

Juliusz Kirejczyk

TURBINY RUROWE

146/1060/82

INSTYTUT MASZYN PRZEPŁYWOWYCH PAN
GDAŃSK

Juliusz Kirejczyk^{x/}

Pracę wykonano w ramach Rządowego Programu Badawczo-Rozwojowego PR-8 „kompleksowy rozwój energetyk”, temat 6.4.7 „Metody obliczania i projektowania maszyn hydraulicznych”.

Recenzent:
doc. dr inż. Jan Brosch

Redaktor Zeszytu:
Anna Ćwiertnia



Redakcja Wydawnictw Ciągłych IMP PAN
80-952 Gdańsk, skrytka pocztowa 621
ul. Gen. J. Fiszer 14a
p. 225, telefon 41-12-71 wewn. 141
Nakład 100 egz.

Wyk. Sp-nia „Nowator” Z-6 Gdynia, z1.1273
A-4 9.08.82r.

W pracy przedstawiono przegląd zagadnień związanych z turbinami rurowymi. Scharakteryzowano najważniejsze aspekty ekonomiczne zastosowania tego typu turbin wodnych, omówiono cechy konstrukcyjne, przepływowe, kawitacyjne, dynamiczne oraz eksploatacyjne maszyn. Niektóre własności turbin rurowych porównano z odpowiednimi własnościami turbin Kaplana.

1. INFORMACJE OGÓLNE

Z wyzyskaniem małych spadów dużych rzek wiązą się kłopoty, które długo powstrzymywały poczynania w tym kierunku. Duże są bowiem koszty budowy piętrzących i maszyn na jednostkę zainstalowanej mocy. W przypadku maszyn chodzi o zapewnienie dużego natężenia przepływu przy niewielkiej różnicy ciśnień. Potrzebne są więc jednostki o dużych rozmiarach. Duże rzeki cechuje ponadto znaczne zróżnicowanie ilości wody przepływającej w ciągu roku. Oznacza to, że pracujące na nich elektrownie wodne narażone są na duże wahania spadu.

Z drugiej strony duże rzeki stanowią znaczną część potencjału wodnego wielu krajów, zaś nad ich brzegami położone są najczęściej ośrodki przemysłowe, będące największymi odbiorcami energii elektrycznej.

Energetyczne wyzyskiwanie dużych rzek rozpoczęło na wielką skalę po upowszechnieniu turbin Kaplana. Maszyny tego typu stały się dominującym rozwiązaniem przy spadach od kilkunastu do około 60 m [36]. Stosowanie dużych turbin Kaplana przy spadach poniżej 10 m okazało się zbyt kosztowne. Z tego m.in. względu duże niskospadowe elektrownie wodne budowano w ograniczonym stosunkowo zakresie.

^{x/}

Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk

Znacznym postępowaniem w kierunku wyzyskania najmniejszych spadów było wprowadzenie turbin rurowych^{xx/}.

Turbiny rurowe stosuje się obecnie w zakresie spadów od najmniejszych opłacalnych ekonomicznie do około 17 m, najczęściej do 12 m. Duże turbiny tego typu nie są opłacalne przy spadach powyżej 20 m [7].

Natężenie przepływu, na jakie buduje się turbiny rurowe, zawierają się w granicach od najmniejszych wartości do ponad 500 m³/s. Największe zainstalowane nominalne przepływności mają turbiny elektrowni w Saratowie na Wołdze - 528 m³/s.

Instalowane moce jednostek rurowych sięgają 50 MW /największą moc mają turbiny tego typu znajdujące się w elektrowni Rock Island na rzece Columbia, Stany Zjednoczone - 54 MW/.

Na rysunku 1 przedstawiono w funkcji natężenia przepływu Q i spadu H parametry turbin rurowych ze 140 elektrowni wodnych. Zestawienie to dotyczy 460 turbin o mocy ponad 1 MW, bądź to zainstalowanych, bądź obecnie budowanych. Sporządzono je na podstawie danych z literatury: [7].

Największe doświadczenie w produkcji turbin rurowych mają firmy Escher Wyss i Neyrpic. One to w praktyce wprowadziły takie turbiny na większą skalę, pierwsza poczynając od lat trzydziestych, druga - od lat pięćdziesiątych.

^{xx/} Pojęcie "turbina rurowa" używane jest tu do oznaczenia turbin wodnej o osi poziomej lub ukośnej, nie mającej spirali wlotowej, o prostoosiowej lub nieco wygiętej rurze ssącej oraz o wirniku śmigłowym /z łopatkami nieruchomymi lub ruchomymi/. Jest to zgodne z przyjętym w Polsce nazewnictwem, lecz odbiega nieco od definicji podanej w pracy [43].

W tabeli 1 przedstawiono największych producentów dużych turbin rurowych.

Tabela 1

Producenci dużych turbin rurowych

f i r m a	l i c z b a	
	jednostek	elektrowni
Neyepic	106	26
Escher Wyss	91	38
J.M.Voith	47	18
CHTZ	44	2
KMW	26	22
Nohab - Tampella	22	14
IMZ	13	6

2. KOSZTY INWESTYCYJNE

Najważniejszą zaletą turbin rurowych, jaką jest przepływ bliski prostoosiowego /vide rozdz.3/, niesie ze sobą podstawowe korzyści ekonomiczne instalowania tych maszyn. Nie ma w nich bowiem ani spirali dopływowych, ani kolanowych rur ssących. Cała jednostka /turbozespół oraz kanały dopływowy i odpływowy/ jest więc bardziej zwarta niż turbina Kaplana /Przedstawia to rysunek 2 [2] /. Ogranicza to bardzo znacznie roboty ziemne i budowlane. W przypadku robót ziemnych, wykopy są zazwyczaj o kilka metrów płytsze niż wymaga tego klasyczny układ turbiny. Powoduje to często - poza zmniejszeniem pracochłonności - pomniejszenie kłopotów związanych z odwadnianiem wykopów.

Zmniejszenie kosztów robót budowlanych jest skutkiem tego, że turbiny rurowe wymagają znacznie mniejszych bloków fundamentowych niż turbiny Kaplana. Bloki te są płytsze i węższe, turbiny mogą zaś być posadowione bliżej siebie. Nie bez znaczenia jest też zmniejszenie pracochłonności części przepływowej turbin rurowych, gdyż kanały przepływowe są w nich stosunkowo proste/nie ma w nich

skomplikowanych krzywizn, takich jak w spirali czy rurze ssącej turbiny Kaplana/ [31] .

Szacuje się, że koszt robót ziemnych i budowlanych budynku elektrowni wodnej wyposażonej w turbiny rurowe jest o około 25 % mniejszy niż w przypadku turbin Kaplana [13] . Dalsze oszczędności daje zastosowanie turbin rurowych z uproszczoną częścią wlotową, mającą postać półotwartej komory [6] .

Koszt budowy maszyn rurowych jest stosunkowo duży i przewyższa koszt turbiny Kaplana o tej samej średnicy wirnika /turbina rurowa wymaga większej liczby urządzeń pomocniczych, większej dokładności wytwarzania itd./. Ponieważ jednak przy tych samych parametrach przepływu turbiny rurowe mają rozmiary o 15-20% mniejsze niż turbozespoły pionowe, koszt budowy turbiny rurowej jest około 10 % mniejszy [2. 13] .

Przykład porównania rozkładu kosztów budowy i instalowania maszyn typu rurowego i Kaplana przedstawiono w tabeli 2 , [13] .

Tabela 2

Korzyści ekonomiczne wynikające z zastosowania maszyn typu rurowego [13]

	oszczędności	wskaźnik dla turbiny Kaplana	wskaźnik dla turbiny rurowej
Roboty instalacyjne	15%	20	15
Jednostka	15%	70	60
Inne	-	10	10
Łącznie	15%	100	85

Dodatkowe korzyści ekonomiczne daje instalowanie turbin rurowych tzw. trzeciej generacji, o nieruchomych łopatkach kierownicy i wirnika /rozd. 3/. Oszczędności inwestycyjne na tego typu maszynach sięgają 15% (w porównaniu z maszynami drugiej generacji) [13] .

3. ROZWIĄZANIA KONSTRUKCYJNE TURBIN RUROWYCH

3.1. Układy konstrukcyjne i zakres ich zastosowań

Rozwiązania konstrukcyjne, których stosunkowo krótka historia turbin rurowych przyniosła bardzo wiele, są od pewnego czasu ustalone. Rozwiązaniem, które powszechnie stosuje się w dużych turbinach rurowych jest układ "gruszkowy". Turbiny z wirnikiem o średnicy poniżej 3,5 m buduje się raczej w prostszych rozwiązaniach [8] w postaci studniowej i przede wszystkim, z generatorem zewnętrznym.

a. Turbiny gruszkowe

Cechą turbin tego typu jest umieszczenie generatora w "gruszcze" znajdującej się w kanale przepływowym. Jest to patent M. Hugena i firmy Escher Wyss /1933/.

Idea turbiny gruszkowej doczekała się urzeczywistnienia w roku 1936. Stało się to za sprawą Arno Fischera, który poszukiwał maszyn do podwodnej elektrowni wodnej w Roście na rzece Parsęcie. Dwa turbozespoły do elektrowni wykonała firma Escher Wyss. Były to turbiny o mocy 168 kW każda, pracująca pod spadem 3,75 m i przy nominalnej przepływności $6,3 \text{ m}^3/\text{s.}/\text{rys. 3/}$ [19, 27] .

Turbiny z Rościa miały wirniki o ruchomych łopatkach i nieruchome kierownice, które służyły jednocześnie do mocowania "gruszek". Przez wydrążone łopatki kierownic przebiegały przewody elektryczne i hydrauliczne, odprowadzano przecieki oraz doprowadzano sprężone powietrze do chłodzenia

generatorów. Rozruch i zatrzymywanie turbin odbywały się przez otwieranie lub zamykanie zaworu motylowego, umieszczonego w rurociągu dopływowym [27].

Turbiny pracowały bez przerwy od sierpnia 1936 do stycznia 1942 roku. Dawały jednak moc obniżoną do 110 kW z jednostki. Nagrzewanie się generatorów zmusiło bowiem użytkowników do zastosowania chłodzenia za pomocą sprężonego powietrza. Zabierało to dużą część produkowanej mocy. W wyniku uszkodzenia uszczelnień wirnika, woda spowodowała przebicie izolacji generatorów i obie turbiny przestały pracować /pierwsza w 1942, druga - w 1944r. [12]/. Po wojnie turbiny zdemontowano. W 1976r. na ich miejsce zainstalowano nowe maszyny [22].

Następne turbiny rurowe tego typu powstały w połowie lat pięćdziesiątych /Castet we Francji - 1954/ i reprezentują /łącznie z turbinami z Rościna/ tzw. pierwszą generację turbin gruszkowych. Są to małe maszyny, o średnicach wirnika poniżej 2m i mocy poniżej 1 MW.

W końcu lat pięćdziesiątych powstawać zaczęły turbiny gruszkowe tzw. drugiej generacji /rys. 4/. Ich zalety sprawiły, że wkrótce potem rozpoczął się burzliwy rozwój turbin tego typu. Są to turbiny o stosunkowo dużej mocy /do 50 MW/, o ruchomych łopatkach wirnika i kierownicy. Stały się one dominującym rozwiązaniem konstrukcyjnym w elektrowniach wodnych o spadach do około 12 m.

Początkowo turbiny drugiej generacji budowano z "gruszką" od strony wody górnej jak również od strony wody dolnej. Okazało się jednak, że druga z wymienionych wersji jest znacznie mniej korzystna, ze względu na duże straty energii w rurze ssącej [46].

Trzecią wreszcie generację turbin gruszkowych stanowią maszyny o nieruchomych łopatkach wirnika i kierownicy [6]. Instaluje się je w elektrowniach nie mających dużych wahań spadu, równoległe z jednostkami drugiej generacji. Pierwszą elektrownią wyposażoną w takie turbiny była Sauveterre we Francji /1973/.

Główne korzyści stosowania turbin gruszkowych trzeciej gene-

racji związane są z oszczędnościami inwestycyjnymi /jak wspomniano - do 15%/ oraz ze zwiększoną niezawodnością, już to z powodu uproszczonej budowy, już z powodu stosunkowo stabilnej pracy w niestacjonarnych stanach ruchu. Regulacja tego typu turbin odbywa się przez przynikiwanie zastawki na wylocie z rury ssącej [6].

b. Turbiny zespoły studniowe

Jest to odmiana konstrukcyjna turbin rurowych, w której generator umieszczony jest w studni, zaś wirnik i kierownica mają kształt podobny do tych jakie są stosowane w turbinach gruszkowych. Woda opływa studnię dwoma kanałami, dalej dopływa do kierownicy i wirnika.

Zaletą tego typu rozwiązania konstrukcyjnego jest dobry dostęp do generatora i łatwe jego chłodzenie. Główne wady to:

- duży koszt części budowlanej elektrowni /turbiny muszą być posadowione w stosunkowo dużej odległości od siebie/,
- niejednorodne pole prędkości na dopływie, a zatem narażenie na obciążenia dynamiczne.

Turbiny studniowe stosuje się tylko w niewielkich jednostkach o średnicy wirnika do 3,5 m [45].

c. Turbiny zespoły z przekładnią kątową

Są to turbiny oparte na patencie Hafelego z 1933 r. Wał napędowy biegnie w nich od wirnika do niewielkiej "gruszki", w której znajduje się przekładnia kątowa, przekazująca moment obrotowy na wał prostopadły do wału turbiny. Generator znajduje się na zewnątrz kanału przepływowego.

Rozwiązanie to nadaje się do małych jednostek.

d. Turbozespoły z generatorem zewnętrznym.

Są to turbiny z wałem wyprowadzonym na zewnątrz kanału przepływowego /rys. 5/. Mogą być budowane poziomo lub ukośnie /rzadziej pionowo/.

Koncepcję turbiny tego typu podał w roku 1923 Caryere z firmy Nayrpic, opracowując propozycję elektrowni wodnej w Assuanie [2]. Patent na tę turbinę uzyskał Kuhne w roku 1930.

Zaletami turbin tego typu są:

- małe koszty budowlane,
- łatwość instalowania i chłodzenia generatora oraz ewentualnej przekładni.

Sprawność turbin rurowych z generatorem zewnętrznym jest jednak mniejsza niż turbin gruszkowych. Pewne trudności sprawia też długi wał turbiny. Kłopotliwy jest bowiem w montażu i bywa przyczyną drgań turbozespołu. Inną wadą tych turbin /w przypadku maszyn dużych/ jest wymaganie stosunkowo dużej hali elektrowni, obejmującej część turbinową i generatorową /są to elementy zazwyczaj dość odległe od siebie, gdyż turbozespoły te są stosunkowo długie/.

Turbiny z generatorem zewnętrznym stosuje się w zasadzie do małych elektrowni^{x/} /o średnicy wirnika do 3 m/. Tam też stały się rozwiązaniem dominującym. Niektóre firmy turbinowe produkują maszyny tego typu seryjnie. Do miejscowych warunków turbinę dostosuje się przez dobranie odpowiednio ukształtowanych części dopływowych z odpływowych [3, 4]

Przykładowo firmy Allis Chalmers produkuje seryjnie typoszerzeg turbin z generatorem zewnętrznym o średnicach wirników od

^{x/} Podana w pracy [23] informacja, że turbiny z generatorem zewnętrznym wyparte zostały w Europie przez inne typy turbin rurowych, była prawdziwa w czasie, gdy ją pisano /wyd. w 1971r./. Szybki rozwój turbin tego typu nastąpił w ostatnich latach, głównie za sprawą firmi Tampella w Europie i Allis Chalmers w Ameryce Pn.

0,75 do 3,0 m, stopniując średnice co 0,25 m [37].

W tabeli 3 przedstawiono przykład kosztów zainstalowania turbiny rurowej z generatorem zewnętrznym o mocy 500 kW, pod spadem 1 m, w warunkach istniejącej zapory [26].

Tabela 3

Zestawienie kosztów zainstalowania turbiny rurowej z generatorem zewnętrznym w warunkach istniejącej zapory /moc turbiny 500 kW, spadek 18 m/ [26]

	koszt przy wykonaniu zamówienia		koszt jednostki standardowej	
	\$ 10 ³	%	\$ 10 ³	%
Turbina	150	30	140	37
Opracowanie projektowe	130	26	40	11
Przekładnia generatora	45	9	40	11
Zawór wlotowy	40	8	35	9
Instalacje	35	7	25	7
Roboty budowlane	100	20	95	25
Łącznie	500	100	375	100
\$/kW	100		750	

e. Turbozespoły strąfio

Turbiny tego typu mają generator umieszczony w jednej płaszczyźnie z wirnikiem, na zewnątrz wleńca łopatkowego /rys. 6/.

Wynalazcą tej turbiny, pierwszej turbiny rurowej, był Leroy L. Harza /patent w roku 1919/. Ze względu jednak na trudności technologiczne, twórca koncepcji nie zbudował prototypu. Pierwsza turbina powstała dopiero w 1938 roku /Escher Wyss Ravensburg/. Zainstalowano ją w elektrowni Steinbach na rzece Iller w Bawarii.

Następne zainstalowano na rzekach Lech i Saalach [19] .

Turbiny tego typu cechowały się niewielkimi rozmiarami w kierunku przepływu, brakiem wału napędowego, dużym momentem bezwładności /przez to korzystnymi cechami regulacyjnymi/ i dobrą sprawnością. Miały jednak pewne wady związane z trudnościami konstrukcyjnymi. Chodziło głównie o kłopoty z ułożyskowaniem i uszczelnieniem generatora. Inną wadą były nieruchome łopatki wirnika/zastosowane ze względu na konieczność sztywnego zawieszenia generatora.

Zakłady Escher Wyss zaniechały produkcji turbin z generatorem zewnętrznym w roku 1951, po wytworzeniu 75 jednostek [47] .

W roku 1973 firma ta ponownie podjęła pracę przy turbinach straflo [40] . Korzystając z nowych rozwiązań konstrukcyjnych i technologicznych zbudowano nową maszynę, którą zainstalowano w elektrowni Am Giessen pod Zúrichem /rys. 6/. Zastosowano tam m.in. ruchome łopatki wirnika, co dało bardzo korzystną charakterystykę sprawności turbiny.

Turbiny typu straflo zdają się wzbudzać w ostatnich latach coraz większe zainteresowanie. Wyrazem tego jest nowy, obszerny program produkcji maszyn tego typu, podjęty przez firmę Escher Wyss przy współdziałaniu finansowym Domu Bankowego Rothschilda [21, 19] . Od przełomu lat 1980 - 1981 turbiny tego typu pracują w dwóch elektrowniach wodnych w Belgii: Andenn /3x3,4 MW/ i Lixhe /4 x 5,8 MW/. Zbudowano też maszyny do trzech innych elektrowni, w tym ostatnie - w Annapolis Royal /Kanada/ - mając moc 20 MW [17] . Turbiny te mają nieruchome łopatki wirnika.

Oto niektóre korzyści wynikłe z zastosowania turbin straflo w dwóch wspomnianych elektrowniach w Belgii [15] :

- zmniejszenie długości budynku elektrowni o 10 ÷ 15 % w porównaniu z elektrownią wyposażoną w klasyczne turbiny rurowe typu gruszkowego.

- całkowite oszczędności, jakie przynoszą obie elektrownie wynoszą 6 mln. dol. rocznie /również w porównaniu z kosztami utrzymania elektrowni z turbinami gruszkowymi/.

W małych, niskospadowych elektrowniach wodnych o mocy kilkunastu do kilkuset kilowatów, stosuje się najczęściej turbiny rurowe. Są one w różnych odmianach konstrukcyjnych, poczynając od pomniejszenia rozmiarów turbin przedstawionych poprzednio, kończąc na rozwiązaniach szczególnych, właściwych tym właśnie elektrowniom. Stosuje się więc turbiny w przewodzie lewarowym [14] , czasem z zatopionym generatorem [12] , i inne nietypowe rozwiązania. Spośród omówionych poprzednio, najczęściej stosuje się turbiny z generatorem zewnętrznym.

Różnorodność konstrukcji małych turbin rurowych wynika z poszukiwania rozwiązań tanich inwestycyjnie i prostych w użytkowaniu.

3.2. Porównanie podstawowych własności turbin rurowych z turbinami Kaplana

Przepływ bliski prostosiłowego, jaki występuje w turbinach rurowych sprawia, że maszyny te są przepływowo lepiej przystosowane do pracy przy dużych natężeniach przepływu i małych spadach, niż turbiny Kaplana.

Szybkobieżność turbin rurowych jest większa niż turbin Kaplana i mieści się w granicach wartości $n_s = n \cdot P^{0.5} \cdot H^{-1.25} / n$ - szybkość obrotowa w obr/min, P - moc w KW, H - spadek w m/ od ok. 500 do 1200. W budowanych obecnie turbinach Kaplana wartości te wynoszą $250 < n_s < 800$ [36] . Inna jest też nieco zależność $H = f(n_s)$ dla obu typów turbin. Ilustruje to rysunek 7, na którym w funkcji wyróżnika szybkobieżności naniesiono wartości spadków, przy których budowano duże turbiny gruszkowe / dane dotyczą 140 elektrowni wodnych/. Linia ciągłą zaznaczono przebieg funkcji będącej uśrednieniem naniesionych wartości.

Celem porównania na rysunku 7 zaznaczono również przebieg analogicznej funkcji dla turbin Kaplana, skonstruowanych w latach 1970 - 76 [36] . Eksponencjalna zależność w przypadku turbin rurowych gruszkowych przedstawia się następująco:

Następne zainstalowano na rzekach Lech i Saalach [19] .

Turbiny tego typu cechowały się niewielkimi rozmiarami w kierunku przepływu, brakiem wału napędowego, dużym momentem bezwładności /przez to korzystnymi cechami regulacyjnymi/ i dobrą sprawnością. Miały jednak pewne wady związane z trudnościami konstrukcyjnymi. Chodziło głównie o kłopoty z ułożyskowaniem i uszczelnieniem generatora. Inną wadą były nieruchome łopatki wirnika/zastosowane ze względu na konieczność sztywnego zawieszenia generatora.

Zakłady Escher Wyss zaniechały produkcji turbin z generatorem zewnętrznym w roku 1951, po wytworzeniu 75 jednostek [47] .

W roku 1973 firma ta ponownie podjęła pracę przy turbinach straflo [40] . Korzystając z nowych rozwiązań konstrukcyjnych i technologicznych zbudowano nową maszynę, którą zainstalowano w elektrowni Am Giessen pod Zúrichem /rys. 6/. Zastosowano tam m.in. ruchome łopatki wirnika, co dało bardzo korzystną charakterystykę sprawności turbiny.

Turbiny typu straflo zdają się wzbudzać w ostatnich latach coraz większe zainteresowanie. Wyrazem tego jest nowy, obszerny program produkcji maszyn tego typu, podjęty przez firmę Escher Wyss przy współdziałaniu finansowym Domu Bankowego Rothschilda [21, 19] . Od przełomu lat 1980 - 1981 turbiny tego typu pracują w dwóch elektrowniach wodnych w Belgii: Andenn /3x3,4 MW/ i Lixhe /4 x 5,8 MW/. Zbudowano też maszyny do trzech innych elektrowni, w tym ostatnie - w Annapolis Royal /Kanada/ - mając moc 20 MW [17] . Turbiny te mają nieruchome łopatki wirnika.

Oto niektóre korzyści wynikłe z zastosowania turbin straflo w dwóch wspomnianych elektrowniach w Belgii [15] :

- zmniejszenie długości budynku elektrowni o 10 ÷ 15 % w porównaniu z elektrownią wyposażoną w klasyczne turbiny rurowe typu gruszkowego.

- całkowite oszczędności, jakie przynoszą obie elektrownie wynoszą 6 mln. dol. rocznie /również w porównaniu z kosztami utrzymania elektrowni z turbinami gruszkowymi/.

W małych, niskospadowych elektrowniach wodnych o mocy kilkunastu do kilkuset kilowatów, stosuje się najczęściej turbiny rurowe. Są one w różnych odmianach konstrukcyjnych, poczynając od pomniejszenia rozmiarów turbin przedstawionych poprzednio, kończąc na rozwiązaniach szczególnych, właściwych tym właśnie elektrowniom. Stosuje się więc turbiny w przewodzie lewarowym [14] , czasem z zatopionym generatorem [12] , i inne nietypowe rozwiązania. Spośród omówionych poprzednio, najczęściej stosuje się turbiny z generatorem zewnętrznym.

Różnorodność konstrukcji małych turbin rurowych wynika z poszukiwania rozwiązań tanich inwestycyjnie i prostych w użytkowaniu.

3.2. Porównanie podstawowych własności turbin rurowych z turbinami Kaplana

Przepływ bliski prostosiowego, jaki występuje w turbinach rurowych sprawia, że maszyny te są przepływowo lepiej przystosowane do pracy przy dużych natężeniach przepływu i małych spadach, niż turbiny Kaplana.

Szybkobieżność turbin rurowych jest większa niż turbin Kaplana i mieści się w granicach wartości $n_s = n \cdot P^{0.5} \cdot H^{-1.25} / n$ - szybkość obrotowa w obr/min, P - moc w KW, H - spadek w m/ od ok. 500 do 1200. W budowanych obecnie turbinach Kaplana wartości te wynoszą $250 < n_s < 800$ [36] . Inna jest też nieco zależność $H = f(n_s)$ dla obu typów turbin. Ilustruje to rysunek 7, na którym w funkcji wyróżnika szybkobieżności naniesiono wartości spadków, przy których budowano duże turbiny gruszkowe / dane dotyczą 140 elektrowni wodnych/. Linia ciągłą zaznaczono przebieg funkcji będącej uśrednieniem naniesionych wartości.

Celem porównania na rysunku 7 zaznaczono również przebieg analogicznej funkcji dla turbin Kaplana, skonstruowanych w latach 1970 - 76 [36] . Eksponencjalna zależność w przypadku turbin rurowych gruszkowych przedstawia się następująco:

Zagłębienie - rzędna dna rury ssącej	m	-15,6	-15,7	-15,3	-15,2
Długość rury ssącej	m	27,0	33,3	33,3	16,3
wartość odniesiona do średnicy wirnika		1,5	1,5	1,5	1,5
Długość komory dopływowej	m	15,0	18,3	11,2	15,5
wartość odniesiona do średnicy wirnika		2,5	2,5	1,5	1,5
Długość części dopływowej i odpływowej	m	12,0	51,0	49,0	61,8
wartość odniesiona do średnicy wirnika		7,0	7,0	6,0	6,0
Szerokość bloku turbiny	m	12,0	15,0	20,2	26,3
wartość odniesiona do średnicy wirnika		2,0	2,0	2,6	2,6
Długość budynku elektrowni	m	232	233	424	290
Objętość podwodnej części budynku	m ³	195500	215000	339000	398000
Masa turbiny	kg	740000	1000000	550000	1250000
Masa generatora	kg	200000	400000	570000	940000
Masa turbozespołu	kg	940000	1400000	1120000	2190000
Całkowita masa urządzeń	mln kg	18,3	18,2	21,3	21,9
Jednostkowe zużycie metalu	kg/kW	46,9	45,5	53,3	54,7

gdzie P oznacza moc generatora, /kVA/, D - wewnętrzną średnicę stojana, L - długość stojana, n - szybkość obrotową /obr/min/, K_u - współczynnik zwartości elektrycznej /kVA/m³ obr/min/.

Aby przy zmniejszonej w stosunku do turbin Kaplana średnicy otrzymać odpowiednią moc generatora, stosuje się powiększenie prędkości katowej, zwiększanie długości oraz powiększanie współczynnika K_u .

Stosowanie przekładni powiększającej prędkość katową w turbinach gruszkowych o dużej mocy nie jest zazwyczaj możliwe. Prędkość katowa turbiny rurowej przekracza na ogół tylko o 10 % prędkość katową turbiny Kaplana, pracującej w tych samych warunkach. Ten czynnik nie kompensuje więc skutków zmniejszenia rozmiarów maszyny. Co się tyczy długości generatora, ekonomicznie opłaca się robić ją 2 ÷ 2,5 raza większą niż w turbinie Kaplana.

W tej sytuacji dąży się do zwiększenia współczynnika K_u . Można to osiągnąć przez zwiększenie indukcyjności i gęstości prądu. Wartości współczynnika K_u w generatorach turbin Kaplana są bliskie 5, w turbinach gruszkowych sięgają 9 [13].

Konsekwencją zwiększania parametrów generatorów jest wzrost obciążeń cieplnych. Stwarza to konieczność stosowania specjalnych układów chłodzących. Rozwiązaniem najczęściej stosowanym jest chłodzenie powietrzem pod ciśnieniem. Ciśnienie to wynosi zazwyczaj 200 kPa. Stosuje się również chłodzenie stojana generatora wodą. Rozwiązanie to zmusza jednak do budowy stosunkowo dużej "gruszki". Przykładem mogą być turbozespoły z elektrowni Rock Island /prod.Neyrpic/ i Jenpeg w Kanadzie /prof.IMZ/. Pierwszy z nich ma średnicę wirnika 7,4 m, średnicę "gruszki" 7,6 m /przy mocy 54MW/. Jest chłodzony powietrzem pod ciśnieniem. Drugi, chłodzony wodą, ma średnicę wirnika 7,5 m, średnicę "gruszki" 9,4 m, przy mocy 28MW.

Bilans cieplny wnętrza gruszki turbiny rurowej przy dobrze rozwiązanej chłodzeniu, daje na ogół zadowalające wyniki. Występują jednak duże gradienty temperatury i o jakości chłodzenia przekonać się można tylko na podstawie pomiaru temperatury w różnych punktach [1].

Gradienty temperatury w gruszce są też użyteczne. Zapobiegają bowiem zawilgoceniu generatora. Woda skrapla się na chłodnych ściankach gruszki i może być bez trudu odprowadzona na zewnątrz.

4. CECHY PRZEPŁYWOWE TURBIN RUROWYCH

W czasach, gdy zaczęto rozpowszechniać turbiny rurowe, turbiny Kaplana miały już za sobą około 40 lat intensywnego rozwoju. Wywodzi się stąd różnica doświadczeń w produkcji obu typów maszyn, co z kolei rzutuje na parametry konstrukcyjne i użyteczne turbin.

Okazało się w wyniku licznych badań [1], że turbiny rurowe wymagają innych metod projektowania części przepływowej, niż turbiny Kaplana, aczkolwiek wirniki obu typów są podobne. Biorą się stąd pewne kłopoty z uzyskaniem odpowiednio dobrych własności użytkowych maszyn rurowych.

4.1. Sprawność

Turbiny rurowe mają zazwyczaj dużą sprawność /największą - turbiny gruszkowe/. Wartości współczynnika sprawności dużych turbin rurowych są takie, jak dla najlepszych turbin Kaplana. Nie są jednak tak duże, jakich pierwotnie oczekiwano, wnioskując z tego, że przepływ jest bliski prostoliniowego.

Istnieje wiele opracowań przedstawiających charakterystyki modelowe turbin rurowych. Ograniczona jest jednak liczba opracowań opisujących badania prowadzone w dobrych warunkach i pozwalających określić absolutne wartości η w maszynach prototypowych. Nie ma natomiast systematycznych studiów na temat mierzonych wartości i wartości przewidywanych na podstawie badań modelowych.

Największe straty energii występują w wirniku i kierownicy turbiny rurowej. W pozostałych elementach przepływowych są na ogół mniejsze niż w turbinach Kaplana.

Stosunkowo duże straty energii w kierownicy rurowej dopuszcza się zwykle z założenia. Element ten projektuje się tak, aby nie tyle ograniczyć straty do minimum, co przy założeniu, że sprawność ma być taka sama jak w turbinie Kaplana, konstruować kierownicę wymagającą minimum kosztów inwestycyjnych.

Turbiny niskospadowe wymagają bardzo dobrze zaprojektowanych rur ssących. Energia wypływającej z wirnika wody przekraczać bowiem może ponad 50 % całkowitej energii wynikającej z rozporządzonego spadku. Tylko dobra rura ssąca, o dużej sprawności, może zapewnić wyzyskanie tej części energii.

Prostoosiowa rura ssąca turbiny rurowej jest energetycznie znacznie korzystniejsza niż kolanowa rura turbiny Kaplana. Teoretycznie sprawność rury prostoosiowej przy odpowiednim/niewielkim/kącie rozwarcia, osiągać może duże wartości. W praktyce jednak znacznie bardziej opłaca się budować rury ssące o powiększonym kącie rozwarcia, lecz przez to krótsze i tańsze.

Straty wylotowe turbin rurowych są około dwukrotnie mniejsze niż turbin Kaplana. Wynoszą one [24] :

dla turbin rurowych $/1,4 - 1,5/ \cdot v^2/2g$,

dla turbin Kaplana $\text{około } 3,0 \cdot v^2/2g$.

v oznacza prędkość wypływu wody z rury ssącej/.

Na rysunku 9 przedstawiono zależność strat energii w rurze ssącej turbin rurowej i Kaplana, od kąta zawirowania przepływu za wirnikiem φ [9]. Można stąd wnioskować, że sprawność prostoosiowej rury jest duża tylko w niewielkim zakresie wartości φ . W warunkach, gdy kąt zawirowania przepływu zmienia się w dużym zakresie /odpowiada to pracy przy znacznie zmieniających się obciążeniach/, kolanowa rura ssąca może czasem okazać się lepsza.

4.2. Kawitacja

Turbiny rurowe mają generalnie korzystniejsze charakterystyki kawitacyjne niż turbiny Kaplana. Jest to związane z mniejszymi krytycznymi wartościami liczby kawitacyjnej σ /wartość krytyczna - odpowiadająca początkowi oddziaływania kawitacji na charakterystykę sprawności turbiny/. Na rysunku 10 przedstawiono zależność wartości σ od podwójnie zredukowanego natężenia przepływu. Zestawienie dotyczy turbin rurowych gruszkowych i turbin Kaplana przy

spadzie nominalnym i zmniejszonym do 60 % spadku nominalnego [24].

Powodem mniejszych wartości σ w turbinie rurowej niż w turbinie Kaplana jest lepsze naprowadzenie wody na łopatki wirnika. W układzie klasycznym kierownica jest oddalona od wirnika zaś kierunek przepływu między tymi elementami zmienia się o 90° . Sprawia to, że trudniej jest sterować napływem na wirnik, niż ma to miejsce w maszynach o przepływie bliskim osiowego.

Sterowanie napływem wody na łopatki wirnika odbywać się może w turbinie rurowej na jeden z dwóch sposobów:

- przy zachowaniu stałej prędkości $/v = \text{const}/$
- przy zachowaniu stałego krętu $/vr = \text{const}/$

W pierwszym przypadku w przestrzeni między kierownicą i wirnikiem powstają duże straty, powodowane wymianą energii między sąsiednimi liniami prądu. W przypadku drugim straty te są mniejsze, lecz wiąże się z tym konieczność stosowania łopat o różnym kącie ustawienia na zewnętrznej i wewnętrznej średnicy. Łopatki kierownicy są zatem skręcone.

Różnica sprawności kierownicy z łopatkami skręconymi i prostymi sięga 6 % [24].

W wyniku zachowania stałego krętu, w pobliżu piasty wirnika turbiny powstają duże prędkości, co prowadzi do spadku ciśnienia. W konsekwencji zwiększa się intensywność kawitacji. Korzystniej jest zatem stosować zasadę stałej prędkości, zwłaszcza, że przez odpowiednie ukształtowanie łopatek kierownicy uzyskać można w wirniku przebieg ciśnienia utrudniający powstawanie kawitacji. Tym bardziej, że bliskie sąsiedztwo kierownicy i wirnika ułatwia odpowiednie prowadzenie wody w przestrzeni między palisadami łopatkowymi. Omawiając zachowanie się turbin rurowych podczas kawitacji wspomnieć należy o tym, że maszyny niskospadowe pracują często przy znacznych wahanach spadku. Skutkiem tego zmieniają się warunki pracy wirującej palisady łopatkowej, a więc i przebieg zjawisk kawitacyjnych. Z tego m.in. względu na rysunku 10 przedstawiono zmienność liczby kawitacji przy dwóch wartościach spadku.

Jest rzeczą oczywistą, że kawitacja występuje najsilniej w górnej części wirnika turbiny rurowej, gdzie ciśnienie hydrostatyczne jest najniższe. Stąd najsilniejsze zniszczenia kawitacyjne obserwuje się na powierzchni górnej części osłony wirnika. W literaturze spotyka się spekulatywne informacje [33], że jest to swego rodzaju zaleta turbin rurowych, ponieważ każda łopatka narażona jest na erozję kawitacyjną przez krótki okres czasu podczas każdego obrotu wirnika /w przeciwieństwie do turbin Kaplana, gdzie kawitacja oddziałuje na łopatki przez cały czas pracy wirnika w strefie kawitacji/.

W rzeczywistości kawitacja występuje także w dolnej części wirnika, zaś obserwowane zniszczenia powierzchni łopatek i osłony wirnika nie są wiele mniejsze niż w turbinach Kaplana [1].

Specyficzny rozkład obszarów kawitacyjnych w wirniku przedstawia rysunek 11 [16]. Z prawej strony zaznaczono symbolicznie przebieg sprawności η w funkcji pionowego położenia wybranej łopatki. Nie trudno spostrzec, że charakterystyka $\eta(\sigma)$ przebiega w turbinie rurowej nieco inaczej, niż w turbinie Kaplana. Przy wartości σ , której odpowiada początek spadku sprawności /będący przyjętą na ogół miarą wpływu kawitacji na charakterystyki energetyczne maszyn wirowych/, kawitacja w górnej części wirnika jest rozwinięta, o silnym oddziaływaniu erozyjnym. Należałoby więc zwrócić na to uwagę i ograniczyć stosowanie tego kryterium do turbin rurowych.

Po to, by ograniczyć skutki erozji kawitacyjnej zaleca się:

- a/ stosować stale chromowe do wykonania łopatek i osłony wirnika, elementy te wykonane ze zwykłych stali nie wykazywały wymaganej odporności na erozję;
- b/ projektować maszynę tak, aby największe prędkości przepływu nie przekraczały 11 m/s [45] (natężenie erozji kawitacyjnej wzrasta w przybliżeniu w szóstej potęgę prędkości, przy stałej wartości σ);
- c/ posadzić maszynę na odpowiedniej głębokości, tym bardziej,

że turbiny rurowe zdają się być bardziej wrażliwe na głębokość posadowienia niż turbiny Kaplana [34] ;
zagłębienie turbiny rurowej mieści się zwykle w granicach $0,6 \div 1,0 / D - H_s$, turbiny Kaplana $1,8 \div 2,5 / D - H_s$ /wartości te dotyczą najniższego punktu układu przepływowego, a więc w turbinie Kaplana - dna rury ssącej/.

W praktyce zagłębienie turbiny rurowej wynika z konieczności zakrycia wodą rury ssącej [45] .

5. CECHY DYNAMICZNE TURBIN RUROWYCH

5.1. Nieustalone stany ruchu

Osiowo-symetryczny przepływ przez turbinę rurową sprawia, że czas charakterystyczny przepływu $T = L \cdot v / gH$ / L jest długością kanału przepływowego/ jest taki sam dla różnych linii prądu. Uderzenia hydrauliczne, a tym samym wymuszenia zaburzeń pracy, są mniejsze niż w turbinach Kaplana /do 50 % [1] /.

Z drugiej strony, turbiny rurowe mają stosunkowo mały moment bezwładności. Stwarza to dość duże kłopoty regulacyjne i wymaga stosowania regulatorów wysokiej klasy. Są więc bardzo wrażliwe na zaburzenia przepływu.

Poziomy układ turbiny stwarza pewne kłopoty niespotykane w turbinach pionowych. Stwierdzono mianowicie, że w zależności od otwarcia turbiny i położenia zastawek /używanych także do regulacji/ obciążenia zginające wał są do czterech razy większe w porównaniu ze stanem przy nominalnym obciążeniu turbozespołu [25] .

Bezpośrednie sąsiadowanie palisad łopatkowych: kierowniczej i wirnikowej ma oprócz wspomnianych wcześniej zalet, także istotną wadę. Palisady oddziałują na siebie znacznie silniej, niż ma to miejsce w turbinach Kaplana. W związku z tym turbiny rurowe wymagają ściślejszego sprzężenia łopatek wirnika i kierownicy, zaś przy sprzężeniu nieprawidłowym pojawiają się częstokroć silne

drgania [1] .

Doświadczenia w eksploatacji turbin rurowych mówią, że łączniki sterujące łopatkami kierownicy pękają częściej niż w turbinach Kaplana. Przypuszcza się, że mniejsze zagłębienie wlotów sprawia, że do maszyn rurowych dostaje się więcej przedmiotów unoszonych z wodą [1] .

Turbozespoły rurowe cechują się dużą hałaśliwością, znacznie większą niż maszyny o układzie klasycznym.

5.2. Obciążenia nieustalone

Poziome ułożenie turbozespołu rurowego sprawia, że narażony jest na większe obciążenie o charakterze nieustalonym, niż turbiny o osi pionowej. Część z tych obciążeń nie występuje w turbinach Kaplana, niektóre występują, lecz z mniejszym natężeniem.

Wiele problemów stwarzają użytkownikom turbin rurowych drgania łopatek wirnika. Częstość najsilniejszych wymuszeń drgań równa jest częstości obrotowej. Wiąże się to z występowaniem kawitacji w górnej części wirnika oraz z nierównym naporem hydrostatycznym na jego powierzchni /ciśnienie hydrostatyczne zmienia się znacznie między górnym i dolnym punktem przekroju w płaszczyźnie wirnika, tym bardziej, że niektóre turbiny pracują przy spadach równych lub mniejszych od średnicy wirnika/. Szczegółowe badania stanu naprężeń wykazały, że zagrożenie doraźne nie jest jednak duże [1]. Większe zagrożenie sprawiają obciążenia zmęczeniowe.

Pomiary prowadzone na wielu jednostkach wykazały, że naprężenia przy normalnej pracy turbiny zmieniają się z częstością obrotów /głównie z powodu niesymetrii naporu/. Obserwowano również pulsacje naprężeń w osi prostopadłej do osi turbozespołu oraz drgania z częstością $\frac{n}{60} z_N / z_N$ - liczba łopatek wirnika/.

Szczególnie silne drgania łopatek wirnika, zagrażające już trwałości turbiny, rejestrowano przy zrzuceniu obciążenia turbozespołu /od pełnej mocy do zera/ [29] . Po zrzuceniu łopatki drgały sil-

nie z częstością drgań własnych.

Pojawienie się kawitacji w górnej części wirnika jest, jak wspomniano, główną przyczyną drgań turbozespołu. Obserwowano również pojawienie się drgań hydroelastycznych /sprzężenia zwrotne- go między zaburzeniami przepływu i drganiami elementu, który przepływ zaburza/, które same wzbudzały kawitację.

Problemem dotychczas nie opracowanym są drgania całego turbozespołu gruszkowego. Są to drgania w płaszczyźnie poziomej, szczególnie silnie objawiające się przy pracy bez obciążenia/amplituda drgań przekracza czasem 1 mm [32] / .Drgania te zmniejszyć można przez przemykanie zastawki na wylocie z rury ssącej [11] . Biorąc to pod uwagę dodać należy, że turbiny rurowe trzeciej generacji są w tym względzie lepsze, ponieważ po pierwsze mają stosunkowo mało części ruchomych, po drugie - ich regulacja odbywa się a priori przez przemykanie zastawki na wylocie.

Bezpośrednie sąsiedztwo palisad łopatkowych kierownicy i wirnika sprawia /o czym wspomniano przy okazji omawiania niestacjonarnych stanów ruchu/, że drgania turbiny zależą w istotny sposób od sprzężenia obu elementów regulacyjnych.

W klasycznym już układzie gruszkowym turbin rurowych/z gruszką od strony dopływowej / , wirnik zawieszony jest na wale w dużym oddaleniu od łożysk. Sprawia to, że cały wał narażony jest na duże obciążenia zginające. Naprężenia nie są jednak duże, gdyż wały turbin o osi poziomej projektuje się ze względu na odkształcenie. Rezerwa grubości wałów jest więc zazwyczaj dość duża.

Największe obciążenia zmęczeniowe występują w turbinie rurowej gruszkowej na złączu wirnika z wałem. Notowano wielokrotnie pęknięcia śrub łączących. Ograniczenie ich zawodności uzyskać można przez odpowiednie dobranie wstępnych naprężeń. Wymagana jest przy tym duża dokładność montażu.

6. BADANIA MODELOWE TURBIN RUROWYCH

6.1. Badania energetyczne

Panuje przekonanie, że nie ma dotychczas wystarczającej liczby danych świadczących o zgodności wyników badań modelowych z zachowaniem się prototypów. Stosowane powszechnie formuły do przeliczania sprawności turbin nie bardzo nadają się do turbin rurowych. Powodem jest inny podział strat energii w rozpatrywanych turbinach w porównaniu z turbinami klasycznymi.

Do szacowania sprawności turbiny prototypowej w oparciu o sprawność modelu, powszechnie stosowane są formuły wyprowadzone przez Ackereta:

$$\frac{1-\eta}{1-\eta_m} = 1-K + K \cdot \left(\frac{Re_m}{Re} \right)^{1/5},$$

dzielące straty energii w turbinie na kinetyczne, niezależne od liczby Reynoldsa /o udziale $1-K$ / i straty tarcia, zależne od liczby Reynoldsa /o udziale K /.

Ścisłejsze prognozowanie sprawności wymaga uwzględnienia chropowatości powierzchni stykających się z przepływem. Przy założeniu, że kanały przepływowe w modelu są hydraulicznie gładkie, w prototypie - hydraulicznie chropowate, formuła Ackereta może być zapisana w postaci:

$$\frac{(1-\eta)_{chrop.}}{(1-\eta_m)_{gładki}} = 1-K_{1,6} + K_{1,6} \cdot \left(\frac{Re_m}{Re} \right)^{1/5} \cdot \left(\frac{Ra}{R_{1,6}} \right)^{1/4.5},$$

gdzie Ra oznacza średnią wysokość chropowatości w prototypie, $R_{1,6}$ - średnią wysokość chropowatości odniesienia, równą $1,6 \mu m$, do której to odnoszą się przyjmowane do formuły wartości $K = K_{1,6}$.

Jak wspomniano wcześniej, podział strat w turbinach rurowych i Kaplana nie jest taki sam, stąd różne są wartości współczynników K . Największe różnice strat energii występują w rurach ssących

/pod względem ilościowym, a więc wartości strat i jakościowych - w proporcji udziału strat kinetycznych i tarcia/. Świadczą o tym stosunki współczynników strat $K_{t,r}/K_{t,k}$. Według [38] stosunki te zależą od podwójnie zredukowanej szybkości obrotowej n_{11} w sposób następujący /rys. 12/

n_{11}	105	120	145	175
$K_{t,r}/K_{t,k}$	1,08	1,14	1,19	1,29

Podczas badań modelowych turbin rurowych należy brać pod uwagę kanały dopływowe i odpływowe. Nieprawidłowe ich ukształtowanie prowadzić może do relatywnie dużych strat spad. Z tego względu pożądane są badania modelowe nie tylko samych turbin, lecz turbin wraz z kanałami dopływowymi i odpływowymi [10] .

6.2. Badania kawitacyjne i dynamiczne

Przewidywanie przebiegu kawitacji w wirniku turbiny rurowej na podstawie wyników badań modelowych jest niezmiernie trudne. Nie można tu bowiem dochować równości z warunkami odpowiadającymi prototypowi żadnej z dwóch podstawowych liczb kryterialnych: Reynoldsa i Froude'a. Z braku równości liczb Reynoldsa wynika wspomniany efekt skali sprawności oraz efekt skali kawitacji. Nie-
możliwość zachowania równych liczb Froude'a powoduje poważniejsze konsekwencje w badaniach kawitacji, ponieważ wpływa na odmienny rozkład obszarów kawitacyjnych w wirniku modelu i prototypu.

Z równości liczb Froude'a, przy zachowaniu równych liczb Eulera /a więc w warunkach, gdy rozkłady ciśnień w modelu i prototypie są podobne/ mamy:

$$\frac{H_m}{D_m} = \frac{H}{D}$$

Jeśli więc dla przykładu $H = 5,65$ m, $D = 6,9$ m /są to dane turbin budowanej obecnie elektrowni Vaugris na Rodanie/, to przy średnicy wirnika modelu $D_m = 0,3$ m, spód przy badaniach kawitacyj-

nych musiałby wynosić $H_m = 0,245$ m. Wywołanie kawitacji przy takim spadzie możliwe jest przy obniżaniu ciśnienia w układzie pomiarowym niemal do prężności pary nasyconej.

W praktyce badania modelowe ze względu na kawitację prowadzi się przy liczbie Froude'a odbiegającej od wartości tej liczby w prototypie. Dalej, metodą przeliczania wyników, otrzymać można przybliżoną charakterystykę turbiny prototypowej. Procedura postępowania jest w zarysie następująca. Wirnik modelowy badany jest przy kilku spadach, równych lub proporcjonalnych do różnicy ciśnień na dole w środku i w górnej części wirnika prototypu. Otrzymane wyniki informują o warunkach pracy wirnika rzeczywistego. Na tej podstawie sporządzić można charakterystykę będącą uśrednieniem poszczególnych wartości /charakterystyka kawitacyjna wirnika prototypowego jest w istocie uśrednieniem charakterystyk każdej z łopatek/.

Odstępstwa od prawa podobieństwa Froude'a uniemożliwiają praktycznie modelowe badania drgań powodowanych przez kawitację. Nie można bowiem zasymulować najważniejszej własności kawitacji w wirniku turbiny rurowej, tzn. zmiennego natężenia wraz ze zmianą rzędnej rozważanego punktu.

7. EKSPLOATACJA I OBSŁUGA TURBIN RUROWYCH

Na przestrzeni ostatnich dwudziestu lat zebrano dość dużo informacji o eksploatacji turbin rurowych. Trudno wszakże o dokładne porównania z danymi dotyczącymi turbin Kaplana, ponieważ każda elektrownia ma inne, sobie tylko właściwe cechy. Tym niemniej stwierdzić można, że turbiny rurowe wymagają większej obsługi codziennej. Wiąże się to głównie z rozbudowanymi urządzeniami pomocniczymi. Oczywiście czasochłonność obsługi wzrasta przy zwiększaniu liczby włączeń.

Z doświadczeń Electricité de France, instytucji mającej najbogatsze doświadczenia w eksploatacji turbin rurowych wynika że jedna osoba może obsługiwać 1 ÷ 2 turbin rurowych /dotyczy to ob-

sięgi codziennej/. Do obsługi turbin Kaplana jedna osoba wystarcza na 5 ÷ 8 maszyn [25] .

Zwarta budowa turbiny rurowej utrudnia prace we wnętrzu gruszki. Pewnym ułatwieniem jest budowanie turbin z poziomą galerią, jaką stosuje się w niektórych elektrowniach /np. w Strasbourgu/. Na rysunku 13 przedstawiono czasochłonność niektórych operacji wymiany elementów turbozespołu rurowego i - dla porównania - turbozespołu Kaplana o podobnych rozmiarach/dane w dniówkach roboczych, tzn. liczba robotników pomnożona przez liczbę dni operacji/ [25] . Są to dane dotyczące wymiany łopatk w wirnika, uszczelnień wirnika, wymiany pojedynczego bieguna wirnika generatora, wymiany wszystkich biegunów oraz demontażu i powtórnego montażu stojana generatora.

Jak widać z rysunku, pracochłonność robót prowadzonych przy generatorze jest w turbinie rurowej znacznie większa niż w turbinie Kaplana. Mniejsza jest natomiast pracochłonność robót przy wirniku.

Dodać jeszcze można, że zdemontowanie i złożenie całej turbiny rurowej zabiera czasem do pół roku.

Kończąc należałoby podkreślić często w literaturze wymienianą uwagę o potrzebie znacznie większej staranności obsługi turbin rurowych, w porównaniu z turbinami Kaplana.

Podsumowaniem informacji przedstawionych w niniejszej pracy może być zdanie specjalistów z Electricité de France, którzy orzekli, iż turbiny rurowe nie zwiększają dyspozycyjności i nie stwarzają szczególnych trudności eksploatacyjnych, mniejsze są natomiast koszty inwestycyjne [1] .

Praca wpłynęła do Redakcji w lutym 1982 roku

BIBLIOGRAFIA

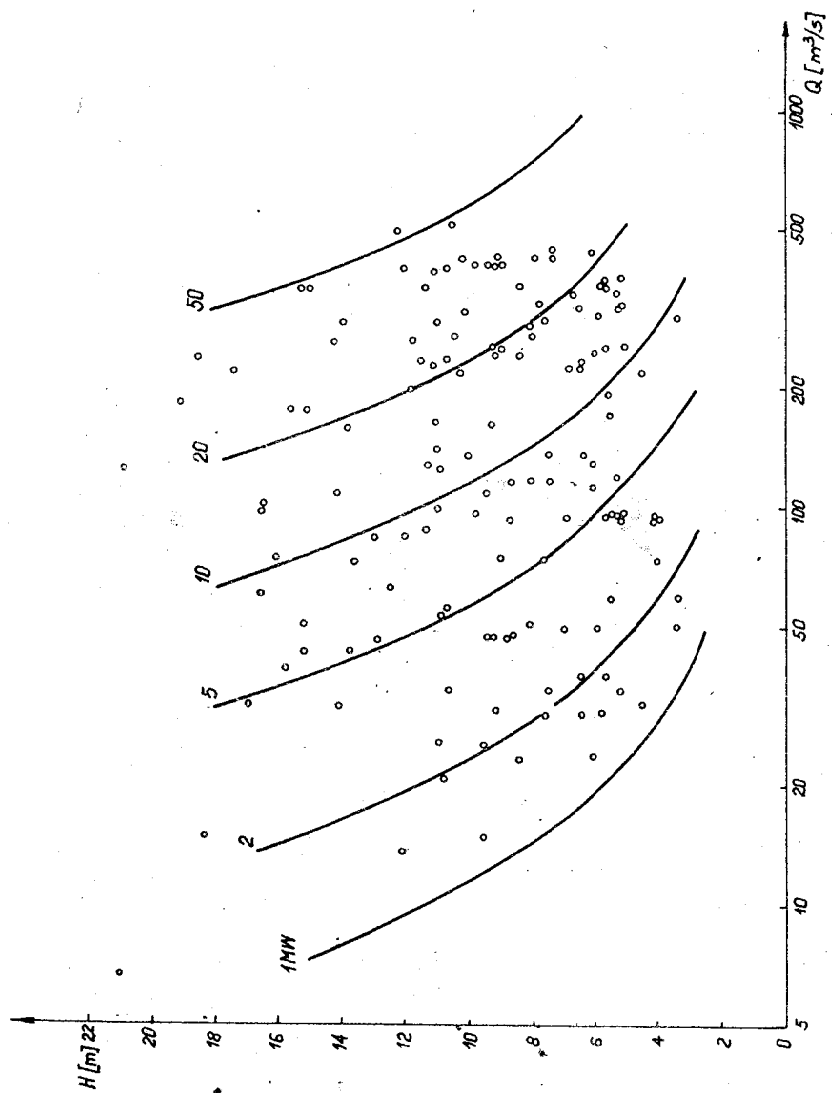
- [1] ANDRÉ H.: De Cambeyrac à Strasbourg: Quinze ans d'exploitation des groupes bulbes; La Houille Blanche 2,3/1973 s. 217.
- [2] Axial turbines for bulb unites; Neyrpic, Grenoble, June 1976.
- [3] BACHMANN J.: Standardized small turbines - an economic way of harnessing minor watercourses; Escher Wyss News, 2/1979.
- [4] BACHMANN J.: Standardizing small turbines; Water Power, July 1980, s.40.
- [5] BARP B.: Reconstruction of the "Am Giessen" Power Station at Zürich-Höngg; Escher Wyss News, 2/1979, s.39.
- [6] BESLIN M.: Idées actuelles sur la construction des groupes bulbes. Exemple de Caderousse; La Houille Blanche 2/3 - 1973, s. 201.
- [7] Bulb turbines - tabela zamieszczona w Water Power, March 1979, s. 43 - 44.
- [8] CASACCI S. i in.: Conception et construction des turbomachines hydrauliques de grand dimensions; La Houille Blanche 7, 8/1977, s. 591.
- [9] CASACCI S. : Les groupes bulbes. Projects et perspectives; La Houille Blanche 2, 3/1973, s. 229.
- [10] CHEVALIER J., H.GIRAUD: Etudes théoriques et experimentales de l'évolution énergie dans les ouvrages aval des installations hydroélectriques de basse chute; La Houille Blanche 2, 3/1968, s. 155.

- [11] CAMPAS P.: Essai de marche en déchargeur du groupe bulbe de Beaumont-Montoux; La Houille Blanche 2, 3/1968 s.133.
- [12] COTILLON J.: Les groupes bulbes. De Röstin en Avignon: l'essor d'une technique; La Houille Blanche 2, 3/1973, s. 179.
- [13] COTILLON J.: Advantages of bulb units for low-head developments; Water Power, January 1977, s. 21.
- [14] COTILLON J.: Micro power: an old idea for a new problem; Water Power, January 1979, s. 42.
- [15] COUMANS X., Y.PACHTERBAKE: Economics of straflo units for run-of-river stations; Water Power, May 1981, s. 48.
- [16] EICHLER O., E.U.JAEGER: The assessment of the cavitation behaviour of Kaplan turbines on the basis of a comparison between model tests and field experience; Voith Research and Construction, 4/1979.
- [17] ESCHER WYSS: Informacja o budowanych obecnie turbinach straflo; Water Power, January 1981.
- [18] FAY A.: Informacja prywatna, 1980.
- [19] FENTZLOFF H.: Principes fondamentaux de la construction des centrales submersibles; La Houille Blanche, Sept.-Oct. 1949 s. 598.
- [20] GLASSER G., F.AUROY: Les études des groupes de la Rance; Revue Française de l'Energie, Sept.-Oct. 1966, s. 722

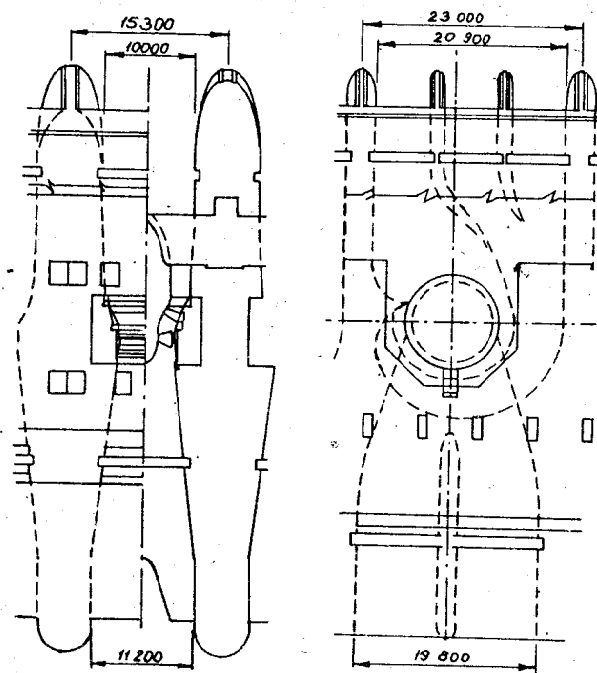
- [21] Hannover draws 111 countries to Energy Fair; Energy International, July 1980, s. 27.
- [22] HOFFMANN M.: Rozwój zastosowań turbin wodnych Kaplana w Polsce; Kwartalnik Historii Nauki i Techniki, nr 3, 4/1978, s. 681.
- [23] JACKOWSKI K.: Elektrownie wodne. Turbozespoły i wyposażenie, WNT Warszawa 1971.
- [24] KHANNA J.K., S.C.BANSAL: Cavitation characteristics and setting criteria for bulb turbines; Water Power, May 1979, s. 25.
- [25] LACOSTE A.: Exploitation et entretien des groupes bulbes; La Houille Blanche 7, 8/1977, s. 583.
- [26] MAYO H.A.: Tube turbine keeps costs down; Water Power, July 1980, s. 57.
- [27] MOSONYI E.: Water power development, Part I; Hungarian Academy of Sciences, Budapest 1963.
- [28] OSTERWALDER J.: Efficiency scale-up for hydraulic turbo-machines with due consideration of surface roughness; Journal of Hydraulic Research IAHR 1/1978, s. 55.
- [29] PICOLIER G.: Turbomachines hydrauliques. Essai industriels et méthodes de calcul; La Houille Blanche 7,8/1977,s.647.
- [30] PREDA J.: prywatna informacja, 1978.
- [31] PRUCE L.M.: Power from water; Power, April 1980, s.33.

- [32] PULPITEL L.: prywatna informacja, 1980.
- [33] QUINN M.C.: Hydraulic developments of bulb type hydro-electric generating unites; Small Hydro-Power Fluid Machinery, ASME 1980, s. 23.
- [34] HUUD F.O.: Hydraulic turbine setting criteria; Journal of Eng. for Power, Trans. ASME, July 1965, s. 295.
- [35] SIERVO F.de, F.de LEVA: Modern trends in selecting and designing Francis turbines; Water Power, August 1976, s. 28.
- [36] SIERVO F.de, F.de LEVA: Modern trends in selecting and designing Kaplan turbines; Water Power, Dec. 1977, Jan. 1978.
- [37] Standardized hydro electric generating units; Allis Chalmers Hydro-Turbine Division, York, Pen. USA.
- [38] STILLE C.E.: Water turbines scale effects and efficiency majoration methods; Scaling for Performance Prediction in Rotodynamic Machines, I.Mech.Eng. London 1977, s. 13.
- [39] STRAFLO - eine neuentwickelte Niederdruck-Wasserturbine; Technische Rundschau Sulzer, 2/1976, s. 92.
- [40] The straight-flow turbine turns full circle; Water Power, January 1977, s. 31.
- [41] STROHMER F.: Untersuchungen des dynamischen Verhaltens einer Rohrturbine; OZE, Juni 1979, s. 303.

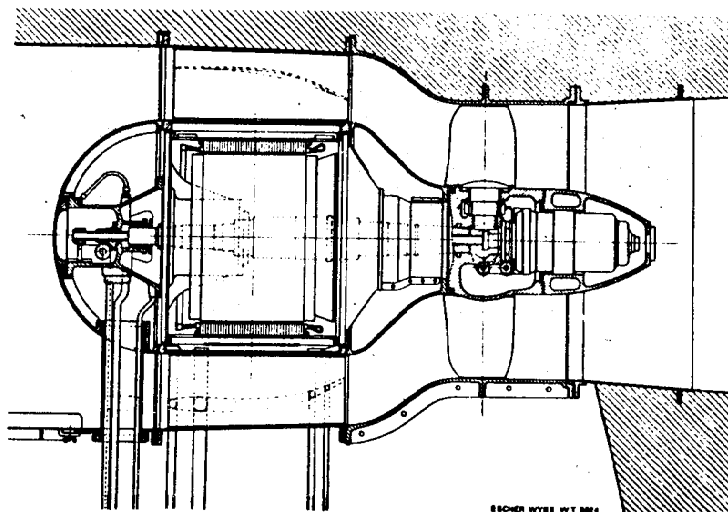
- [42] SVINAREV G.A., A.A.MELOUCOV: Gorizontal'nye kapsul'nye gidroturbiny oseвого tipa; Izdat.Naukova Dumke, Kiev, 1969.
- [43] TROSKOLAŃSKI A.T.: Maszyny i urządzenia hydrauliczne; PWN Warszawa - Poznań 1974.
- [44] VARLAMOV A.A. i in.: Issledovanie robočego processa kapsul'noj gidroturbiny; Energomašinostroenie 7/1977 s.1.
- [45] VARLAMOV A.A.: Vybory parametrov i komponovok kapsul'nych gidroturbin; Energomašinostroenie 8/1978
- [46] VARLAMOV A.A. i in.: O niekotorych rezultatach razrabotok i issledovanij schem komponovok gorizontal'nych oseвых gidroturbin; Energomašinostroenie 12/1978, s. 16.
- [47] PFENNINGER A.: Die Entwicklung im Bau von Rohrturbinen; Escher Wyss Mitteilungen, 2/1956, s. 3 - 16.
- [48] WIDDERN C.: Die Rohrturbine; Escher Wyss Mitt. 1953.



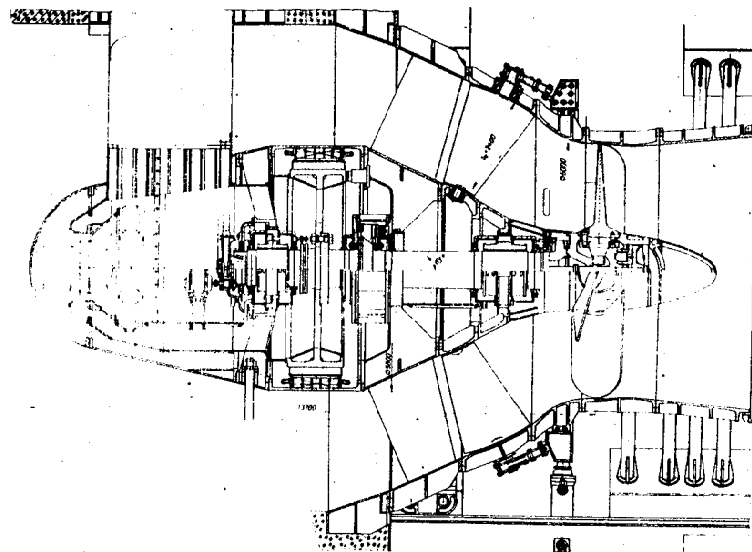
Rys. 1. Nominalne parametry przepływu turbin rurowych zainstalowanych w 140 elektrowniach wodnych /wg [7] /



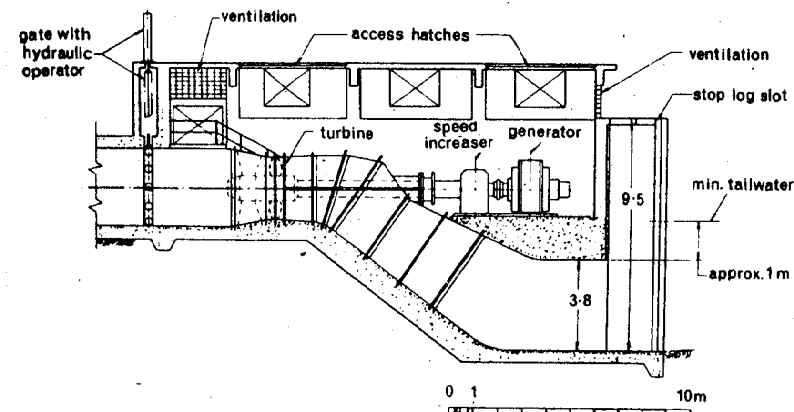
Rys. 2. Porównanie powierzchni zajmowanej przez turbozespół rurowy i turbozespół Kaplana [2]



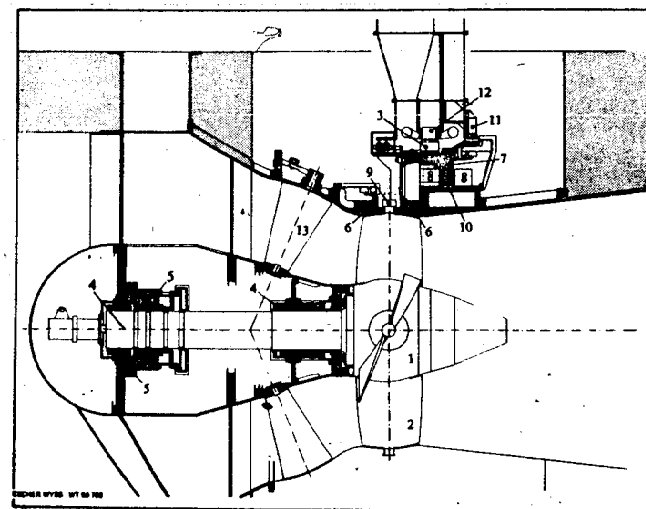
Rys. 3. Przekrój poprzeczny turbozespołu rurowego elektrowni wodnej w Rościnie /1936/ [48]



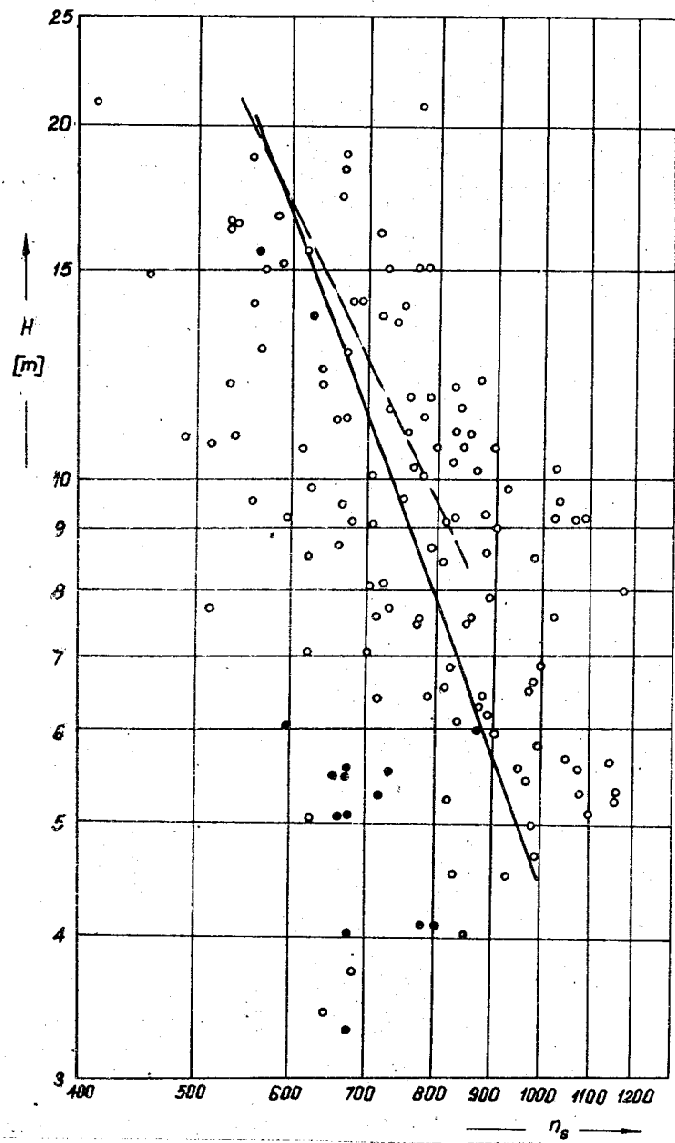
Rys. 4. Turbina gruszkowa tzw. drugiej generacji [42]



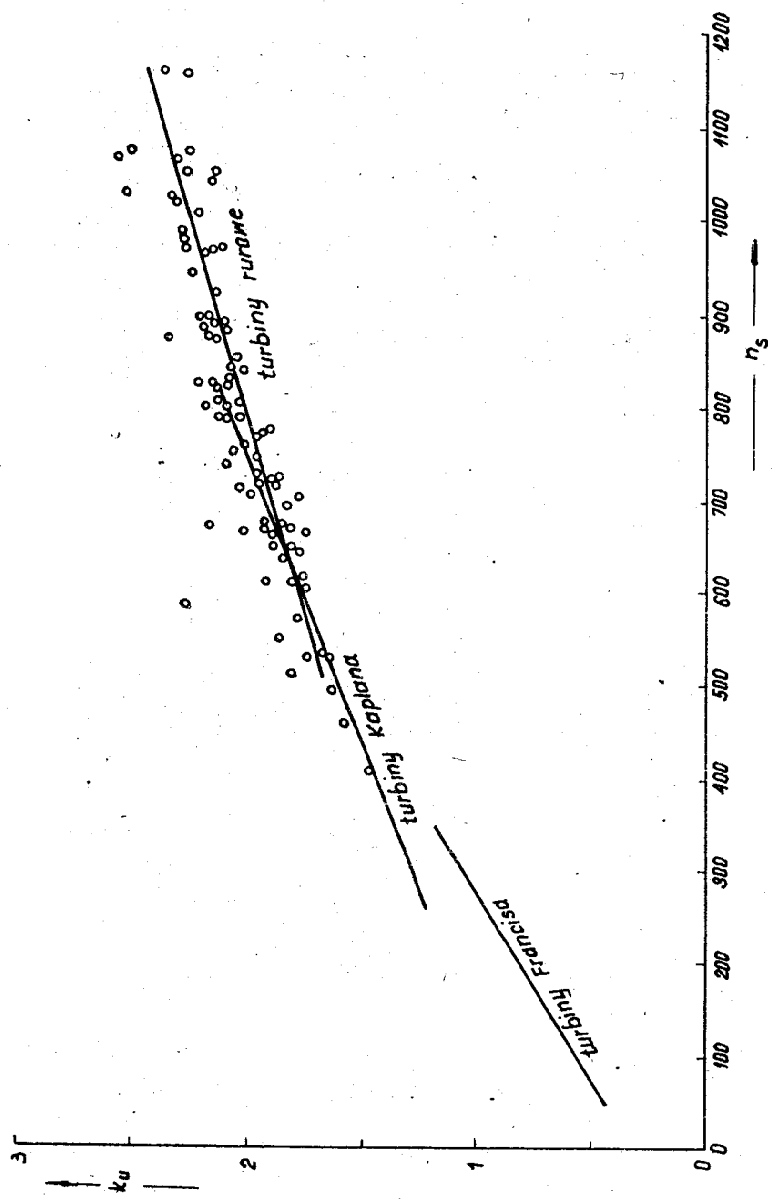
Rys.5 Turbina rurowa z generatorem zewnętrznym /Allis Chalmers/ [26]



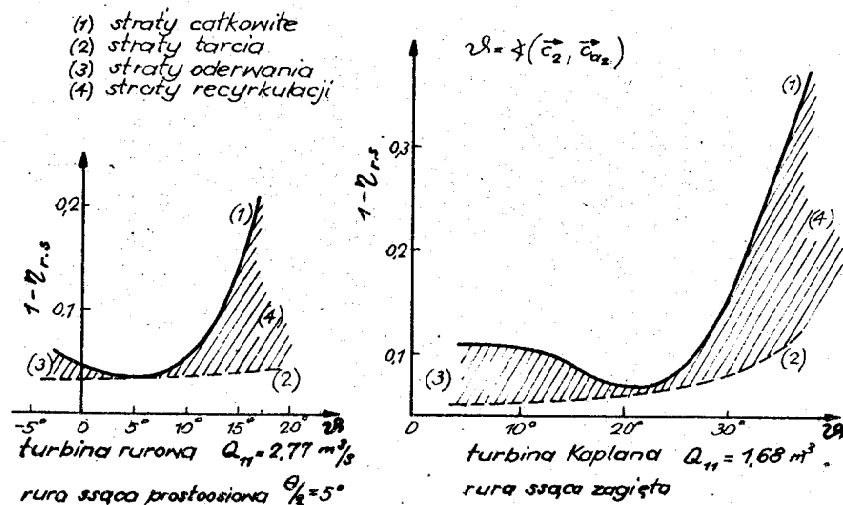
Rys. 6. Turbina typu "straflo", zainstalowana w elektrowni Am Giessen /Escher Wyss/ [5]



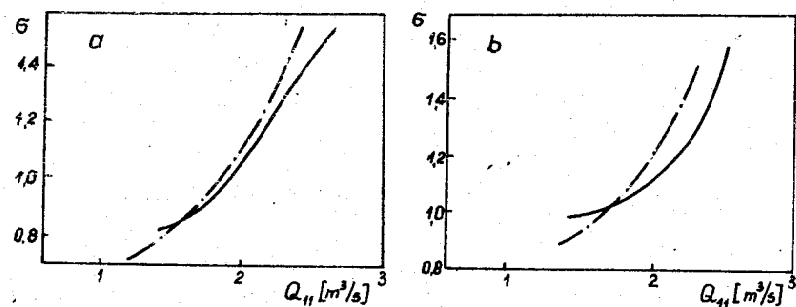
Rys. 7. Zależność szybkoobrotowości od spadu, pod jakim pracują turbiny rurowe /● - turbiny bezpośrednio sprzęgnięte z generatorem, ○ - turbiny wyposażone w przekładnię/. Linia przerywana, zaznaczono zależność $H(n_s)$ dla turbin Kaplana



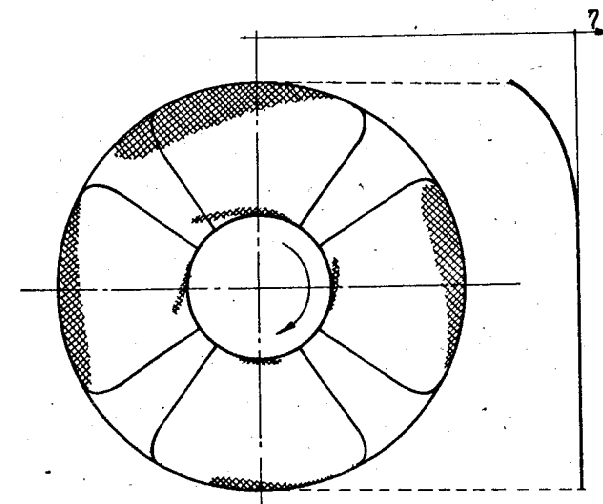
rys. 8. Zależność współczynnika szybkości obrotowej k_u od szybkoobrotowości turbin rurowych. Dla porównania podano zależność $k_u(n_s)$ dla turbin Kaplana i Francis



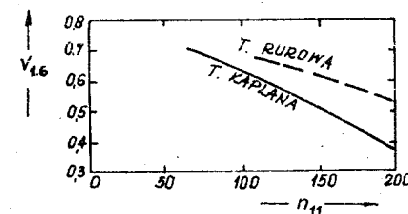
Rys. 9. Zależność strat energii w rurze ssącej / $1 - \eta_{rs}$ / od kąta zawiorowania przepływu za wirnikiem turbiny α/Q_{11} - natężenie przepływu zredukowane na spadek $H=1 \text{ m}$ i średnicę wirnika $D=1 \text{ m}$, θ - kąt rozwarcia prostoosiowej rury ssącej / [9]



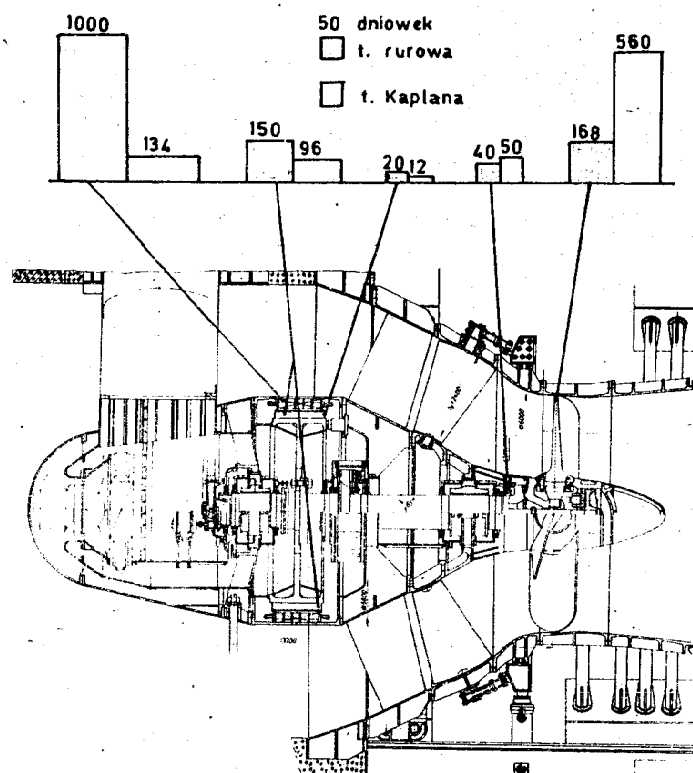
Rys. 10. Zależność liczby kawitacji σ od podwójnie zredukowanego natężenia przepływu dla spadku nominalnego /a/ i równego 60% spadku nominalnego /b/ — turbina rurowa, — — — turbina Kaplana / [24]



Rys. 11. Rozkład obszarów kawitacyjnych w wirniku turbiny rurowej oraz zależność sprawności wybranej łopatkki od jej pionowego położenia przy obrocie



Rys. 12. Wartości $K_{1,6}$ dla turbin rurowych i Kaplana [38]



Rys. 13. Zestawienie czasochłonności wymiany niektórych elementów turbiny rurowej w porównaniu z turbiną Kaplana /w dniówkach/

