

P O L S K A A K A D E M I A N A U K
INSTYTUT MASZYN PRZEPLYWOWYCH

PRACE
INSTYTUTU MASZYN
PRZEPLYWOWYCH

TRANSACTIONS
OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

83-84

WARSZAWA - POZNAŃ 1983

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE

PRACE INSTYTUTU MASZYN PRZEPŁYWOWYCH

poświęcone są publikacjom naukowym z zakresu teorii i badań doświadczalnych w dziedzinie mechaniki i termodynamiki przepływów, ze szczególnym uwzględnieniem problematyki maszyn przepływowych

*

THE TRANSACTIONS OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

exist for the publication of theoretical and experimental investigations of all aspects of the mechanics and thermodynamics of fluid-flow with special reference to fluid-flow machinery

RADA REDAKCYJNA—EDITORIAL BOARD

TADEUSZ GERLACH · HENRYK JARZYNA · JERZY KRZYŻANOWSKI
STEFAN PERYCZ · WŁODZIMIERZ PROSNAK · KAZIMIERZ STELLER
ROBERT SZEWAŁSKI (PRZEWODNICZĄCY - CHAIRMAN) · JÓZEF ŚMIGIELSKI

KOMITET REDAKCYJNY—EXECUTIVE EDITORS

KAZIMIERZ STELLER — REDAKTOR — EDITOR
WOJCIECH PIETRASZKIEWICZ · ZENON ZAKRZEWSKI
ANDRZEJ ŻABICKI

REDAKCJA—EDITORIAL OFFICE

Instytut Maszyn Przepływowych PAN
ul. Gen. Józefa Fiszer 14, 80-952 Gdańsk, skr. pocztowa 621, tel. 41-12-71

Copyright
by Państwowe Wydawnictwo Naukowe
Warszawa 1983

Printed in Poland

ISBN 83-01-04553-1
ISBN 0079-3205

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE — ODDZIAŁ W POZNANIU

Nakład 340+90 egz.	Oddano do składania 17 VI 1982 r.
Ark. wyd. 21,5. Ark. druk. 16,75+1 wkl.	Podpisano do druku 22 IV 1983 r.
Pap. druk. sat. kl. V, 70 g	Druk ukończono w maju 1983 r.
Nr zam. 489/184.	E-9/215. Cena zł 200,—

DRUKARNIA UNIwersytetu IM. A. MICKIEWICZA W POZNANIU

HYDROFORUM

KONFERENCJA NAUKOWO-TECHNICZNA

na temat

PROBLEMY ROZWOJU HYDRAULICZNYCH MASZYN WIROWYCH ZE SZCZEGÓLNYM UWZGLĘDNIENIEM POTRZEB ENERGETYKI

Porąbka-Kozubnik, 20 - 23, września 1980 r.

*

HYDROFORUM

SCIENTIFIC-TECHNICAL CONFERENCE

on

DEVELOPMENT PROBLEMS OF HYDRAULIC TURBOMACHINES WITH SPECIAL ACCOUNT OF THE NEEDS OF POWER ENGINEERING

Porąbka-Kozubnik, September 20 - 23, 1980

*

ГИДРОФОРУМ

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ

на тему

ПРОБЛЕМЫ РАЗВИТИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РОТОРНЫХ МАШИН С ОСОБЫМ УЧЕТОМ НУЖД ЭНЕРГЕТИКИ

Поромбка-Козубник, 20 - 23 сентября 1980 г.

WŁADYSŁAW KRZYŻANOWSKI, WŁADYSŁAW SKORUPA

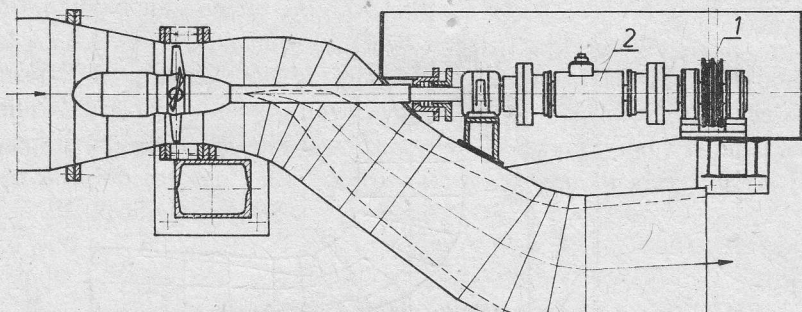
Gdańsk*

O nowych uproszczonych rozwiązaniach konstrukcyjnych turbin wodnych i ich wynikach badań

W pracy przedstawiono nowe uproszczone rozwiązania turbin rurowych o wale poziomym i pionowym oraz podano wyniki badań laboratoryjnych przeprowadzonych na modelu turbiny o wale poziomym i pionowym z pięcioma kompletami łopatek wirnika o różnych szybkobieżnościach.

1. Wstęp

Na zlecenie resortu energetyki i energii atomowej, od roku 1978, Zakład Turbin Wodnych i Pomp Politechniki Gdańskiej opracowuje zagadnienia związane z doбором optymalnego rozwiązania typoszeregu turbin wodnych, przy uwzględnieniu zastosowania minimalnej liczby wyróżników szybkobieżności i wielkości średnic wirników turbin, tak stopniowanych, aby było można zaspokoić wszystkie wyłaniające się potrzeby związane z energetycznym zagospodarowaniem małych i średnich cieków w kraju.



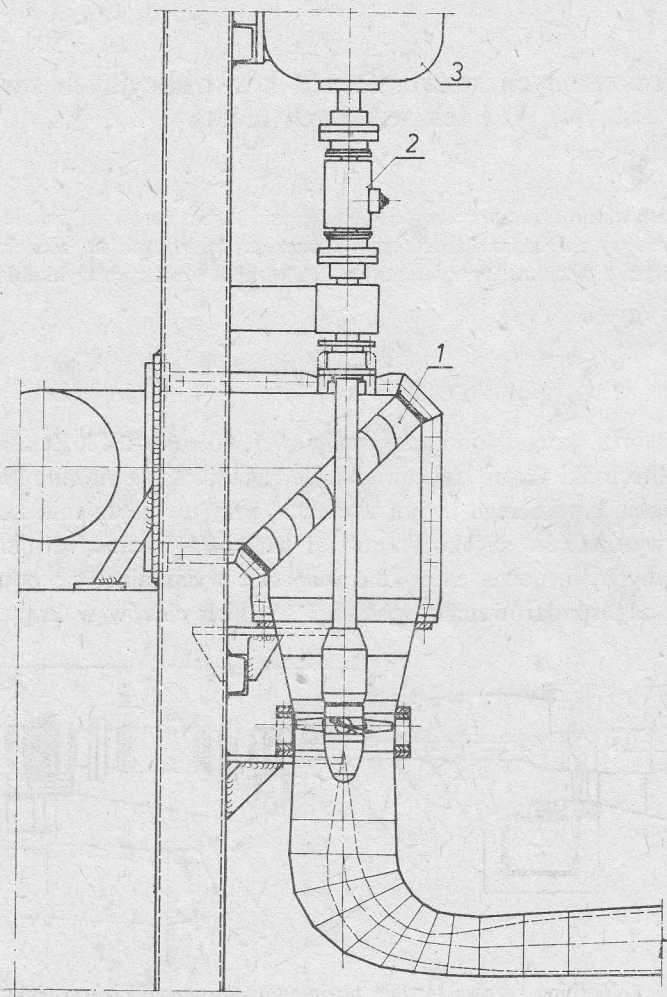
Rys. 1. Turbina rurowa o wale poziomym, uproszczonej konstrukcji

1 – koło na paski klinowe, 2 – część mechaniczna momentomierza

Według udostępnionych materiałów przewidywane obiekty energetyczne małych siłowni wodnych charakteryzują się małymi spadami, najczęściej kilku metrów. Przy takich spadach mogą przede wszystkim wchodzić w grę turbiny Kaplana i śmigłowe. Posiadają one większe prędkości obrotowe, przy tych samych mocach i spadach, niż turbiny Fran-

* Zakład Turbin Wodnych i Pomp, Politechnika Gdańska.

cisa. Wskutek tego możliwe jest w wielu przypadkach sprzęganie turbiny bezpośrednio z prądnicą bez stosowania przekładni pośredniczących. W związku z tym stosowanie turbin Francisa będzie miało miejsce jedynie w przypadkach wyjątkowych. Odnośnie do układów konstrukcyjnych, to w przeważających przypadkach będzie stosowany uproszczony układ rurowy o wale poziomym lub pionowym, dający konstrukcję zwartą, zajmującą mało miejsca i możliwy do wykorzystywania spadów w zakresie $H=2 \div 20$ m.



Rys. 2. Turbina rurowa o wale pionowym

1 — palisada łopatkowa, zmieniająca kierunek przepływu o 90° , 2 — część mechaniczna momentomierza, 3 — silnik prądu stałego spełniający rolę hamulca

Zostały opracowane konstrukcyjnie dwa nowe uproszczone układy turbin rurowych ze stałymi łopatkami kierowniczymi o wale poziomym i pionowym. Na modelu turbiny o wale poziomym (rys. 1) przeprowadzono badania laboratoryjne z czterema komplektami łopatek wirnika o różnych szybkobieżnościach oraz badania z wirnikiem pięcio-

łopatkowym, dostosowanym do pracy pod spadami $H \geq 10$ m. Te same komplety łopatek wirnika zostały wykorzystane w przeprowadzonych badaniach na turbinie rurowej o wale pionowym (rys. 2).

Badania laboratoryjne w pierwszym etapie miały na celu ustalenie dla danej szybkobieżności optymalnego pochylenia stałych łopatek kierowniczych oraz wyznaczenie charakterystyk uniwersalnych z poszczególnymi kompletami łopatek wirnika. Znajomość charakterystyk uniwersalnych umożliwi ustalenie niezbędnej liczby wielkości średnic wirników, jakie będą wchodziły w grę przy wyposażaniu małych obiektów energetycznych, przewidywanych w dorzeczu Wisły i pozostałych rzekach kraju.

Na podstawie otrzymanych wyników z badań zostanie ustalone, czy opracowane konstrukcyjne komplety łopatek wirników turbin będą pod względem szybkobieżności pokrywały całkowity obszar pracy turbin, wynikający z przeprowadzonej analizy zestawień danych dotyczących natężeń przepływów i spadów, i odpowiednio dobranych synchronicznych prędkości obrotowych.

Podejmowane dotychczas wielokrotnie próby odbudowy i budowy nowych małych siłowni wodnych, z nielicznymi wyjątkami, nie dawały oczekiwanych rezultatów. Głównym powodem tego był brak dostatecznej liczby dewiz na zakup za granicą odpowiedniego wyposażenia maszynowego. Jak widać z tego, najprostsza droga do budowy małych siłowni prowadzi przez zorganizowanie własnej produkcji maszyn energetycznych. Pierwsze kroki w tym kierunku już poczyniono, a otrzymane rezultaty są zachęcające.

Punktem wyjścia do rozwinięcia produkcji turbin wodnych jest opracowanie konstrukcyjne podstawowych typoszeregów, a następnie poddanie ich badaniom laboratoryjnym.

Pierwsze badania laboratoryjne opracowanego konstrukcyjnie przez Zakład Turbin Wodnych i Pomp Politechniki Gdańskiej typoszeregu wirnika turbiny Kaplana o wyróżniku szybkobieżności $n_{sN}=545$ (w konwencjonalnym układzie konstrukcyjnym o wale pionowym) zostały przeprowadzone w 1965 r.

Opracowanie to umożliwiło zaprojektowanie i wykonanie 1 turbiny śmigłowej dla El. Kuźnice i 3 turbin Kaplana dla El. Stocki Młyn i El. Gubin.

Na zlecenie „Energoprojektu” w Warszawie w 1967 r. Zakład Turbin Wodnych i Pomp Politechniki Gdańskiej opracował nowy typoszereg wirnika turbin Kaplana o wyróżniku szybkobieżności $n_{sN}=635$. Wirnik ten został również wykorzystany w praktyce przy projektowaniu 2 turbin rurowych dla El. Rościno oraz turbiny rurowej, uproszczonej konstrukcji dla El. Promnik.

2. Opis turbin modelowych

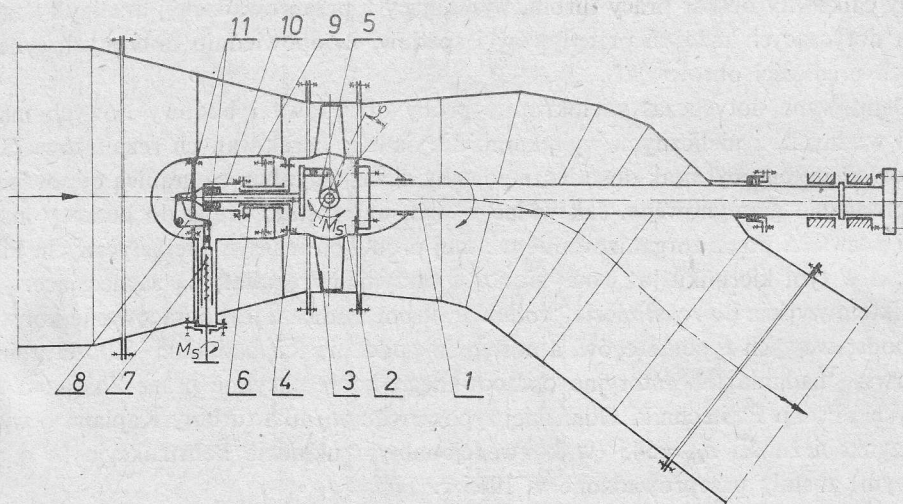
2.1. Turbina rurowa o wale poziomym

Model tej turbiny został zaprojektowany i wykonany jako wierne odwzorowanie turbiny, jaką Zakład zaprojektował dla El. Promnik. Jej rozwiązanie (rys. 1) jest uproszczone w stosunku do klasycznego rozwiązania turbiny rurowej. Uproszczenie w pierwszym rzędzie polega na zastosowaniu stałych łopatek kierowniczych. Regulację natężenia przepływającej przez turbinę wody przejęły przestawialne w czasie pracy łopatki wirnika.

Dla jednostek przeznaczonych do pracy w elektrowniach przewidziana jest samoczynna regulacja za pomocą uproszczonego regulatora prędkości obrotowej, sprzężonego z mechanizmem przestawiania łopatek wirnika.

Mechanizm przestawiania łopatek wirnika (nowe rozwiązanie opatentowane) przedstawiono na rysunku 3.

Wał napędowy turbiny 1 jest połączony kołnierzem z piastą wirnika 2 za pomocą śrub. Łopatki wirnika są sprzęgnięte z drążkiem sterującym 4 cięgnami 5. Drążek sterujący 4 jest umieszczony przesuwnie wewnątrz wału podporowego i połączony z zespołem śrubowym 7 za pomocą dźwigni 8, zamocowanej obrotowo do korpusu opływki 9. Dźwignia ta połączona jest z tuleją regulacyjną 10 i zespołem śrubowym 7 za pomocą cięgien 11.



Rys. 3. Mechanizm przestawiania łopatek wirnika

1 – wał napędowy turbiny, 2 – piasta wirnika, 3 – łopatka wirnika, 4 – drążek sterujący, 5 – cięgno, 6 – wałek wsporczy, 7 – zespół śrubowy, 8 – dźwignia kątowa, 9 – korpus opływki, 10 – tuleja regulacyjna, 11 – cięgna dźwigni kątowej

Moment sterujący M_s zespołu śrubowego 7 przenoszony jest na dźwignię 8 poprzez cięgno 11 i zamieniany na siłę w ruchu posuwisto-zwrotnym. Wychylenie dźwigni 8 powoduje przesunięcie drążka sterującego 4 w tulei 10 i przestawianie łopatek 3 wirnika 2 o kąt φ . Mechanizm śrubowy 7 umieszczony jest wewnątrz stałej łopatki kierowniczej.

Dalszym uproszczeniem tego rozwiązania jest wyeliminowanie kapsuły (gruszki), która w klasycznych układach turbin rurowych jest wykorzystywana do umieszczania prądnic, a także, niekiedy, przekładni pośredniczących między wałem turbiny a wałem prądnicy.

Rura ssawna w przedstawionym rozwiązaniu odbiega kształtem od prostoosiowej rury ssawnej turbiny rurowej o rozwiązaniu klasycznym. Wał turbiny przechodzący przez krzywak rury może być bezpośrednio sprzęgany lub też poprzez przekładnię z prądnicą typową umieszczoną w maszynowni.

Rura ssawna może być rozwiązana inaczej w zależności od warunków lokalnych siłowni. Woda może być doprowadzana do turbiny rurowiągiem, bądź też pobierana bez-

pośrednio przez turbinę z górnego zbiornika poprzez specjalnie wykonaną komorę wlotową. Jako zabezpieczenie przed rozbieganiem się turbiny przewiduje się zastawki umieszczone na wlocie do turbiny lub na wylocie rury ssawnej, działające samoczynnie przy określonej nadwyżce prędkości obrotowej turbozespołu.

Wirnik badanej turbiny modelowej, o średnicy charakterystycznej $D=0,265$ m, posiada wymienne komplety łopatek o różnych wyróżnikach szybkobieżności.

Tabela I

Zestawienie optymalnych parametrów pracy wirników w różnych układach konstrukcyjnych (średnica wirnika modelowego $D=265$ mm)

Wirnik	Parametry optymalne	Turbina Kaplana układ klasyczny wał pionowy	Układ rurowy z prostoosiową rurą ssawną wał poziomy	Uproszczony układ rurowy z rurą ssawną podwójnie zakrzywioną wał poziomy	Uproszczony układ rurowy z rurą ssawną o osi zakrzywionej wał pionowy
A 4 łopatki	$(Q_1^1)_{\text{opt}}$ [m ³ /s]	1,27	1,85	1,50	1,24
	$(\omega_1^1)_{\text{opt}}$ [rad/s]	14,97	14,97	13,61	13,51
	η_{opt}	0,855	0,860	0,830	0,865
	$(n_{sN})_{\text{opt}}$	545	660	530	490
B 4 łopatki	$(Q_1^1)_{\text{opt}}$ [m ³ /s]	1,40	2,40	1,40	1,82
	$(\omega_1^1)_{\text{opt}}$ [rad/s]	16,49	18,33	16,55	16,34
	η_{opt}	0,875	0,895	0,865	0,86
	$(n_{sN})_{\text{opt}}$	635	935	635	710
C 4 łopatki	$(Q_1^1)_{\text{opt}}$ [m ³ /s]	—	—	1,40	1,70
	$(\omega_1^1)_{\text{opt}}$ [rad/s]	—	—	15,29	16,65
	η_{opt}	—	—	0,85	0,86
	$(n_{sN})_{\text{opt}}$	—	—	580	700
D 4 łopatki	$(Q_1^1)_{\text{opt}}$ [m ³ /s]	—	—	1,30	1,70
	$(\omega_1^1)_{\text{opt}}$ [rad/s]	—	—	17,02	18,01
	η_{opt}	—	—	0,875	0,875
	$(n_{sN})_{\text{opt}}$	—	—	635	765
E 5 łopatek	$(Q_1^1)_{\text{opt}}$ [m ³ /s]	—	—	1,35	1,15
	$(\omega_1^1)_{\text{opt}}$ [rad/s]	—	—	14,14	14,24
	η_{opt}	—	—	0,835	0,85
	$(n_{sN})_{\text{opt}}$	—	—	520	490

Dla spadów $H \geq 10$ m jest zaprojektowany i wykonany wirnik pięciółopatkowy o małym wyróżniku szybkobieżności.

Oznaczenia wirników oraz zestawienie ich optymalnych parametrów pracy w różnych układach konstrukcyjnych podano w tabeli I. Kierownica turbiny jest wyposażona w 6 łopatek stałych rozmieszczonych symetrycznie na obwodzie. Jedna z łopatek kierowniczych, przez którą przechodzi mechanizm śrubowy do przestawiania łopatek wirnika jest nieco grubsza. Łopatki są połączone za pomocą spawów z obudową kierownicy i jej owalną częścią środkową, tak zwaną opływką.

Poziomy wał turbiny modelowej ułożyskowany jest w dwóch łożyskach. Jedno z nich znajduje się w opływe kierownicy, drugie natomiast poza dławnicą wału na zewnątrz turbiny. Zewnętrzny koniec wału turbiny jest połączony sprzęgłem z częścią mechaniczną momentomierza 2 (rys. 1), firmy Hottinger Baldwin Messtechnik. Z kolei część mechaniczna momentomierza jest połączona sprzęgłem z przystawką, na wale której osadzono koło na paski klinowe 1 przenoszące moment obrotowy na wał silnika prądu stałego, spełniającego rolę hamulca.

2.2. Turbina rurowa o wale pionowym uproszczonej konstrukcji

Model turbiny rurowej o wale pionowym jest zupełnie nowym rozwiązaniem. Do badań zostały wykorzystane te same wirniki i komplety łopatek, jak w przypadku turbiny rurowej o wale poziomym. Kierownica turbiny jest wyposażona w 6 stałych łopatek równomiernie rozmieszczonych na obwodzie o jednakowej grubości. W jednostkach pracujących w siłowniach regulację natężenia przepływającej przez turbinę wody przejmują przestawialne w czasie pracy łopatki wirnika. Mechanizm przestawiania łopatek wirnika będzie analogiczny, jak w tradycyjnych rozwiązaniach turbin Kaplana o wałach pionowych.

Pionowy wał turbiny łożyskowany jest w dwóch łożyskach kulkowych. Jedno łożysko dostosowane do przenoszenia sił poprzecznych osadzone jest w opływie kierownicy, natomiast drugie, spełniające rolę łożyska osiowo-poprzecznego zostało osadzone w specjalnej obudowie, umieszczonej nad dławnicą wału turbiny i wspartej na płaszczu krzywaka. Obciążenie wału turbiny momentem oporowym, w czasie przeprowadzanych pomiarów, odbywa się za pomocą silnika prądu stałego 4 (rys. 2) i zespołu oporników elektrycznych, jak w przypadku hamowania turbiny rurowej o wale poziomym. Pomiar momentu jest dokonywany za pomocą momentomierza Hottingera. Moment z wału turbiny jest przenoszony na wał silnika elektrycznego poprzez część mechaniczną momentomierza Hottingera 2.

Woda doprowadzana do kierownicy turbiny przepływa przez krzywak prostokątny uzbrojony w palisadę łopatkową 1, zmieniającą kierunek przepływu o 90° . Turbina jest wyposażona w rurę ssawną o osi zakrzywionej. W ostatnim etapie prac zostaną przeprowadzone badania z rurą ssawną dzwonową i odmienną konstrukcją krzywaka.

Oba opisane rozwiązania turbin wodnych odznaczają się niskimi wskaźnikami masy w stosunku do reprezentowanych przez jednostki mocy. Znaczne uproszczenie konstrukcji turbin obniża koszty ich wykonania. Wyjątkowo niskie koszty są związane z wykonaniem części hydrotechnicznej siłowni przy instalowaniu tych turbin.

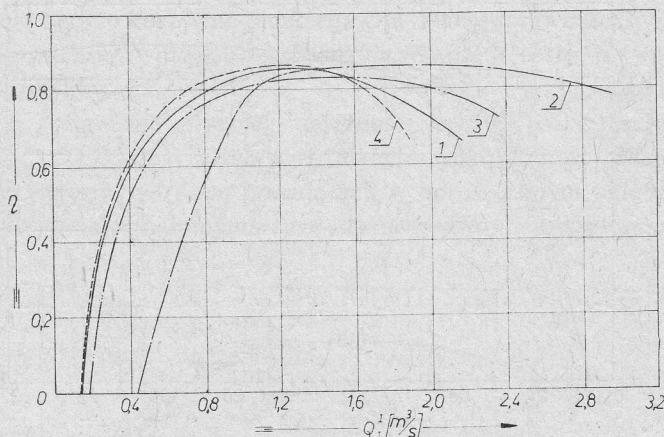
3. Omówienie wyników pomiarów

Na rysunku 4 zestawiono charakterystyki eksploatacyjne wirnika A, przebadanego w czterech różnych układach konstrukcyjnych. Zostały one sporządzone dla stałych optymalnych prędkości kątowych i stałego spadu.

Przeprowadzone z tym wirnikiem pomiary laboratoryjne na turbinie, w układzie konstrukcyjnym klasycznym o wale pionowym, pozwoliły ustalić wartość liczbową wyróżnika szybkobieżności. Wynosi on $(n_{sN})_{\text{opt}} = 545$, przy nominalnej prędkości kątowej podwójnie zredukowanej $(\omega_{I_n}^I) = 14,97 \text{ rad/s}$ i przeliku podwójnie zredukowanym $(Q_{I_n}^I) = 1,27 \text{ m}^3/\text{s}$.

Nominalna prędkość kątowa podwójnie zredukowana, dla tego samego wirnika w układzie konstrukcyjnym rurowym z przestawionymi w czasie pracy łopatkami kierownicy i wirnika, i z prostoosiową rurą ssawną, wynosi dokładnie tyle samo, natomiast przeliku podwójnie zredukowany zwiększył się do wartości $(Q_{I_n}^I) = 1,85 \text{ m}^3/\text{s}$. W związku z tym wyróżnik szybkobieżności powiększył się i osiągnął wartość $(n_{sN})_{\text{opt}} = 660$.

W układzie rurowym uproszczonym, ze stałymi łopatkami kierownicy i przestawialnymi w czasie pracy turbiny łopatkami wirnika, z rurą ssawną podwójnie zakrzywioną, wielkości charakterystyczne dla tego samego wirnika wynosiły $(\omega_I^I)_n = 13,61$ rad/s, $(Q_I^I)_n = 1,5$ m³/s. Wartość wyróżnika szybkobieżności w stosunku do układu klasycznego



Rys. 4. Charakterystyki eksploatacyjne $\eta = f(Q_I^I)$ wirnika A pracującego w czterech różnych układach konstrukcyjnych

1 – układ klasyczny turbiny Kaplana o wale pionowym, 2 – typowy układ turbiny rurowej z prostoosiową rurą ssawną i z przestawialnymi w czasie pracy turbiny łopatkami kierownicy i wirnika, 3 – uproszczony układ turbiny rurowej o wale poziomym, z rurą ssawną podwójnie zakrzywioną, ze stałymi łopatkami kierowniczymi i przestawialnymi w czasie pracy turbiny łopatkami wirnika, 4 – uproszczony układ turbiny rurowej o wale pionowym z rurą ssawną o osi zakrzywionej

zmieniła się nieznacznie. Optymalne wartości sprawności w układzie rurowym o uproszczonej konstrukcji są nieco niższe niż w układzie klasycznym, natomiast dla przelików większych od przeliku, przy którym turbina osiąga optymalną sprawność, badany wirnik w układzie rurowym o uproszczonej konstrukcji osiąga dużo większe sprawności niż w układzie klasycznym.

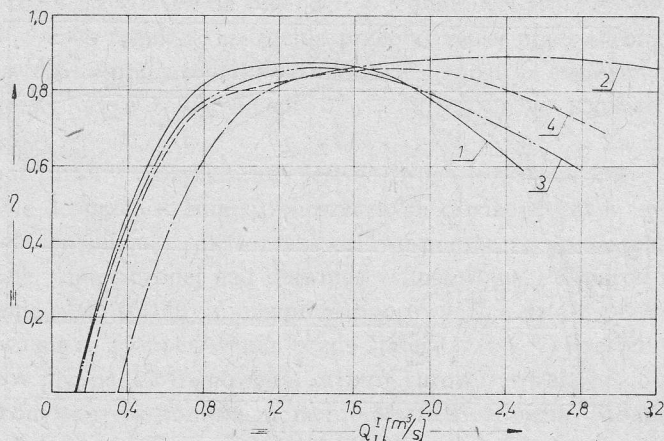
W uproszczonym układzie rurowym o wale pionowym z rurą ssawną, o osi zakrzywionej optymalne wartości $(\omega_I^I)_n = 13,51$ rad/s i $(Q_I^I)_n = 1,24$ m³/s są niższe niż w poprzednich trzech układach konstrukcyjnych, co spowodowało zmniejszenie wyróżnika szybkobieżności do $(n_{sN})_{opt} = 490$. Zakres optymalnych sprawności zmniejszył się i przemieścił w kierunku mniejszych przelików.

Analogicznie pozostają względem siebie charakterystyki eksploatacyjne 1, 2 i 3, przedstawione na rysunku 5. Odnoszą się one do wirnika B o wyróżniku szybkobieżności $(n_{sN})_{opt} = 635$, którego wartość liczbową została ustalona badaniami laboratoryjnymi w układzie klasycznym, przy nominalnej prędkości kątowej podwójnie zredukowanej $(\omega_I^I)_n = 16,49$ rad/s i przeliku $(Q_I^I)_n = 1,4$ m³/s.

W układzie rurowym z przestawialnymi w czasie pracy turbiny łopatkami kierownicy i wirnika nominalna prędkość kątowa podwójnie zredukowana wynosi $(\omega_I^I)_n = 18,33$ rad/s, natomiast przelik zwiększył się do wartości $(Q_I^I)_n = 2,4$ m³/s.

To wpłynęło na duże zwiększenie wartości liczbowej wyróżnika szybkobieżności $(n_{sN})_{opt} = 935$.

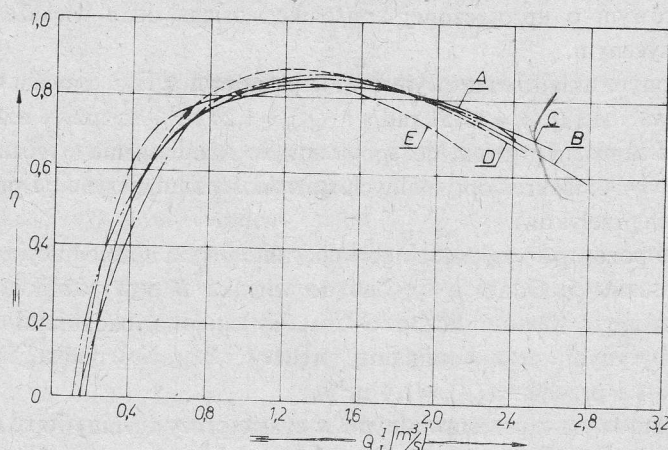
Wielkości charakterystyczne dla tego wirnika w uproszczonym układzie z rurą ssawną podwójnie zakrzywną wynoszą $(\omega_I^I)_n = 16,55$ rad/s, $(Q_I^I)_n = 1,4$ m³/s. Wyróżnik szybkości w stosunku do układu klasycznego nie zmienił swojej wartości liczbowej. Optymalna sprawność w układzie rurowym o uproszczonej konstrukcji w stosunku do układu



Rys. 5. Charakterystyki eksploatacyjne $\eta=f(Q_I^I)$ wirnika B pracującego w czterech różnych układach konstrukcyjnych. Objasnienia jak na rys. 4

klasycznego zmniejszyła się o około 1% (co mieści się w granicach popełnianego błędu w trakcie pomiarów), natomiast dla przepływów większych od przepływu $(Q_I^I)_n$, wirnik ten pracując w układzie rurowym o uproszczonej konstrukcji osiąga większe sprawności niż w układzie klasycznym.

Natomiast krzywa 4 pokazana na rysunku 5 przedstawia charakterystykę eksploatacyjną wirnika B w uproszczonym układzie rurowym o wale pionowym, dla parametrów optymal-

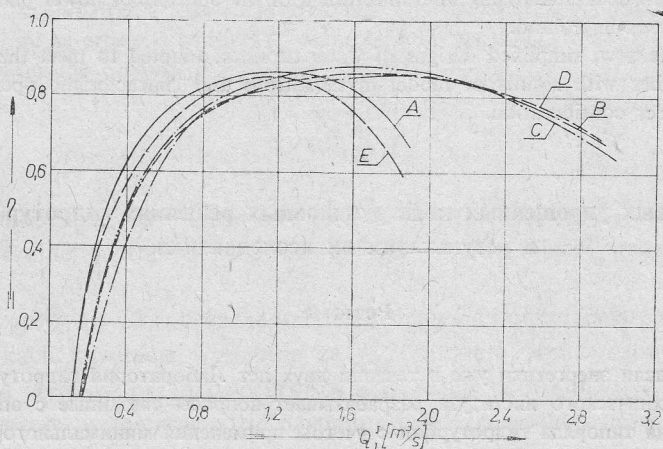


Rys. 6. Charakterystyki eksploatacyjne $\eta=f(Q_I^I)$ wirników A, B, C, D i E o tej samej wielkości średnicy $D=0,265$ m, o różnych szybkościach, pracujących w uproszczonej konstrukcji turbiny rurowej o wale poziomym, z rurą ssawną podwójnie zakrzywną, ze stałymi łopatkami kierownicy i przestawialnymi w czasie pracy turbiny łopatkami wirnika

nych $(\omega_I^I)_n = 16,34$ rad/s, $(Q_I^I)_n = 1,82$ m³/s i $(n_{sN})_{opt} = 710$. W układzie tym optymalne sprawności są w dosyć szerokim zakresie przętyków (większym niż w charakterystykach 1 i 3 na rys. 5).

Zależności $\eta = f(Q_I^I)$ dla obu wirników A i B, pracujących w tradycyjnym układzie turbiny rurowej z prostoosiową rurą ssawną i z przestawialnymi łopatkami kierownicy i wirnika, posiadają bardzo korzystne przebiegi. Optymalne sprawności wzrosły i przemieściły się w kierunku większych przętyków. Bardzo wydatnie wzrosły sprawności w obszarze maksymalnych przętyków.

Na rysunku 6 zestawiono przebiegi zależności $\eta = f(Q_I^I)$ dla pięciu przebadanych wirników – A, B, C, D i E – o różnych wyróżnikach szybkobieżności, o tej samej wielkości średnicy charakterystycznej wirnika, pracujących w uproszczonym układzie konstrukcyjnym turbiny rurowej o wale poziomym z rurą ssawną podwójnie zakrzywioną, a na rysunku



Rys. 7. Charakterystyki eksploatacyjne $\eta = f(Q_I^I)$ wirników A, B, C, D i E o tej samej wielkości średnicy $D = 0,265$ m, o różnych szybkobieżnościach, pracujących w uproszczonej konstrukcji turbiny rurowej o wale pionowym z rurą ssawną o osi zakrzywionej

7 również zależności $\eta = f(Q_I^I)$ – dla tych samych wirników w uproszczonym układzie rurowym o wale pionowym z rurą ssawną o osi zakrzywionej. Oznaczenia krzywych A, B, C, D i E odpowiadają oznaczeniom wirników w tabeli I. Łopatki wirników B, C i D posiadają profile płaskie, natomiast łopatki wirnika A profile wklęsłe i długie.

Porównując wyniki pomiarów uzyskane w uproszczonych układach rurowych można wysnuć wnioski, że profile płaskie są bardziej przydatne do konstruowania wirników dla rurowych układów konstrukcyjnych turbiny od profili wklęsłych.

Łopatki wirnika A są zaprojektowane dla turbiny śmigłowej przy założeniu, że optymalna praca turbiny jest przy przętyku bliskim maksymalnego. Dlatego też można sądzić, iż parametry optymalne wirnika A w uproszczonych układach rurowych (o wale poziomym i pionowym) zmieniają się inaczej niż parametry optymalne wirników B, C i D (patrz tab. I).

Poza tym wirnik A oraz pięciółopatkowy wirnik E, ze względu na niższe wartości liczbowe wyróżników szybkobieżności (niższy współczynnik kawitacji), w uproszczonych

układach rurowych mogą być stosowane do pracy przy wyższych spadach $H \geq 10$ m.

Podane w tabeli I wirniki A , B , C , D i E , na których przeprowadzono badania laboratoryjne, przypuszczalnie będą w stanie pokryć zapotrzebowanie naszej małej energetyki na turbiny zarówno w układzie klasycznym, jak i w układzie rurowym.

Novel Simplified Designs of Water Turbines and Results of Their Investigations

Summary

The Water Turbine and Pump Division of the Technical University of Gdańsk has investigated for two years the problem of optimum design of a series of types of water turbines characterized by minimum number of specific speeds and such arrangement of the turbine rotor diameters which will allow for covering all demands arising in connection with the building of power plants on small and medium water courses in Poland.

Details of some new, simplified designs of water turbines, adapted to meet these requirements, are discussed together with results of model investigations and characteristic operational features of the turbines under consideration.

О новых упрощенных конструкционных решениях гидротурбин и результатах их исследований

Резюме

По заказу отрасли энергетики уже в течении двух лет Лаборатория гидротурбин и насосов Гданьского политехнического института разрабатывает вопросы связанные с определением оптимального решения типоряда гидротурбин с учетом применения минимального количества показателей быстроходности и величин диаметров роторов турбин так постепенно изменяющихся, чтобы можно было удовлетворить все рождающиеся нужды связанные с энергетическим освоением малых и средних водотоков в стране.

Представлены также результаты модельных исследований и характерные эксплуатационные черты разрабатываемых конструкций.