieni uszczelniających.

Łożyska czopowe w piaście wirnika, o niezbyt wielkich naciskach, mogą być smarowane tym samym gatunkiem oleju, znajdującym się w serwomotorze i w piaście. Szczelinę uszczelki należy ustawić tak, aby olej stale napełniał piastę. Poniżej serwomotoru 11 znajduje się współwirujący chwytacz oleju 21, w którym w czasie ruchu zwierciadło oleju przyjmuje kształt paraboloidu. Ustala to ciśnienie oleju w piaście. Nadmiar oleju pochodzącego z nieszczelności odprowadza się. Kontrola tego odpływu oleju zapewnia potrzebne ciśnienie w piaście.

Gdy nacisk powierzchniowy na łożyska czopów łopatek wirnikowych 1a są bardzo duże, stosuje się do ich smarowania olej specjalny, niezależnie od oleju serwomotoru /inna lepkość/. W tym przypadku olej z nieszczelności serwomotoru jest odprowadzany oddzielnie, zaś olej w piaście może być w ruchu kontrolowany i uzupełniany. /rys.12.3.34/.

Głowica doprowadzająca olej.

Olej pod ciśnieniem dla serwomotoru wirnika 11 przeważnie doprowadza się na górnym końcu wału generatorowego 10. Dla doprowadzenia tego oleju, znajdują się w wale generatora dwie współśrodkowe rury 22 i 23. Olej dopływa rurą wewnętrzną 22 do przestrzeni serwomotoru pod tłok 11a. Olej odpływa przez otwory w tłoku do przestrzeni ponad nim oraz między oboma rurkami /rys.12.3.13/. Olej doprowadza się do wirnika przez głowicę doprowadzającą 12

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

u góry. Głowica składa się z dwu komór, uszczelnionych względem siebie 12a i 12b oraz zbieracza oleju 12c, pochodzącego z nieszczelności.

Sprzężenie między regulacją wirnika i koła kierowniczego./rys. 12.3.34 i 13./.

W zasadzie oddziaływuje regulator turbiny 24 bezpośrednio na serwomotor 25 koła kierowniczego, przestawiając łopatki kierownicze 3 w położenie odpowiadające obciążeniu. Sterowanie łopatek wirnika odbywa się przy pomocy serwomotoru 25. Za pośrednictwem /rys.12.3.13./ układu dźwigni, obraca się krzywka 26, która otwiera lub zamyka zawór sterujący 27 regulacji wirnika, przestawiając za pomocą oleju, znajdującego się pod ciśnieniem, serwomotor wirnika 11a. Olej tłoczy pompa olejowa 28 lub powietrznik 29 /rys.12.3.34./. Pompa 28 i powietrznik 29 mogą być wspólne dla koła kierowniczego i wirnika lub oddzielne. Zawór sterujący 27 kieruje dopływ oleju do głowicy 12 w zależności od kierunku, w którym ma być przestawiony tłok serwomotoru 11a. W schemacie rys.12.3.13. strzałki z kółkiem wskazują kierunek otwierania.

Na końcu rury 22 w górze osadzony jest pierścień /mufa/ 30, przenoszący ruch pionowy na nie obracającą się dźwignię odprowadzenia zwrotnego 31. Dźwignie te działają na zawór sterujący wirnika 27 i powodują jego powrót w położenie środkowe, zamykając oba otwory olejowe w chwili osiągnięcia właściwego nowego położenia łopatek wirnika.

Krzywka 26 jest tak ukształtowana, że koło kierownicze i wirnik są najkorzystniej sprzężone ze sobą pod względem hydraulicznym. Rys.12.3.14 przedstawia koło kierownicze 2 i wirnik 1 w położeniu otwartym i zamkniętym.

Aparat kierowniczy i łopatki wzmacniające./rys.12.3.16./.

Aparat kierowniczy służy do doprowadzenia wody do wirnika 1, z żądaną prędkością i właściwym kierunkiem. Jest on taki sam, jak przy turbinie Francisa. Dla regulacji przełyku turbiny, łopatki kierownicze 3 mogą się w ruchu obracać. Są one ukształtowane według zasad hydrauliki, o gładkiej powierzchni. Są one odlewane w całości z czopem 3a ze staliwa.

Czop łopatki 3a jest ułożyskowany w panewce bronzowej 32, smarowanej smarem stałym. Uszczelki zapobiegają przeciekaniu wody do szybu turbinowego. Przy większych turbinach , panewki bronzowe górnych czopów łopatek są ze względu na łatwiejszy montaż nakrywy koła kierowniczego 33 osadzone w osobnych panewkach żeliwnych. 32a. Ułatwia to również wymianę panewek bronzowych 32. Przy dużych turbinach nakrywa 33 ma ściankę podwójną, co usztywnia jej konstrukcję /rys.12.3.15./ Również przy dużych konstrukcjach nakrywa 33 może być wykonana w postaci wkładanych skrzyń 33a, tak że łopatki kierownicze 3 mogą być demontowane pojedynczo lub parami w górę, bez konieczności zdejmowania nakrywy 33 i pierścienia regulacyjnego 35 /rys.12.3.15./

Ze względu na transport i montaż, nakrywa koła kierowniczego 33 składa się przy mniejszych turbinach z dwu połówek, o kształcie kołowym, przy większych z dwu współśrodkowych nakryw, o kształcie pierścieniowym, z górnego pierścienia 33b i nakrywy wewnętrznej 33c. Średnica wewnętrzna pierścienia 33b jest większa od średnicy największej wirnika, tak że wirnik1 może być wyciągnięty przy pomocy suwnicy w górę, bez konieczności demontażu właściwego aparatu kierowniczego 2.

Rys.12.3.17. przedstawia podnoszenie wirnika oraz zamontowany pierścień koła kierowniczego. Do wewnętrznej nakrywy koła kierowniczego 33c zamocowana jest szyja łożyska, wykonana często oddzielnie.

Otwór w statorze generatora 7 winien być tak wielki, aby wirnik 1 z wałem 9 i nakrywą wewnętrzną 33 mógł przez niego przejść. Dwudzielny pierścień montażowy pozwala na chwilowe wsparcie wirnika 1 z odłączonym wałem turbinowym na nakrywie 33c, tak że wpierw wyjęty może być wał generatora z rotorem, następnie wewnętrzne części turbiny.

Nazewnątrz łopatek kierowniczych 3 znajduje się pierścień łopatek wzmacniających, na którym spoczywa cała turbina. Jego części składowe, górny i dolny pierścień murarski 6a i 6c, są płączone przy pomocy przykręcanych śrubami lub odlanych w całości z nimi łopatkami wzmacniającymi /wspierającymi/ 6b. Daje to mocną konstrukcję dla zabudowania turbiny.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Pierścień złożony z łopatek wsporczych 6, ustala odstęp między górnym pierścieniem kierowniczym 33 oraz dolnym 34. Łopatki wspierające 6b o kształcie opływowym, zapewniają dopływ wody z nieznacznymi tylko stratami z komory turbinowej wlotowej lub spirali 4 albo 5 do koła kierowniczego 2. Pierścień wsporczy 6, zamocowany w betonie /rys.12.3.4./, może w przypadku koniecznym przenieść ciężar generatora 7 na fundament turbiny. W tym przypadku bywa czasem generator 7 wsparty przy pomocy płaszcza z grubej blachy lub odlanego a wspierającego się na pierścieniu łopatek wspórczych./rys.12.3.18./

Rys.12.3.15a wskazuje zabudowanie nakrywy koła kierowniczego 33 do pierścienia łopatek wspórczych 6. Przy turbinach ze spiralą, wykonaną z blachy, pierścień 6 wykonuje się ze staliwa, przy komorze betonowej lub spirali betonowej z żeliwa szarego.

Na pierścieniu wewnętrznym koła kierowniczego 33c spoczywa dławik 36, łożysko 37 i pierścień regulacyjny 35, w przypadku szczególnym zawory odpowietrzające 38. Dolny pierścień koła kierowniczego 34 zawiera ułożyskowanie dolnych czopów łopatek kierowniczych. W zależności od wielkości wykonuje się go łącznie z dolnym pierścieniem murarskim 6c pierścienia wsporczego 6, oraz płaszczem koła wirnikowego 39 w całości lub w wielu częściach.

Dźwignie regulacyjne aparatu kierowniczego.

Łopatki kierownicze są hydraulicznie możliwie najlepiej wyważone, w celu otrzymania małej pracy, potrzebnej do regulacji. Pierścień regulacyjny 35 przestawia łopatki kierownicze 3 przy pomocy cięgła 40 i dźwigni 41, która jest zaklinowana na końcu czopa łopatki kierowniczej 3a. Dźwignie regulacyjne znajdują się w pełni poza wodą i dlatego nie podlegają zużyciu przez piasek./rys.12.3.15/. Ta regulacja zewnętrzna zapewnia jej długotrwałość. Cięgła 40 mogą być dla mniejszych turbin wykonane w postaci cięgła zrywającego. Przy dużych turbinach wykonuje się dla ochrony łopatek kierowniczych 3 urządzenia, służące równocześnie do dokładnego ustawienia poszczególnej łopatki.

Siłę,przestawiającą łopatki kierownicze, dają jeden lub dwa serwomotory 25, które przy dużej pracy regulacji, ustawia się obok nakrywy turbinowej 33 i działają bezpośrednio za pomocą drążków

na pierścień regulacyjny 35. Przy małych i średnich turbo-zespołach umieszcza się serwomotor w korpusie regulatora obrotów 24, zaś pierścień regulacyjny 35 poruszany jest przez przekładnię mechaniczną od serwomotora.

Wał, łożyska, dławik.

Wał turbinowy 9, wydrążony, wykonuje się ze stali S.M. z kryzą dolną dla zamocowania wirnika 1 oraz górną, wykształconą w postaci dolnej nakrywy serwomotoru 11 wirnika. Moment obrotowy przenosi się z wirnika 1 na wał 9 przy pomocy klina poprzecznego lub stożkowych sworzni zabierających, o ile tarcie, wytworzone przez śruby sprzęgła, nie wystarcza. Moment obrotowy do wału turbiny, do generatora przenoszą sworznie, które w przypadku koniecznym, wykonane być mogą jako sworznie pasowane.

Wał turbinowy 9 otrzymuje normalnie jedno łożysko 37, umieszczone w szyi nakrywy koła kierowniczego 33 w pobliżu wirnika 1. Panewki łożyska są ześrubowane z wewnętrzną nakrywą koła kierowniczego 33c, wylane są one białym metalem. Łożysko 37 przeważnie jest smarowane smarem stałym, przy bardzo dużych jednostkach lub przy dużych prędkościach obwodowych wału - olejem. Na dolnym końcu panewek łożyska smarowanego smarem stałym, znajduje się dławik łożyskowy; ponad nim znajduje się wlot dla smaru, który na skutek tego płynie w górę i wyciśnięty jest w górnych końcach panewek, gdzie jest on gromadzony w łupinie /misce/.

Ciśnienie smaru wytwarza się w zbiorniku smaru przy pomocy ciężarka lub też przy pomocy obracającej się prasy smarniczej. Przekroczenie temperatury łożyska jest sygnalizowane przy pomocy urządzenia alarmującego.

Przy dużych prędkościach obwodowych wału, łożysko jest chłodzone przy pomocy płaszcza wodnego.

Konieczny dopływ smaru do łożyska olejowego zapewnia pompa obiegowa, napędzana silnikiem elektrycznym,lub od wału przy pomocy przekładni zębatej, o kołach czołowych /rys.12.3.34./. Olej gromadzi się w zbiorniku poniżej łożyska, skąd zasycany jest i tłoczony do góry w łożysko przy pomocy pompki.

Dławik 36 znajduje się przeważnie poniżej łożyska 37. Zapobiega

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

to przedostawaniu się wody z piaskiem do łożyska, rdzewieniu i wytarciu przez piasek. W większości wykonanych turbin stosuje się dławiki węglowe. Przeważnie wykonuje się je z segmentów węglowych 36a, ściśnietych w kierunku promieniowym, przy pomocy pierścienia sprężynowego, w kierunku osiowym przy pomocy sprężyn płaskich. Zapewnia to bardzo dobrą szczelność, którą zwiększają jeszcze szczeliny między segmentami. Doświadczenie wykazuje, że wystarcza je sprawdzać i ewntualnie wymienić każdorazowo przy generalnym rocznym przeglądzie turbo-zespołu /rys.12.3.20/.

Wał 9 wyłożony jest w miejscu działania dławika, dwudzielną tulejką bronzową 36b.

Przy niższych spadach dławik 36 znosi bez żadnych trudności działające na niego ciśnienie. Mała szczelina /luz/ między stałą szyją łożyska 33d a obracającą się głowicą wirnika 1b, ochrania dławik 36 przed obcymi ciałami. Przy wyższych spadach dławik jest chroniony przy pomocy osobnego urządzenia odprowadzającego wodę.

Do odprowadzenia wody z nieszczelności dławika, służy przy dostatecznym ssaniu lewar wodny, w przeciwnym przypadku ezektor /rys. 12.3.24./ lub oddzielna pompa /rys.12.3.16/. Ezektor winien wykazywać ciśnienie o wielkości co najmniej 2 atmosfer. Przy małych zakładach silnik tej pompy uruchamia się ręcznie w zależności od potrzeb; przy większych zakładach odbywa się to samoczynnie przy pomocy pływaka, umieszczonego w zbiorniku wody, pochodzącej z nieszczelności i kontaktu włączającego lub wyłączającego silnik. W zakładach o dużym wahaniu stanów dolnej wody, mogą być urządzenia lewarowe połązone z urządzeniem do sztucznego ssania.

Ze względu na bezpieczeństwo pracy, wał turbiny 9 osłonięty jest ustaloną rurą ochronną.

Zawory odpowietrzające.

Przy gwałtownym odciążeniu turbiny, może przerwać się na skutek wysokiego podciśnienia strumień wody powyżej wirnika. Powoduje to silne uderzenia na nakrywę koła kierowniczego 33 i wirnik 1. Uderzenia te są łagodzone przy pomocy zaworów powietrznych 38, umieszczonych na nakrywie koła kierowniczego, przy wystąpieniu podciśnienia otwierają się one samoczynnie.

Osłona wirnika.

Stała osłona wirnika 39 obejmuje wirnik 1. Między nim a osłoną jest mała szczelina. W celu utrzymania jej w stałej wielkości wykonuje się osłonę od dołu, przy większych spadach i przy długich łopatkach wirnika o kształcie kuli. Część górną osłony wykonuje się ze względów montażowych o kształcie walca. Dla mniejszych spadów wykonuje się osłonę 39 z żeliwa i z jednego kawałka, łącznie z dolnym pierścieniem koła kierowniczego 34. Jest on całkowicie zabetonowany. Dla dużych spadów i niebezpieczeństwa kawitacji, wykonuje się go, w celu umożliwienia naprawy wżerów przez spawania, ze zwyczajnego lub specjalnego staliwa. W szczególnych przypadkach wykonuje się osłonę złożoną z kilku części oraz otoczoną komorą /przestrzenią/, umożliwiającą po pewnym czasie i zniszczeniu osłony, jej wymianę. Poszczególne segmenty łączy się z betonem przy pomocy poziomych zespórek 39a z betonem. Są one nastawialne i ułatwiają montaż osłony wirnika.

Rura ssąca.

Przeważnie wykonuje się rurę ssącą 13 z betonu. Stanowi ona bardzo ważną część turbiny i dletego krzywak betonowy musi być wykonany bardzo dokładnie oraz wyprawiony gładko i szczelnie w stosunku do powietrza.

Do pracy stosuje się szablony z drzewa, rysunki do nich dostarcza firma turbinowa. W przypadkach, gdzie w ruchu mogły by wystąpić trudności, naprzykład przy mniejszych turbinach, wykonuje się krzywak w całości z odlewu lub blachy stalowej /rys.12.3.25./. Krzywak betonowy otrzymuje wtedy w górnej części pancerz z blachy stalowej, gdy prędkość wody jest tak duża, że z czasem beton mógłby być zaatakowany /rys.12.3.26./.

Spirala betonowa.

W celu dokładnego jej wykonania potrzebne są w dostatecznej ilości szablony z drzewa, Wyprawiona musi być ona gładko i wodoszczelnie. Do jej wykonania dostarcza rysunki firmy turbinowa.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Spirala stalowa.

Pojedyncze segmenty z blachy stalowej spawa się w całość. Spiralę łączy się przy pomocy nitów do pierścienia łopatek wsporczych. Normalna spirala z pierścieniem wsporczym może przejąć całkowite ciśnienie wody/rys.12.3.27./ Jednak w celu uniknięcia elastycznych odkształceń, betonuje się ją częściowo przy małych turbinach oraz całkowicie przy dużych. Przeważnie otrzymuje ona przekrój kołowy, jednak może być ona wykonana przy mniejszych turbinach i niezbyt wielkich spadach także o przekroju prostokątnym./rys. 12.3.28./.

Regulator obrotów 24, utrzymujący turbinę na stałych obrotach, zabudowuje się tuż obok turbiny. Przy mniejszych zakładach, gdzie brak jest osobnego stropu turbinowego, można go ustawić na stropie generatora, bez szkody dla długości wału regulacyjnego lub rurociągów olejowych, które by opóźniały przebieg regulacji. Oprócz urządzenia sterującego z zaworem sterującym dla koła kierowniczego i wirnika, regulator zawiera pompę olejową, a przy mniejszych i średniej wielkości turbinach, także serwomotor 25 dla regulacji koła kierowniczego.

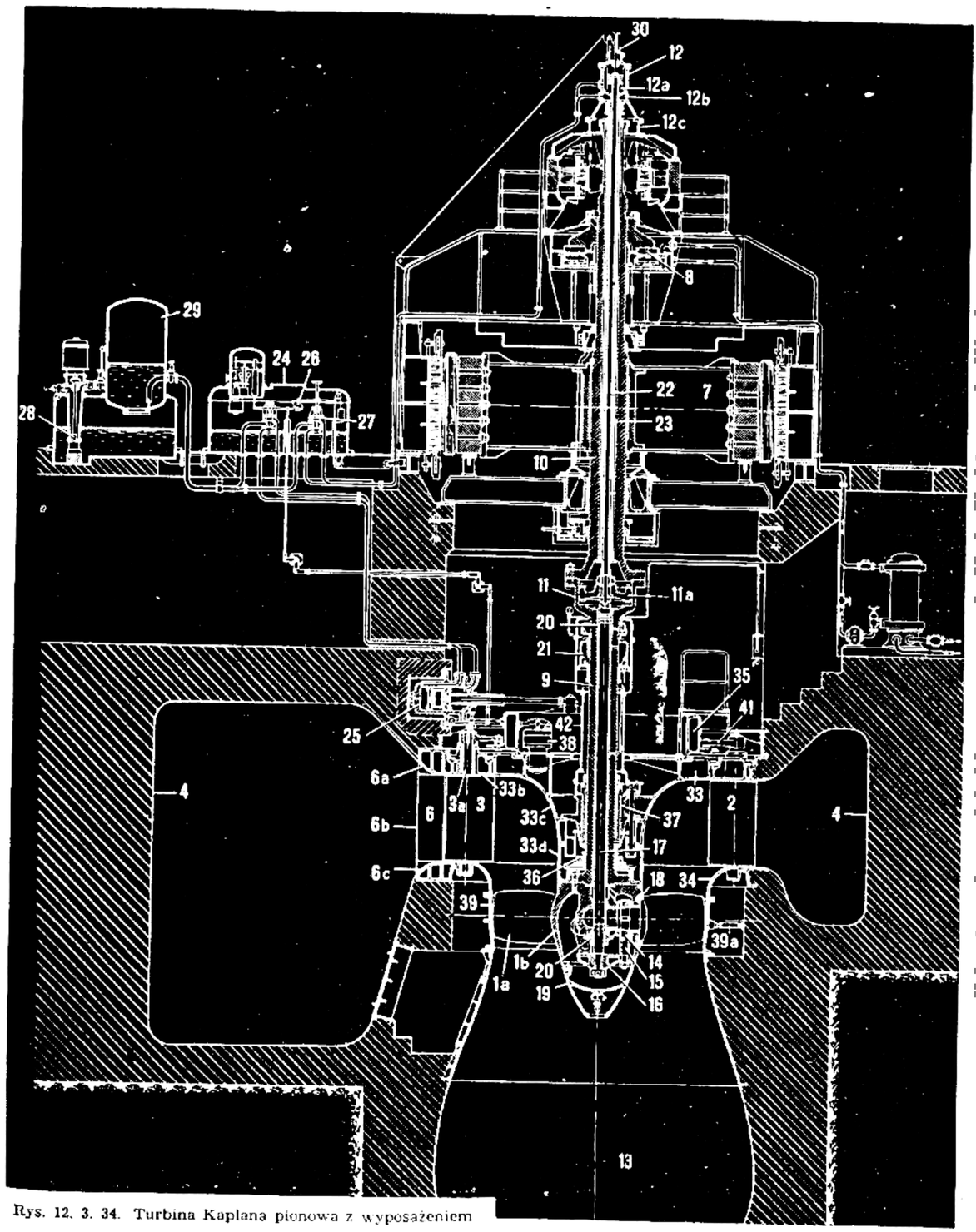
Napęd regulatora odśrodkowego i pompy może odbywać się przy pomocy pasa, kół zębatych lub silnika elektrycznego. Przy większych turbinach serwomotory koła kierowniczego są oddzielone od właściwego regulatora.

Przy braku szybko-sprawnego urządzenia zamykającego, turbina może być zamknięta szybko przy pomocy pompy awaryjnej. Przewody jej omijając zawór sterujący, działają wprost na stronę zamykającą serwomotora wirnika, zamykając go niezależnie od normalnego regulatora obrotów, przy przekroczeniu nastawionej wartości obrotów, lub jeśli ciśnienie w systemie olejowym, spadnie poniżej oznaczonej wartości.

Typy pionowej turbiny Kaplana.

Stożkowy aparat kierowniczy /rys.12.3.35./

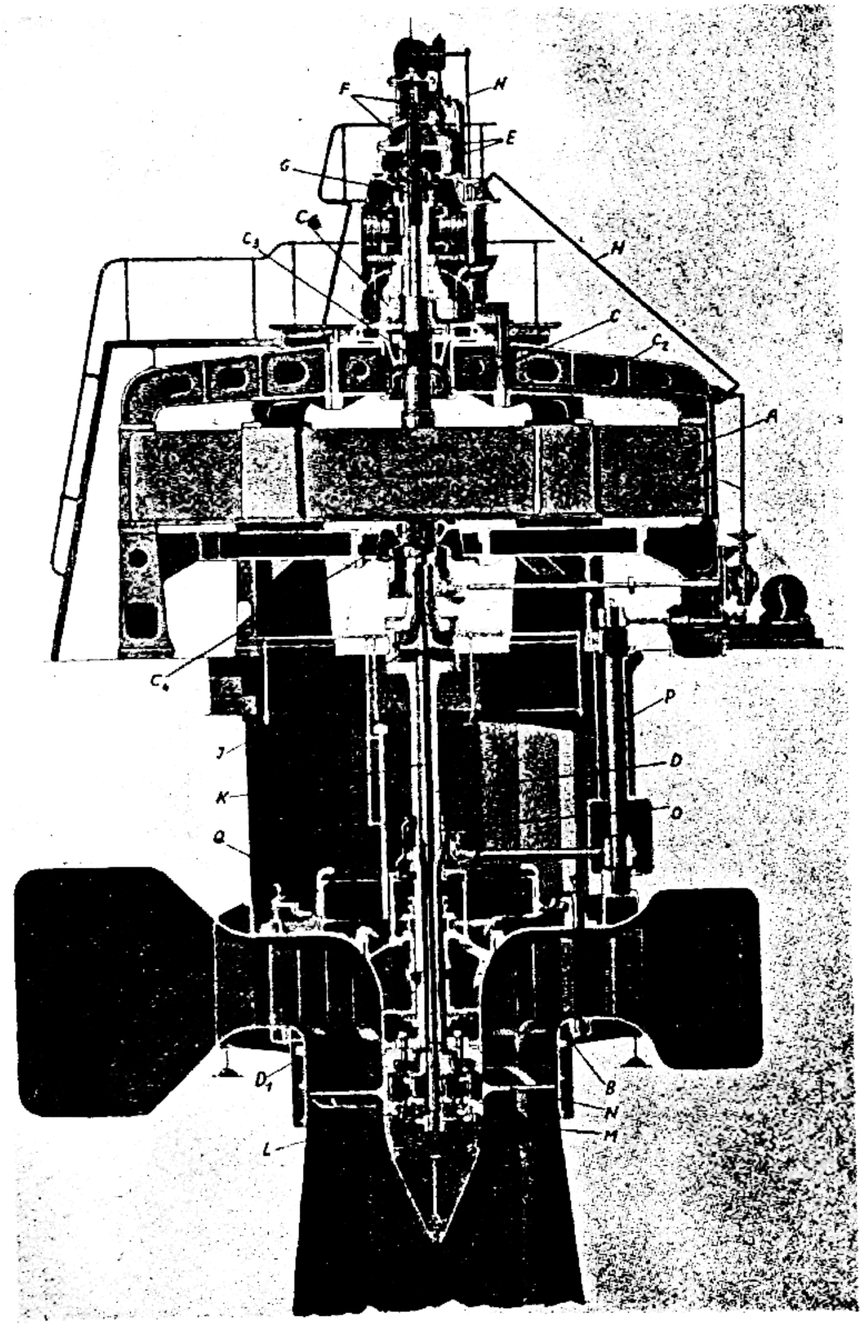
Znajduje zastosowanie w przypadku, gdy nową turbinę należy zabu-



Rys. 12. 3. 34. Turbina Kaplana pionowa z wyposażeniem

Legenda (dotyczy wszystkich turbin Kaplana):
1 wirnik, 1a łopatki wirnika, 1b piasta wirnika, 2 regulowany aparat kierowniczy, 2a stały aparat kierowniczy, 3 łopatki kierownicze, 3a czop łopatki, 4 spirala betonowa, 5 spirala z blachy stalowej, 6 pierścień łopatek wsporczych, 6a górny pierścień murarski, 6b łopatka wspierająca, 6c dolny pierścień murarski, 7 generator, 8 łożysko oporowe, 9 wał turbiny, 10 wał generatora, 11 serwomotor wirnika, 11a tłok serwomotoru, 12 głowica doprowadzająca olej, 12a i 12b jej komory, 12c zbieracz oleju, 13 rura ssąca, 14 dźwignia regulacyjna łopatek wirnika, 15 cięgło do niej, 16 krzyżak przestawiający, 17 drążek przestawiający, 18 uszczelka łopatki wirnika, 19 kaptur wirnika, 20 prowadnice drążka przestawiającego, 21 współwirujący zbieracz oleju, 22 i 23 współosiowe rury, 24 regulator turbinowy, 25 serwomotor koła kierowniczego, 26 krzywka, 27 zawór sterujący dla regulacji wirnika, 28 pompa olejowa, 29 zbiornik oleju, 30 rura odprowadzenia zwrotnego, 31 dźwignie łączące, 32 panewki brązowe czopów łopatek kierowniczych, 32a panewki żeliwne do nich, 33 pokrywa koła kierowniczego, 33a wkładane skrzynki, 33b górny pierścień, 33c nakrywa wewnętrzna, 33d szyja łożyska, 34 dolny pierścień koła kierowniczego, 35 pierścień regulacyjny, 36 dławik, 38a pierścienie węglowe, 36b tulejka brązowa, 37 łożysko, 37a dławik łożyska, 38 zawory napowietrzające, 39 osłona wirnika, 39a poziome wsporniki, 40 cięgło do regulacji koła kierowniczego, 41 dźwignia do niej, 42 stała osłona

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne



Rys. 12. 3 43. System smarowania oraz hydrauliczna regulacja obrotów turbiny Kaplana z przestawianiem łopatek kierowniczych i wirnika przy pomocy oleju znajdującego się pod ciśnieniem. A generator, B turbina, C wał drążony generatora, C_1 segmentowe łożysko osiowe, C_2 rurociąg obiegu oleju dla łożyska osiowego, C_3 górne łożysko szyjowe, C_4 dolne łożysko szyjowe, D drążony wał turbiny, D_1 łożysko prowadzące turbiny, E doprowadzenie oleju z zaworu sterującego regulatora wirnika, F przestrzeń rozdzielająca olej głowicy turbiny, G dwie koncentryczne rury doprowadzające olej do serwomotoru wirnika, H drąg odwodzenia, I serwomotor wirnika, K drąg do przestawiania łopatek wirnika, L wirnik, krzyżak na dolnym końcu drąga regulującego, N łopatki ruchome wirnika, O przewód dla dopełnienia piasty olejem, P wał regulacyjny do przestawiania łopatek kierowniczych za pomocą oleju sprężonego, Q poruszany od wału regulacyjnego pierścień kierowniczy

dować w stosunkowo ciasną komorę.

Stały aparat kierowniczy /rys.12.3.36./

Może być wykonany przy małych turbinach w miejsce regulowanego aparatu kierowniczego w przypadku, gdy sprawność przy częściowym obciążeniu nie odgrywa dużej roli. Łopatki kierownicze stałe z blachy, mogą być ułożone osiowo lub promieniowo.

Jeśli pozwalają na to warunki kawitacji, to turbina może być położona ponad najwyższym zwierciadłem górnej wody. Komora turbinowa działa wtedy jak lewar. Do podniesienia zwierciadła w komorze służy specjalna pompa ssąca, wytwarzająca podciśnienie w komorze. Beton musi być w tym przypadku powietrzno-szczelny. Układ ten ma tę zaletę, że przy dostatecznym podniesieniu wody, niepotrzebne są zasuwy, zaś możliwe jest szybkie odstawienie turbiny przez otwarcie zaworu napowietrzającego. Do napędu silnika elektrycznego pompy odpowietrzającej, potrzebny jest przy rozruchu obcy prąd lub prąd z zespołu pomocniczego lub z baterii akumulatorów.

Przy małych turbinach i niskich spadach stosuje się często regulację wewnętrzną. Dźwignie regulacyjne znajdują się w wodzie. Turbina ma łożyska na smar stały, zaopatrzona jest w osłonę rurową wału 42. Przy czystej wodzie zużycie urządzeń regulacyjnych nie jest duże, mimo to pod względem jakości stanowi ona gorsze rozwiązanie od regulacji zewnętrznej.

Turbina śmigłowa o stałych łopatkach wirnika i regulowanym aparacie kierowniczym, dzisiaj nie budowana, ponieważ Kaplan ma większą sprawność przy obciążeniu częściowym, jest bardziej ekonomicznym, i ma większą zdolność dostosowania się do warunków wodnych.

Pozioma turbina Kaplana jest budowana przy małych spadach i małej ilości wody. W przypadku, gdy ilość wody nie zmienia się w dużych granicach poleca się stały aparat kierowniczy 2a według rys.12.3. 39. Kanał wodny od wlotu do wylotu ma kształt spłaszczonej litery S i dlatego wykopy ziemne są względnie małe. Łopatki wirnika są wykonane w sposób podobny jak przy pionowej turbinie. Siłę prze-

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Spirala stalowa.

Pojedyncze segmenty z blachy stalowej spawa się w całość. Spiralę łączy się przy pomocy nitów do pierścienia łopatek wsporczych. Normalna spirala z pierścieniem wsporczym może przejąć całkowite ciśnienie wody/rys.12.3.27./ Jednak w celu uniknięcia elastycznych odkształceń, betonuje się ją częściowo przy małych turbinach oraz całkowicie przy dużych. Przeważnie otrzymuje ona przekrój kołowy, jednak może być ona wykonana przy mniejszych turbinach i niezbyt wielkich spadach także o przekroju prostokątnym./rys. 12.3.28./.

Regulator obrotów 24, utrzymujący turbinę na stałych obrotach, zabudowuje się tuż obok turbiny. Przy mniejszych zakładach, gdzie brak jest osobnego stropu turbinowego, można go ustawić na stropie generatora, bez szkody dla długości wału regulacyjnego lub rurociągów olejowych, które by opóźniały przebieg regulacji. Oprócz urządzenia sterującego z zaworem sterującym dla koła kierowniczego i wirnika, regulator zawiera pompę olejową, a przy mniejszych i średniej wielkości turbinach, także serwomotor 25 dla regulacji koła kierowniczego.

Napęd regulatora odśrodkowego i pompy może odbywać się przy pomocy pasa, kół zębatych lub silnika elektrycznego. Przy większych turbinach serwomotory koła kierowniczego są oddzielone od właściwego regulatora.

Przy braku szybko-sprawnego urządzenia zamykającego, turbina może być zamknięta szybko przy pomocy pompy awaryjnej. Przewody jej omijając zawór sterujący, działają wprost na stronę zamykającą serwomotora wirnika, zamykając go niezależnie od normalnego regulatora obrotów, przy przekroczeniu nastawionej wartości obrotów, lub jeśli ciśnienie w systemie olejowym, spadnie poniżej oznaczonej wartości.

Typy pionowej turbiny Kaplana.

Stożkowy aparat kierowniczy /rys.12.3.35./

Znajduje zastosowanie w przypadku, gdy nową turbinę należy zabudować w stosunkowo ciasną komorę.

Stały aparat kierowniczy /rys.12.3.36./

Może być wykonany przy małych turbinach w miejsce regulowanego aparatu kierowniczego w przypadku, gdy sprawność przy częściowym obciążeniu nie odgrywa dużej roli. Łopatki kierownicze stałe z blachy, mogą być ułożone osiowo lub promieniowo.

Jeśli pozwalają na to warunki kawitacji, to turbina może być położona ponad najwyższym zwierciadłem górnej wody. Komora turbinowa działa wtedy jak lewar. Do podniesienia zwierciadła w komorze służy specjalna pompa ssąca, wytwarzająca podciśnienie w komorze. Beton musi być w tym przypadku powietrzno-szczelny. Układ ten ma tę zaletę, że przy dostatecznym podniesieniu wody, niepotrzebne są zasuwy, zaś możliwe jest szybkie odstawienie turbiny przez otwarcie zaworu napowietrzającego. Do napędu silnika elektrycznego pompy odpowietrzającej, potrzebny jest przy rozruchu obcy prąd lub prąd z zespołu pomocniczego lub z baterii akumulatorów.

Przy małych turbinach i niskich spadach stosuje się często regulację wewnętrzną. Dźwignie regulacyjne znajdują się w wodzie. Turbina ma łożyska na smar stały, zaopatrzona jest w osłonę rurową wału 42. Przy czystej wodzie zużycie urządzeń regulacyjnych nie jest duże, mimo to pod względem jakości stanowi ona gorsze rozwiązanie od regulacji zewnętrznej.

Turbina śmigłowa o stałych łopatkach wirnika i regulowanym aparacie kierowniczym, dzisiaj nie budowana, ponieważ Kaplan ma większą sprawność przy obciążeniu częściowym, jest bardziej ekonomicznym, i ma większą zdolność dostosowania się do warunków wodnych.

Pozioma turbina Kaplana jest budowana przy małych spadach i małej ilości wody. W przypadku, gdy ilość wody nie zmienia się w dużych granicach poleca się stały aparat kierowniczy 2a według rys.12.3. 39. Kanał wodny od wlotu do wylotu ma kształt spłaszczonej litery S i dlatego wykopy ziemne są względnie małe. Łopatki wirnika są wykonane w sposób podobny jak przy pionowej turbinie. Siłę prze-

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

stawiającą daje serwomotor 11 wirnika. Przy małych siłach przestawiających, może on być zastąpiony przez urządzenie przestawiające mufowe /bez oleju/ tak, że przestawienie odbywa się w wprost od regulatora 24 na drodze mechanicznej.

W przypadku krótkich wałów, doprowadzenie oleju odbywa się w sposób podobny jak przy pionowym Kaplanie. Przy długim wale doprowadza się olej przez otwory w wale w pobliżu serwomotoru 11, przy pomocy szczególnego urządzenia. Również odprowadzenie zwrotne znajduje się w jego pobliżu.

Ze względu na niskie obciążenia, używa się jednego oleju do serwomotoru 11 i do głowicy 1b. W ruchu przepływa dużo oleju przez szczeliny ze serwomotoru do piasty. Nadmiar tego oleju może być upuszczony przy pomocy zaworu, obciążonego sprężyną, tak że piasta jest chroniona przed niedopuszczalnie wysokim ciśnieniem wewnętrznym.

Wał turbinowy spoczywa w łożyskach, umieszczonych na krzywaku ssącym 13 i kapturze wirnika 43. Wewnętrzne łożysko jest wykształcone jak łożysko końcowe o smarowaniu olejowym, łatwe do demontażu. Uszczelka zapobiega przedostaniu się do niego wody. W miejscu zabudowania łożyska wał jest osłonięty wymiennym płaszczem stalowym.

Łożysko 37 w krzywaku ssącym 13 jest wykształcone jako łożysko wspornikowe osiowe, o smarowaniu olejowym. Wał 9 zaopatrzony jest w kołnierz naciągnięty na gorąco.

Stały aparat kierowniczy 2a składa się z łopatek kierowniczych, wykonanych z blachy stalowej /rys.12.3.40./. Jeśli sprawność ma być wysoka przy małym obciążeniu, to może być wykonany aparat kierowniczy stożkowy z ruchomymi łopatkami, jest to jednak konstrukcja znacznie droższa.

Rura ssąca 13 jest w górnej swej części odlana w postaci krzywaka ssącego, jej część dolna wykonana jest normalnie z betonu.

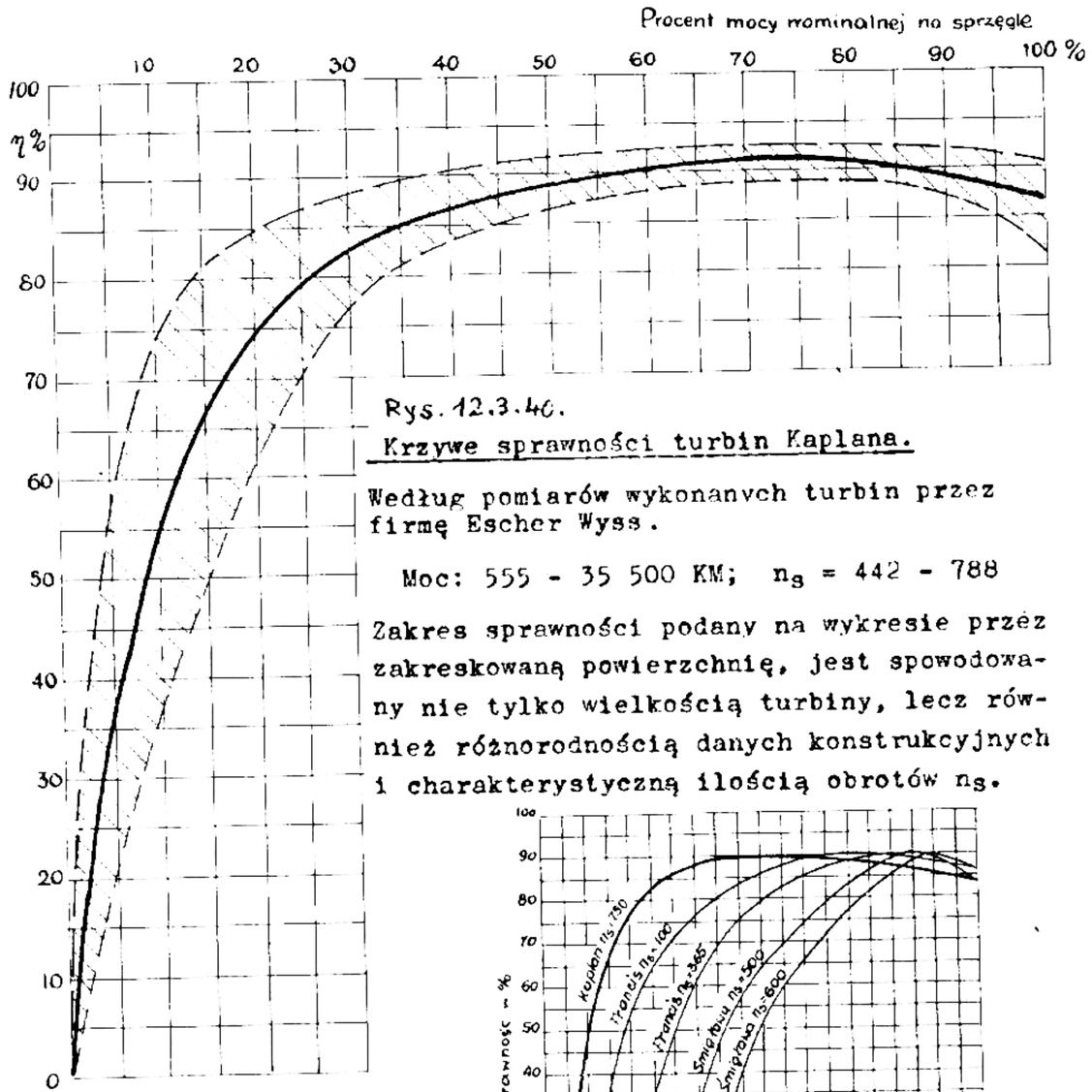
Turbina pozioma może napędzać generator wprost, jednak w większości przypadków, ekonomiczniej jest wykonać ją z przekładnią zębatą 44 /rys.12.3.39/ lub łańcuchową /rys.12.3.40/ w celu zastosowania szybkobieżnego generatora. Układ poziomy nadaje się także do zastosowania przekładni pasowej. Przeważnie moment zamachowy

generatora nie wystarcza dla zapewnienia dobrej regulacji i potrzebne jest dodatkowe koło zamachowe.

Turbina Kaplana stanowi typ turbin najbardziej nadający się przy małym spadzie i siłowniach przepływowych rzecznych, i to tym bardziej wobec ogólnie panującej tendencji przepracowania całkowitej ilości wody przez możliwie najmniejszą ilość jednostek turbinowych.

Należy podkreślić tendencję ogólną do coraz częstszego zastosowania turbin Kaplana. Turbina Kaplana o podwójnej regulacji jest oczywiście droższa od turbiny Francisa, o regulacji pojedynczej. Przy turbinie Francisa jest jednak na skutek mniejszej szybkobieżności generator droższy niż przy turbinie Kaplana, tak że z reguły budowa siłowni z turbinami Kaplana kosztuje taniej od siłowni z turbinami Francisa, posiadających generator sprężony bezpośrednio.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne



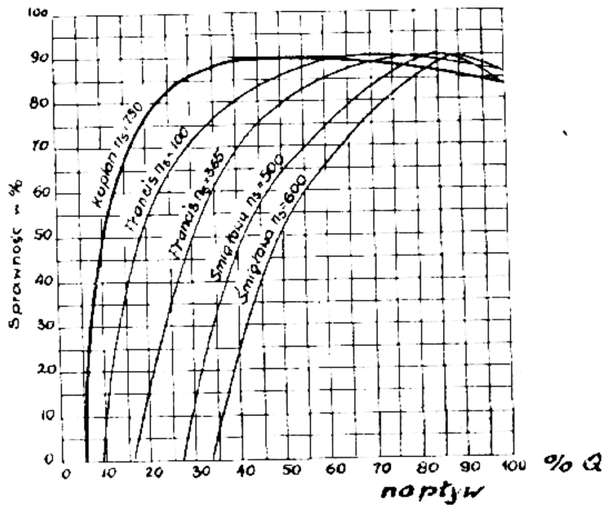
Rys. 12.3.40.

Krzywe sprawności turbin Kaplana.

Według pomiarów wykonanych turbin przez firmę Escher Wyss.

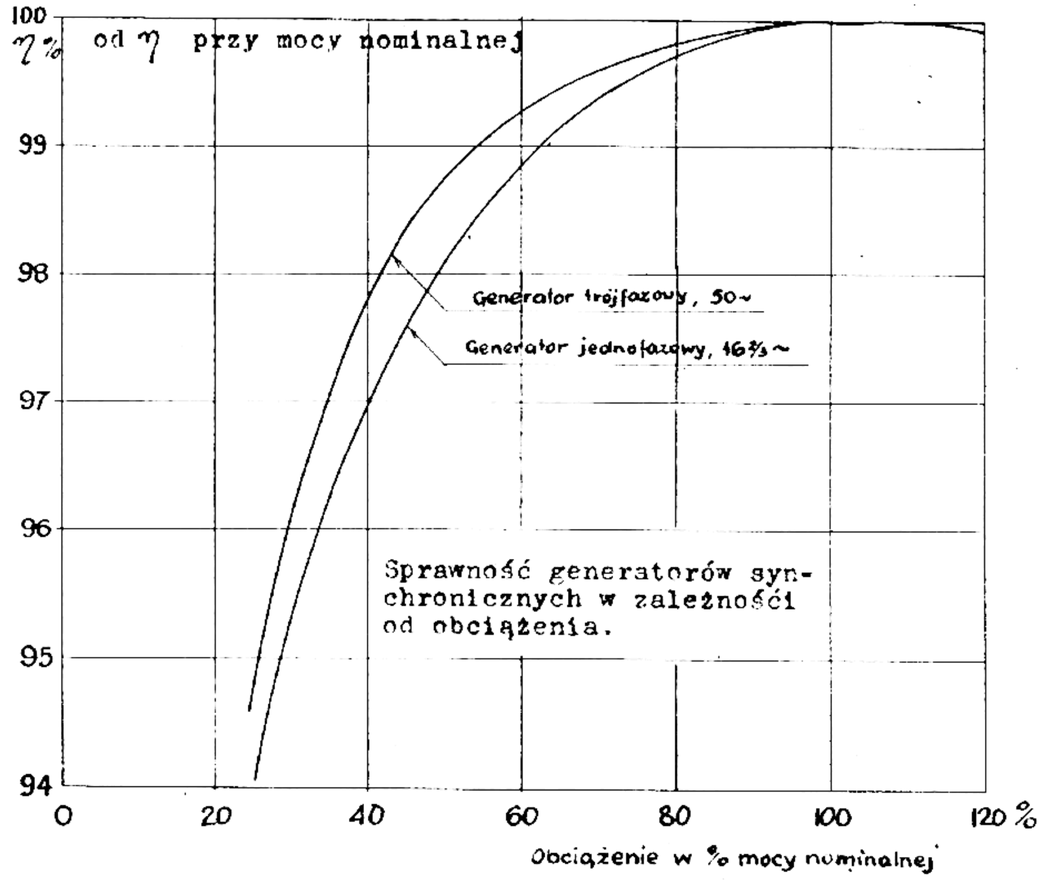
Moc: 555 - 35 500 KM; n_s = 442 - 788

Zakres sprawności podany na wykresie przez zakreskowaną powierzchnię, jest spowodowany nie tylko wielkością turbiny, lecz również różnorodnością danych konstrukcyjnych i charakterystyczną ilością obrotów ns.

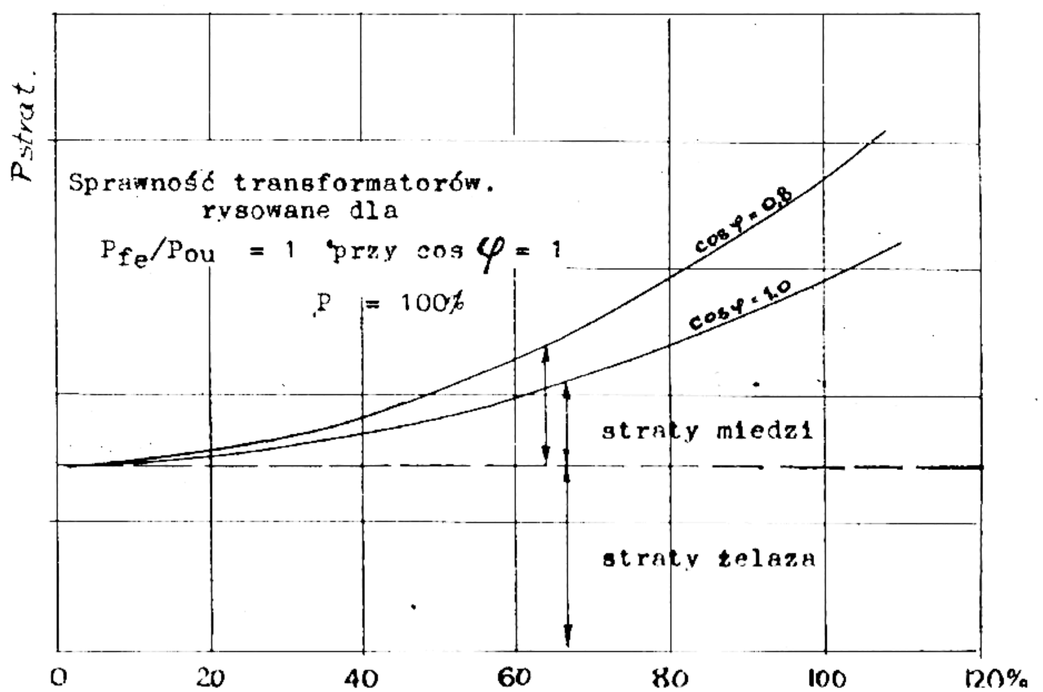


Rys.12.3.41. Krzywe sprawności różnych typów turbin w zależności od napływu.

Rys. 12.3.42



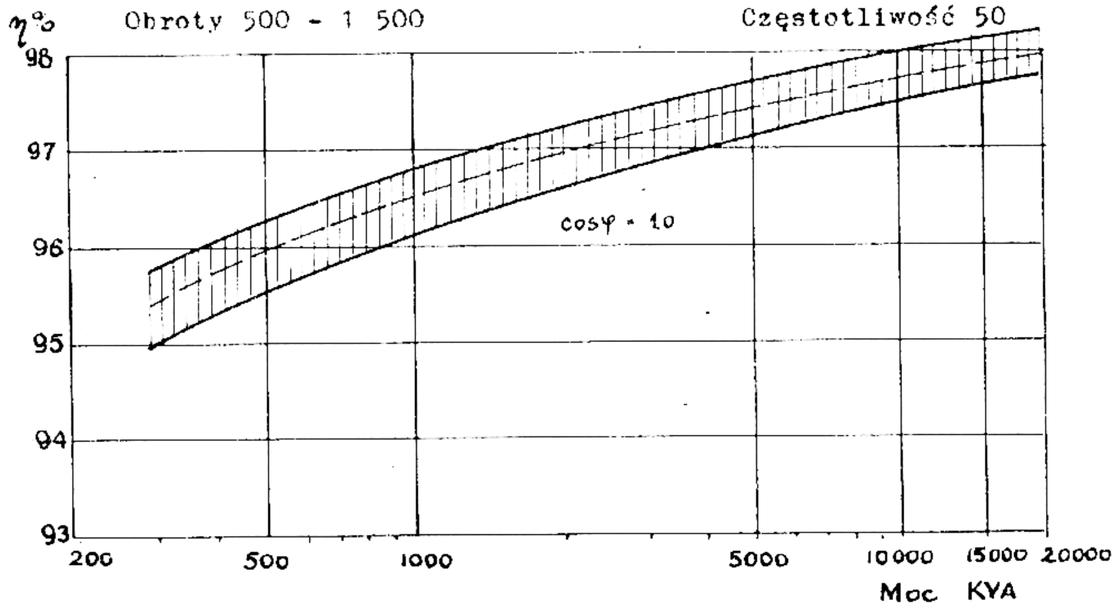
Rys. 12.3.43.

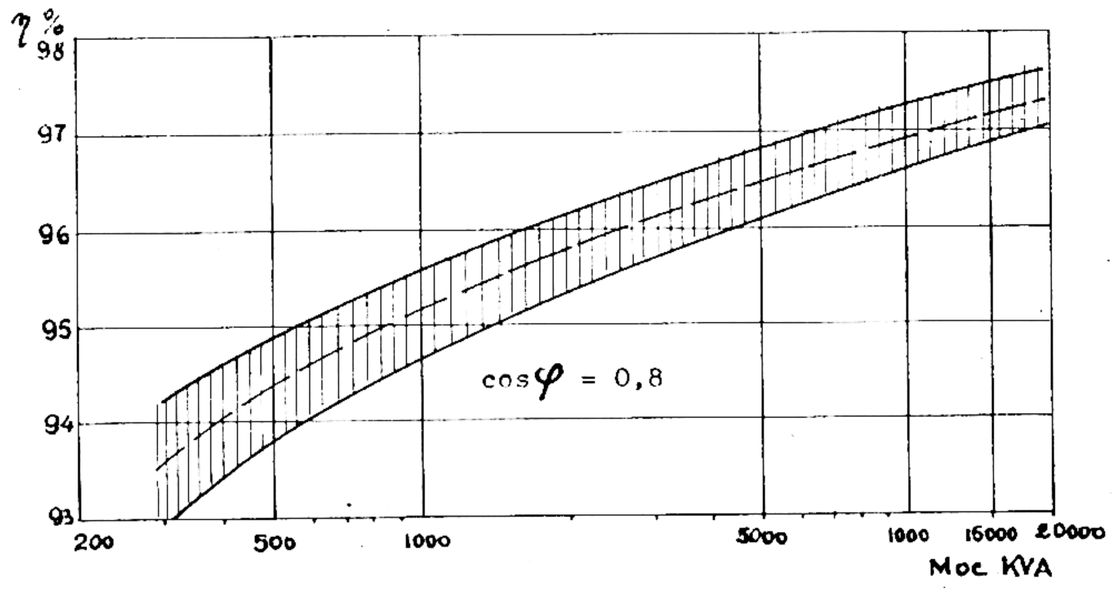


Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Rys. 12.3.44.

Sprawność przy mocy nominalnej generatorów synchronicznych różnych wielkości.

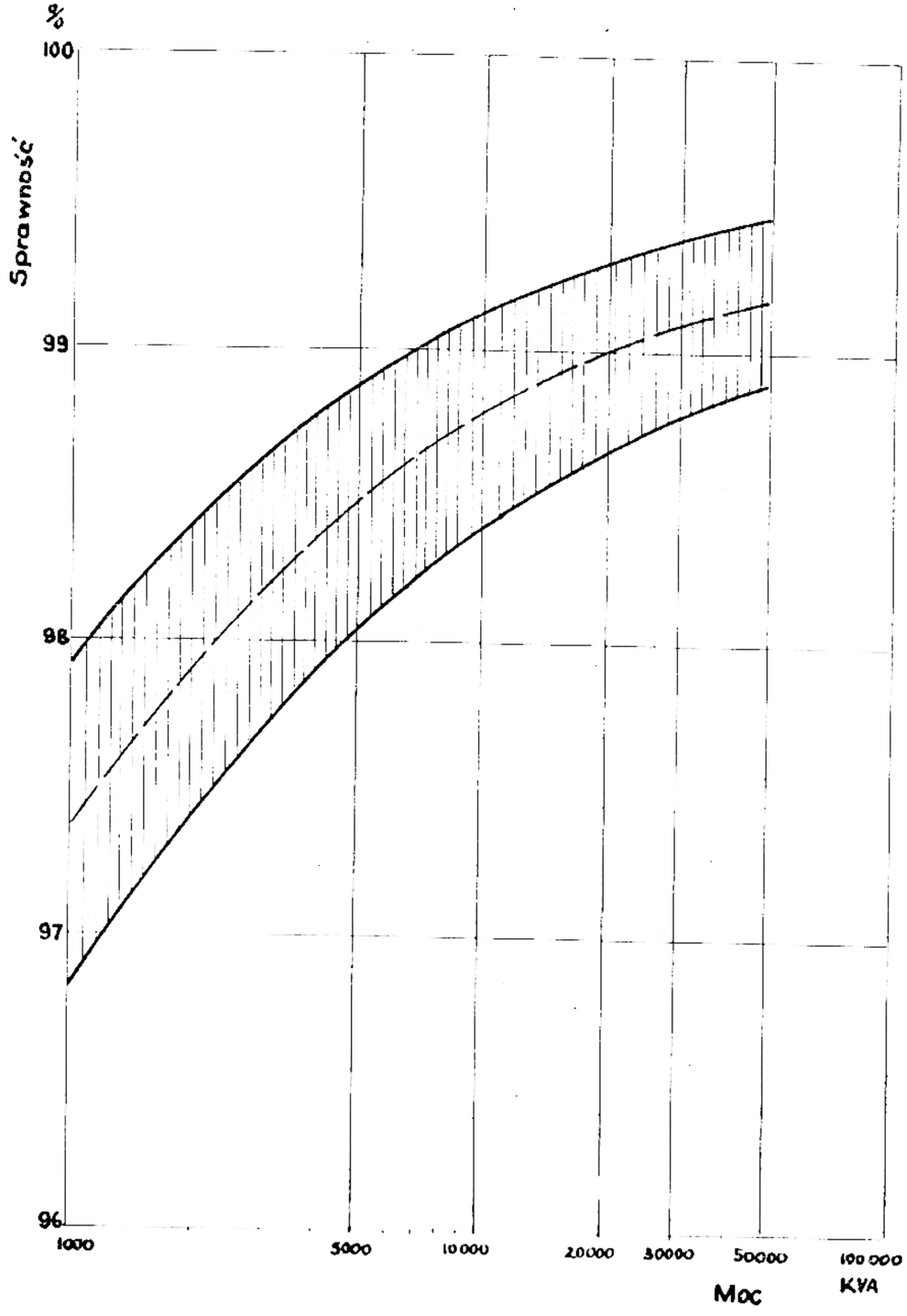




Rys. 12.3.45

Sprawność przy mocy nominalnej różnych wielkosci transformatorów.

/ trój- i jednofazowych; częstotliwość : 50 - 16 2/3 /



Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

13. Turbiny strumieniowe / Peltona/.

13.1. Pierwsza konstrukcja tej turbiny James Pelton U S A,

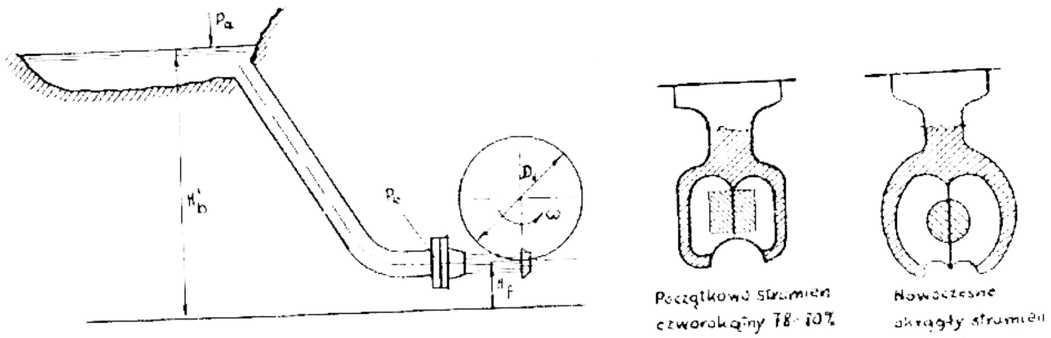
turbina czysto akcyjna.

$$\rho = 0, \quad p_1 \sim p_2, \quad w_1 \sim w_2$$

13.2. Wielkości podstawowe turbiny Peltona.

Przekształca energię potencjalną / H / na energię kinetyczną $\frac{c^2}{2g}$. Energia ta jest wykorzystana przez wirnik. / Po angielsku Ipuls wheel /.

Pierwszy kształt łopatki dawał sprawność η = 78%, dzisiaj $\eta \leq 91\%$



rys.13.1.

H_b' = spad brutto

H_f = wysokość zawieszenia

$H_b = H_b' - H_f$ - wykorzystany spad brutto

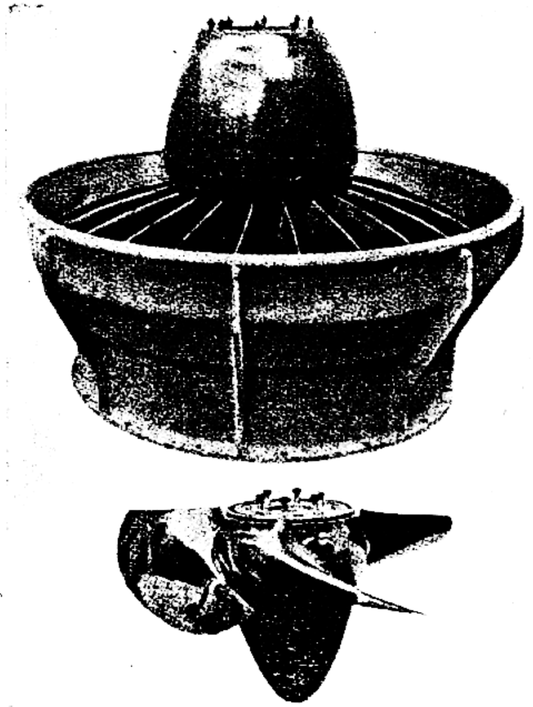
H_{str_r} - strata ciśnienia w rurociągu od a do e.

I. $H = H_b - H_{str.r}$. Mierzy się manometrem w miejscu e wysokość ciśnienia $\frac{p_e}{\gamma}$

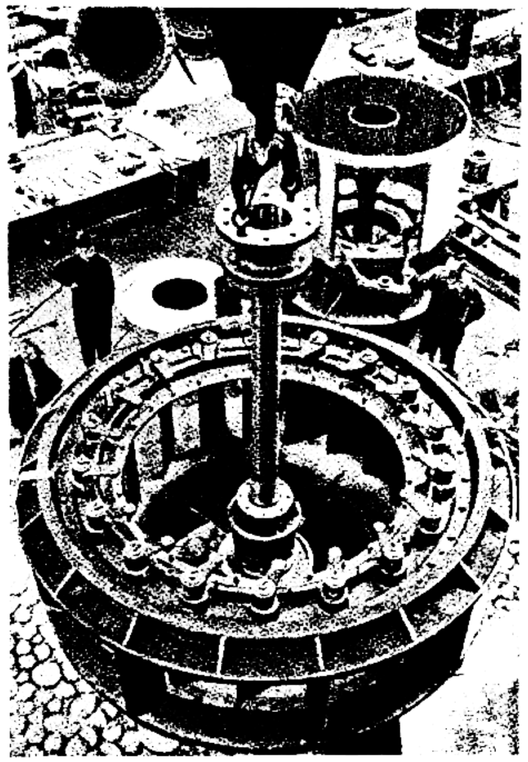
Mierzymy ilość wody Q i obliczamy $c_e = \frac{Q}{F_e}$

Energia kinetyczna = $\alpha \frac{c_e^2}{2g}$

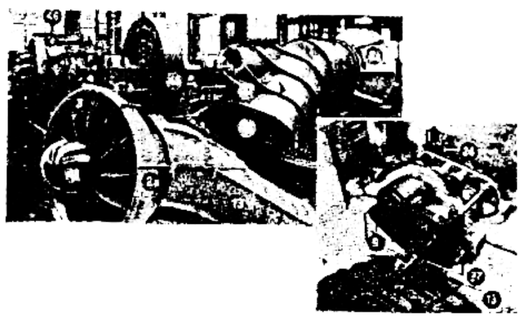
Przyjmuje się $\alpha = 1$.



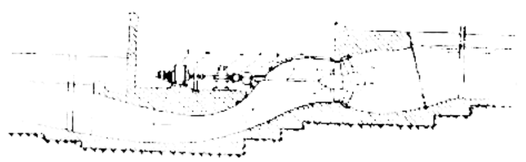
Rys. 12. 3. 41. Turbina pozioma Kaplana o stałym aparacie kierowniczym



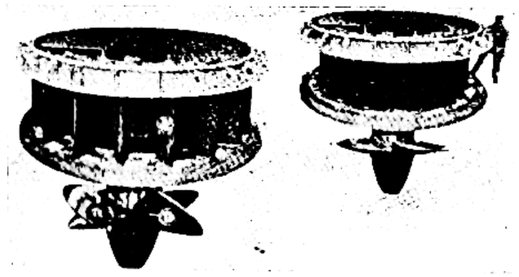
Rys. 12. 3. 42. Aparat kierowniczy i wirnik turbiny Kaplana 400 KM



Rys. 12. 3. 40. Turbiny poziome Kaplana o stałym aparacie kierowniczym

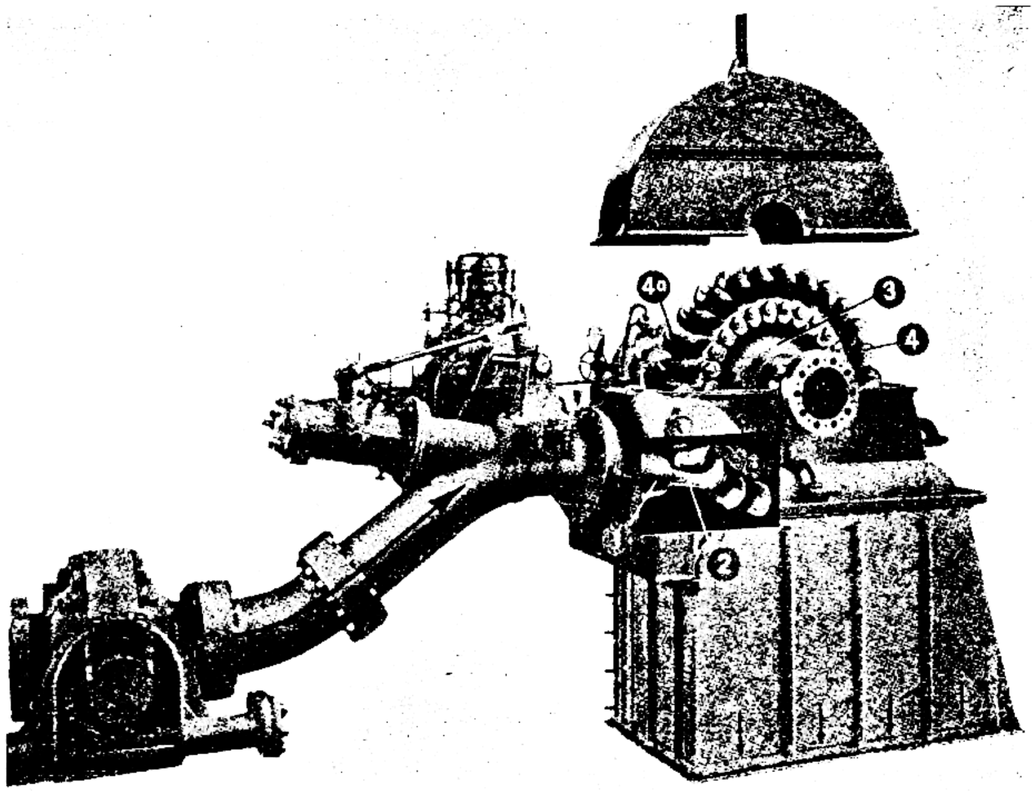


Rys. 12. 3. 39. Przekrój poprzeczny siłowni z turbiną Kaplana o stałym aparacie kierowniczym



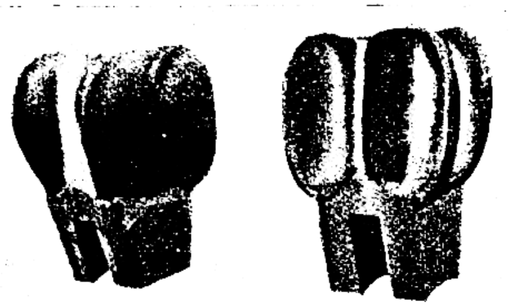
Rys. 12. 3. 14. Otwarcie i zamknięcie łopatek kierowniczych oraz wirnika

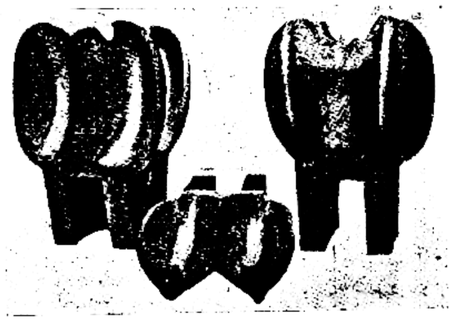
Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne



Rys. 13. 7. 1. Duże wysokości spadu i małe ilości wody w stosunku do niego dają małe przekroje przepływowe oraz turbiny o strumieniu swobodnym. 1 dysza, 3 wirnik, 4 łopatka, 4a wycięcie w łopatce





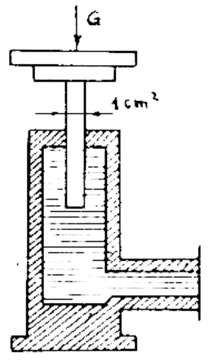


Rys. 13. 7. 4, 5. 6 i 7.
Łopatka wirnika

$\alpha = 2$ dla przepływu laminarnego

$\alpha = 1{,}05 \div 1{,}1$ dla przepływu burzliwego.

II. $$H = \frac{P_e}{\gamma} + \frac{c_e^2}{2g}$$



rys.13.2.

Z równań I i II $$H_b - H_{str.r} = \frac{P_e}{\gamma} + \frac{c_e^2}{2g}$$

$$H_{str.r} = H_b - \left(\frac{P_e}{\gamma} + \frac{c_e^2}{2g} \right)$$

H_b określamy przez niwelację z dokładnością

dla H_b = 200 m $\pm$ 1mm

800 m $\pm$ 2 cm

1750 m $\pm$ 2,5 : 3 cm

$\frac{P_e}{\gamma}$ - oznaczamy przy pomocy wagi manometrycznej / tłoczek wykonany z dokładnością do 1/1000 mm/

Manometr Bourdona jest zbyt mało dokładny.

Sprawdzenie manometru w spoczynku, kierownice zamknięte

$Q = 0, \quad c_e = 0, \quad H_{str_r} = 0$

$H_b = \frac{P_e}{\gamma}$, stąd otrzymujemy poprawkę przyrządu ΔH

Pomiar spadu przy pomocy manometru ciężarkowego. Mierzymy ciśnienie u wylotu $$p' = \frac{G}{f}; \quad gdy \ \gamma = 1\,000 \ kg/m^3$$

Przy wlocie wody do rurociągu ciśnieniowego i jeśli ściśliwość

$\varepsilon = 20\,000 \ kg/cm^2$

spad

$$H = 10 \cdot p' - \frac{1}{1\,000}\left[\left(\frac{p'}{2} \right)^2 \cdot \left(1 + \frac{1{,}1}{1\,000} \right) - 11\,p' \right]$$

według Dubsa

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Przy 440 m znika człon korygujący.

Znane jest Q i n.

Obliczamy $N_d = \frac{\gamma . Q . H}{75}$ KM $= \frac{\gamma . Q . H}{102}$ kW

przyjmujemy η_t

N_d = 100 ..... 1 000 ..... 10 000 KM

η_t = 0,85 ..... 0,88 0,89

$N_t = N_d \cdot \eta_t$, obliczamy n_s i k_s

Wartość $n_s = 32$ stanowi górną granicę, poniżej której stosuje się jedną dyszę.

$$k_s = \frac{1}{\eta_t} \cdot \left(\frac{n_s}{34} \right)^2 ; \quad \eta_t = 0,89$$

$$k_s \cong \left(\frac{n_s}{32} \right)^2 \qquad n_{s_{max}} = 32 \text{ daje } \underline{k_s = 1 = 1 \text{ dysza}}$$

Dla dwóch dysz moc $2 N_t$,

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{2 . N_t}}{H \cdot \sqrt[4]{H}} = \underline{n_{s_{max}} \cdot \sqrt{2}}, \quad k_s = 2,$$

podobnie dla $3 N_t$, $k_s = 3$

Jeśli zatem $\underline{1 \leq k_s \leq 2 : \text{ 2 dysze}}$

$\underline{2 \leq k_s \leq 3 : \text{ 3 dysze}}$

Wykonywuje się do 8 - miu dysz, w granicach $32 < n_s < 65$ wskazanym jest lepsze wykorzystanie / dysz więcej /.

13.3. Kierownica turbiny Peltona.

Turbina akcyjna, stopień reakcyjności $\rho = 0$. Największa prędkość

wylotowa z kierownicy

ogólnie $c_o = \sqrt{(1 - \zeta_{e \div o}) \cdot (1 - \rho) \cdot 2g . H}$

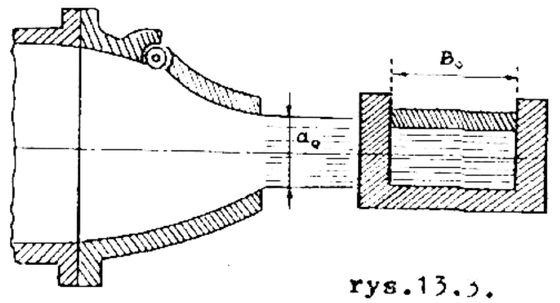
$$\underline{c_o = \sqrt{(1 - \zeta_{e \div o})} \cdot \sqrt{2g . H} = k_{c_o} \cdot \sqrt{2g . H}}$$

Dawniej stosowano w kierownicy regulację wlotu przy pomocy języka, struga o przekroju prostokątnym

$F_o = a_o \cdot B_o$

$Q = F_o . c_o = a_o . B_o . k_{c_o} . \sqrt{2g H}$

przyczym $k_{c_o} = \sqrt{1 - \zeta_{e \div o}}$



rys.13.3.

Na podstawie doświadczeń stwierdzono spółczynnik strat $\underline{\zeta_{e \div o} = 0,10}$

$\underline{k_{c_o} = \sqrt{0,90} = 0,95}$, $\underline{B_o = 2 . a_o}$

$Q = 2 . a_o^2 . 0,95 . \sqrt{2g . H}$

$a_o^2 = \frac{Q}{1,9 . 4,43 . \sqrt{H}}$, $\underline{a_o = 0,345 . \sqrt{Q_1}}$ w metrach

H [m] , Q [m^3/sek]

Strata tarcia w zależności od kształtu przekroju strumienia.

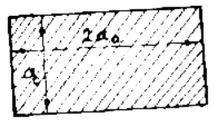
Ogólnie $H_{str} = \zeta . L . \frac{U}{F} . \frac{c_o^2}{2g}$

Promień hydrauliczny $R = \frac{F}{U}$

$$H_{str} = \zeta . \frac{L}{R} . \frac{c_o^2}{2g}$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

1. Dla przekroju kwadratowego



rys.13.4.

$U = 6 \cdot a_o$

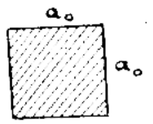
$F = 2 \cdot a_o^2$; $R = \frac{2 \cdot a_o^2}{6 \cdot a_o} = \frac{1}{3} a_o$

Aby Q = const, musi być $2 \cdot a_o^2 = \frac{\pi}{4} \cdot d_o^2$

$a_o = \sqrt{\frac{\pi}{8}} \cdot d_o$, $R = \frac{1}{3} a_o = \frac{1}{3} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{8}} \cdot d_o$

$R = 0{,}209 \cdot d_o$

2. Dla przekroju kwadratowego



rys.13.5.

$U = 4 \cdot a_o$; $F = a_o^2$

$R = \frac{a_o^2}{4 \cdot a_o} = \frac{1}{4} \cdot a_o$

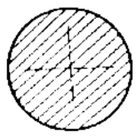
Aby było Q = const, musi być $a_o^2 = \frac{\pi}{4} \cdot d_o^2$, $a_o = \sqrt{\frac{\pi}{4}} \cdot d_o$

$R = \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{4}} \cdot d_o$, $R = 0{,}221 \cdot d_o$

3. Dla przekroju kołowego

$U = \pi \cdot d_o$, $F = \frac{\pi}{4} d_o^2$, $R = \frac{F}{U} = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{d_o^2}{\pi \cdot d_o} = \frac{1}{4} d_o$

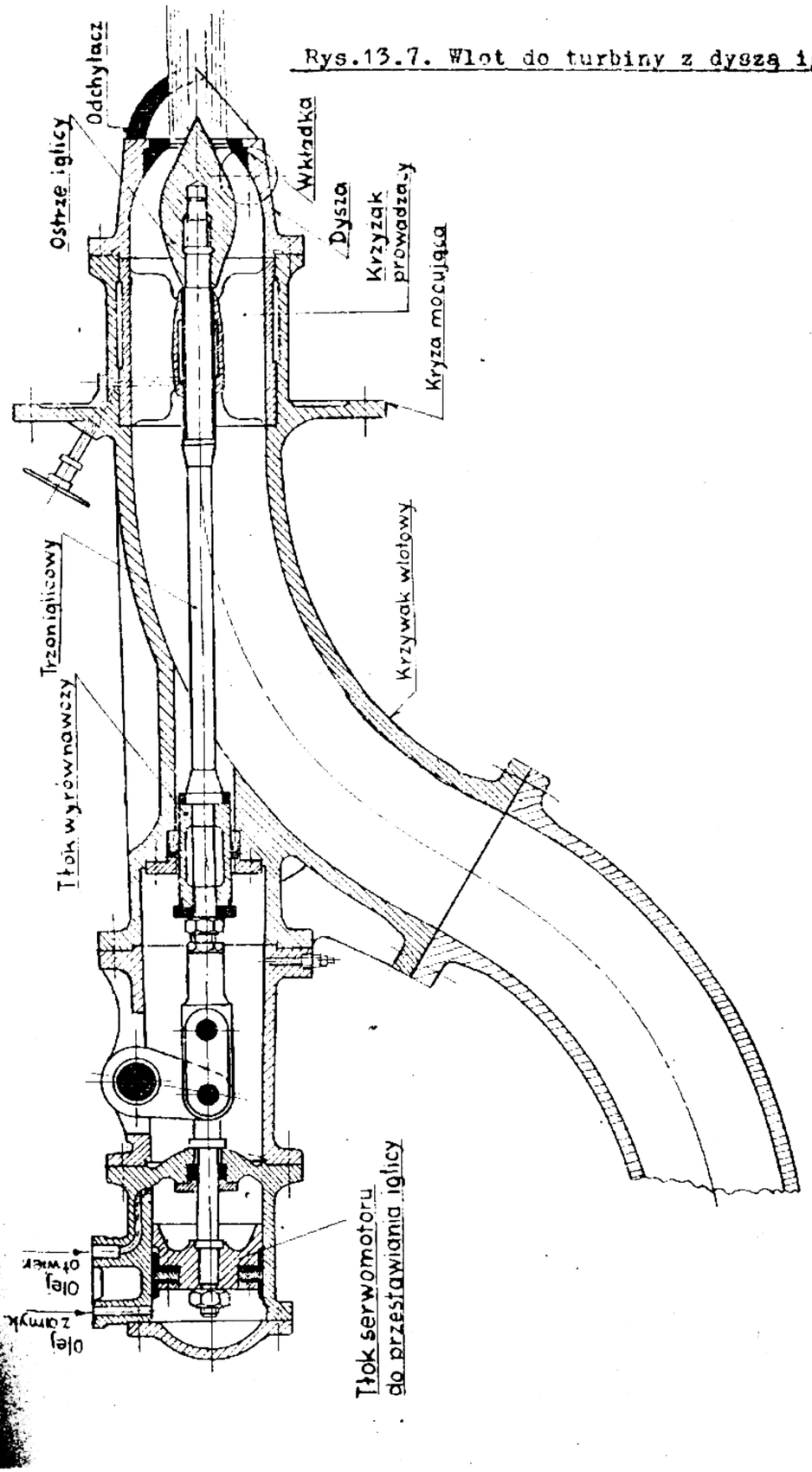
$R = 0{,}250 \cdot d_o$


rys.13.6.

Promień hydrauliczny wzrasta, gdy zbliżamy się kształtem przekroju do koła, zatem straty ciśnienia H_{str} są zawsze mniejsze i z tego względu przekrój kołowy jest najkorzystniejszy.

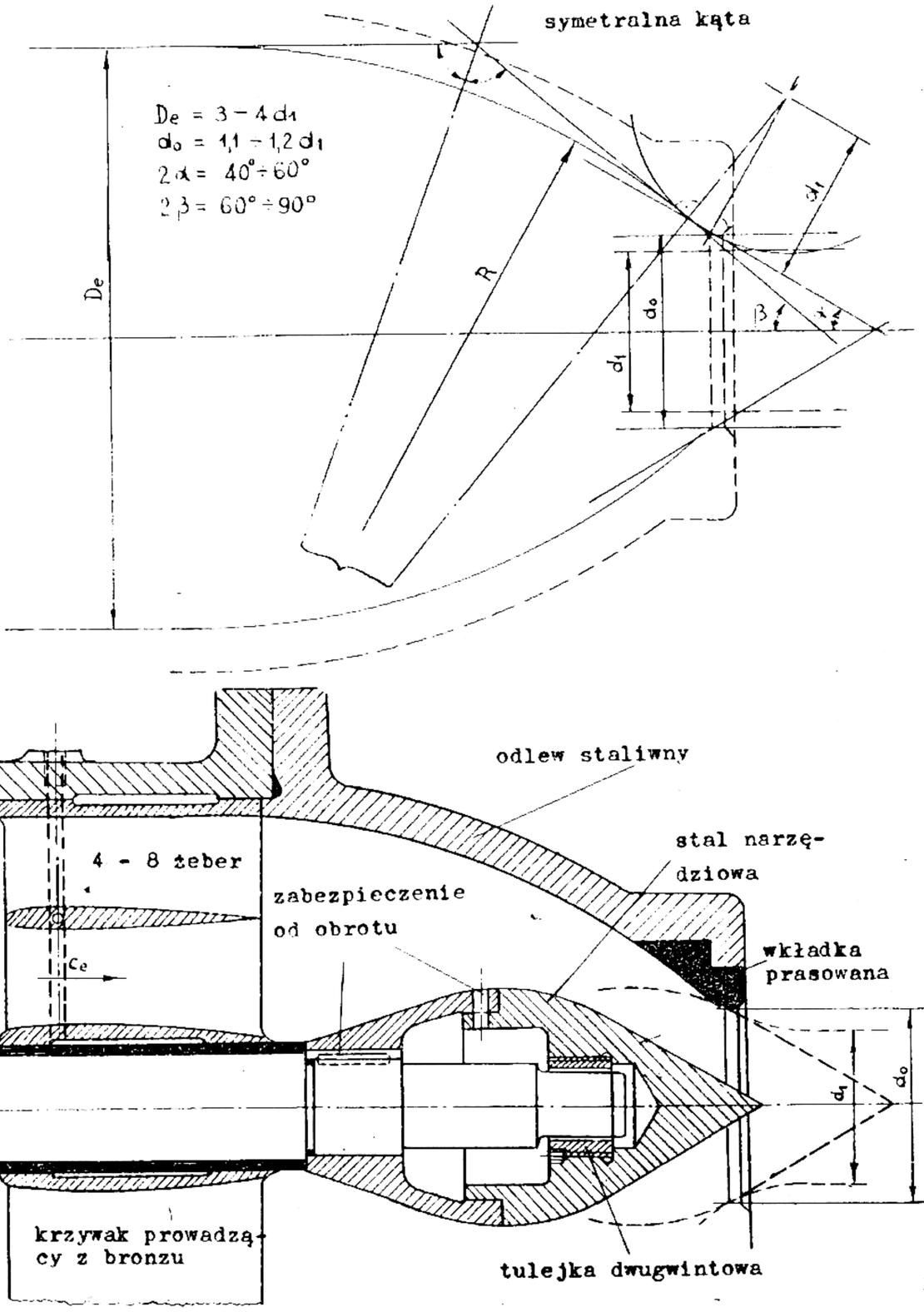
W przypadku regulacji wlotu przy pomocy języka występują nastę-

Rys.13.7. Wlot do turbiny z dyszą iglicową



Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Rys.13.8. Konstrukcja dyszy.



pujące wady:

1/ obróbka powierzchni trudna
2/ silne zużycie przy wodzie, zawierającej piasek
3/ sprawność mniejsza $\zeta_{e \div c} = 0,1 = 10\%$
4/ zmiana środka strugi przy regulacji.

Zalety: niepotrzebny krzywak u wlotu.

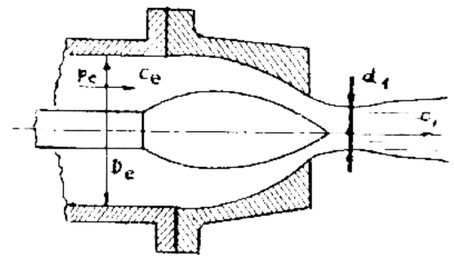
Dysza iglicowa.

Za dyszą u wylotu występuje zwężenie strugi i zmiana prędkości z c_o na c_1

$$Q = f_1 \cdot c_1 \qquad f_1 = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2$$

$$c_1 = k_{c_1} \cdot \sqrt{2g.H}$$

$k_{c_1} = 0,98 \ldots\ldots 0,99$



rys.13.9.

przepływ bardzo zbliżony do przepływu potencjalnego

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 . k_{c_1} . \sqrt{2g.H}, \quad d_1^2 = \frac{4.Q}{\pi . k_{c_1} . 4,43 . \sqrt{H}} = \underbrace{\left(\frac{4}{\pi . k_{c_1} . 4,43}\right)}_{\text{praktycznie const}} \cdot \frac{Q}{\sqrt{H}}$$

dla $k_{c_1} = 0,98$

$$\underline{\underline{d_1 = 0,5415 . \sqrt{Q_1}}} \quad \text{w metrach}$$

Sprawność η_D - dyszy iglicowej

$$\eta_D = \frac{\gamma . Q . \frac{c_1^2}{2g}}{\gamma . Q . \left(\frac{P_e}{\gamma} + \frac{c_e^2}{2g}\right)} = \frac{\frac{c_1^2}{2g}}{H}, \qquad \underline{\underline{\eta_D = k_{c_1}^2}}$$

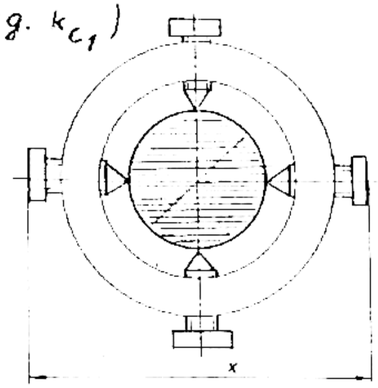
$\eta_D = 0,96 \div 0,98$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Sposób określania η_D według k_{c_1} (wzg. k_{c_1})

Stała początkowa l / dla $d_1 = 0$ /

$d_1 = x - l$



rys.13.10.

Obliczenie teoretycznej średniej strugi da dla przepływu potencjalnego

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2g\,H}$$

Z pomiaru otrzymujemy Q i H, zatem d jest znane.

Z drugiej strony

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^{\,2} \cdot k_{c_1} \cdot \sqrt{2g \cdot H} = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2g \cdot H}$$

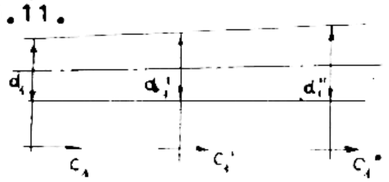
$$k_{c_1} = \left(\frac{d}{d_1}\right)^2 \qquad \eta_D = k_{c_1}^2 = \left(\frac{d}{d_1}\right)^4$$

Rozszerzenie strugi.

Na skutek przechodzenia impulsu od strugi do otaczającego powietrza, maleje w strudze prędkość w kierunku przepływu.

$d_1 < d_1' < d_1'' < d_1''' \ldots$

$c_1 > c_1' > c_1'' > c_1'''$



rys.13.11.

Powoduje to zmniejszenie η_D.

Pewna minimalna odległość koła od dyszy jest konieczna, ze względu na odchylenie strumienia.

Właściwości dyszy iglicowej.

Zalety: 1/ obróbka łatwa przez toczenie

2/ małe zużycie w przypadku wody, zawierającej piasek

3/ dobra sprawność η_D

4/ zachowany jest stały środek strumienia, zatem $k_{u_1} = \text{const}$

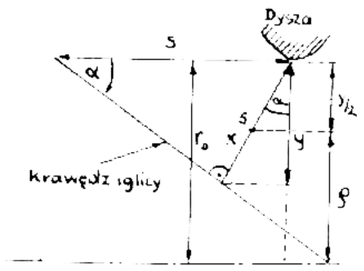
Wada: konieczny krzywak u wlotu.

Obliczenie i konstrukcja dyszy iglicowej.

$x = s \cdot \sin\alpha$

$y = x \cdot \cos\alpha$ $\Big\}$ $y = s \cdot \sin\alpha \cdot \cos\alpha$

$y = \frac{s}{2} \cdot \sin 2\alpha$



rys.13.12.

Przekrój wylotowy z dyszy f_o

$f_o = 2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot x$

według reg. Guldina $\rho = r_o - \frac{y}{2}$

$f_o = 2 \cdot \pi \cdot s \cdot \sin\alpha \cdot \left(r_o - \sin 2\alpha \cdot \frac{s}{4} \right)$

$f_o = \underbrace{2 \cdot \pi \cdot r_o \cdot \sin\alpha}_{a} \cdot s - \underbrace{\frac{\pi}{2} \cdot \sin\alpha \cdot \sin 2\alpha}_{b} \cdot s^2$

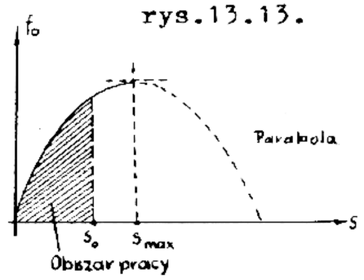
$f_o = a \cdot s - b \cdot s^2$

$\frac{d f_o}{d s} = a - 2 \cdot b \cdot s_{max} = 0$

$$s_{max} = \frac{a}{2 \cdot b} = \frac{2 \cdot r_o \cdot \pi \cdot \sin\alpha}{2 \cdot \frac{\pi}{2} \cdot \sin\alpha \cdot \sin 2\alpha} = \frac{d_o}{\sin 2\alpha}$$

np. dla $\alpha = 45^\circ$, $s_{max} = d_o$

$\alpha = 30^\circ$ $s_{max} = 1{,}155\, d_o$



rys.13.13.

Wykonuje się:

$\alpha = 25^\circ$, $s_o = 0{,}80 \cdot d_o$, stożek $2\alpha = 50^\circ$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Obliczenie średnicy d_o

Wychodzimy z przekroju f_o

$Q = f_o \cdot c_o$; przy czym $c_o = k_{c_o} \cdot \sqrt{2g.H}$

$k_{c_o} = 0,81 \div 0,83$ na podstawie doświadczeń

stąd $$f_o = \frac{Q}{k_{c_o} \cdot \sqrt{2g.H}}$$

Z drugiej strony $f_o = 2 \cdot \pi \cdot r_o \cdot \sin\alpha \cdot \underbrace{0,8 \cdot d_o}_{s} -$

$$- \frac{\pi . \sin\alpha}{2} \cdot \sin 2\alpha \cdot \underbrace{0,64 \cdot d_o^2}_{s^2}$$

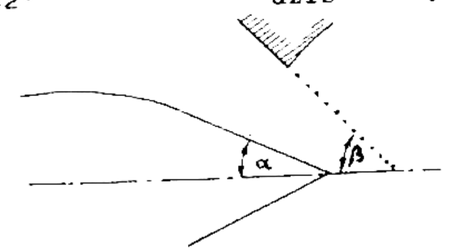
$$f_o = d_o^2 \left(\pi . \sin\alpha \cdot 0,8 - \frac{\pi}{2} . \sin\alpha . \sin 2\alpha \cdot 0,64 \right) = d_o^2 \, k_o$$

Lepsza jest konstrukcja, gdy kąt stożka nie jest równy kątowi dyszy

$$f_o = A \cdot s - B \cdot s^2 \qquad \text{gdzie}$$

$$A = 2\pi \cdot r_o \cdot \sin\alpha \cdot \frac{\beta - \alpha}{\sin(\beta - \alpha)} \quad \text{i} \quad B = \frac{\pi . (\beta - \alpha) . (\sin\beta - \sin\alpha) . \sin^2\alpha}{\sin^2(\beta - \alpha)}$$

Dawniej $\alpha = 25^o$, $\beta = 42^o$



rys.13.14.

Obliczenie siły P działającej na drążek iglicy.

Występują dwie siły : przy zamykaniu P_1

przy otwieraniu P_2

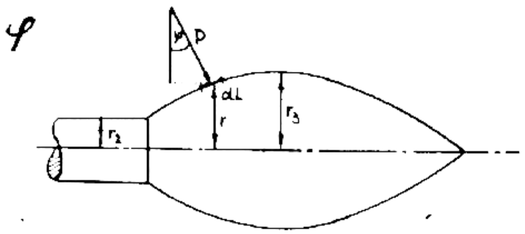
a. Siła zamykająca P_1

dl. $\sin\varphi$ =dr

$$dP_1 = 2 . r . \pi . dl . p . \sin\varphi$$

$$dP_1 = 2 . \pi . r . p . dr$$

$$P_1 = 2 . \pi . \int_{r_2}^{r_3} p . r . dr$$



rys.13.15.

$p = f(r)$ winno być znane dla całkowania zamkniętego. Nie da się jednak przedstawić w postaci funkcji, tylko pojedyncze punkty można określić dla znanego r, wartość p.

b. Siła otwierająca P_2

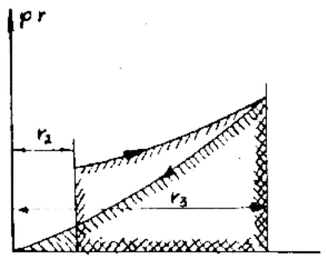
Znachodzimy ją podobnie jak P_1

$$P_2 = 2 . \pi . \int_{r_3}^{0} p . r . dr$$

Wypadkowa siła zamykania $P = P_1 - P_2$

$$P = 2 . \pi . \left(\int_{r_2}^{r_3} p . r . dr - \int_{r_3}^{0} p . r . dr \right)$$

$$P = 2 . \pi . \int_{r_2}^{0} p . r . dr$$

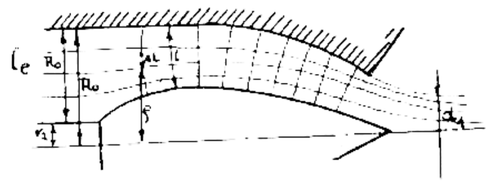


rys.13.16.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Obliczenie nacisku p

Kreślimy siatkę przepływu, dzieląc obraz przepływu przy pomocy linii przepływu tak, aby ilość przepływającej wody w każdej strudze rurowej, była ta sama ΔQ.



rys.13.17.

$$Q = \frac{Q}{m}$$ m - ilość strug rurowych

Koncentryczne promienie strug rurowych u wylotu d_1

$$x_1 = \frac{r_1}{\sqrt{m}} \cdot \sqrt{1}, \quad x_2 = \frac{r_1}{\sqrt{m}} \cdot \sqrt{2}, \quad x_3 = \frac{r_1}{\sqrt{m}} \cdot \sqrt{3} \quad \text{i td.}$$

Przekrój wlotowy

$$F_e = \frac{\pi}{4} \cdot \left(D_e^2 - d_2^2 \right) = \pi \cdot \left(R_e^2 - r_2^2 \right)$$

$$c_e = \frac{Q}{F_e} = \text{const} \quad \text{/ założenie /}$$

Powierzchnię wlotową F_e dzielimy na pierścienie o równej powierzchni według zasady:

$$2 \cdot \pi \cdot \rho_e \cdot \Delta l_e = \text{const}$$

$$2 \cdot \pi \cdot \rho_e \cdot \Delta l_e = \frac{F_e}{m} = \pi \cdot \frac{R_e^2 - r_2^2}{m}$$

$$\rho_e \cdot \Delta l_e = \frac{R_e^2 - r_2^2}{2 \cdot m} = \text{const}$$

Prędkość przepływu $2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot l \cdot c = Q$

$$c = \frac{Q}{2 \pi \cdot \rho \cdot l}$$

Obliczenie ciśnienia p według Bernoulli'ego.

Płaszczyznę odniesienia przyjmujemy w osi strumienia.

$$\frac{c^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} = H, \qquad c \text{ znane}$$

$$p = \gamma \cdot \left(H - \frac{c^2}{2g} \right)$$

Przypadki graniczne.

Iglica zamknięta

$s = 0, \quad Q = 0, \quad p = \gamma \cdot H = \text{const}$

$$P = 2 \cdot \pi \cdot \int_{r_2}^{0} p \cdot r \cdot dr = 2 \pi \cdot \gamma \cdot H \cdot \int_{r_2}^{r_0} r \cdot dr$$

$$= 2 \cdot \pi \cdot \gamma \cdot H \cdot \left(\frac{r_0^2 - r_2^2}{2} \right)$$

$$P = \pi \cdot \left(r_0^2 - r_2^2 \right) \cdot \gamma \cdot H$$ przy zamykaniu

Gdy $r_0 < r_2$, wtedy $P < 0$, co przy otwieraniu jest nieprzyjemne.

Siłę P, występującą przy zamykaniu, obliczamy dla położenia iglicy

a/ zamkniętego $s = 0, \quad Q = 0$

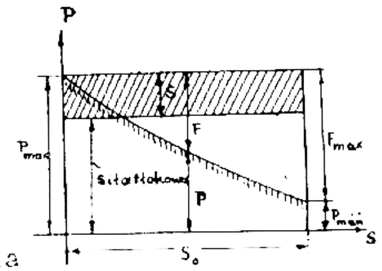
b/ półotwartego $s = s_o/2, \quad Q \cong 2/3\ Q_o$

c/ otwartego w pełni $s = s_o, \quad Q = Q_o$

P = f (s) stanowi krzywą słabo wygiętą w dół, zbliżoną do prostej.
Siłę P należy uzupełnić siłą sprężyny F do wartości P + F = const.
Siłę P + F należy częściowo wyrównać przez tłoczek wyrównawczy przeciwprężny siłą K, w celu zmniejszenia pracy potrzebnej na regulację.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Praca regulacji $A = \int_{s=0}^{S=S_o} S \cdot ds$



$P_{min} \sim 0{,}12 \div 0{,}25\ P_{max}$

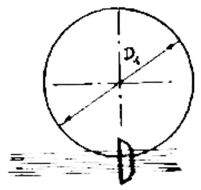
Siła potrzebna rzeczywiście do zamknięcia

$$S = P + F - K$$

rys.13.18.

Tab. 13.1. Wartości orientacyjne S.

N_t	= 100	5 000	10 000	KM
S	= 100	500	1 000	kg



rys.13.19.

13.4. Obliczenie wirnika.

13.4.1. $k_{u_1} = \dfrac{u_1}{\sqrt{2g.H}} = \dfrac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60.\sqrt{2g.H}}$

$$k_{u_1} = \frac{D_1 \cdot n}{84{,}5.\sqrt{H}}$$

I. $D_1 = \dfrac{84{,}5.k_{u_1}.\sqrt{H}}{n}$ II. $n = \dfrac{84{,}5.k_{u_1}.\sqrt{H}}{D_1}$

Tab.13.2. wartości orientacyjne k_{u_1}

n_s	= 32	10	
k_s	= 1	0,1	
k_{u_1}	= 0,44	0,46	

Z równania I obliczamy D_1, jeśli jest znane n, z II obliczamy n, jeśli znane jest D_1.

Np. dla częstotliwości f = 50 okresów, pod uwagę wchodzi ściśle określona ilość obrotów

$f = \dfrac{p.n}{60}$, p - ilość par biegunów $\quad p \cdot n = 3\,000$

Tab. 13.3. Zależność ilości par biegunów p i obrotów n turbin.

p =	1	2	3	4	5	6	
n =	3 000 ...	1 500 ...	1 000 ...	750 ...	600 ...	500 ...	obr/min

p =	7	8	9	10	11	12	40
n =	428,6 ..	375 ..	333,33 ..	300 ..	272,6 ..	250 ...	75 obr/min

n_{min} = 75 obr/min dla p = 40 par biegunów.

13.4.2. Charakterystyczne obroty turbin Peltona.

$$n_s = \frac{n.\sqrt{N_t}}{H.\sqrt[4]{H}}$$

$$n = \frac{84{,}5 \cdot k_{u_1}.\sqrt{H}}{D_1}, \qquad N_t = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75} \cdot \eta_t$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot c_1 = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot k_{c_1}.\sqrt{2g.H}$$

Podstawiamy te wartości do równania na n_s i otrzymujemy

$$n_s = \frac{\dfrac{84{,}5 \cdot k_{u_1}.\sqrt{H}}{D_1} \cdot \sqrt{\dfrac{\gamma.\frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot k_{c_1}.\sqrt{2g\,H} \cdot H \cdot \eta_t}{75}}}{H.\sqrt[4]{H}}$$

$$n_s = \frac{84{,}5 \cdot k_{u_1}}{\left(\frac{D_1}{d_1}\right)} \cdot \sqrt{\frac{\gamma \frac{\pi}{4} \cdot k_{c_1}.\sqrt{2g}.\eta_t}{75}}$$

$\gamma = 1\,000\ kg/m^3$, $\frac{\pi}{4} = 0{,}7850$, $k_{c_1} = 0{,}985$, $\sqrt{2g} = 4{,}43$

$$n_s = \frac{575}{\left(\frac{D_1}{d_1}\right)} \cdot k_{u_1} \cdot \sqrt{\eta_t}$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Wartość $\frac{D_1}{d_1} = m$ nazywamy stosunkiem strumienia.

$$n_s = \frac{575 \cdot k_{u_1}}{m} \cdot \sqrt{\eta_t}$$

m = 7 np. dla bardzo szybkobieżnej turbiny.

Podstawiając $k_{u_1} = 0,45$ otrzymamy

$$n_s = \frac{260}{m} \cdot \sqrt{\eta_t}$$

Liczbę m obiera się. $m_{max} = 110$ / Kanton Glarus Szwajcaria/.

$D_1 = 5\ 360$ mm

n_s obliczamy w zasadzie dla jednej dyszy.

Tab. 13.4. Zależność n_s i η_t

m	= 6,5	7,5	10	20
n_s	= 34,5	32	24	10
	= 0,82	0,86	0,89	0,90
	szybko	normalno	wolno	
	bieżne			

dla mocy N_t = 10 000 KM i powyżej.

Wyróżnik szybkobieżności k_s turbiny Peltona.

$$k_s = \frac{Q \cdot n^2}{c^3}, \quad c = \sqrt{2g\,H}, \quad Q = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot c_1 = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot k_{c_1} \cdot c$$

$$\text{I.} \quad \frac{Q}{c} = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot k_{c_1}$$

$$k_{u_1} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60 \cdot c} \qquad \text{II.} \quad \frac{n}{c} = \frac{60 \cdot k_{u_1}}{\pi \cdot D_1}$$

$$\left(\frac{n}{c}\right)^2 = \frac{3\,600 \cdot k_{u_1}^2}{\pi \cdot D_1^2} \qquad \text{mnożymy I przez II}$$

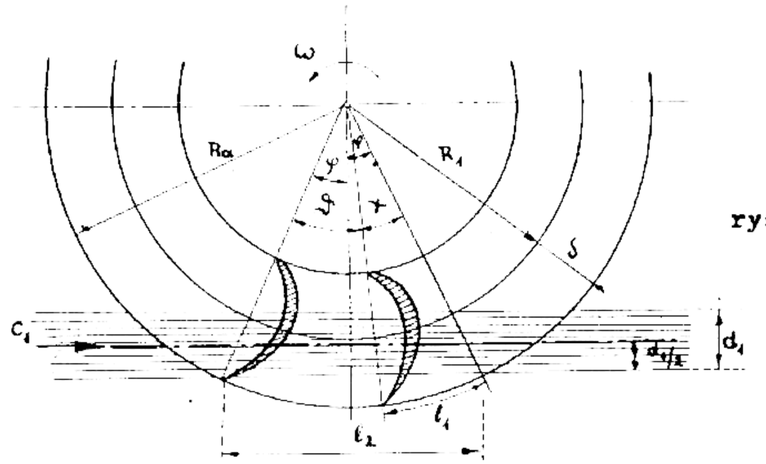
$$\frac{Q \cdot n^2}{c^3} = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot \frac{k_{c_1} \cdot 3\,000}{\pi^2} \cdot \frac{k_{u_1}^2}{D_1^2} = \frac{900}{\pi} \cdot \frac{k_{c_1} \cdot k_{u_1}^2}{\left(\frac{D_1}{d_1}\right)^2}$$

$$k_s = \frac{900}{\pi} \cdot k_{c_1} \cdot k_{u_1}^2 \cdot \frac{1}{m^2}, \quad \text{dla } k_{c_1} = 0,985,\ k_{u_1} = 0,450$$

$$k_s = \left(\frac{7,6}{m}\right)^2$$

13.5. Najmniejsza ilość łopatek z turbiny Peltona.

patrz rys. 13.20 kąt podziałowy $\vartheta = \frac{2\pi}{z}$



rys.13.20.

$$\vartheta + \psi = 2\varphi, \quad \vartheta = 2\varphi - \psi$$

Obliczamy φ i ψ $\quad \cos\varphi = \frac{R_1 + \frac{d_1}{2}}{R_a}$, $R_a = R_1 + \delta$

Występ łopatki $\delta = k \cdot d_1$, $k = 0,95 \div 1,05$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$R_a = R_1 + k \cdot d_1$$

A.)
$$\cos\varphi = \frac{R_1 + \frac{d_1}{2}}{R_1 + k_1 \cdot d_1} = \frac{1 + \frac{d_1}{2 \cdot R_1}}{1 + \frac{2k \cdot d_1}{2 \cdot R_1}} = \frac{1 + \frac{1}{m}}{1 + 2\frac{k}{m}}$$

$$l_1 = R_a \cdot \psi \quad , \quad u_a = R_a \cdot \omega$$

Czas τ_1 potrzebny dla przejścia drogi l_1

$$\tau_1 = \frac{l_1}{u_a} = \frac{R_a \cdot \psi}{R_a \cdot \omega} = \frac{\psi}{\omega} \quad , \quad \omega = \frac{u_1}{R_1}$$

$$\tau_1 = \frac{\psi \cdot R_1}{u_1}$$

Czas τ_2 potrzebny dla przejścia drogi l_2 cząstki wody.

$$\tau_2 = \frac{l_2}{c_l} \qquad l_2 = 2 \cdot R_a \cdot \sin\varphi \quad ; \quad l_2 = 2 \cdot (R_1 + k \cdot d_1) \sin\varphi$$

$$\tau_2 = \frac{2 \cdot (R_1 + k \cdot d_1) \cdot \sin\varphi}{c_1}$$

W celu zapobieżenia poślizgowi, musi być $\tau_2 < \tau_1$

czyli

$$\frac{2 \cdot (R_1 + k \cdot d_1) \cdot \sin\varphi}{c_1} < \psi \cdot \frac{R_1}{u_1}$$

$$\psi > 2 \frac{u_1}{c_1} \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot k \cdot d_1}{2 R_1}\right) \cdot \sin\varphi$$

$$\psi > 2 \cdot \frac{k_{u_1}}{k_{c_1}} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{k}{m}\right) \cdot \sin\varphi$$

$$\sin\varphi = \sqrt{1 - \cos^2\varphi}$$

$$\psi > \frac{2 k_{u_1}}{k_{c_1}} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot k}{m}\right) \cdot \sqrt{1 - \frac{\left(1 + \frac{1}{m}\right)^2}{\left(1 + \frac{2 \cdot k}{m}\right)^2}}$$

$$\psi > \frac{2 k_{u_1}}{k_{c_1}} \cdot \sqrt{\left(1 + \frac{2 \cdot k}{m}\right)^2 - \left(1 + \frac{1}{m}\right)^2}$$

Im większe jest k_{u_1}, tym większe jest ψ , tym mniejsze $\vartheta = \frac{2\pi}{z}$ / było $\psi + \vartheta = 2\varphi$ /, tym większa jest ilość łopatek. Im większe k_{c_1}, tym mniejsze ψ , tym większe ϑ , to jest ilość łopatek jest mniejsza.

Im większe jest m, tym mniejsze ψ , tym mniejsze także φ w myśl równania A str. 315 ; dlatego im większe m, tym większa ilość łopatek.

Dla wartości średnich

$\bar{k}_{u_1} = 0{,}45$, $\bar{k}_{c_1} = 0{,}985$, $\bar{k} = 1$

$$\psi > \frac{0{,}92}{m} \cdot \sqrt{2.m + 3}$$

ψ jest funkcją m. Obliczoną ilość łopatek $z = \frac{2\pi}{\vartheta}$, gdzie $\vartheta = 2\varphi - \psi$, zwiększamy o 1 do 3.

Liczba łopatek z może być liczbą parzystą, ponieważ resonans nie jest możliwy. Na podstawie systematycznych doświadczeń znaleziono:

$z = \sqrt{m} + 17$ gdy $m < 12$

$z = 0{,}4\ m + 16$ gdy $m > 12$

$z = 0{,}5\ m + 15$ dla $6 < m < 35$

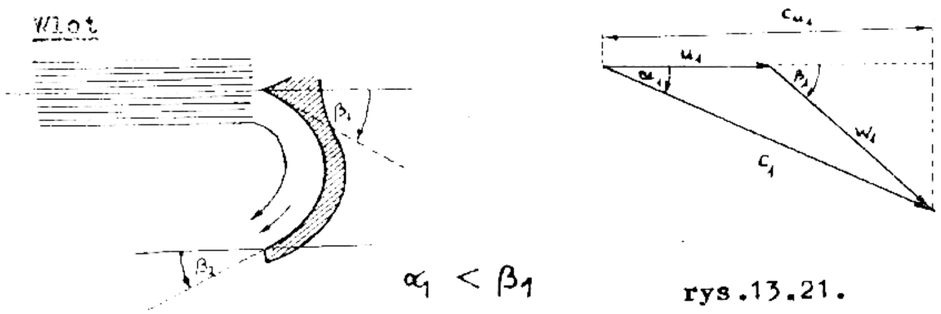
Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

13.6. Obliczenie i konstrukcja łopatek wirnika.

Dla przepływu bez tarcia, to jest potencjalnego na łopatce

$H_{str\ 1\div2}, \eta=0$, $p_1 = p_2$, $w_1 = w_2$

Wlot



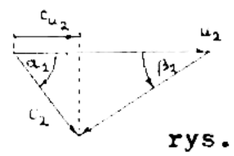
$\alpha_1 < \beta_1$ rys.13.21.

I. $c_{u_1} = c_1 \cdot \cos \alpha_1$ II. $c_{u_1} = u_1 + w_1 \cdot \cos \beta_1$

W przypadku idealnym, gdy $\beta_1 = 0$, $\alpha_1 = 0$

I. $c_{u_1} = c_1$ $w_1 = c_1 - u_1$ II. $c_1 = u_1 + w_1$

Wylot



rys.13.22.

I. $c_{u_2} = c_2 \cdot \cos \alpha_2$

II. $c_{u_2} = u_2 - w_2 \cdot \cos \beta_2$

W przypadku idealnym, gdy $\beta_2 = 0$, czyli odchylenie strugi w łopatce wynosi $180^0 . (\pi)$

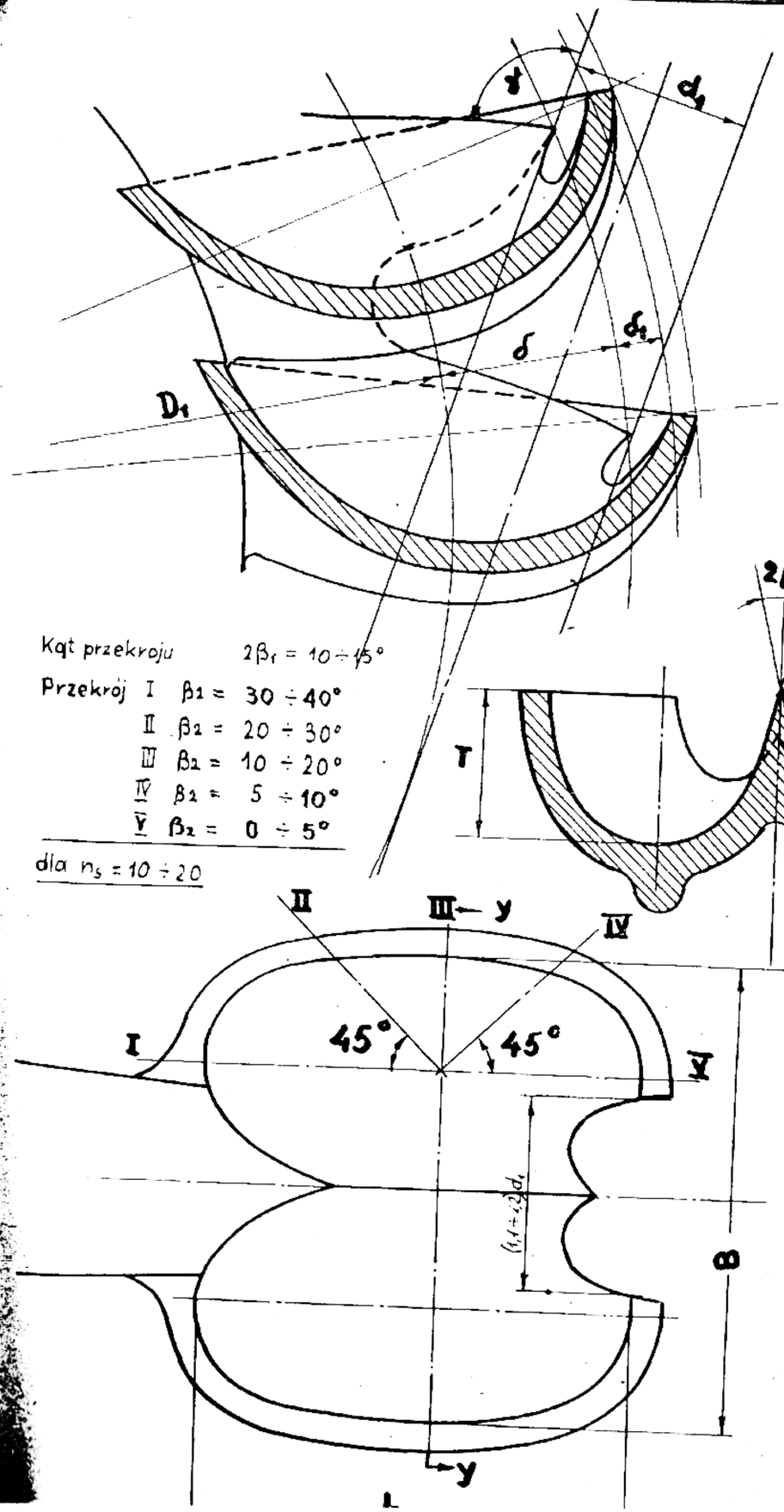
$c_{u_2} = u_2 - w_2$, ponieważ $w_1 = w_2$ i $u_1 = u_2$

$c_{u_2} = u_1 - w_1 = u_1 - (c_1 - u_1) = 2.u_1 - c_1$

$c_{u_1} - c_{u_2} = c_1 - (2 u_1 - c_1)$; $c_{u_1} - c_{u_2} = 2.(c_1 - u_1)$

Siła obwodowa P_u działająca na łopatkę, przy założeniu, że wszystkie cząstki wody podlegają temu samemu odchyleniu

Kształtowanie łopatki wirnika. /wg doświadczenia/



$\gamma = 96 \div 106°$
$\delta_1 = (0,18 \div 0,20) d_1$
$\delta = (0,95 \div 1,05) d_1$
$B = (2,80 \div 3,20) d_1$
$L = (2,30 \div 2,80) d_1$
$T = (0,60 \div 0,90) d_1$

Kąt przekroju $2\beta_1 = 10 \div 15°$

Przekrój I $\beta_2 = 30 \div 40°$
II $\beta_2 = 20 \div 30°$
III $\beta_2 = 10 \div 20°$
IV $\beta_2 = 5 \div 10°$
V $\beta_2 = 0 \div 5°$

dla $n_s = 10 \div 20$

dla $m > 12$ (wg. Reichel'a i Wagenbacha)
$B = 2,6\, d_1$
$L = 2,3\, d_1$
$T = 0,9\, d_1$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Maszyny Elektrownie Wodne

$$P_u = \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot (c_{u_1} - c_{u_2})$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot c_1 = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot k_{c_1} \cdot \sqrt{2g.H}$$

$$\frac{Q}{d_1^2 \cdot \sqrt{H}} = \frac{\pi}{4} \cdot k_{c_1} \cdot \sqrt{2g} \quad , \quad \text{dla } k_{c_1} = 0{,}985$$

$$Q_{11\ \text{Peltona}} = \frac{Q}{d_1^2 \cdot \sqrt{H}} = 3{,}4$$

$$P_u = \frac{\gamma \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot \sqrt{2g.H} \cdot k_{c_1} \cdot 2 \cdot (c_1 - u_1)}{g}$$

$$u_1 = k_{u_1} \cdot \sqrt{2g.H}$$

$$c_1 = k_{c_1} \cdot \sqrt{2g.H}$$

$$P_u = \gamma \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot k_{c_1} \cdot \frac{2g\,H}{g} \cdot (k_{c_1} - k_{u_1}) \cdot 2$$

$$P_u = \pi \cdot \gamma \cdot d_1^2 \cdot H \cdot k_{c_1} \cdot (k_{c_1} - k_{u_1})$$

$$\frac{P_u}{d_1^2 \cdot H} = \pi \cdot \gamma \cdot k_{c_1} \cdot (k_{c_1} - k_{u_1})$$

k_{c_1} = const, k_{u_1} zmienne

Siła P_u jest największa dla $k_{u_1} = 0$ i wtedy wartość

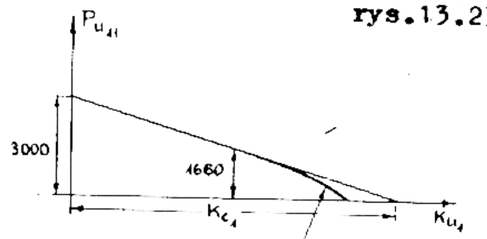
$$\frac{P_u}{d_1^2 \cdot H} = P_{u_{11}}$$ jest maximum.

Wartość $P_{u_{11}} = \pi \cdot \gamma \cdot k_{c_1}^2 \sim 3\,000\ \text{kg m}^{-3}$

jest wartością stałą dla turbin Peltona

Dla $k_{u_1} = 0{,}45$, $P_{u_{11}} = 1\,660\ \text{kg/m}^{-3}$

gdy $k_{u_1} = k_{c_1}$, turbina osiąga obroty, odpowiadające jej rozbieganiu, $P_{u_{11}} = 0$



rys.13.23.

wpływ poślizgu

Moc L_H

$P_u \cdot u_1 = L_H$, Moc jednostkowa

$$L_{H_{11}} = \frac{L_H}{H \cdot \sqrt{H}} = \pi \cdot \gamma \cdot k_{c_1} \cdot d_1^2 \cdot (k_{c_1} \cdot k_{u_1} - k_{u_1}^2) \cdot \sqrt{2g}$$

Obliczenie maximum $L_{H_{11}}$

k_{c_1} = const , d_1 = const, k_{u_1} - zmienne

$$\frac{d\,L_{H_{11}}}{d\,k_{u_1}} = \pi \cdot \gamma \cdot k_{c_1} \cdot d_1^2 \cdot \sqrt{2g} \cdot (k_{c_1} - 2\,k_{u_1}) = 0$$

$$k_{u_1} = \frac{k_{c_1}}{2} \quad , \quad k_{u_1} \sim 0{,}49$$

Straty w dyszy igiicowej są tu wzięte pod uwagę.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Sprawność η_H

$$\eta_H = \frac{L_E}{L_d} = \frac{\gamma \cdot \pi \cdot \sqrt{2g\,H} \cdot H \cdot d_1^2 \cdot k_{c_1}}{\gamma \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot k_{c_1} \cdot \sqrt{2g\,H} \cdot H} \cdot \left(k_{c_1} \cdot k_{u_1} - k_{u_1}^2 \right)$$

$$\eta_H = 4 \cdot \left(k_{c_1} \cdot k_{u_1} - k_{u_1}^2 \right)$$

Maximum η_H

$$\frac{d\,\eta_H}{d\,k_{u_1}} = 4 \cdot \left(k_{c_1} - 2\,k_{u_1} \right) \qquad k_{u_1} = \frac{k_{c_1}}{2}$$

$$\eta_{H\,max} = 4 \cdot \left(k_{c_1} \cdot \frac{k_{c_1}}{2} - \frac{k_{c_1}^2}{4} \right) = k_{c_1}^2 = \eta \text{ dyszy}$$

co oznacza, że w przypadku przepływu idealnego / potencjalnego / i pełnym odchyleniu strumienia o 180^0, sprawność wirnika jest równa 1 = 100%.

Rzeczywista sprawność wirnika w przypadku przepływu rzeczywistego.

$H_{str_{1 \div 2}} > 0, \quad p_1 > p_2, \quad w_2 < w_1$

ze względu na możliwość wykonania $\beta_1 > 0$

ze " " umożliwienie przepływu $\beta_2 > 0$

Na podstawie systematycznych badań znaleziono:

1. Najkorzystniejsze wymiary łopatek w zależności od d_1
2. Przynależną do nich najkorzystniejszą ilość łopatek z.
3. Najkorzystniejsze położenie łopatki względem strumienia.

Te najkorzystniejsze wartości podane są w tabeli na rys. str. 318

Obliczenie przy uwzględnieniu rzeczywistych warunków pracy.

$$w_1 = (c_1 - u_1) \cdot \nu_1 \quad ; \quad \nu_1 < 1$$

$c_{u_2} = u_2 - w_2 \quad ; \quad w_2 = \nu_2 \cdot w_1 \; ; \; \nu_2 < 1$ ważne dla przypadku idealnego, gdy $\beta_1 = \beta_2 = 0$

jeśli β_1 i $\beta_2 \neq 0$ to:

$c_{u_2} = u_2 - w_2 \cdot \cos\beta_2 = u_1 - \nu_2 \cdot w_1 \cdot \cos\beta_2$

$c_{u_1} = u_1 + w_1 \cdot \cos\beta_1$

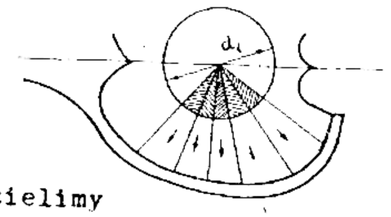
$c_{u_1} = u_1 + \nu_1 \cdot (c_1 - u_1) \cdot \cos\beta_1$

$c_{u_2} = u_1 - \nu_2 \cdot w_1 \cdot \cos\beta_2 = u_1 - \nu_2 \cdot \nu_1 \cdot (c_1 - u_1) \cdot \cos\beta_2$

$$c_{u_1} - c_{u_2} = (c_1 - u_1) \cdot (\nu_1 \cdot \cos\beta_1 + \nu_2 \cdot \nu_1 \cdot \cos\beta_2$$

Ponieważ odchylenie strug na łopatce nie jest wszędzie jednakowe, musimy strumień rozłożyć na turbiny częściowe

$$\Delta Q = \frac{Q}{m}$$



u wlotu $c_1 = const$ na całym przekroju kołowym. Powierzchnię dzielimy na równe wycinki kołowe. rys.13.24.

Siła obwodowa $\Delta P_u = \frac{\gamma \cdot \Delta Q}{g} \cdot (c_{u_1} - c_{u_2})$

$$\Delta P_u = \frac{\gamma \cdot \Delta Q}{g} \cdot (c_1 - u_1) \cdot (\nu_1 \cdot \cos\beta_1 + \nu_1 \cdot \nu_2 \cdot \cos\beta_2)$$

Całkowita siła obwodowa $P_u = \sum \Delta P_u$

Moc L_H

$$\Delta L_H = \Delta P_u \cdot u_1 = \Delta L_H = \frac{\gamma \cdot \Delta Q}{g} (c_1 - u_1) \cdot (\nu_1 \cdot \cos\beta_1 + \nu_1 \cdot \nu_2 \cdot \cos\beta_2) \cdot u_1$$

$$L_H = \sum \Delta L_H$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Moc hydrauliczna L_h

$L_h = L_H \cdot \eta_Q$ $\quad \eta_Q = 1$ dla strug wewnętrznych

$\eta_Q < 1$ " " zewnętrznych

Moc całkowita L_t

$L_t = L_h \cdot \eta_m$, η_m - spraw. mech.

η_Q = 0,97 0,99
η_m = 0,95 0,99
N_t = 100 ..... 1 000 KM

Sprawność η_H

$\eta_H = \frac{L_H}{L_d}$; dla turbiny częściowej $\eta_H = \frac{L_H}{L_d}$

$\Delta L_d = \gamma \cdot \Delta Q \cdot H$, $\Delta L_H = \frac{\gamma \cdot \Delta Q}{g} \cdot (c_1 - u_1)(\nu_1 \cos\beta_1 + \nu_1 \nu_2 \cos\beta_2) u_1$

$$\eta_H = \frac{\frac{\gamma \cdot \Delta Q}{g} \cdot (c_1 - u_1) \cdot (\nu_1 \cdot \cos\beta_1 + \nu_1 \nu_2 \cdot \cos\beta_2) u_1}{\gamma \cdot \Delta Q \cdot H}$$

$$\eta_H = 2 \cdot (k_{c_1} - k_{u_1}) \cdot (\nu_1 \cdot \cos\beta_1 + \nu_1 \cdot \nu_2 \cdot \cos\beta_2) \cdot k_{u_1}$$

$$\eta_H = 2 \cdot (\nu_1 \cdot \cos\beta_1 + \nu_1 \cdot \nu_2 \cdot \cos\beta_2) \cdot (k_{c_1} \cdot k_{u_1} - k_{u_1}^2)$$

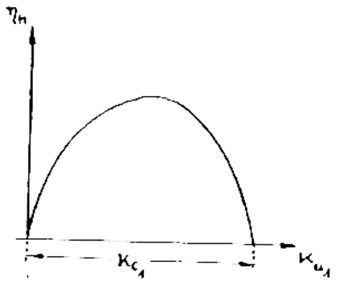
gdy $k_{u_1} = 0$ to $\eta_H = 0$, $k_{u_1} = k_{c_1}$ to $\eta_H = 0$

Maximum η_H

$$\frac{d\,\eta_H}{d\,k_{u_1}} = 2 \cdot (\nu_1 \cdot \cos\beta_1 + \nu_1 \cdot \nu_2 \cdot \cos\beta_2) \cdot (k_{c_1} - 2\,k_{u_1}) = 0$$

stąd $k_{u_1} = \frac{k_{c_1}}{2}$

$$\eta_{H_{max}} = 2 \cdot (\nu_1 \cdot \cos\beta_1 + \nu_1 \cdot \nu_2 \cdot \cos\beta_2) \cdot \left(\frac{k_{c_1}^2}{2} - \frac{k_{c_1}^2}{4}\right)$$



rys.13.25.

$$\eta_{H_{max}} = \frac{(\nu_1 \cdot \cos\beta_1 + \nu_1 \cdot \nu_2 \cdot \cos\beta_2)}{2} \cdot k_{c_1}^2$$

sprawność turbiny częściowej

Ponieważ $k_{c_1}^2 = \eta$ dyszy, więc

$\frac{(\nu_1 \cdot \cos\beta_1 + \nu_1 \cdot \nu_2 \cdot \cos\beta_2)}{2} = \eta$ koła = sprawność łopatek

ν_1 = 0,98 ..... 0,99 ($\sim \cos\beta_1$)

ν_2 = 0,96 ..... 0,98 (na skutek strat ciśnienia na łopatkach)

$\eta_h = \eta_H \cdot \eta_Q$, $\eta_t = \eta_h \cdot \eta_m$

Obliczenie zamocowania łopatki.

1/. Dla m = 10, wirnik wykonuje się w postaci odlewu łącznie z łopatkami ze staliwa, rzadko z żeliwa.

2/. Wirnik z łopatkami osadzonymi pojedynczo.

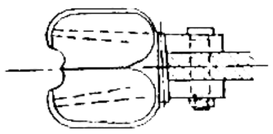
1. Wirnik w spoczynku.

Dysza otwarta w pełni, $P_u = P_{u_{max}}$

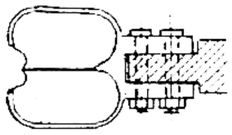
n = 0, = 0, siła odśrodkowa C = 0

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

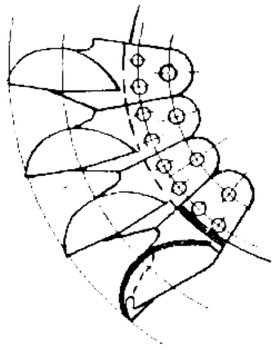
Rys.13.26. Różne sposoby zamocowania łopatek.

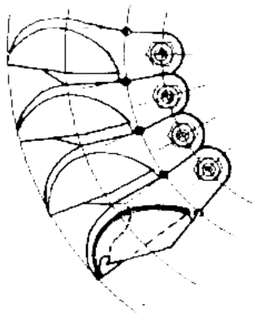


łopatka pojedyncza ze sworzniem stożkowym

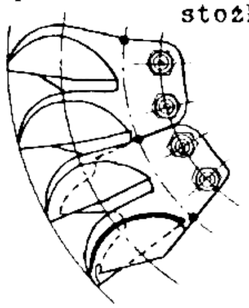


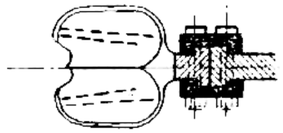
pojedyncza łopatka z trzema śrubami pasowanymi



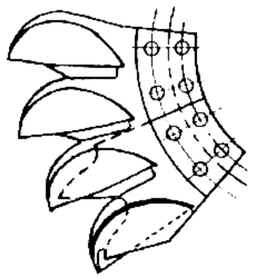


para łopatek ze sworzniem stożkowym

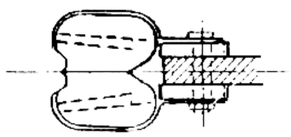




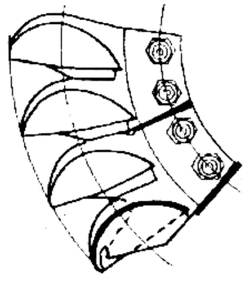
zamocowanie przy pomocy klinów



dobre ale drogie, tylko dla bardzo wysokich spadów



para łopatek z klinem napinającym



Nakrętki i główki sworzni jak też stożkowe sworznie są zabezpieczone przez spawanie punktowe.

Zbieżność sworzni stożkowych 2 %.

2. Wirnik obciążony normalnie.

Dysza otwarta w pełni

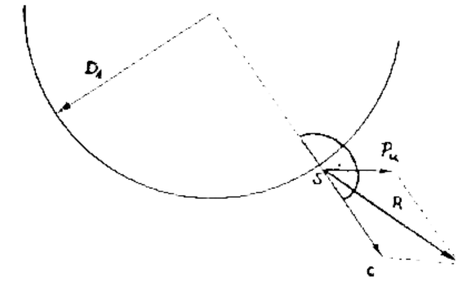
$n = n_o$, $\omega = \omega_o$ P_u ma wartość normalną

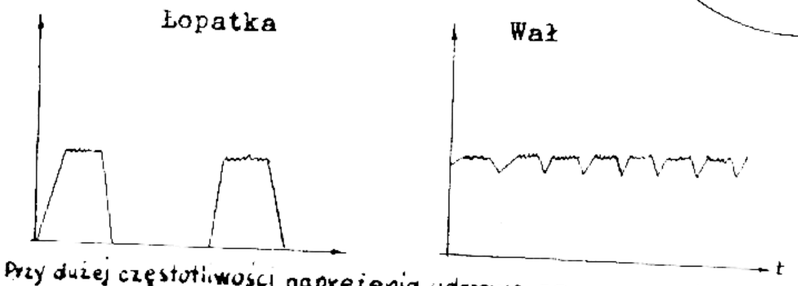
$\omega_o = \frac{\pi \, n_o}{30}$, siła odśrodkowa $C = m \cdot R_s \cdot \omega_o^2$

Na zamocowanie łopatki wpływa P_u i C. Zamocowanie łopatki jest obciążone silnie zmieniającą się siłą.

Częstotliwość $\nu = \frac{n}{60}$ okr/sek

Częstotliwość wału $\nu_1 = \nu \cdot Z$





rys.13.27.

Przy dużej częstotliwości naprężenia udarowe zamocowania

Łopatki wirnika są ścięte względem siebie na obwodzie, nity nie powinny być cieńsze od blachy. /patrz rys. str. 325

3. W przypadku rozbiegania się turbiny.

Dysza otwarta w pełni

$P_u \sim 0$, $K_{u_1} \sim K_{c_1}$, $\omega = \omega_{max}$

$n = n_{max}$, teoretycznie $n_{max} = 2 \cdot n_o$

praktycznie $n_{max} \sim 1{,}8 \cdot n_o$, $\omega = 1{,}8 \cdot \omega_o$

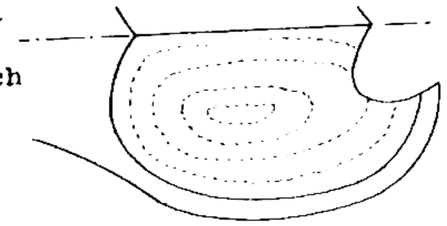
$C_{max} = 3{,}24 \cdot C_o$, C_o - normalna siła odśrodkowa przy $n = n_o$

Wartości

$R_s \sim R_1$, $m = \frac{G}{g}$, $C_o = \frac{G}{g} \cdot R_1 \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_o}{30}\right)^2$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Łopatkę przedstawiamy przy pomocy przekrojów poziomych



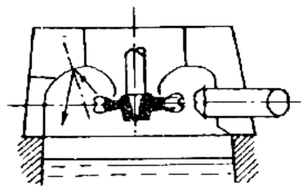
rys.13.28.

Korpus turbiny.

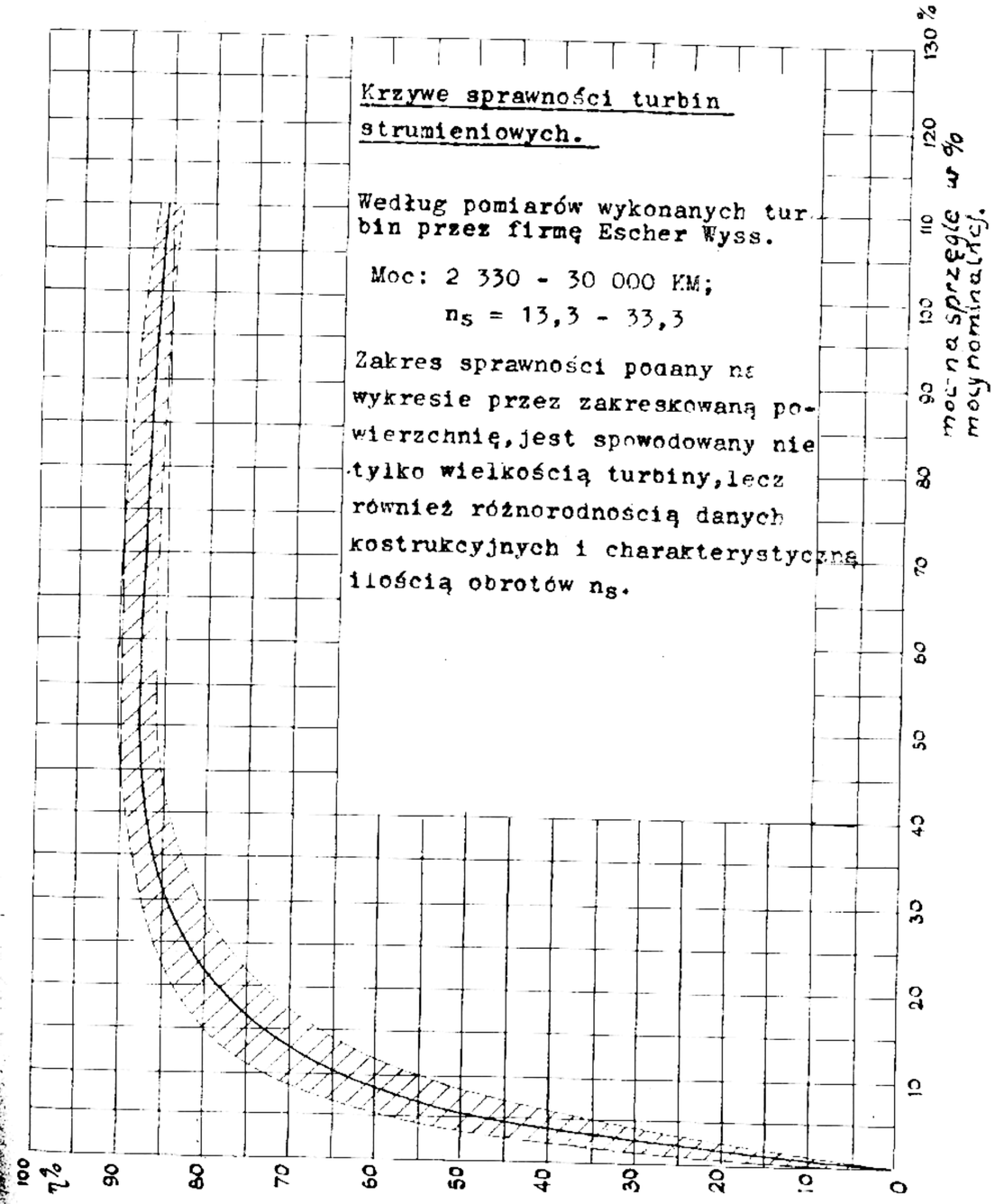
Wał poziomy: szerokość korpusu $b = (3 \div 4)\ B$

B = szerokość łopatki, również $b = (9 \div 12) \cdot d_1$

Wał pionowy: Wypływający strumień winien się odbijać od korpusu tak, aby woda nie opadała na wirnik.



rys.13.29.



Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

13.7. Turbiny natryskowe /strumieniowe/.

Przy małych ilościach wody w stosunku do spadu, nie można stosować turbin o pełnym napływie wody Francisa i Kaplana. W takich wypadkach znajduje zastosowanie turbina Peltona.

Woda bywa w dyszy 1 tej turbiny wykształcona w postaci zwartego, swobodnego strumienia 2 /rys.13.7.1./, który uderza na wirujące łopatki 4 wirnika 3. Na łopatce strumień ulega odchyleniu, przy czym energia jego ruchu zostaje oddana na wirnik. Turbiny natryskowe buduje się przeważnie o jednej dyszy. Łopatka tej turbiny jest wykształcona w postaci symetrycznej, podwójnej miski. Ostrze dzieląc łopatkę na dwie miski, dzieli strumień na dwie równe części, które są odchylane na boki. Starannie wykształcone wycięcie 4a w łopatce, zapewnia dopływ strumienia możliwie bez strat do łopatki 4.

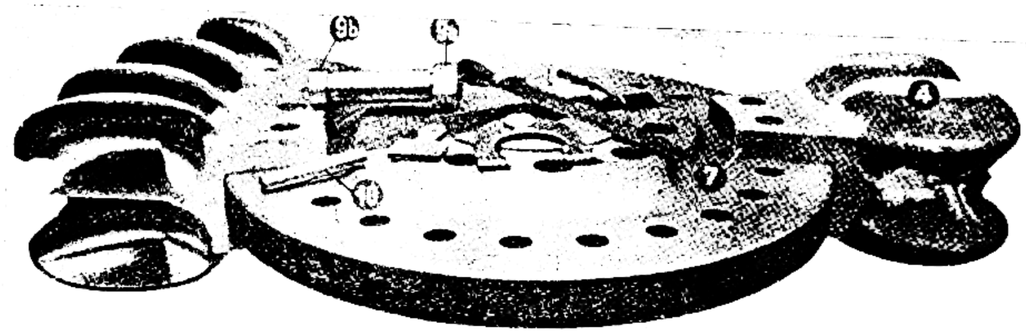
W ruchu ilość wody jest regulowana w dyszy przy pomocy przestawnej iglicy. Woda wypływająca z łopatki, ujmowana jest przez obudowę turbiny i kierowana do dolnej wody. Swobodne podwieszenie wirnika ponad najwyższym poziomem dolnej wody oraz dobre odpowietrzenie obudowy, zapobiega uderzeniom wirnika o wodę.

Prędkość wody w strumieniu 2 zależy tylko od spadu. Wysoką sprawność zapewnia zwarty, cylindryczny strumień. Osiąga się to przez odpowiednią starannie wykształconą dyszę i smukły rurociąg, doprowadzający wodę.

Ostre krzywaki i odgałęzienia od głównego przewodu, dają strumień rozszczepiony, zmniejszają sprawność turbiny i sprzyjają nadżeraniu łopatek przez rozszczepioną w postaci kropel wodę /uderzenie kroplowe/.

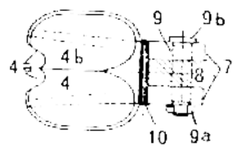
Wirnik.

Dopuszczalne obroty. Duże spady i małe wirniki dają wysokie obroty i tanie generatory. Srednica wirnika D_1, ze względu na dobrą sprawność, musi być utrzymana w określony stosunku do średnicy strumienia d_o. Najmniejszy stosunek tych średnic wzrasta ze zwiększeniem się spadu, ponieważ należy uwzględnić wytrzymałość części łopatki u wlotu na uderzenie strumienia wody.



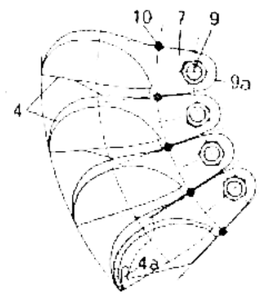
Rys. 13. 7. 8

Rys. 13. 7. 8 i 9. Zamocowanie łopatki. 9 sworzeń mocujący, 10 sworzeń napinający, 11 klin napinający

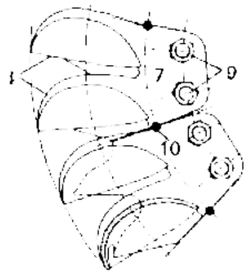


Łopatka pojedyncza

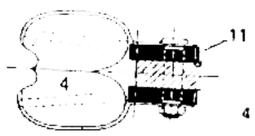
Wykonanie ze sworzniem napinającym



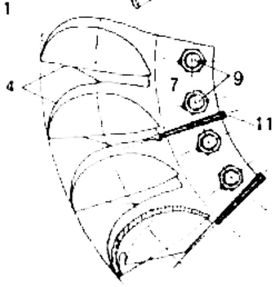
Rys. 13. 7. 9

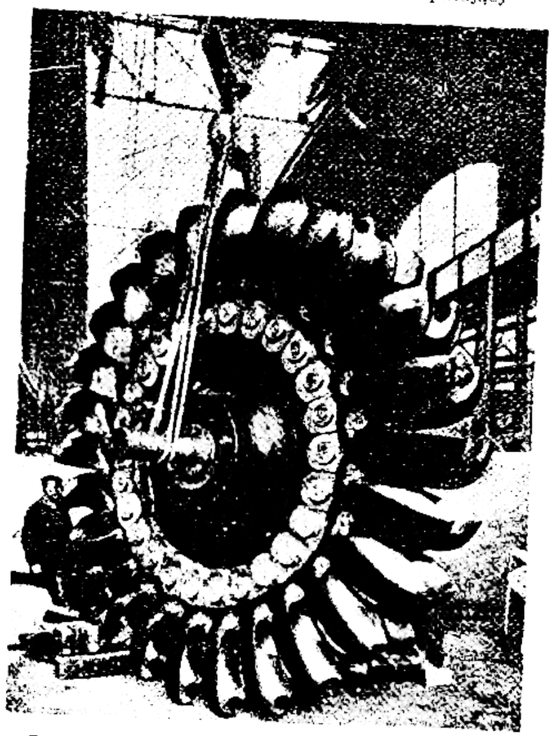


Para łopatek



z klinem napinającym

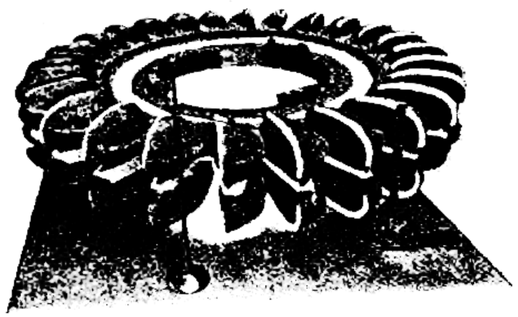


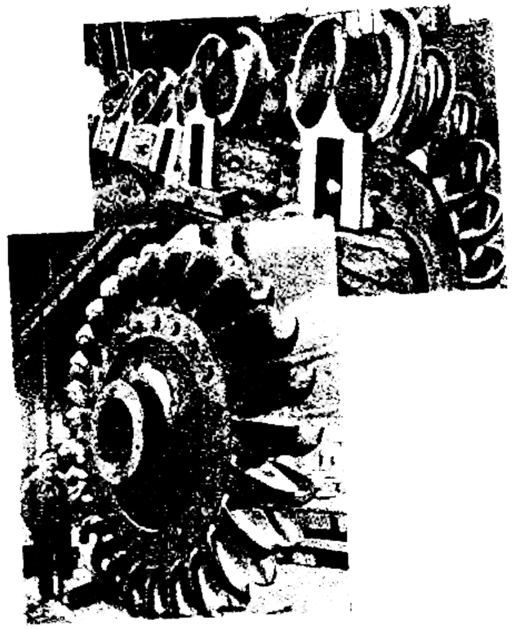


Rys. 13. 7. 15. Zamocowanie łopatek na wirniku

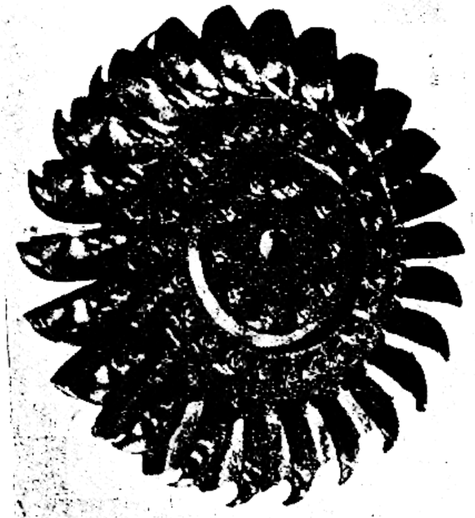
Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne



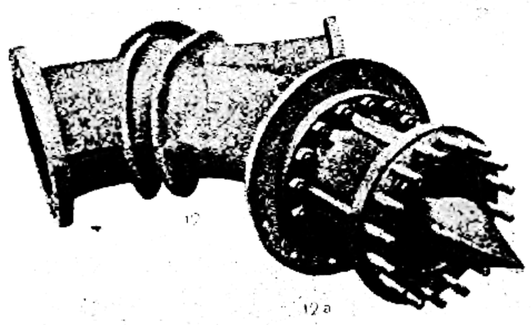


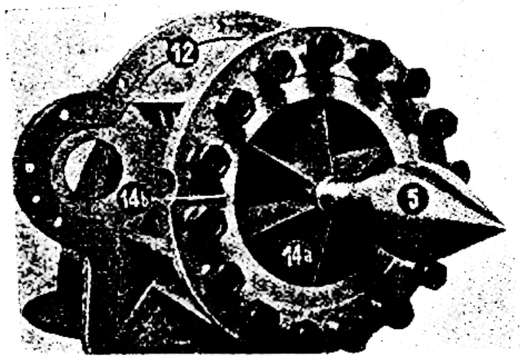


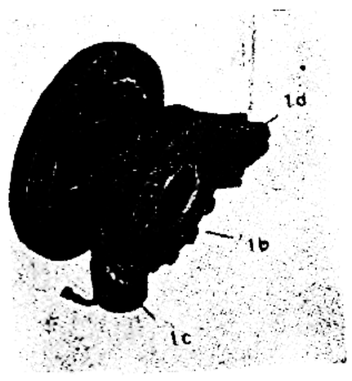
Rys. 13. 7. 10 do 14. Różne sposoby osadzenia łopatek na tarczy wirnika



Rys. 13. 7. 21 i 22. Krzyżak prowadzący 14a wody wypływającej z kolana, dysza 1 zdjęta







Średnicę strumienia do określa ilość wody i spad. Wycięcie 4a w łopatce zapobiega uderzeniu na tylną stronę łopatki, pogarszającym sprawność. Krawędzie wycięcia są szczególnie poddane wysokim obciążeniom i narażone przeważnie na nadżeranie. W celu osiągnięcia w tym miejscu jednorodnego materiału, odlewa się łopatkę bez wycięcia 4a, które później wyfrezowuje się /rys.13.7.4. i 13.7.6./.

W miejscach, gdzie łopatki podlegają działaniu wody, łopatki obrabia się dokładnie według sprawdzianów i starannie poleruje /rys. 13.7.5. i 13.7.7./. Zazwyczaj wykonuje się wirnik w jednej części. Gdy łopatki są wykonane oddzielnie, to trzeba je odpowiednio zamocować. Łopatki są osadzone zazwyczaj przy pomocy nadlanych łupek 7 na tarczy 8 wirnika. Do zamocowania łopatek służą stożkowe sworznie mocujące 9, kute z najlepszej stali, osadzone przez dotarcie w otworach obu łupek 7 i tarczy 8 na wcisk a przykręcone nakrętkami 9a. Nakrętki i główki sworzni 9b są związane z łupkami i przez to zabezpieczone przez punktowe spawanie.

Na skutek obrotu wirnika 3 nacisk strumienia uderza na poszczególne łopatki 4, a zatem również na sworznie mocujące 9. Do ich odciążenia służą stożkowe kołki napinające 10, wciśnięte między łopatki, kołki te na skutek tego przenoszą całkowitą siłę strumienia na cały obwód. Na wewnętrznej połowie ich obwodu, spoczywają kołki napinające we wgłębieniach półkolistych tarczy 8 wirnika. Również są one zabezpieczone punktowym spawaniem /rys.13.7.9./

Łopatkę oblicza się na wytrzymałość dla sił, działających w ruchu normalnym oraz przy rozbieganiu, także dla pełnego strumienia przy wirniku, znajdzjącym się w spoczynku, a więc również dla przypadku wielokrotnego przeciążenia przy zwarciu.

Zazwyczaj wykonuje się oddzielnie każdą łopatkę 4, gdy jednak naprężenia w łupkach przekraczają dopuszczalne wartości, wtedy wykonuje się dwie łopatki z jedną wspólną parą łupek. Wtedy łupki przeważnie przymocowane są dwoma sworzniami 9 oraz między każdą parą łopatek, sworzniem napinającym 10.

Gdy ta konstrukcja nie wystarcza, to w miejsce sworzni napinających, daje się kliny promieniowe 11 /rys.13.7.9./ Przy małym sto-

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

sunku średnicy wirnika D_1 do średnicy strumienia d_o, wirniki wykonuje się nie dzielone, ponieważ między łopatkami 4 a piastą 8a brak jest miejsca dla łupek 7 i ich zamocowania na wirniku, do wykonania zaś jest możliwa bardzo droga szczególna konstrukcja.

W pewnych przypadkach cały wieniec łopatkowy wykonuje się z jednego kawałka i przykręca się go z boku do tarczy 8, lub z kilku segmentów. Również łopatki mogą być zamocowane do tarczy podwójnej.

Materiał. Największe niebezpieczeństwo dla turbin natryskowych stanowi erozja łopatek, w szczególności zaś jej części wlotowej 4a przez uderzenie kroplowe, przez wodę zawierającą piasek lub zanieczyszczenia chemiczne wody. O trwałości łopatki stanowi właściwy kształt i odpowiedni materiał. W zależności od spadu, naprężeń, piasku w wodzie i tp., wykonuje się łopatki z żeliwa, staliwa specjalnego lub materiału nierdzewnego, przy czym materiały te winny cechować się dobrą spawalnością. Żeliwo, które elektrycznie źle się spawa, stosuje się wyjątkowo przy małych, nie dzielonych wirnikach i niskich spadach, a więc tam, gdzie koszt turbiny odgrywa rolę.

Tarczę wirnikową 8 wykonuje się zazwyczaj łącznie z piastą 8a z jednego odlewu ze staliwa specjalnego, rzadko odkutą.

Piasta 8a wirników poziomych otrzymuje przeważnie otwór cylindryczny i zaklinowana jest na wale. Przy układzie wiszącym, osadza się na końcu wału lub łączy przy kryzie z wałem.

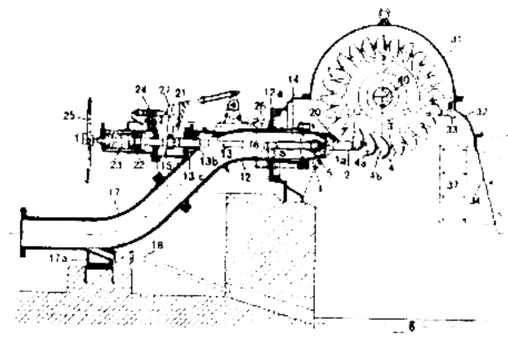
Wloty turbinowe /rys.13.7.19 do 28./.

Krzywak wlotowy. Woda wpływa przez krzywak 12 do dyszy 1. Ze względów hydraulicznych krzywak ma smukły kształt. Najlepszy jest wlot prosto, lecz ze względu na konieczność wyprowadzenia drążka iglicowego 13, możliwe jest t tylko przy bardzo dużych turbinach. Krzyżak prowadzący 14 kieruje strumień wody równolegle.

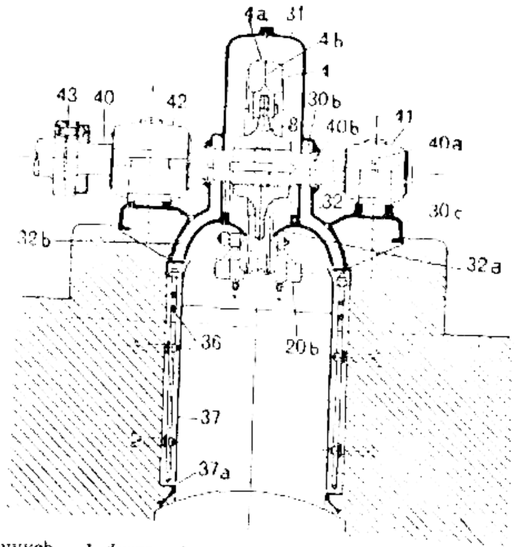
Krzywak wlotowy 12 składa się,w zależności od spadu i wielkości, z żeliwa lub staliwa i jest zamocowany śrubami do osłony.

Suport 15 nosi urządzenie przestawiające iglicę 5.

Otwór 16 z nakrywą na krzywaku wlotowym 12 służy do oczyszczania krzyżaka prowadzącego 14 przy opróżnionym rurociągu.

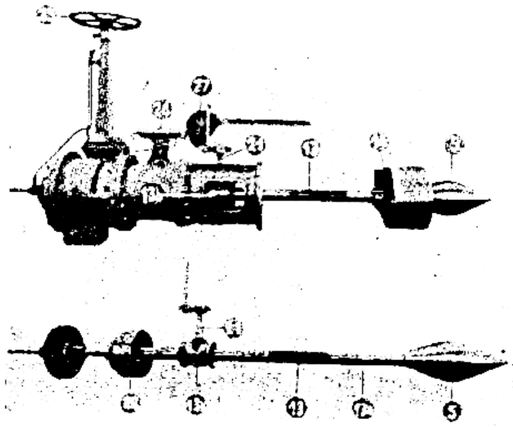


Rys. 13. 7. 19. Przekrój podłużny turbiny strumieniowej, wirnik nie dzielony

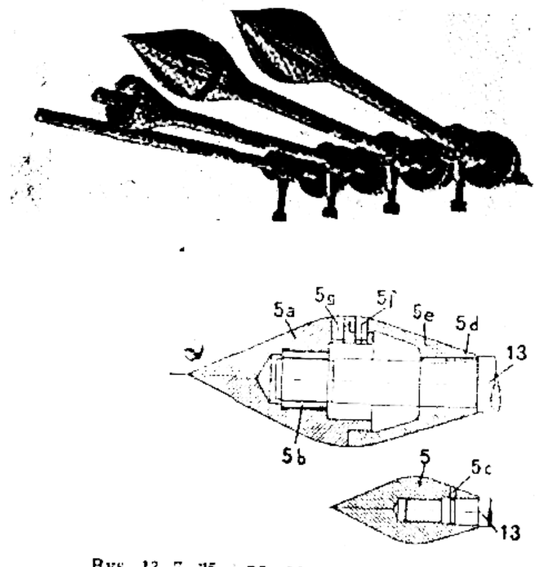


Rys. 13. 7. 20. Przekrój poprzeczny tej samej turbiny

Objaśnienie do wszystkich rysunków turbin strumieniowych. 1 dysza, 1a wsadka, 1b osłona, 1c otwory, 1d osłona daszkowa, 2 strumień wody, 3 wirnik, 4 łopatki wirnika, 4a wycięcie w łopatce, 4b ostrze rozdzielające, 5 głowica iglicy, 5a ostrze dyszy, 5c śruba kołkowa, 5d klin, 5e korpus iglicy, 5f i 5g otwory cylindryczne, z kołkami, 6 dolna woda, D_1 średnica wirnika, d_o średnica strumienia, 7 łupki łopatkowe, 8 tarcza wirnika, 8a piasta koła wirnikowego, 9 sworznie mocujące z nakrętkami 9a i główką 9b, 10 sworzeń napinający, 11 kliny promieniowe, 12 krzywak wlotowy, 12a kryza mocująca, 13 trzon iglicy, 13a osłona brązowa, 13b tłoczek odciążający, 13c pakunek skórzany, 14 krzyżak prowadzący, 14a żebra prowadzące, 14b osłona krzyżaka, 15 suport do drążka iglicowego, 16 otwór do czyszczenia, 17 krzywak dolny, 17a podstawa wspierająca, 18 rurociąg opróżniający, 19 zasuwa turbinowa, 20 odchylacz strumienia, 20a ostrze odcinające, 20b dźwignia, 21 dźwignia odprowadzająca zwrotnie, 22 tłok serwomotoru dla przestawiania iglicy, 25 kółko ręczne do przestawiania iglicy, 26 drążek odchylacza, 27 krzywka sterująca, 30 osłona, 30a otwór dla krzywaka wlotowego, 30b komory boczne, 30c łapy wspierające łożyska, 31 kaptur osłony, 32 dolna część osłony, 32a ściany prowadzące, 32b kanały odprowadzające wodę z wału turbiny, 33 chwytacz wody rozbryzganej, 34 pancerz, 36 wężownica chłodząca, 37 jej nakrywa, 37a otwory do odprowadzania wody chłodzącej, 40 wał turbinowy, 40a kołnierz, 40b pierścień odrzucający, 41 zewnętrzne łożysko turbinowe, 42 wewnętrzne łożysko turbinowe, 43 sprzęgło, 44 regulator obrotów, 45 koło zamachowe

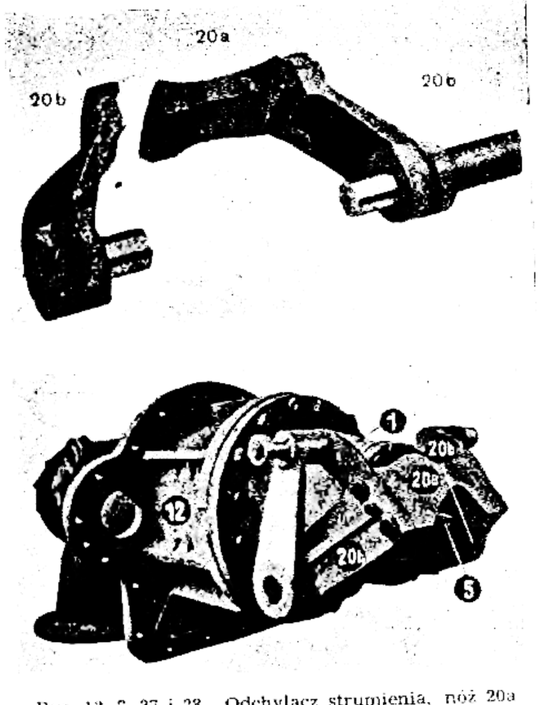


Rys. 13. 7. 23. i 24. Dysza iglicowa

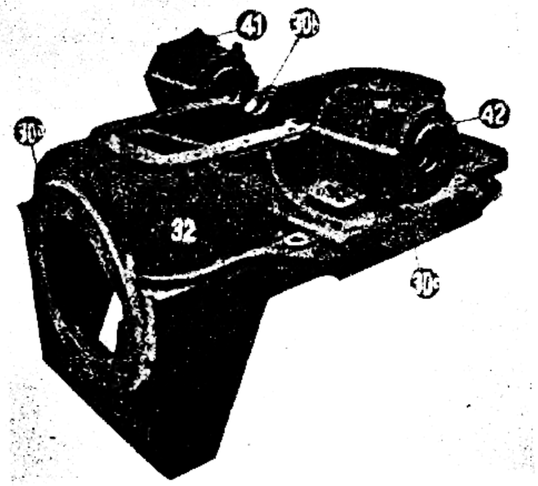


Rys. 13. 7. 25. i 26. Montaż dyszy iglicowej, głowica iglicy wymienna

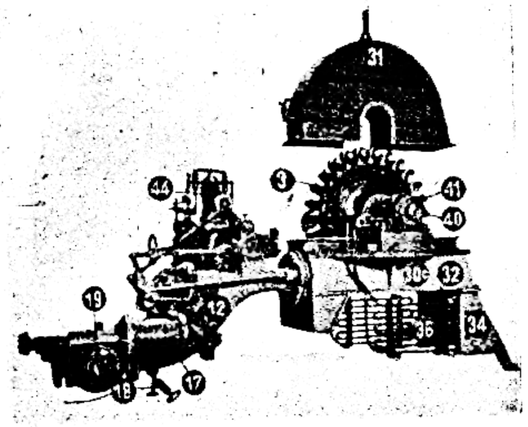
Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

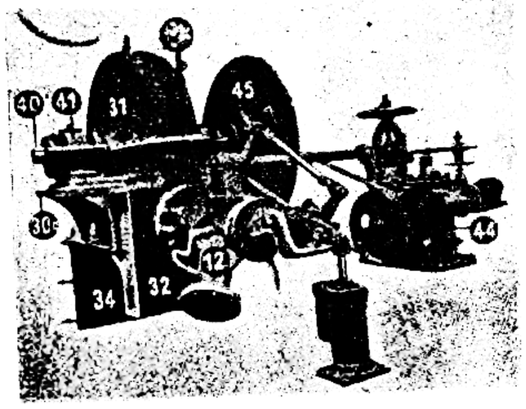


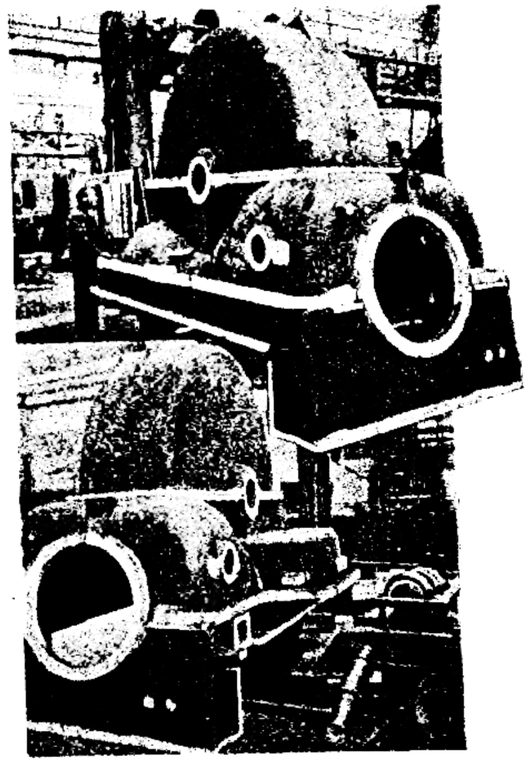
Rys. 13. 7. 27 i 28. Odchylacz strumienia, nóż 20a i dźwignie 20b



Rys. 13. 7. 35. Dolna część osłony z łożyskami

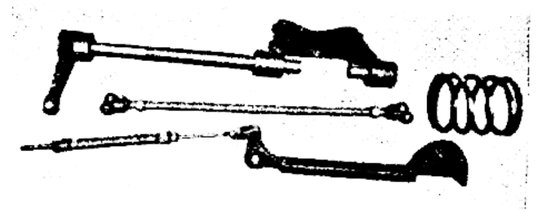




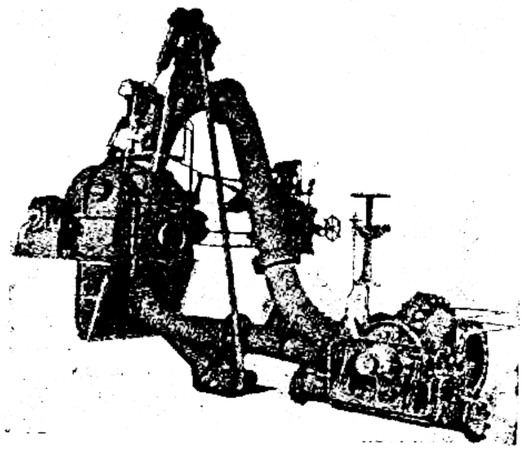


Rys. 13. 7. 36. Osłona turbiny

Rys. 13. 7. 38 i 39. Jednodyszowa turbina strumieniowa, 34 osłona, z blachy, 36 chłodnica oleju, 40 regulator, 45 sprzęgło z kołem zamachowym



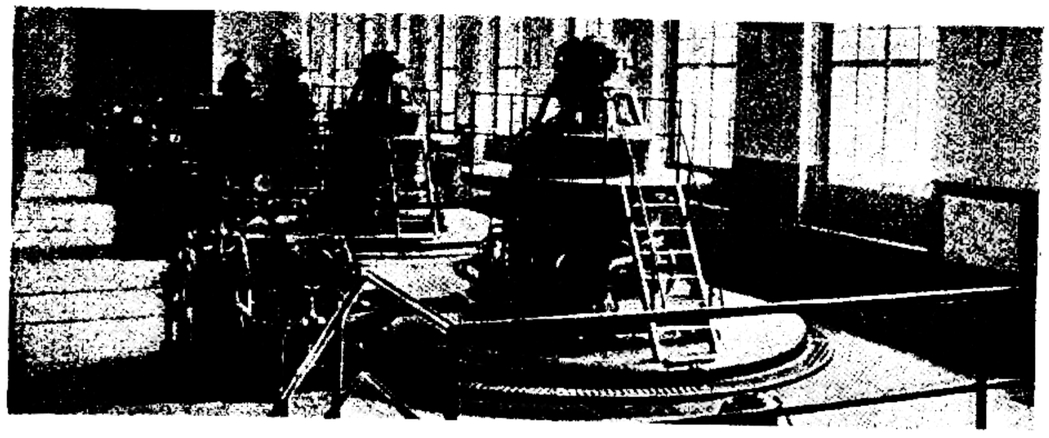
Rys. 13. 7. 44. Części składowe odchylacza strumienia



Rys. 13. 7. 46. Dwudyszowa turbina strumieniowa



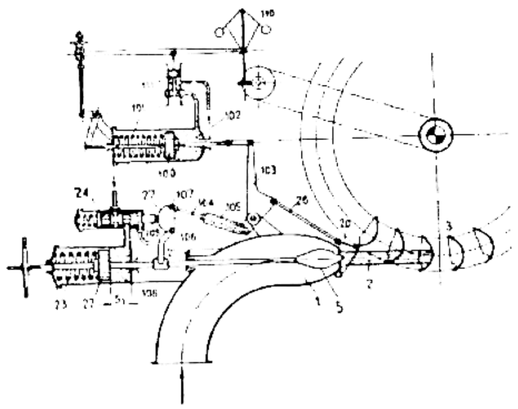
Rys. 13. 7. 58. Duża siłownia z turbinami strumieniowymi w montażu

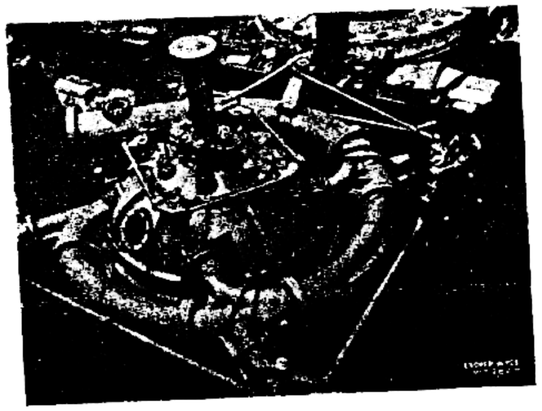


Rys. 13. 7. 59. Hala maszyn z turbinami strumieniowymi

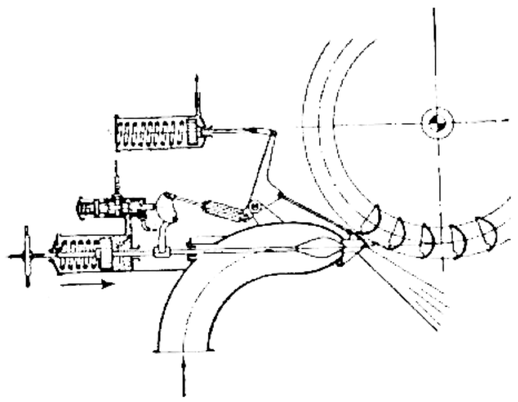
Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

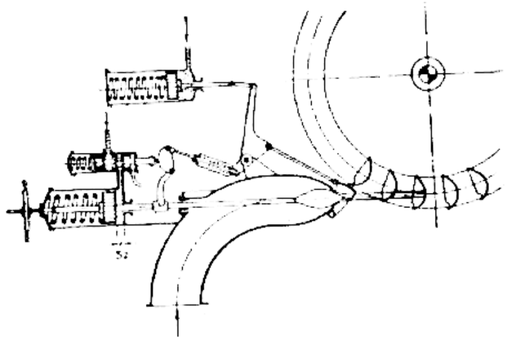
Rys. 13. 7. 43. Regulacja turbiny strumieniowej

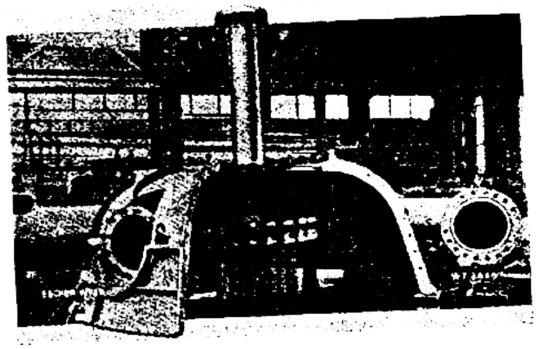




Rys. 13. 7. 57. Turbina pionowa z czterema dyszami







Rys. 13. 7. 54. Montaż wyżej wymienionej turbiny

Krzywak dolny. Krzywak wlotowy 12 łączy się zazwyczaj z krzywakiem dolnym 17, wspartym na łapach 17a, posiadającym rurociąg opróżniający 18. Krzywak dolny z drugiej strony łączy się z zasuwą turbinową 19.

Dysza przy małych spadach wykonana jest z żeliwa, przy dużych ze staliwa. Obrobiona jest ona według sprawdzianów i polerowana.

Wkładkę wymienną 1a, wykonaną z materiału kutego, wkłada się od wnętrza. Przy większych dyszach spoczywa ona w szczególnej obsadce, przykręconej do dyszy 1./rys.13.7.22./. Dla dużych spadów lub wody zawierającej piasek, obsadka wykonana jest z nierdzewnej kutej stali. Może być ona wymieniona bez demontażu wirnika. W tym celu wystarczy przy małych turbinach zdjąć krzywak wlotowy 12.

Dysza 1 lub obsadka 16 otrzymuje dwoje oczu 1c z otworami dla czopów odchylacza strumienia 20. Otwory te mają tulejki bronzowe i są smarowane smarem stałym.

Przy układach wielodyszowych, otrzymują dysze 1 daszki ochronne 1d /rys.13.7.22./ w celu ochrony strumienia przed rozpryskującą się wodą. Sięgają one aż do wycięcia 4a w łopatce.

Iglica. Iglica 5 o kształcie stożkowym, obrobiona według sprawdzianów i polerowana, wykonana jest przy małych turbinach w jednym kawałku. Materiał jej jak przy wsadce 1a.

Przy dużych dyszach ostrze iglicy 5a, wykonane ze stali nierdzewnej, jest wymienne. Iglica lub jej ostrze jest przykręcone do trzona 13, wykonanego ze stali S.M.

Zabezpieczenie iglicy /rys.13.7.25./.

Sruba kołkowa 5c zabezpiecza iglicę jednodzielną 5 przed przekręceniem.

Krzyżak prowadzący. W celu lepszego obrobienia żeber prowadzących 14a, wykonuje się piastę i żebra w całości z bronzu i dopiero po starannej obróbce, osadza się je w osłonie 14b. Trzon iglicy jest w tym miejscu smarowany stałym smarem. Małe krzyżaki są w całości odlane z bronzu.

Trzon iglicy /rys.13.7.23 i 24./. Trzon iglicy, wykonany ze stali S.M., jest wielokrotnie ułożyskowana. Osłona bronzowa 13a, w prowadnicy krzyżaka 14, zmniejsza tarcie. Tłok odciążający 13b,

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

służący również za prowadnicę, wykonany jest przy wodzie, zawierającej piasek, z nierdzewnej stali, normalnie z bronzu. Jego zadaniem jest zmniejszyć siłę osiową, działającą na iglicę, służy on zarazem jako dławik na trzonie iglicy 13. Pakunek skórzany 13c jest tak osadzony, że przy otwartej w pełni iglicy, powierzchnia ślizgowa tłoczka odciążającego 13b leży po stronie powietrznej i dlatego kamień, pochodzący z wody, nie może się nań osadzić.

Przy pomocy nakrętki mocującej dźwigni odprowadzającej zwrotnej 21, nastawia się iglicę 5, gdy ona i dysza 1 ulegną częściowemu zużyciu.

Tłoczek 22 przestawia trzon iglicy 13 i iglicę 5. Sprężyna 33 służy do zamykania, olej pod ciśnieniem, regulowany przez zawór sterujący 24, do otwierania./rys.13.7.19. i 24./.

Kółko 23 na końcu trzona iglicowego 13, służy do otwarcia turbiny w położenie rozruchu. Po przejściu na samoczynną regulację, jest ono wyłączone i w położeniu "otwarte w pełni". Gdy do zamykania nie wystarcza sama sprężyna, to sterowanie tłoka 22 odbywa się z obu jego stron przy pomocy oleju, znajdującego się pod ciśnieniem w ruchu i przy rozruchu.

Odchylacz strumienia 20 działa w przypadku gwałtownego odciążenia turbiny na strumień 2 i odchyla go od wirnika 3. Jego ostrze 20a ze staliwa, jest wymienne i przyśrubowane do dźwigni bocznych 20b, osadzonych na dwu czopach w dyszy./rys.13.7.27. i 28./

Drążek przestawiający 26 odchylacza, przechodzi przez kryzę mocującą 12a krzywaka wlotowego 12.

Osłona i szyb turbiny. Osłona służy do odprowadzania wody, spływającej z łopatek wirnika do dolnego kanału 6. Ciężka budowa żeliwna osłony, zapewnia wolny od wstrząsów bieg turbiny.

Do otworu 30a wprowadza się krzywak wlotowy 12 i przykręca śrubami do osłony. Ze względu na konieczność przeniesienia dużej siły reakcyjnej strumienia wody, jest osłona w tym miejscu wzmocniona.

Ze względu na montaż, osłona 30 składa się co najmniej z dwu części. Górna część osłony, obejmująca zwarcie górną część wirnika,

tak zwany kaptur 31, zapobiega stratom wentylacji, powodowanej powietrzem porwanym przez wirnik 3.

Szeroka dolna część osłony 32 wspiera dyszę i służy do odprowadzenia wody. Ściany boczne prowadzące 32a odprowadzają bezpośrednio wodę do kanału dolnego 6. Osłona 33 przed wodą rozbryzganą, chroni przed porywaniem tej wody przez wirnik, komory boczne 30b chwytają rozbryzganą wodę, która spływa wzdłuż wału, Pierścienie 40b odrzucają wodę od wału, która kanałami 32b spływa w dół.

Pancerz 34 w szybie turbinowym, wykonany z blachy stalowej a leżący na przeciw dyszy 1, zapobiega wypłukaniu betonu przez rozbryzganą wodę, w szczególności zaś przez strumień odchylony przez odchylacz przy odstawianiu turbiny. Przykręcony on jest do osłony 30. Dla bardzo małych spadów jest on niepotrzebny, natomiast przy dużych spadach zaopatrzony jest on w tarczę żeliwną lub staliwną, chwytającą wodę. Jest ona przykręcona śrubami i łatwa do wymiany.

Przy szczególnie wysokich spadach i dużych turbinach, pancerz z blachy stalowej osłania górną część lub nawet cały szyb turbinowy. Jest on przyśrubowany do osłony i uszczelniony, gdyż inaczej beton za pancerzem ulega łatwo wypłukaniu.

Dla ochrony podstawy i dolnej części szybu, szczególnie miejsca, gdzie uderza odchylony strumień, należy wybrukować twardym, naturalnym kamieniem. Po obu stronach szybu turbinowego, poniżej osłony, znajdują się wężownice 36 wody chłodzącej olej dla łożysk i regulatora. Osłona z blachy stalowej 37 chroni je przed zniszczeniem od wody rozbryzganej. Wygięte górne końce osłony, ujmują wodę konieczną do chłodzenia, która spływa przez otwory 37a.

Bez odpowiedniego napowietrzenia zwierciadło dolne podniosłoby się aż do wirnika. Zazwyczaj dolot powietrza od strony dolnej wody 6, w zupełności wystarcza, w przeciwnym przypadku trzeba dopuścić powietrze przez szczególny wpust powietrzny.

Przy dużych turbinach, posiadających pomost rewizyjny w szybie, powietrze może być doprowadzone przy pomocy drzwi wejściowych z żaluzjami. Szyb wejściowy, zaopatrzony w odpowiednią nakrywę, służy dla doprowadzenia powietrza.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Wał i łożyska.

Wał turbinowy 40 jest ułożyskowany z obu stron wirnika 3. Oba łożyska turbinowe 41 i 42, spoczywają na łupach 30c, odlanych z osłoną 30. Przy dużych turbinach korzystniej jest ze względu na koszt, nie dawać łożyska wewnętrznego 42. W tym przypadku wewnętrzne łożysko generatora, przenosi część nacisku, pochodzącego od strumienia i od ciężaru wirnika.

Często wirnik osadza się bezpośrednio na końcu wału generatora, lub też zamocowuje się go tam przy pomocy kryzy. Odpadają w tym przypadku łożyska turbinowe,zaś turbozespół zajmuje mniej miejsca. Oba łożyska turbinowe nie przenoszą siły osiowej, gdyż dzięki symetrycznej budowie łopatki, nacisk osiowy jest nieznaczny.

Smarowanie odbywa się przy pomocy współobracającego się pierścienia smarującego. Przesunięciom osiowym wirnika zapobiega kołnierz 40a /zarazem pierścień smarujący/, umieszczony na wale w jednym łożysku. Drugi pierścień smarujący jest luźnie osadzony i do wału tylko lekko przyciskany. Wydłużenie wału nie jest zatem szkodliwe.

Dwudzielne panewki łożysk, wylane najlepszym stopem łożyskowym, są łatwe do wymiany. Przy dużych łożyskach są one osadzone ruchomo w osłonie i dlatego mogą się dostosować do ugięcia wału.

Przy dużej mocy lub wysokich obrotach należy olej łożyskowy chłodzić wodą. Wężownice chłodnicze 36 są przeważnie zabudowane na bocznych ścianach komory turbinowej. Olej przetłacza pompa olejowa, napędzana od wału turbinowego. Przy bardzo dużych łożyskach wiązki rur chłodnicy, ustawia się często w siłowni. Wywiercony otwór w wale 40 turbiny może służyć do chłodzenia zewnętrznego łożyska 41 od końca wału. Na wale 40 ze stali S.M., osadzony jest wirnik na jednym lub dwu klinach. W miejscu, gdzie wał przechodzi do osłony, posiada on pierścienie 40b, służące do odrzucania wody, spływającej z wirnika wzdłuż wału.

Sprzęgło i koło zamachowe.

Mniejsze turbiny są wyposażone w sprzęgło 43 zaklinowane. Duże turbiny otrzymują kryzę sprzęgła odkutą z wałem lub osadzoną na wcisk na gorąco.

Małe masy zamachowe umieszcza się w sprzęgle, zastępującym wtedy także koło zamachowe. Większe dodatkowe masy zamachowe umieszcza

się w osobnym kole zamachowym.

Przy turbinie o dwu łożyskach, sprzęgło jest odciążone w kierunku promieniowym i może być wykonane jako sprzęgło sztywne lub elastyczne, we wszystkich innych przypadkach, tylko jako sztywne.

Dysza hamująca znajduje zastosowanie przy dużych jednostkach i służy do szybkiego zatrzymania turbozespołu. Rurociąg do tej dyszy wychodzi z rurociągu przed zaworem zamykającym turbiny, zaopatrzony jest on w zawory zamykający i regulacyjny. Dysza hamująca wytwarza strumień uderzający w grzbiet łopatki, powodując przez to zatrzymanie turbozespołu w ciągu kilku minut. Dla ochrony wycięć w łopatkach, skierowuje się strumień hamujący na jedną stronę łopatki.

Regulacja.

Ciśnienie wody zamyka w każdym położeniu iglicę 5, swobodnie umieszczoną w dyszy. Największa siła zamykająca występuje przy dyszy zamkniętej. Przeciwdziała jej ciśnienie wody, działające na tłoczek odciążający. Średnicę jego obiera się tak, aby przy uwzględnieniu wszystkich działających sił, praca regulacji, potrzebna do przestawiania iglicy, była niska. Zamykanie iglicy powoduje sprężyna zamykająca 23, otwieranie - olej znajdujący się pod ciśnieniem, działający na tłoczek 22. Gdy siła sprężyny wypada zbyt wielka, stosuje się do zamykania także ciśnienie oleju. Żądane czasy zamykania i otwierania nastawia się przy pomocy kryz, dławiących olej dopływający lub odpływający.

Zasada regulacji podwójnej.

Regulator obrotów utrzymuje stałe straty turbiny przy stałej mocy i doprowadza je po zmianie mocy, znowu do pierwotnej wartości. Przy nagłym odciążeniu turbiny, przejściowy wzrost obrotów wypada tym mniejszy, im krótszy jest czas zamykania turbiny i im większe są współwirujące masy żamachowe. Duże masy zamachowe, umieszczone w rotorze generatora, czy też w kole zamachowym, są jednak drogie. Z tego powodu dąży się raczej do krótszych czasów zamykania.

Jednak za krótki czas zamykania iglicy, powoduje na skutek gwałtownego opóźnienia mas wody, niedopuszczalne uderzenia ciśnienia w rurociągu. Trudności tej zapobiega podwójna regulacja. Regulator obrotów 44 przestawia bezpośrednio sterowany od niego odchylacz strumienia 20, odchylając w bardzo krótkim czasie strumień wody 2

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

od wirnika 3 tak, że nie doprowadza się do niego żadnej energii. Odchylacz działa tak długo, dopóki iglica 5 nie zostanie przestawiona w położenie nowe, odpowiadające nowemu stanowi równowagi. Zamykanie iglicy może w ten sposób być dowolnie zwolnione i dostosowane do dopuszczalnego wzrostu ciśnienia, podczas gdy do obliczenia wzrostu obrotów i masy zamachowej, miarodajny jest jedynie krótki czas, potrzebny do zadziałania odchylacza 20.

W przypadku gwałtownych uderzeń odciążenia, związany z nimi silny spadek obrotów wymaga większej masy zamachowej. Czasem należy również uwzględnić przy obliczeniu najmniejszej masy zamachowej, następujący po spadku ciśnienia wzrost ciśnienia. W zakładach zasobnikowych czas zamykania iglicy jest,ze względu na stratę wody w czasie przebiegu regulacji, nastawiony tak nisko, jak pozwala na to dopuszczalny wzrost ciśnienia.

Schemat regulacji podwójnej./rys.13.7.43./.

Przy przebiegu regulacyjnym , zawór sterujący regulację, jest przestawiany przez ciężarki odśrodkowe regulatora obrotów, a przez to podlega wpływom położenie tłoczka regulacyjnego 100. W schemacie regulacyjnym, przedstawionym na rys. 13.7.43., zamykanie powoduje sprężyna zamykająca 101 i tylko otwieranie jest powodowane ciśnieniem oleju.

W przypadku odciążenia odpływa olej z komory 102, tłok 100 porusza się w prawo i wciska przez dźwignię 103 i drążek 26 odchylacz 20 w strumień 2. Na skutek tego przerwany zostaje częściowo lub całkowicie dopływ mocy do wirnika 3.

Ruch obrotowy dźwigni 103 przenosi się także przy pomocy drążka 104 i tarczy sterującej 27, obracającej się w okół punktu 106, na zawór sterujący 24 urządzenia przestawiającego iglicę, który to zawór na skutek tego przesuwa się od swego położenia środkowego, zaś olej, znajdujący się pod ciśnieniem, odpływa z przestrzeni 108 przez zawór sterujący 24 do wylotu 109. Sprężyna zamykająca 23 przesuwa iglicę 5 w kierunku położenia zamkniętego, zmniejszając średnicę strumienia i dopływ energii.

Ruch iglicy 5 przesuwa również dźwignię odprowadzającą zwrotną 21 i obraca w około punktu 107 tarczę krzywki 27. Zawór sterujący 24 powraca na skutek tego w swe położenie środkowe i odcina do-

pływ i odpływ oleju z przestrzeni 108. Osłona 105 sprężyny zapobiega zniekształceniu drążka. W chwili dojścia zaworu sterującego 24 w jego położenie końcowe, obrót dźwigni 103 napina znowu sprężynę 105 i skraca w ten sposób drążek 104.

Górny rys. 13.7.43. przedstawia urządzenie regulacyjne w położeniu, odpowiadającym stanowi równowagi, środkowy przedstawia chwilę, gdy odchylacz 20 wkroczył w strumień i zawór sterujący 24 iglicy otwiera odpływ oleju. Dolny rysunek przedstawia stan równowagi pod częściowym wyłączeniu mocy.

Krzywka 27 jest tak wykształcona, że przy każdym położeniu iglicy, odchylacz wystaje nieznacznie po za strumień 2 i przy każdym większym odciążeniu, natychmiast działa.

Przy powolnych zmianach mocy, odchylacz nie oddziaływuje na strumień. Odchylacz nie ma wpływu na przebieg otwierania. Iglica nie otwiera prędzej, niż zezwala na to zmiana ciśnienia w rurociągu, spadek obrotów i wydatek pompy olejowej.

Przy wielkich turbinach, gdzie olej steruje obustronnie iglicę, czasem do przestawienia odchylacza, nie może być ze względu na duże siły, użyta sprężyna. W miejsce tej sprężyny, stosuje się wodę, znajdującą się pod ciśnieniem, przez co otrzymuje się stałą siłę zamykającą. Wodę, w przypadku koniecznym oczyszczoną od mechanicznych zanieczyszczeń, pobiera się do tego celu z rurociągu turbinowego.

Tłoczek przestawiający iglicę, otrzymuje swą własną pompkę ze zbiornikiem olejowym. Przy mniejszych pracach regulacji pompy olejowe dla iglicy i odchylacza są napędzane wspólnie.

Przy małych turbinach tłoczek przestawiający regulatora przestawia również iglicę. Pożądane sprzężenie między położeniem iglicy i odchylacza wykonuje się prostsze.

Regulację iglicową bez odchylacza stosuje się w przypadku stosunkowo wielkiego rurociągu i tylko przy małych turbinach, od mocy oddawanej, mało zmieniającej się. Regulację jedynie przy pomocy odchylacza stosuje się w przypadku, gdy przełyk turbiny jest stały przy mniejszej mocy. Iglicę przestawia się odręcznie.

Ze względu na niewłaściwe wykorzystanie wody i zwiększone niebezpieczeństwo korozji wirnika, stosuje się ją rzadko.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Turbiny wielodyszowe.

Przez rozdzielenie wody na więcej dysz, zwiększamy możliwość zastosowania wyższych obrotów o zatem tańszych generatorów. Ponieważ strumienie wody nie mogą sobie wzajemnie przeszkadzać i możliwie daleko od siebie napływać na wirnik, potrzeba na doprowadzenie wody więcej miejsca, co podraża koszt turbiny.

Przy dużych spadach, jednodyszwa turbina ma przeważnie pożądaną ilość obrotów. Przy niższych spadach, układ wielodyszowy może być korzystniejszy.

Turbina o wale poziomym, może mieć najwyżej dwie dysze, cztery dysze powodują konieczność budowy dwu wirników./rys.13.7.41./. Poszczególne elementy turbiny są takie same, jak przy turbinie o jednej dyszy. Wspólny tłok przestawiający dla odchylacza i taki dla iglicy, zmieniają otwarcie turbiny przy przebiegach regulacyjnych.

Osłona wykonana jest co najmniej w trzech częściach. Wzmocniona osłona przejmuje siły reakcyjne strumienia. Nakrywy przyśrubowane po obu stronach górnej dyszy ułatwiają przegląd.

Przy silnie zmieniającej się ilości wody, wykonuje się dodatkowe urządzenia w celu umożliwienia ruchu ze zmniejszoną ilością dysz.

Turbina o wale pionowym.

Turbiny duże o wielu dyszach, wykonuje się przeważnie z wałem pionowym, z dwoma dyszami, przestawionymi o 180° lub z czterema o 90°. W drugim przypadku wspólny rurociąg, przeprowadzony w około osłony, kieruje wodę do dysz.

Wielodzielna osłona, dobrze osadzona na fundamencie, obejmuje z góry łopatki wirnika i odprowadza wodę do kanału dolnego. Demontaż odbywa się w górze, chociaż jednak często demontaż w dół jest prostszy.

Wspólny tłok przestawia odchylacze. Generator spoczywa na własnym, niezależnym stropie ponad turbiną lub na pierścieniu wsporczym, opartym na wzmocnionej osłonie turbiny.

Również łożysko szyjowe wału turbinowego, opiera się bezpośrednio na osłonie turbiny lub na pierścieniu generatora , wspierającym się na stropie generatora.

Układ dysz symetryczny teoretycznie, daje wyrównanie sił, pochodzących od strumienia a działających na łożyska. Jeśli ze względu na zmienną ilość wody, przewiduje się ruch przy zmniejszonej ilości dysz, to łożyska muszą być wzmocnione, ze względu na jednostronny nacisk strumienia i regulacja odpowiednio wykształcona.

Łożysko szyjowe smaruje się zwykle olejem przy pomocy pompki olejowej, napędzanej w prost od turbiny przez przekładnię zębatą, o kołach czołowych.

Łożysko oporowe, służące do przeniesienia nacisku obracających się ciężarów turbiny, jest zabudowane przeważnie na generatorze. Nacisk ten przenosi się przez ramę statora na fundament.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

14. Charakterystyki turbin wodnych.

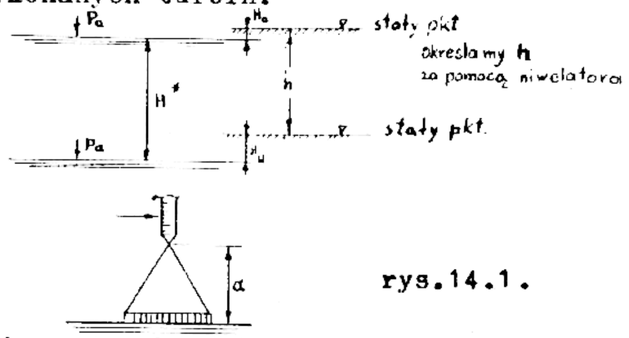
14.1. Zachowanie turbiny w warunkach ruchu, różniących się od nominalnych wartości konstrukcyjnych : H_o, Q_o, n_o, L_{to}, η_o t_o

Doświadczalnie zdjąć można charakterystyki turbin na podstawie

a/ pomiarów modelowych w laboratorium

b/ " wykonanych turbin.

1. Pomiar spadu.



rys.14.1.

przy turbinach niskoprężnych, o budowie otwartej lub półspirali

H_o i H_u są to odczyty wodowskazów

H_u - odczyt $+a$ na taśmie metalowej

Przy urządzeniach średnio i wysokoprężnych, o korpusie zamkniętym, pomiar spadu wykonuje się przy pomocy:

1. Piezometru
2. Barometru rtęciowego
3. Manometru Bourdona
4. " ciężarkowego

2. Pomiar ilości wody przy pomocy:
   - zbiornika
   - przepony
   - przelewu $(\mu \cdot l)$
   - młynka
   - rury Venturi'ego
   - metody miareczkowej /strumienie dzielne/
   - " Gibsona /rur. ciśnieniowe/

3. Moc dyspozycyjna L_d

$$L_d = \gamma \cdot Q \cdot H \qquad \gamma = 1000\ kg\ m^{-3}$$

4. Pomiar mocy przy pomocy: hamulca Prony'ego
   - " wodnego /Frouda, Junkersa/
   - pręta skręconego / Amsler- Laffon/
   - pomiaru mocy elektrycznej.

5. sprawność η_t:

$$\eta_t = \eta_H \cdot \eta_Q \cdot \eta_m = \frac{L_t}{L_d}$$

Doświadczalny sposób określenia η_H przy pomocy pomiaru temperatury t

c - ciepło właściwe wody

praca $\frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{427} = \gamma \cdot Q \cdot c \cdot t$ $\qquad$ I. $t = \frac{H}{c \cdot 427}$

Przemiana wszystkich strat na ciepło.

$$\frac{\gamma \cdot Q \cdot i \sum_e^a H_{str_i}}{427} = \gamma \cdot Q \cdot c \cdot \Delta t$$

$$\Delta t = \frac{i \sum_e^a H_{str_i}}{c \cdot 427}$$

otrzymaliśmy $\eta_H = \dfrac{\left(H^* + \frac{c_e^2}{2g}\right) - \left(i \sum_e^a H_{str_i} + \frac{c_a^2}{2g}\right)}{\left(H^* + \frac{c_e^2}{2g} - \frac{c_a^2}{2g}\right)}$

$$\eta_H = \frac{H - i \sum_e^a H_{str_i}}{H} = 1 - \frac{i \sum_e^a H_{str_i}}{H}$$

$$\frac{i \sum_e^a H_{str_i}}{H} = \frac{\Delta t}{t} \qquad \eta_H = 1 - \frac{\Delta t}{t}$$

Pomiar różnicy temper. Δt jest ze względu na brak termometrów o tak małej skali pomiarowej obecnie nie możliwy.

14.2. Obliczenie charakterystyk na podstawie pomiarów: H, Q, n, N_t

Obliczamy $c = \sqrt{2g\,H}$, L_d, η_t, przeliczamy liczby

$$x = \frac{n}{c}, \qquad y = \frac{Q}{c}, \qquad z = \eta_t$$

Nanosimy y i z na wykres, w zależności od x / Charakterystyki główne/

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Przykład przeliczeń.

Tab.14.1. Pomiar napływ wody β = 100%

Pkt	H	Q	n	ηt
	m	m^3/sek	obr/min	%
1	4,367	0,648	1 025	9,8
2	4,495	0,632	960	27,5
3	4,564	0,602	880	43,2
4	4,588	0,581	800	56,8
5	4,620	0,560	710	66,8
6	4,654	0,534	620	74,3
7	4,662	0,525	578	76,8
8	4,680	0,505	522	78,0
9	4,708	0,490	468	77,3
10	4,711	0,472	410	75,1
11	4,745	0,440	298	65,7
12	4,767	0,420	225	54,7
13	4,790	0,396	166	45,2
14	4,812	0,371	80	24,3
15	4,832	0,349	0	0

Tab.14.2.

Pkt	$c = \sqrt{2g\ H}$	$x = n/c$	$y = Q/c$	$z = \eta_t$%
1	9,27	110,8	0,0699	9,8
2	9,39	102,2	673	27,5
3	9,46	93,1	637	43,2
4	9,50	84,2	611	56,8
5	9,53	74,4	588	66,8
6	9,56	64,8	559	74,3
7	9,58	60,3	548	76,8
8	9,59	54,4	526	78,0
9	9,61	48,7	510	77,3
10	9,62	42,6	491	75,1
11	9,65	30,9	456	65,7
12	9,68	23,2	434	54,7
13	9,70	17,1	408	45,2
14	9,72	8,25	382	24,3
15	9,74	0	0,0358	0

Charakterystyki turbin wodnych

Wartości podstawowe

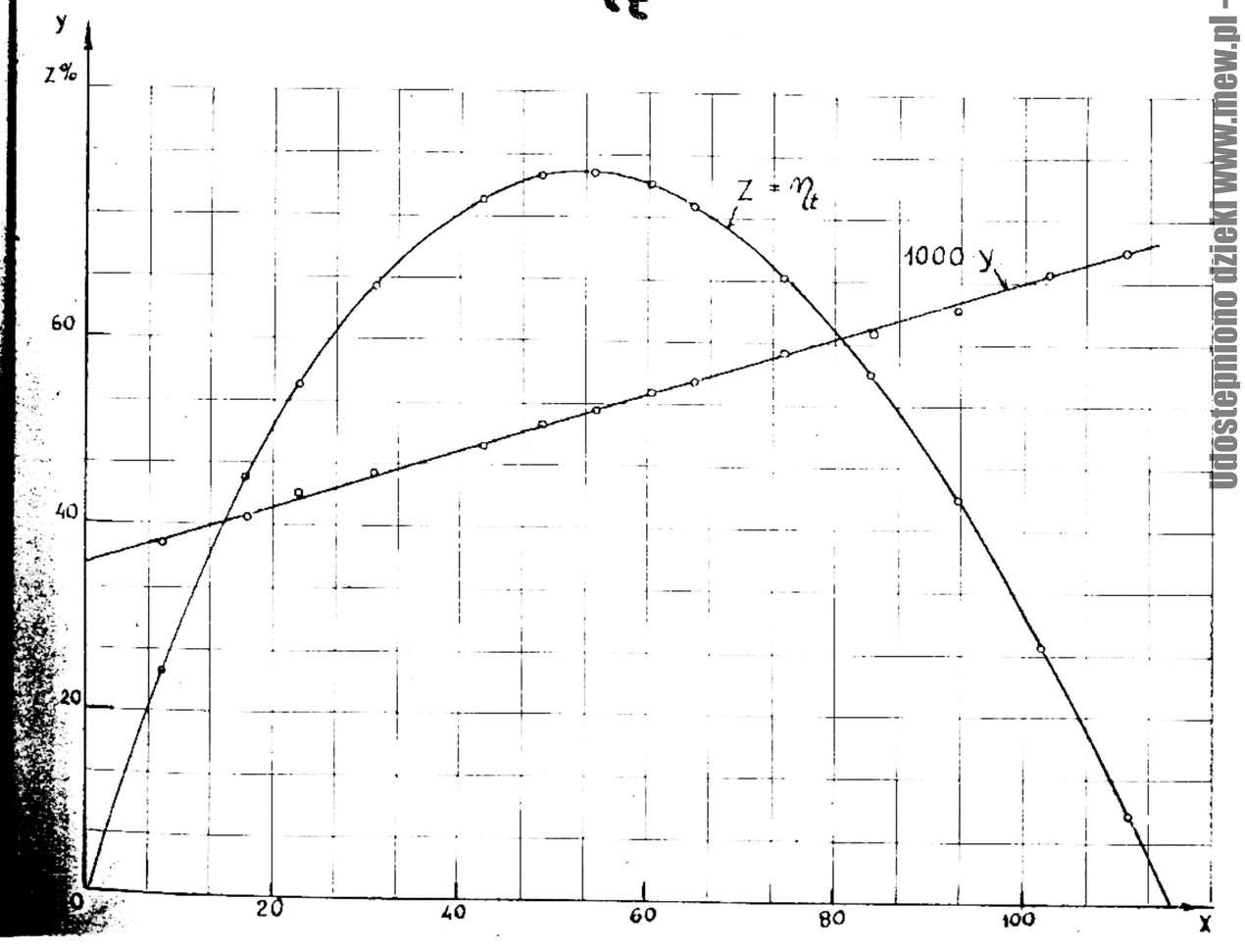
y, z

w zależności od x

$x = n/c$

$y = Q/c$

$z = \eta_t$



Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

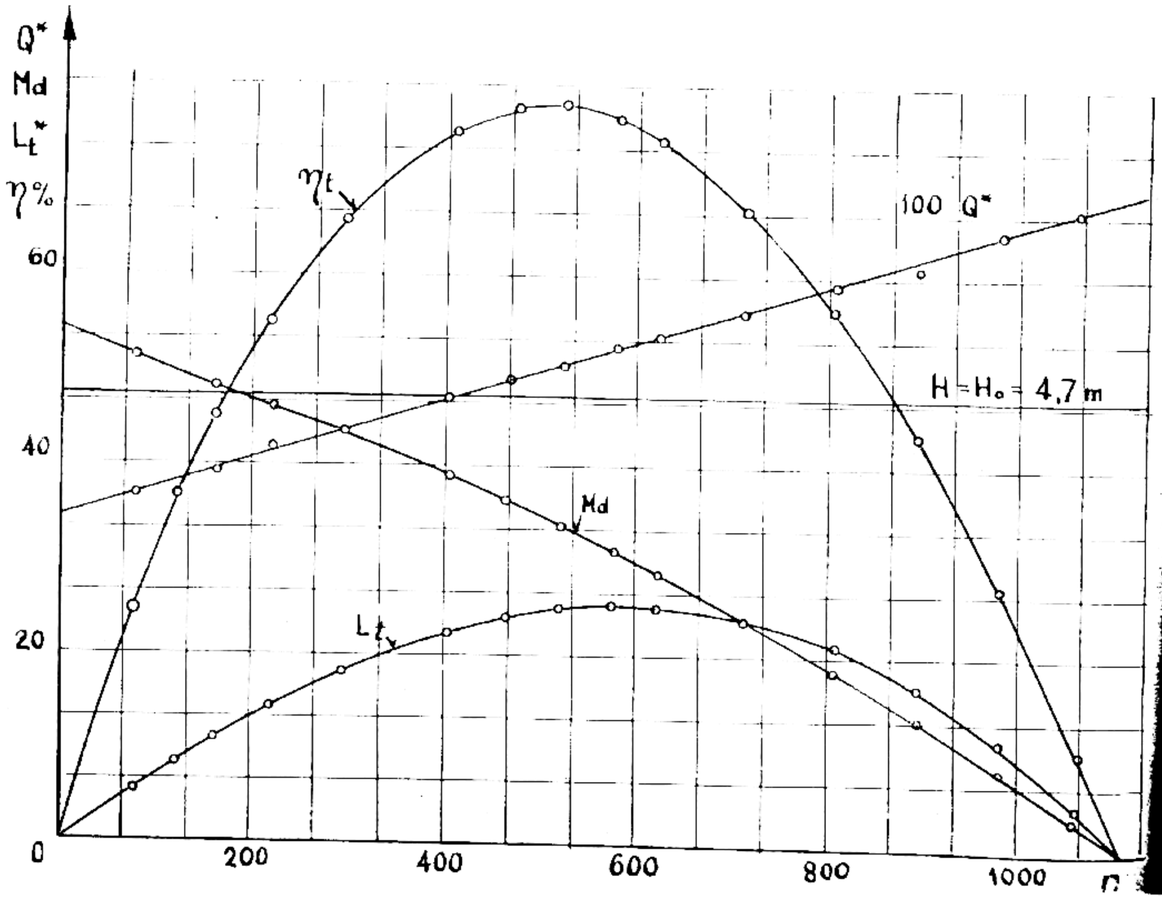
Tab.14.3. Przeliczenie na stały spad H_o

$H = H_o = 4{,}7$ = spad średni, $(c_o = \sqrt{2g\,H_o} = 9{,}60$ m/sek)

Średnia arytmetyczna wszystkich H

Pkt	$n^* = x.c_o$	$Q^* = y.c_o$	η_t	L_t^*	$Md = 75.L_t/\omega$
	obr/min	m^3/sek	%	KM	m/kg
1	1 062	0,672	9,8	4,13	2,78
2	982	647	27,5	11,[illegible]	8,13
3	894	612	43,2	17,01	13,62
4	809	587	56,8	20,9	18,45
5	714	565	66,8	23,6	23,6
6	623	537	74,3	25,0	28,7
7	579	526	76,8	25,3	31,3
8	522	505	78,0	24,7	33,9
9	468	490	77,3	23,7	36,2
10	409	471	75,1	22,1	38,6
11	296	438	65,7	18,06	43,7
12	223	417	54	14,28	45,8
13	164	392	45,2	11,08	48,3
14	79	367	24,3	5,58	50,6
15	0	0,344	0	0	—

Wykres 14.2

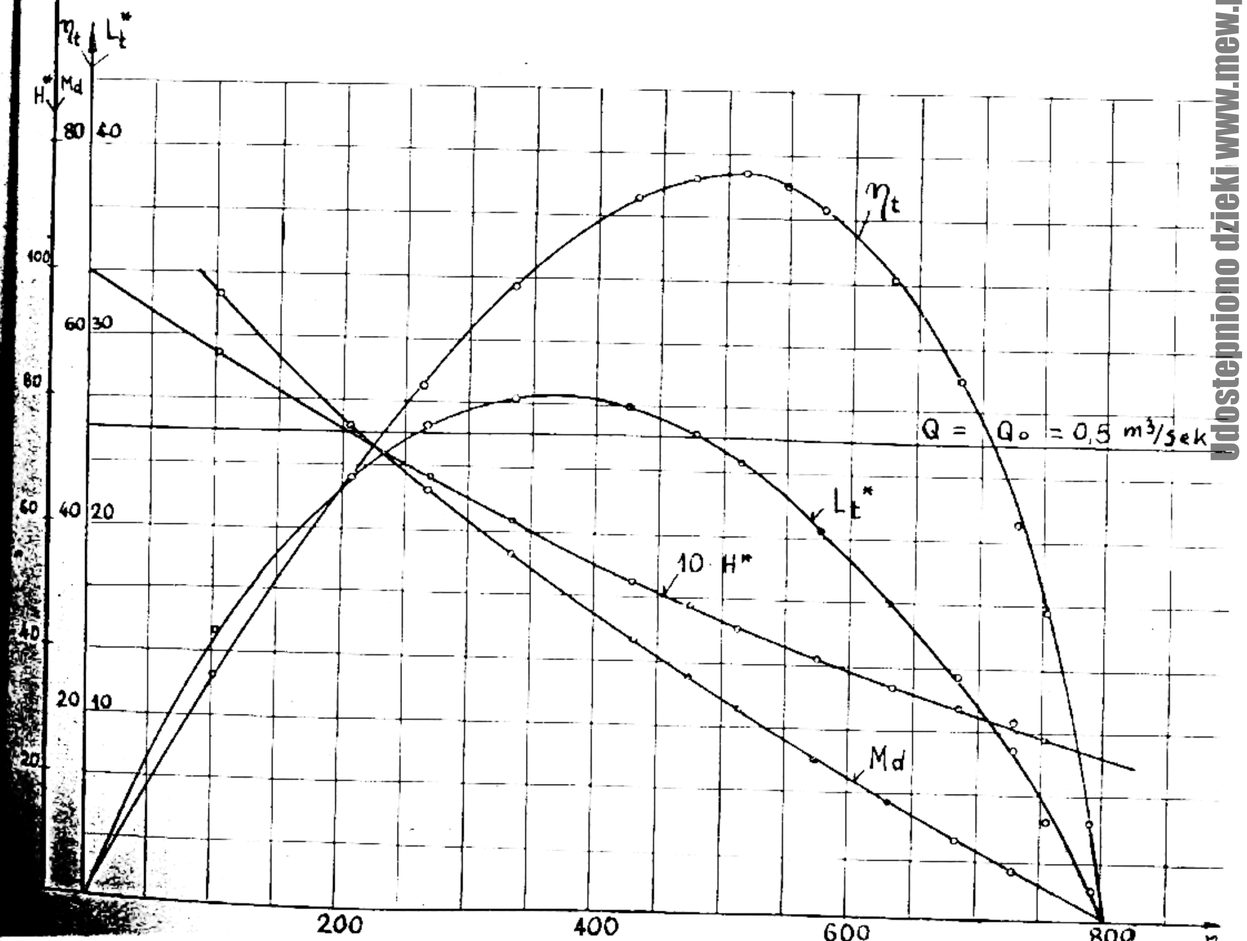


Tab.14.4. Przeliczenie na stałą ilość wody

$Q = Q_o = 0{,}50$ m^3/sek, $(c^* = \frac{Q_o}{y})$

Pkt	$n^* = x.c^*$	$H^* = c^{*2}/2g$	L_t^*	η_t	Md
	obr/min	m	KM	%	m/kg
1	792	2,61	1,70	9,8	1,54
2	759	2,81	5,16	27,5	4,86
3	731	3,14	9,04	43,2	8,85
4	688	3,41	12,93	56,8	13,44
5	633	3,68	16,36	66,8	18,52
6	579	4,07	20,2	74,3	24,95
7	550	4,24	21,7	76,8	28,3
8	517	4,61	23,9	78,0	33,1
9	477	4,89	25,2	77,3	37,8
10	434	5,29	26,5	75,1	43,6
11	338	6,12	26,8	65,7	56,7
12	267	6,77	24,7	54,7	66,2
13	209	7,61	22,9	45,2	78,4
14	105	8,74	14,13	24,3	96,4
15	0	9,96	0	0	—

Wykres 14.3.



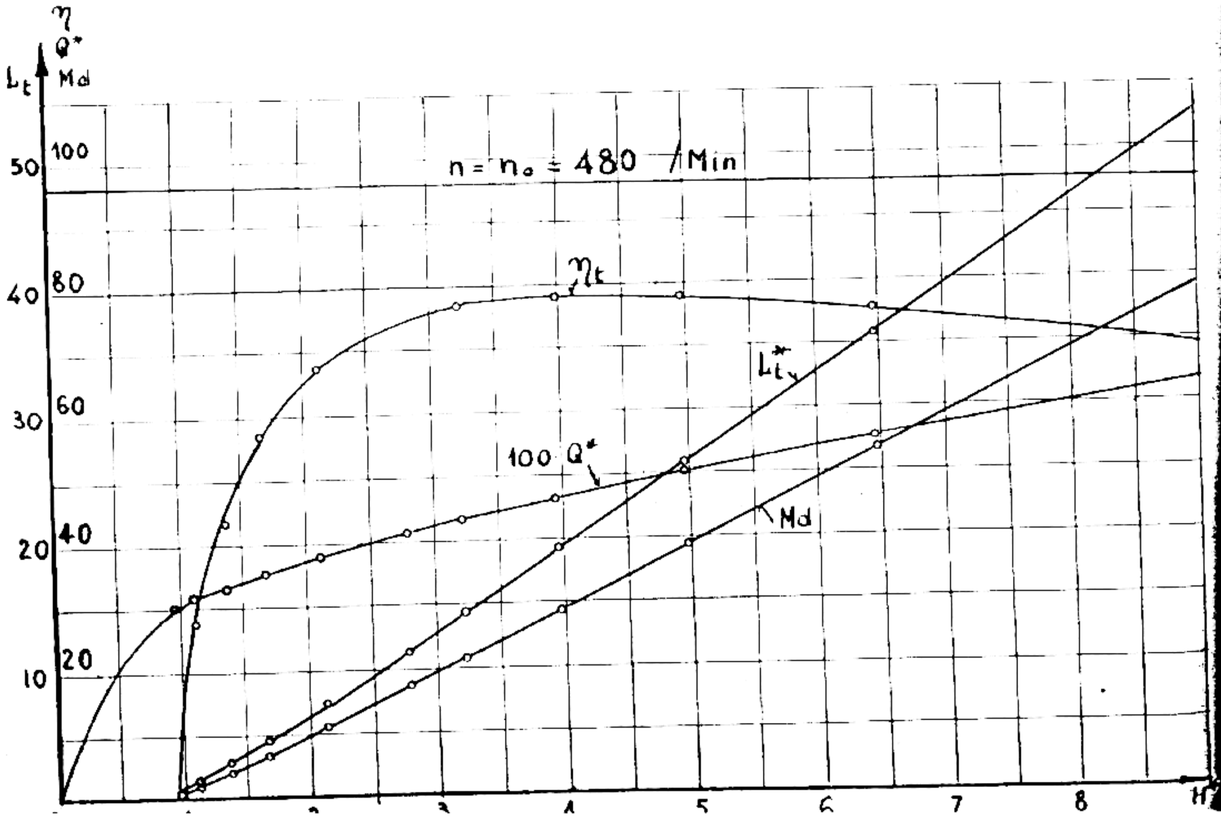
Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

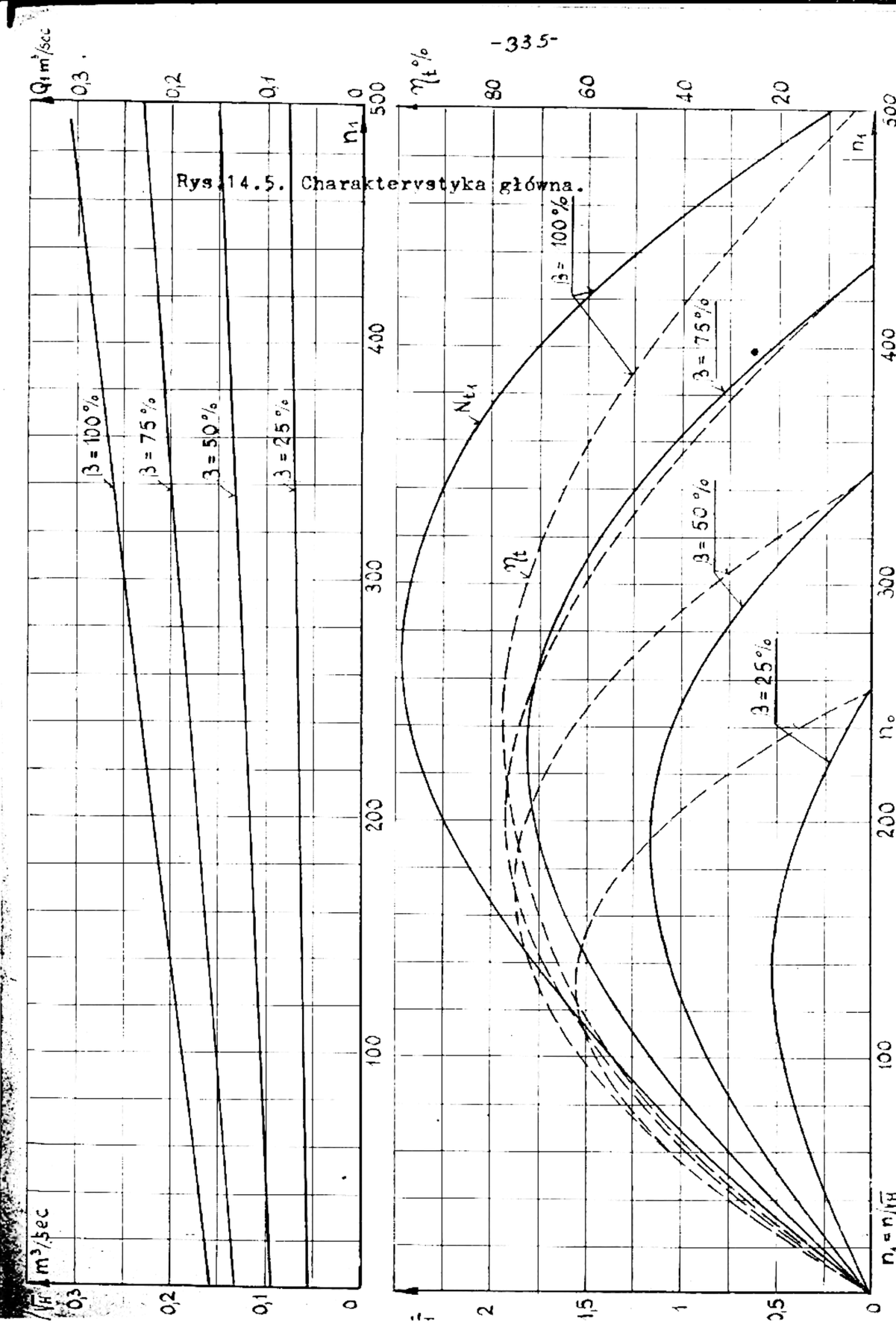
Tab.14.5. Przeliczenie na stałe obroty n_o
/Charakterystyka ruchowa/

$n = n_o = 480$ obr/min $\quad c^* = \frac{n_o}{x}$

Pkt	$H^* = \frac{c^{*2}}{2g}$	$Q^* = v.c^*$	η_t	L_t	M_d
	m	m^3/sek	%	KM	m/kg
1	0,96	0,303	9,8	0,38	0,57
2	1,12	316	27,5	1,30	1,94
3	1,36	329	43,2	2,58	3,85
4	1,66	348	56,8	4,37	6,51
5	2,12	379	66,8	7,17	10,69
6	2,79	414	74,3	11,46	17,09
7	3,23	437	76,8	14,44	21,55
8	3,97	464	78,0	19,13	28,55
9	4,96	505	77,3	25,65	38,26
10	6,48	554	75,1	35,9	53,56
11	12,28	709	65,7	76,2	113,6
12	21,78	0,898	55,7	142,6	212,5
13	40,1	1,147	45,2	276,6	412,8
14	173,1	2,226	24,5	1252,0	1868,0
15	–	–	–	–	–

Wykres 14.4.

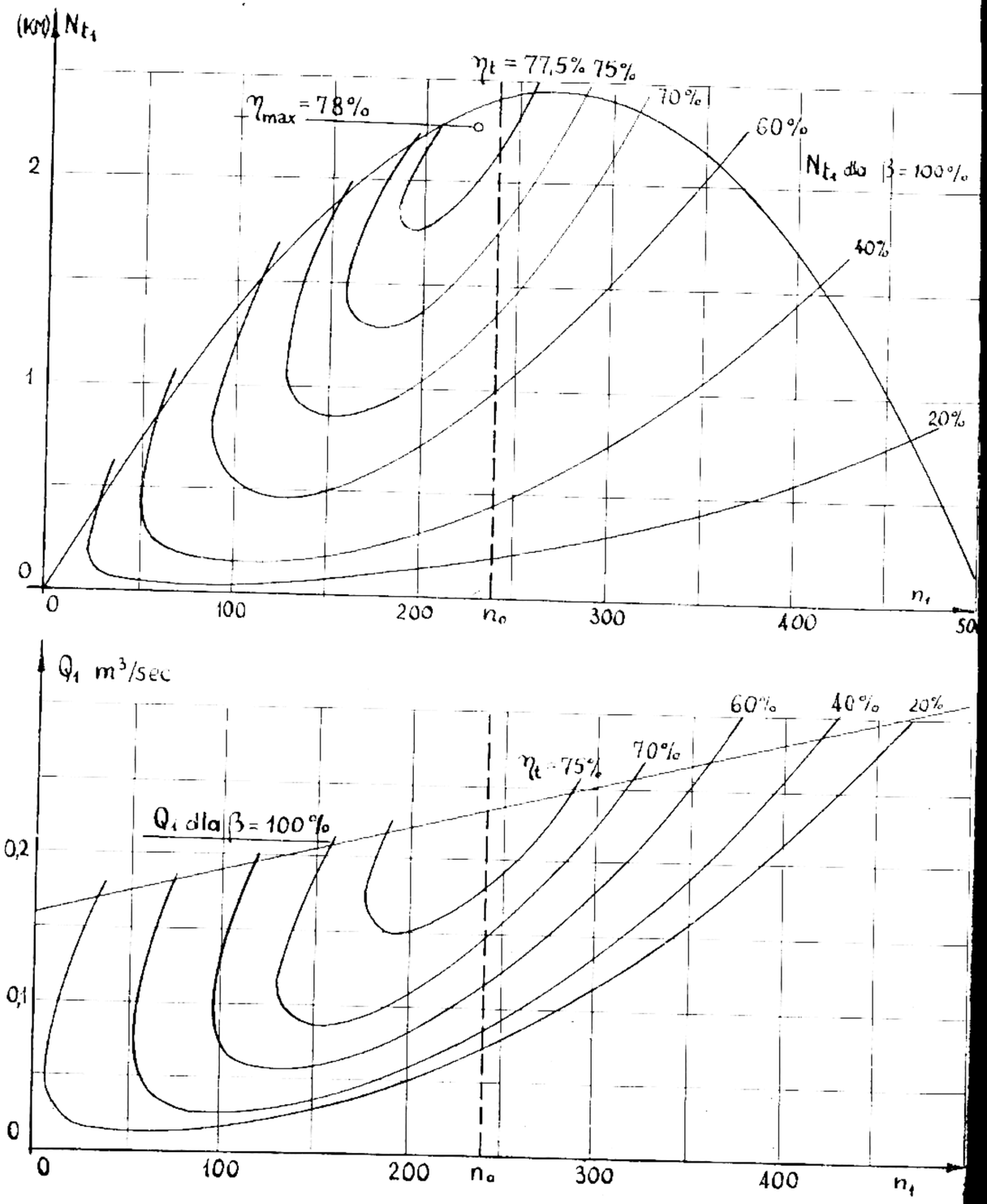




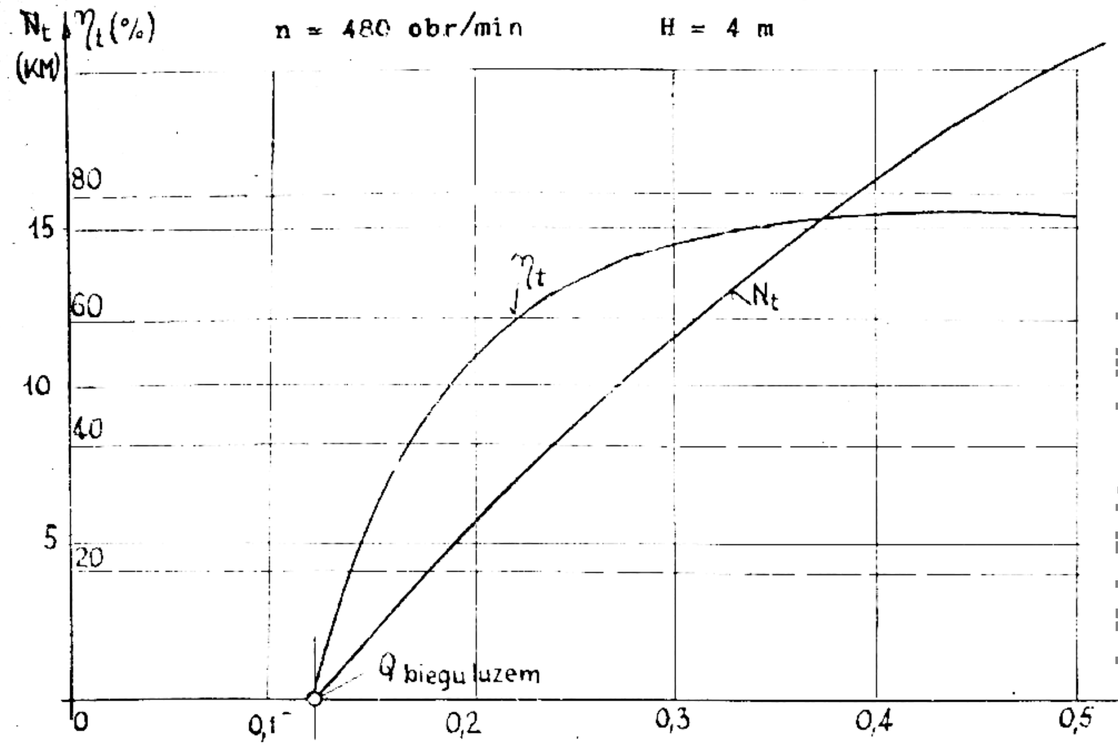
Rys.14.5. Charakterystyka główna.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

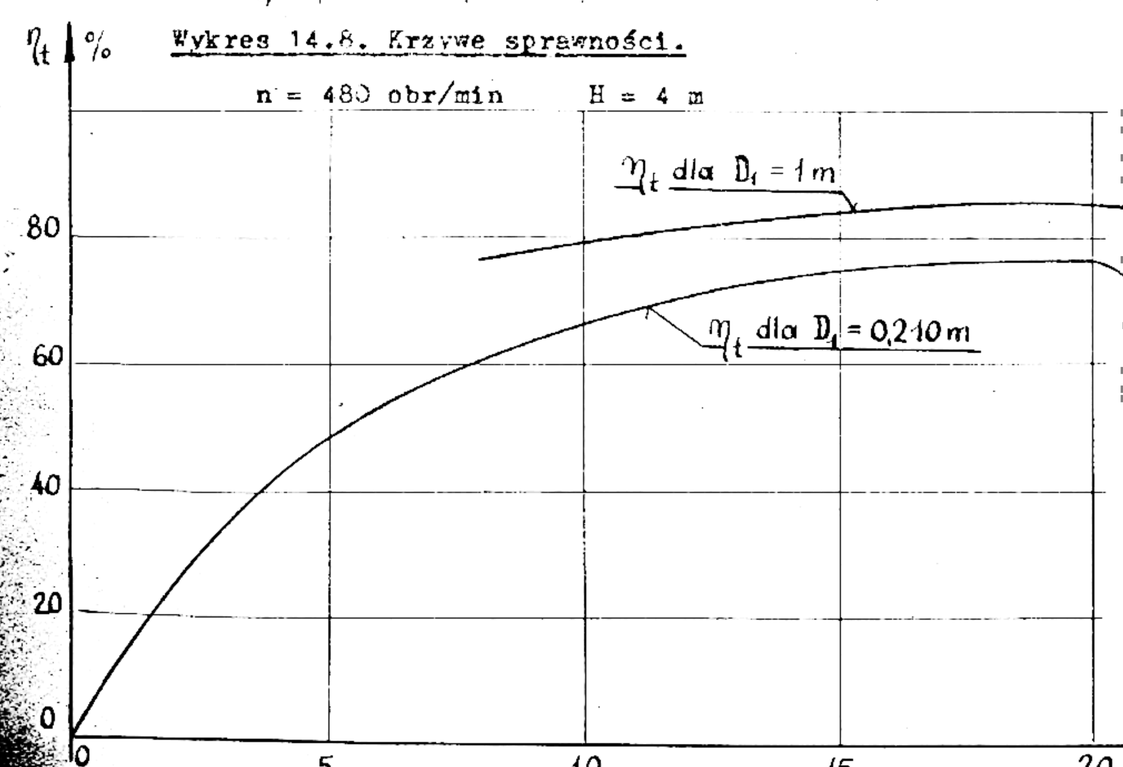
Wykres 14.6. Przeliczenie na stałą sprawność.



Wykres 14.7. Charakter/styka ruchu.



Wykres 14.8. Krzywe sprawności.



Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

1. Przeliczenie na stały spad H_o

$$x = \frac{n}{c} = \frac{n^*}{c_o} \quad , \quad \underline{c_o = \sqrt{2g\,H_o}} \quad , \quad n^* = x \cdot c_o$$

$$Q = y \cdot c_o \quad , \quad \underline{\underline{L_t = \gamma \cdot Q^* \cdot H_o \cdot \eta_t}}$$

przy stałym otwarciu łopatek kierowniczych

2. Przeliczenie na stały przepływ Q_o

przy stałym otwarciu łopatek kierowniczych

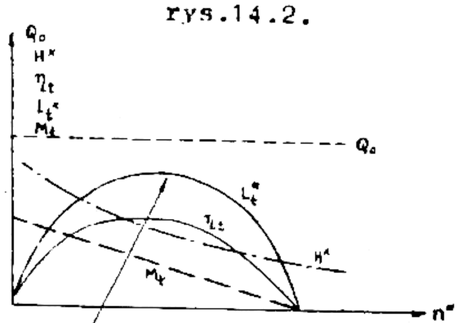
$$y = \frac{Q}{c} = \frac{Q_o}{c^*}$$

$$H^* = \frac{c^{*2}}{2g} = \frac{\left(\frac{Q_o}{y}\right)^2}{2g}$$

$$x = \frac{n}{c} = \frac{n^*}{c^*} \quad , \quad n^* = x\,c^*$$

$$L_t = \gamma \cdot Q_o \cdot H^* \cdot \eta_t$$

rys.14.2.



parabola 4-go stopnia

3. Przeliczenie na stałe obroty n_o

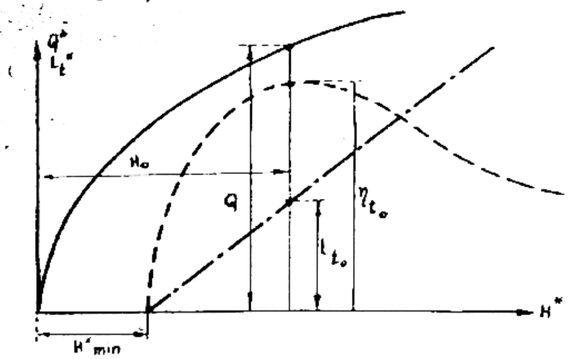
stałe otwarcie łopatek kierowniczych

$$x = \frac{n}{c} = \frac{n_o}{c^*} \quad , \quad c^* = \frac{n_o}{x} \quad , \quad H^* = \left(\frac{c^*}{2g}\right)^2 = \frac{\left(\frac{n_o}{x}\right)^2}{2g}$$

$$y = \frac{Q}{c} = \frac{Q^*}{c^*} \qquad Q^* = y \cdot c^*$$

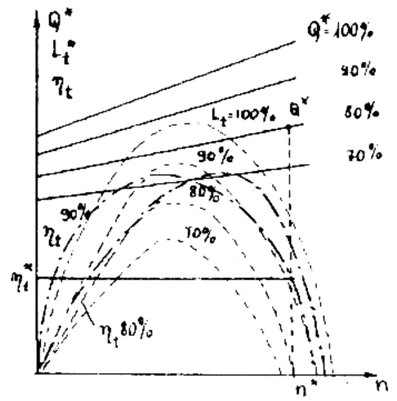
$$\underline{\underline{Q^* = \frac{y}{x} \cdot n_o}} \quad ; \quad \underline{\underline{L_t^* = \gamma \cdot Q^* \cdot H^* \cdot \eta_t}}$$

Charakterystyki ruchowe.



rys.14.3.

rys.14.4.



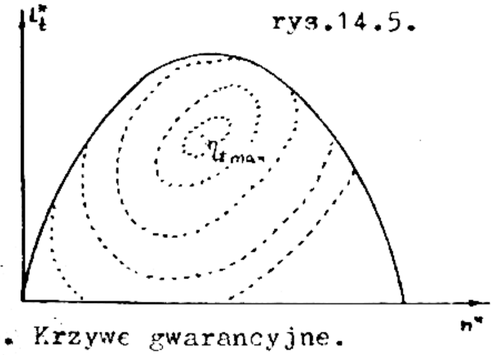
4. Krzywe stałej sprawności.

Izoherdy: izobazy: krzywe muszlowe.

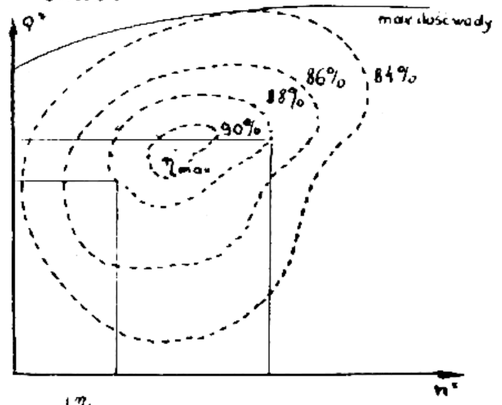
Wychodzimy od krzywych $H = H_o = const$

Zestawiamy wszystkie krzywe dla $n = const$

rys.14.5.



rys.14.6.



5. Krzywe gwarancyjne.

Założenie stały spad H_o

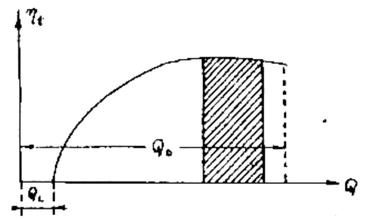
$\eta_t = f(Q)$ dla $n = n_o = const$

Q_L = ilość wody przy biegu luzem

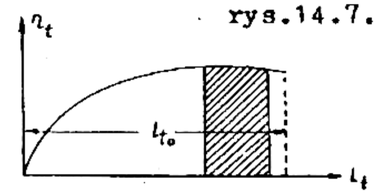
Z wykresu $Q^* \cdot n^*$ z 1-ej krzywej muszlowej.

$\eta_t = f(L_t)$ dla $n = n_o = const$ z 2-ej krzywej muszlowej.

Używać należy tylko ten wykres.

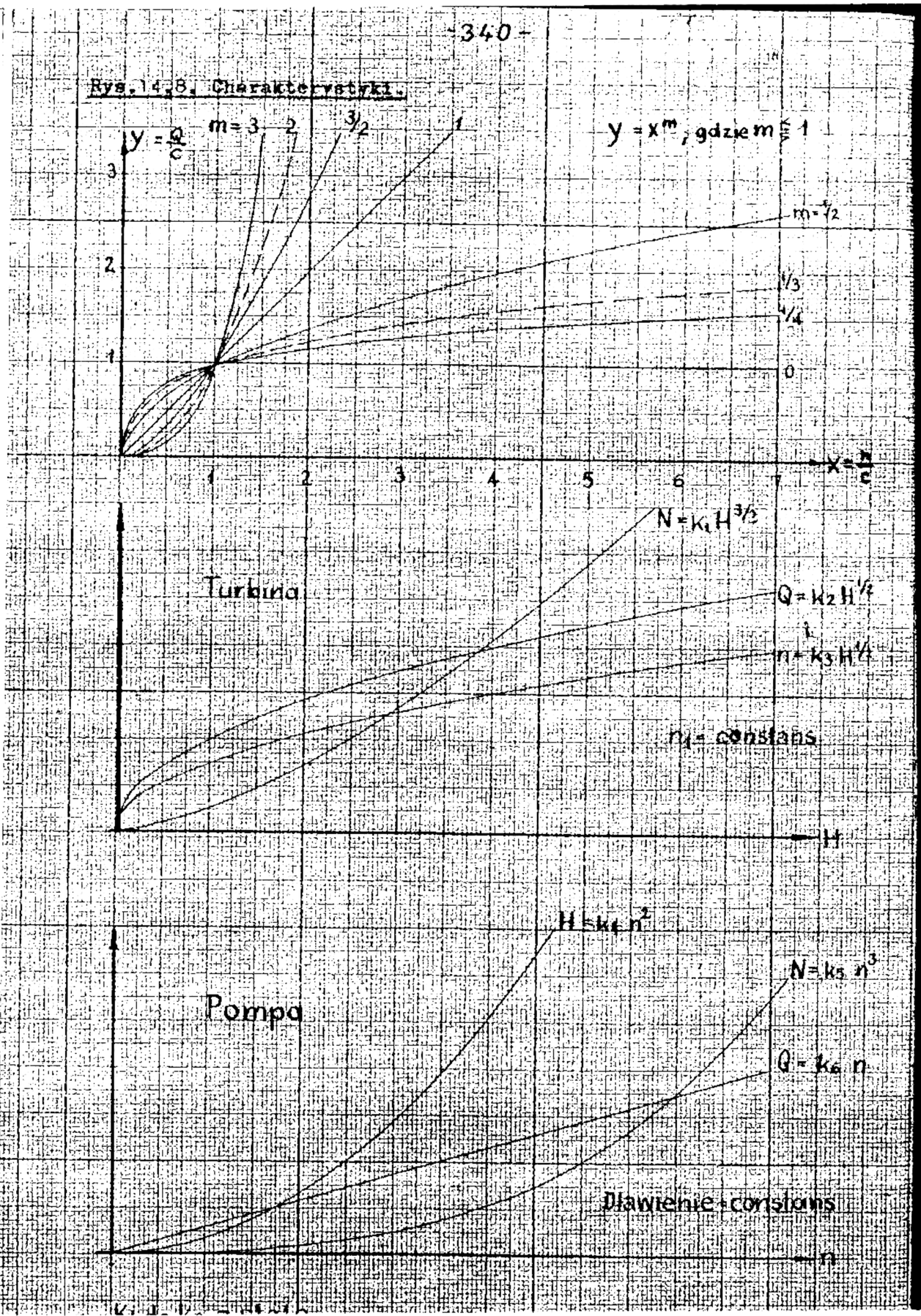


rys.14.7.



Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Rys.14.8. Charakterystyki.



14.3. Obliczenie charakterystyki turbiny:

Zakładamy:

otwarcie łopatek kierowniczych α = const

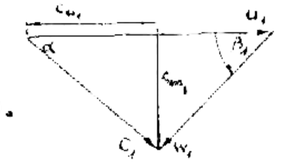
spad H = const

Wychodzimy z równania głównego turbiny od e -

$$\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} = \left(H^* + \frac{c_e^2}{2g}\right) = \left(\sum_e^3 H_{str_i} + \frac{c_3^2}{2g}\right)$$

Obliczamy poszczególne prędkości

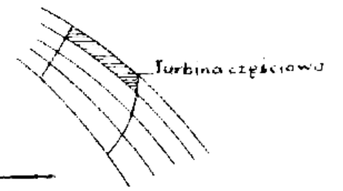
Trójkąt wlotowy



rys.14.9.

$$\Delta Q = \frac{Q}{m}$$

Dla każdej turbiny częściowej

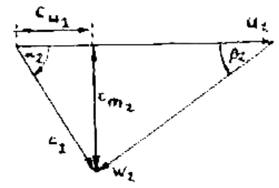


ΔQ = const

$$c_1^2 = c_{m_1}^2 + c_{u_1}^2 , \quad c_{m_1} = \frac{\Delta Q}{\Delta F_{m_1}} = \frac{Q}{m \cdot \Delta F_{m_1}}$$

$$c_{u_1} = \frac{R_o}{R_1} \cdot c_{u_o} , \quad c_{u_o} = c_o \cdot \cos\alpha_o , \quad c_o = \frac{Q}{F_o}$$

$$c_{u_1} = \frac{R_o}{R_1} \cdot \frac{Q}{F_o} \cdot \cos\alpha_o \qquad \text{I.} \quad c_1^2 = f_1(Q^2)$$



$$c_2^2 = c_{m_2}^2 + c_{u_2}^2 , \quad c_{m_2} = \frac{\Delta Q}{\Delta F_{m_2}} = \frac{Q}{m \cdot \Delta F_{m_2}}$$

$$c_{u_2} = u_2 - w_2 \cdot \cos\beta_2 , \quad u_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}$$

rys.14.10.

$$w_2 = \frac{\Delta Q}{\Delta f_2} = \frac{Q}{m \cdot \Delta f_2} , \quad c_{u_2} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} - \frac{Q}{m \cdot \Delta f_2} \cdot \cos\beta_2$$

II. $c_2^2 = f_2(Q^2, Q, n, n^2)$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

III. $w_1^2 = f_3 (Q^2)$

$$w_1^2 = c_{m_1}^2 + (u_1 - c_{u_1})^2 \qquad u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}$$

$$c_{u_1} = \frac{R_o}{R_1} \cdot \frac{Q}{F_o} \cdot \cos \alpha_o$$

IV. $w_1^2 = f_4 (Q^2 \quad Q \cdot n \quad n^2)$

V. $u_1^2 = f_5 (n^2)$

VI. $u_2^2 = f_6 (n^2)$

VII. $H^* = \text{const}$

VIII. $c_e^2 = f_7 (Q^2)$

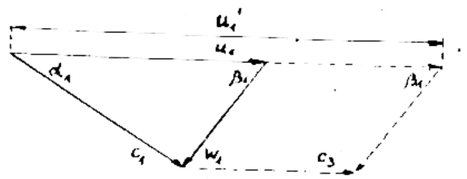
IX. $i \sum_e^d H_{str_i} = f_8 (Q^2)$ jest stałe gdy $\left.\begin{matrix}\\\\\end{matrix}\right\}$ = const

X. $c_a^2 = f_9 (Q^2)$

n $\quad$ n_s

c_s - składowa uderzeniowa

rys.14.11.



$$H_{str_{uderz}} = k \cdot \left(\frac{n \cdot n_o}{n_o}\right)^2 \cdot H^*$$

XI. $H_{str_u} = f_{10} (n^2 \quad n)$

Po wstawieniu wszystkich wyżej obliczonych wartości do równania turbiny i zsumowania na przekroju południkowym.

$$A \cdot Q^2 + B \cdot n^2 + C \cdot n \cdot Q + D \cdot n + E = 0$$

Przekrój stożkowy.

Dyskusja na podstawie diskriminanty

Dla turbin : elipsa
" pomp : hiperbola

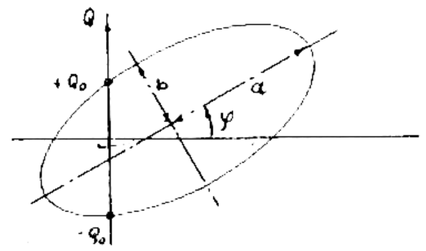
Dyskusja na podstawie równania dla turbiny.

$A \cdot Q^2 + B \cdot n^2 + C \cdot Q \cdot n + D \cdot n + E = 0$: elipsa

$\frac{a}{b}$ - rośnie z n_s względnie z k_s

φ - " " " "

rys.14.12.



1. Q dla n = 0

$A \cdot Q^2 = E = 0$

$$Q = \pm \sqrt{\frac{-E}{A}} = Q_o$$

2. Styczna dla n = 0

$$2 \cdot A \cdot Q \cdot \frac{dQ}{dn} + 2 \cdot B \cdot n + C \cdot Q + C \cdot n \cdot \frac{dQ}{dn} + D = 0$$

$$2 \cdot A \cdot Q \cdot \frac{dQ}{dn} = -(D + C \cdot Q)$$

$$\left(\frac{dQ}{dn}\right)_{n=0} = -\left(\frac{D + C \cdot Q}{2 \cdot A \cdot Q}\right) = -\frac{\left(D \pm C \cdot \sqrt{\frac{-E}{A}}\right)}{\pm 2 \cdot A \cdot \sqrt{\frac{-E}{A}}}$$

dla $n_s > 280$ to jest $k_s > 90$, $Q = a + b \cdot n$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Maszyny Elektrownie Wodne

Na przykład dla turbiny Dubsa

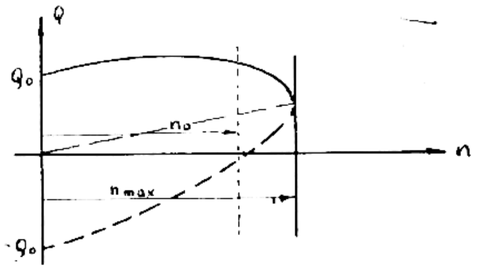
$$Q_{11} = 2.\ \sqrt{2}\ .\ \left(\sqrt{2}\ +\ k_{u_1}\right)$$

$$\frac{Q}{D_1^{\,2}.\ \sqrt{H}} = 4 + 2.\sqrt{2}\ .\ \frac{\pi\ .\ D_1.\ n}{60.\ \sqrt{2g\ H}}$$

$$Q = \underbrace{4.\ D_1^{\,2}\sqrt{H}}_{a} + \underbrace{\frac{2.\sqrt{2}\ .\ \pi.\ D_1^{\,3}}{60.\ \sqrt{2g}\ H}}_{b}\ .\ n\ = \underline{a + b.\ n}$$

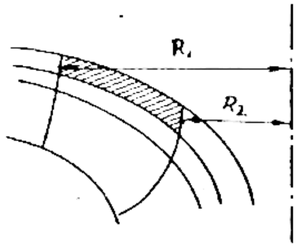
Dla małych n_s , a więc np. turbiny wolnobieżnej o $\underline{n_s \cong 120}$ według Dubsa

$$Q^2 + 0{,}2\ .\ Q_o^{\,2}.\ \left(\frac{n}{n_o}\right)^2 - 0{,}2.\ Q.\ \frac{n}{n_o} - Q_o^{\,2}\ = 0$$



rys.14.13.

rys.14.14.



Moment obrotowy M_H

$$\Delta M_H = \frac{\Delta Q.\ \gamma}{g}\ .\ \left(c_{u_1}.\ R_1 - c_{u_2}.\ R_2\right) \qquad \frac{\gamma}{g} = \rho$$

$$\Delta M_H = \rho\ .\ \frac{Q}{m}\ .\ c_{u_1}.\ R_1 - \rho\ .\ \frac{Q}{m}\ .\ c_{u_2}.\ R_2$$

$$c_{u_1}.\ R_1 = c_{u_o}.\ R_o$$

$$M_H = \Sigma\ (\Delta M_H) = \rho\ \frac{Q}{m}\ \sum_1^m\ (c_{u_o}.\ R_o) - \rho\ \frac{Q}{m}\ \sum_1^m\ (c_{u_2}.\ R_2)$$

$$M_H = \rho\ \frac{Q}{m}\ .\ m.\ c_{u_o}.\ R_o - \rho\ \frac{Q}{m}\ \sum_1^m\ (c_{u_2}.\ R_2)$$

$$c_o = \frac{Q}{F_o}\ ,\quad c_{u_o} = c_o\ .\ \cos\alpha_o = \frac{Q}{F_o}\ .\ \cos\alpha_o$$

$$c_{u_2} = u_2 - w_2\ .\ \cos\beta_2 \qquad ,\quad u_2 = \frac{\pi\ .\ D_2.\ n}{60}$$

$$w_2 = \frac{\Delta Q}{\Delta f_2} = \frac{Q}{m.\ \Delta f_2}$$

$$M_H = \frac{\rho\ .Q^2.\cos\alpha_o}{F_o}\ .\ R_o - \frac{\rho\ .Q}{m}\ \sum_1^m\left[\left\{\underbrace{\frac{\pi\ .D_2.n}{60} - \frac{Q.\cos\beta_2}{m.\ \Delta f_2}}_{c_{u_2}}\right\}.R_2\right]$$

$$M_H = k_1\ .\ Q^2 - k_2\ .\ Q\ .\ u \qquad \text{równanie ogólne}$$

1. Turbiny akcyjne.

Pelton stopień reakcyjności $\rho = 0$

Gdy nie ma poślizgu, wtedy $Q = \text{const}$ ze względu na n

$$M_H = A_1 - B_1\ .\ n$$

2. Turbiny reakcyjne.

Francis'a, Dubsa, Kaplana $\quad 0 < \rho < 1$

$n_s > 280,\quad k_s > 90 \qquad Q = a + b\ .\ n$

$$M_H = A_2 - B_2\ .\ n - c_2\ .\ n^2$$

(ścisłe dla Kaplana i Dubsa)

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Moc L_H

$$L_H = M_H \cdot \omega \qquad \omega = \frac{\pi n}{30}$$

1. Turbina akcyjna $\underline{L_H = A_3 \cdot n - B_3 \cdot n^2}$ gdy nie ma poślizgu

2. Turbina reakcyjna / dla Q $\cong$ a + b. n ścisłe /

$$\underline{L_H = A_4 \cdot n - B_4 \cdot n^2 - c_4 \cdot n^3}$$

Moc L_t $\qquad L_t = L_H \cdot \eta_Q \cdot \eta_m$

η_Q = const / założenie / $\qquad \eta_m = f\ (n^2 \cdot n^3)$

1. Turbina akcyjna

$$\underline{L_t = A_5 \cdot n - B_5 \cdot n^2} \quad / \text{ bez poślizgu } /$$

2. Turbina reakcyjna

$$L_t = A_6 \cdot n - B_6 \cdot n^2 - c_6 \cdot n^3 \quad / \text{ dla Q } \quad a + b.\ n\ /$$

Oznaczenie stałych / dla przyjętych założeń /

Dane: moc L_{t_o} i obroty n_o

$$L_t = A_5 \cdot n - B_5 \cdot n^2 \qquad \underline{L_{t_o} = A_5 \cdot n_o - B_5 \cdot n_o^2}$$

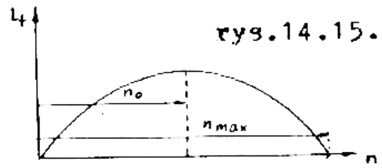
$$\frac{d L_t}{d n} = A_5 - 2 \cdot B_5 \cdot n = 0, \quad n = \frac{A_5}{2 B_5} = n_o - \text{liczba konstr.}$$

$$\underline{A_5 = 2 B_5 \cdot n_o}, \quad L_{t_o} = 2 B_5 \cdot n_o^2 - B_5 \cdot n_o^2 = B_5 \cdot n_o^2$$

$$\underline{B_5 = \frac{L_{t_o}}{n_o^2}}$$

$$\underline{A_5 = \frac{2 L_{t_o}}{n_o^2} \cdot n_o} \quad ; \underline{L_t = L_{t_o} \left(2 \cdot \frac{n}{n_o} - \frac{n^2}{n_o^2} \right)}$$

Turbiny reakcyjne. rys.14.15.



$$L_t = A_6 \cdot n - B_6 \cdot n^2 - C_6 \cdot n^3$$

$\frac{n_{max}}{n_o} = m$ $\qquad n_{max}$ - przy pełnym otwarciu kierownic

$$L_t = A_6 \cdot n - B_6 \cdot n^2 - C_6 \cdot n^3$$

Człon $B_6 \cdot n^2$ jest dla wszystkich turbin reakcyjnych mały w stosunku do innych członów równania.

$$\underline{L_t \cong A_6 \cdot n - C_6 \cdot n^3}$$

I. $\underline{L_{t_o} = A_6 \cdot n_o - C_6 \cdot n_o^3}$

II. $\underline{0 = A_6 \cdot n_o \cdot m - C_6 \cdot m^3 \cdot n_o^3}$

/ L_{t_o} = dla n_{max} /

$$A_6 = C_6 \cdot m^2 \cdot n_o^2$$

$$L_{t_o} = C_6 \cdot m^2 \cdot n_o^3 - C_6 \cdot n_o^3 = C_6 \cdot n_o^3 (m^2 - 1)$$

$$\underline{C_6 = \frac{L_{t_o}}{(m^2 - 1) \cdot n_o^3}}$$

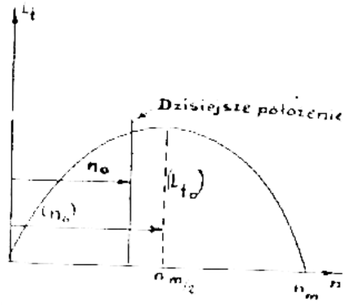
$$A_6 = \frac{L_{t_o} \cdot m^2 \cdot n_o^2}{(m^2 - 1) \cdot n_o^3} = \frac{m^2}{(m^2 - 1)} \cdot \frac{L_{t_o}}{n_o}$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$L_t = \frac{L_{t_o}}{m^2 - 1}\left(m^2 \cdot \frac{n}{n_o} - \frac{n^3}{n_o^3}\right)$$

$$\frac{d L_t}{d n} = \frac{L_{t_o}}{m^2 - 1}\left(\frac{m^2}{n_o} - \frac{3 n^2}{n_o^3}\right) = 0$$

rys.14.16.



$$m^2 = 3 \cdot \frac{n^2 \cdot n_o}{n_o^3} = 3 \cdot \frac{n^2}{n_o^2}$$

gdy $n_o = n$

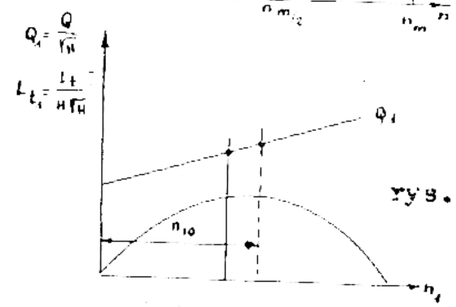
$$m^2 = 3, \quad \underline{m = \sqrt{3} = 1{,}732}$$

Charakterystyki dla n_1 = const.

$$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}, \quad n = n_1 \cdot \sqrt{H}$$

$$n_1 = \frac{n_o}{\sqrt{H_o}} = \frac{n}{\sqrt{H}}$$

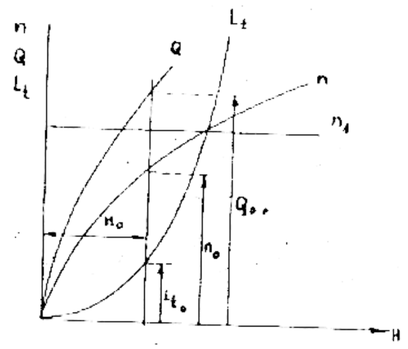
$$\underline{n = n_o \sqrt{\frac{H}{H_o}}}$$



rys.14.17.

$$Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}} = \text{const dla } n_1 = \text{const}$$

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \frac{Q_o}{\sqrt{H_o}} \; ; \quad \underline{Q = Q_o \sqrt{\frac{H}{H_o}}}$$



rys.14.18.

$$L_{t_1} = \frac{L_t}{H\sqrt{H}} = \text{const dla } n_1 = \text{const}$$

$$\frac{L_{t_1}}{H\sqrt{H}} = \frac{L_{t_o}}{H_o\sqrt{H_o}} \qquad \underline{L_t = L_{t_o} \cdot \sqrt{\left(\frac{H}{H_o}\right)^3}}$$

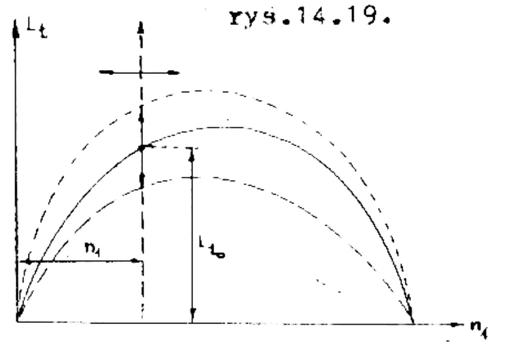
parabola semikuliczna

Charakterystyki dla n = const i H ≠ const./char.ruch.siłowni/

A. Koło Peltona.

$$L_t = L_{t_o}\left(2\,\frac{n}{n_o} - \frac{n^2}{n_o^2}\right)$$

rys.14.19.



gdy n_1 = const, to zamiast L_{t_o} należy wstawić $\underline{L_{t_o}\sqrt{\left(\frac{H}{H_o}\right)^3}}$

Dla H = const i $n_1 \neq$ const $n_1 = \frac{n}{\sqrt{H_o}} = \frac{n_o}{\sqrt{H}}$; $\underline{\frac{n}{n_o} = \sqrt{\frac{H_o}{H}}}$

/ patrz strona 22 rozdz. 2.6/

$$L_t = L_{t_o} \cdot \sqrt{\left(\frac{H}{H_o}\right)^3} \cdot \left(2 \cdot \sqrt{\frac{H_o}{H}} - \frac{H_o}{H}\right)$$

$$\underline{L_t = L_{t_o} \cdot \left(2 \cdot \frac{H}{H_o} - \sqrt{\frac{H}{H_o}}\right)}, \quad H \text{ - zmienne}$$

$n = n_o$ = const, otwarcie łopatek kierowniczych stałe

Sprawność η_t

$$\eta_t = \frac{L_t}{L_d}, \quad L_d = L_{d_o}\sqrt{\left(\frac{H}{H_o}\right)^3}$$

$$\eta_t = \frac{L_{t_o}\left(2 \cdot \frac{H}{H_o} - \sqrt{\frac{H}{H_o}}\right)}{L_{d_o}\sqrt{\left(\frac{H}{H_o}\right)^3}}$$

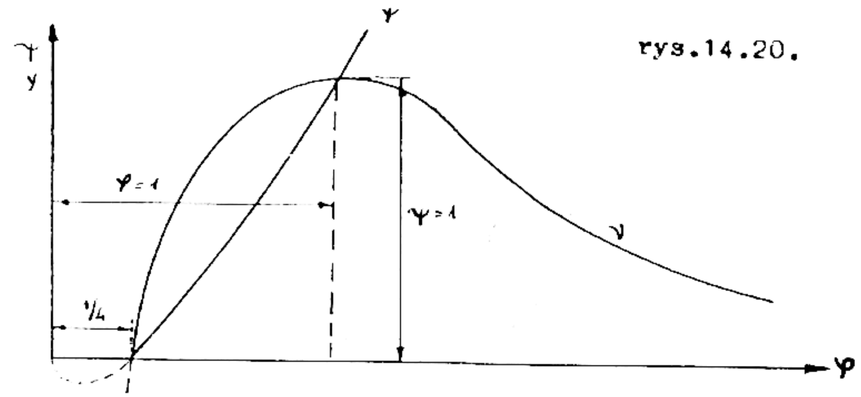
$$\eta_t = \frac{L_{t_o}}{L_{d_o}} = \eta_{t_o} \cdot \qquad \underline{\eta_t = \eta_{t_o}\left(2 \cdot \sqrt{\frac{H_o}{H}} - \frac{H_o}{H}\right)}$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

Przedstawienie bezwymiarowe

$$\frac{H}{H_o} = \varphi \quad , \quad \frac{L_t}{L_{t_o}} = \psi \quad , \quad \frac{\eta_t}{\eta_{t_o}} = y$$

I. $\psi = 2\varphi - \sqrt{\varphi}$ II. $y = \frac{2}{\sqrt{\varphi}} - \frac{1}{\varphi}$



rys.14.20.

B. Turbiny naporowe.

otrzym. $L_t = \frac{L_{t_o}}{m^2 - 1} \left(m^2 . \frac{n}{n_o} - \frac{n^3}{n_o^3} \right)$ dla $H = H_o = const$ i $n \neq const$

winno być $n = n_o = const$, zaś $H \neq const$

zamiast L_{t_o} podstawiamy $L_{t_o} \cdot \sqrt{\left(\frac{H}{H_o}\right)^3}$

gdy n jest zmienne, to $n_1 = \frac{n_o}{\sqrt{H}} = \frac{n}{(H_o)^{1/2}}$, $\frac{n}{n_o} = \sqrt{\frac{H_o}{H}}$

$$L_t = L_{t_o} \cdot \frac{\sqrt{\left(\frac{H}{H_o}\right)^3}}{m^2 - 1} \cdot \left(m^2 \cdot \sqrt{\frac{H_o}{H}} - \sqrt{\left(\frac{H_o}{H}\right)^3} \right)$$

$$L_t = \frac{L_{t_o}}{m^2 - 1} \left(m^2 . \frac{H}{H_o} - 1 \right)$$

równanie prostej znaleziono w sposób doświadczalny w roku 1911 przez Bachmeteff'a

Gdy L_{max} występuje dla $n = n_o$ to $m = \sqrt{3}$

$$L_t = \frac{L_{t_o}}{2} \left(3 . \frac{H}{H_o} - 1 \right)$$

Przedstawienie bezwymiarowe

$$\frac{H}{H_o} = \varphi \qquad \frac{L_t}{L_{t_o}} = \psi$$

$$\psi = \frac{m^2 . \varphi - 1}{m^2 - 1}$$

Najmniejszy spad H_{min}

W celu osiągnięcia wartości n_o przy pełnym otwarciu, ale bez oddawania pracy, a więc dla $L_t = 0$

$$\frac{L_{t_o}}{m^2 - 1} \cdot \left(m^2 . \frac{H}{H_o} - 1 \right) = 0, \quad \text{zatem}$$

$$m^2 . \frac{H}{H_o} = 1, \quad H_{min} = \frac{H_o}{m^2}$$

w szczególności dla $m = \sqrt{3}$; $H_{min} = \frac{H_o}{3}$

Otrzymaliśmy dla $n_1 = const$.

$$L_t = L_{t_o} \sqrt{\left(\frac{H}{H_o}\right)^3} \quad / \text{ parabola semikuliczna /}$$

Styczna do tej paraboli

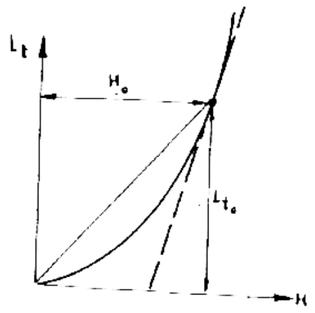
$$L_t = \frac{L_{t_o} . H^{3/2}}{H_o^{3/2}}$$

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

$$\frac{d L_t}{d H} = \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{L_{to}}{H_o^{3/2}} \right) \cdot H^{1/2}$$

podstawiamy $H = H_o$

$$\left(\frac{d L_t}{d H} \right)_{H=H_o} = \frac{3}{2} \cdot \frac{L_{to}}{H_o}$$



rys.14.21.

Styczna - linia prosta o równaniu

$$L_t = a + b \cdot H, \qquad b = \frac{3}{2} \cdot \frac{L_{to}}{H_o}$$

$$L_t = a + \frac{3}{2} \cdot \frac{L_{to}}{H} \cdot H,$$ należy zatem obliczyć tylko a

$H = H_o \qquad L_t = L_{t_o}$

$$L_{t_o} = a + \frac{3}{2} \cdot \frac{L_{t_o}}{H_o} \cdot H_o \qquad a = -\frac{1}{2} L_{t_o}$$

$$L_t = -\frac{1}{2} L_{to} + \frac{3}{2} \cdot \frac{L_{to}}{H_o} \cdot H$$

$$L_t = \frac{L_{t_o}}{2} \left(3 \frac{H}{H_o} - 1 \right)$$ ten sam rezultat co poprzednio

Równanie to ważne jest dla n_o w maksimum mocy, gdyż inaczej $m > \sqrt{3}$

Moc należy zatem liczyć zawsze według prostej.

Wartości informacyjne.

a. Turbiny akcyjne Pelton

$\frac{D_1}{d_1}$ = 10 30

m = 1,8 1,9

Liczba obrotów rozbiegania się turbiny jest aż do 90% większa.

b. Turbiny naporowe.

1. Francisa

n_s = 60 ..... 120 300

k_s = 3,5 ..... 14 90

m = 2,0 ..... 1,9 ..... $\sqrt{3}$

2. Dubsa..

$k_{u\,max} = 1{,}32, \qquad n_{max} = 111{,}5 \frac{\sqrt{H}}{D_1}$

3. Śmigłowa, Kaplana - śrubowa

n_s = 400 ..... 600 900

k_s = 156 ..... 350 790

m = 2,4 ..... 2,5 2,6

Właściwości nieprzyjemne.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

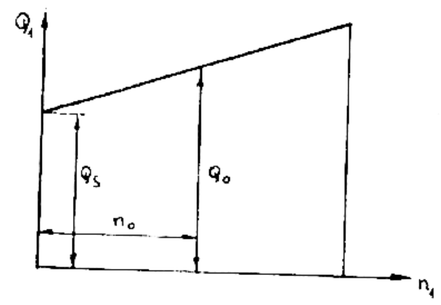
Ilość obrotów rozbiegania się turbiny Kaplana jest praktycznie równa i ta sama przy każdym otwarciu łopatek.

Sprawność η_t rys.14.22.

$n_s > 280$ $\quad Q = a + b.\ m$

$k_s > 90$

Stosunek $\dfrac{Q_s}{Q_o} = \mu$



$$L_d = \gamma \cdot Q_o \cdot H_o \left(\mu + (1 - \mu) \frac{n}{n_o} \right)$$

wychodząc z $Q = Q_s + (Q_o - Q_s) \dfrac{n}{n_o}$

$$L_t = \frac{L_{t_o}}{m^2 - 1} \left(m^2 \cdot \frac{n}{n_o} - \frac{n^3}{n_o^3} \right), \qquad \eta_t = \frac{L_t}{L_d}$$

$$\eta_t = \eta_{t_o} \cdot \frac{m^2 \cdot \dfrac{n}{n_o} - \dfrac{n^3}{n_o^3}}{(m^2 - 1)\left(\mu + (1 - \mu)\dfrac{n}{n_o}\right)}$$

Dla $H = H_o = \text{const}$ i n zmienne

Spis treści

		Strona
Rozdział 1.	Budownictwo turbin wodnych jako jedna z podstaw uprzemysłowienia rolnictwa i kraju.....	1 - 3
Rozdział 2.	Ogólne podstawowe wiadomości o turbinach.....	3 - 29
Rozdział 3.	Teoria turbin wodnych.....	30 - 73
Rozdział 4.	Obliczenie koła kierowniczego...	74 - 132
Rozdział 5.	Obliczenie i konstrukcja wirnika turbiny Francisa.....	133 - 190
Rozdział 6.	Obliczenie i konstrukcja wirnika turbiny Kaplana.....	191 - 203
Rozdział 7.	Strata szczelinowa turbin i nacisk osiowy.....	204 - 212
Rozdział 8.	Wytrzymałość wirnika.....	213 - 216
Rozdział 9.	Obliczenie dwuwymiarowe szybkobieżnych wirników osiowych.....	217 - 229
Rozdział 10.	Turbiny modelowe i seryjne.....	230 - 243
Rozdział 11.	Wloty do turbin i korpus.....	244 - 253
Rozdział 12.	Rury ssące turbin względnie dyfuzory.....	254 - 266a
Rozdział 12.3.	Opis konstrukcji turbiny Kaplana	267 - 296
Rozdział 13.	Turbiny strumieniowe /Peltona/..	297 - 345
Rozdział 14.	Charakterystyki turbin wodnych..	346 - 372

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne

ERRATA AUTORA

Str. 20 w nawiasie ma być: /1,8 do 2n/

Str. 24 pierwszy wiersz od dołu ma być: $\sqrt{\eta}$

Str. 31 równania Ia, IIa, IIIa - należy na końcu prawej strony równania dać nawias

Str. 35 w piątym równaniu od góry należy lewą stronę tego równania podzielić przez γ ,

Str. 37 w równaniu II na końcu ma być $H_{s_{o-1}}$,

Str. 39 w równaniu głównym turbiny, podkreślonym, ostatnie wyrażenie ma być: - a nie znak plus.

Str. 40 i 41 ma być L_d zamiast L_g, jest to moc teoretyczna /dyspozycyjna/

Str. 43 w ostatnim równaniu ma być ζ bez znaczka i.

Str. 44 w drugim równaniu od góry ma być ζ bez znaczka e - a

Str. 45 ostatni wiersz od dołu ma być ... = $dM.\omega = \gamma.dQ.H.\eta_H$

Str. 50 w równaniu siódnym od góry ma być na końcu η_H.

Str. 55 " drugim i trzecim od góry ma być cos α_o.

Str. 59 " II... odjąć I od II.

Str. 63 " drugim pod rysunkiem skreślić Z_2

Str. 69 " drugim od góry ma być zamiast e-1, b-t.

Str. 73 zamiast Rys. 3,5,9. ma być 3.5.13.

Str. 79 " n_o ma być n_1 .

Str. 82 górną krzywą przerywaną oznaczyć znakiem D_o/D_1, pozostała krzywa nieoznaczona Q_{11}.

Str. 87 wiersz 10-ty od góry ma być $F_o = a_o.B_o.z_o$

" 12-ty " " " " $a_o = z_o = 4,68.D_1$

Str. 89 w równaniu piątym od dołu ma być $R = R_o \cdot e^{m.\varphi}$;

Str. 95 ostatni wiersz od dołu ma być $\frac{3}{2}.\sqrt{3}.b = ...$

Str. 99 kąt przeciwległy φ_m ma być 90^o w rys. 4.28.

Str.132 wiersz trzeci od dołu ma być $\delta_j = \frac{\Delta r}{r_o} = 0$

Str.141 dziesiąty wiersz od dołu w środku równania ma być znak = a nai + /patrz poprzednie równanie/

w wierszu ósmym w lewej stronie równania ma być znak +zmiast -.

Str.217 w równaniu drugim od góry na końcu ma być: w^2.

Str.263 brak w drugim równaniu od końca znaku równości.

Str.288 wiersz pierwszy ma być: dla przekroju prostokątnego.

Str. 311 w ostatnim wierszu od dołu ma być: $\omega = 0$.

Udostępniono dzięki www.mew.pl - Małe Elektrownie Wodne