

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.

JANUSZ STELLER

Gdańsk*

Wrażliwość profili na kawitację oraz przewidywanie tego zjawiska w kierownicach łopatkowych maszyn odwracalnych

Przedstawiono związki między parametrami geometrycznymi a wrażliwością kawitacyjną profilu izolowanego oraz prostoliniowej palisady profili. Zwrócono uwagę na rolę efektów skalowych. Własności kawitacyjne palisady kołowej omówiono na przykładzie kierownicy maszyny odwracalnej zainstalowanej w EPS Żydowo. Wskazano, że model płaskiego przepływu cieczy idealnej pozwala dość skutecznie przewidywać strefy erozji na łopatkach kierowniczych.

1. Wprowadzenie

Rozwój obłoku kawitacyjnego na łopatkę maszyny hydraulicznej prowadzi kolejno do nasilenia i zaniku obciążeń dynamicznych związanych z drganiami, pęknięciami zmęczeniowymi i erozją kawitacyjną, jak również do załamania charakterystyk energetycznych. Trudności w przewidywaniu intensywności oddziaływania kawitacji na materiał konstrukcyjny podnoszą znaczenie związków wrażliwości kawitacyjnej układu łopatkowego z jego parametrami geometrycznymi oraz energetycznymi. Tak rozumiane charakterystyki kawitacyjne były i są przedmiotem licznych badań prowadzonych zarówno dla celów poznawczych, jak i projektowych.

Badania prowadzone w tunelach kawitacyjnych (Walchner [15], Numachi [10]) umożliwiają obserwację rozwoju zjawiska. Z drugiej strony utrudniony jest równoczesny pomiar rozkładu ciśnień oraz charakterystyk energetycznych, a wysokie wymagania stawiane tego typu urządzeniom (jednorodność strumienia napływającego, brak cyrkulacji pęcherzyków kawitacyjnych, a zwłaszcza możliwość dokładnej regulacji ustawienia płatów) podnoszą koszty prac przygotowawczych. W tej sytuacji pomiary wrażliwości kawitacyjnej prowadzi się często na stanowiskach aerodynamicznych określając rozkłady ciśnienia przy liczbie Reynoldsa zbliżonej do występującej w warunkach naturalnych oraz przy pominięciu pozostałych efektów skalowych (Anton i in. [1, 2, 17]).

Na przestrzeni wielu lat udało się ustalić pewne ogólne zależności między geometrią układu łopatkowego a jego własnościami energetycznymi oraz kawitacyjnymi. Część z nich wyrażają ilościowo przytoczone niżej związki półempiryczne.

* Instytut Maszyn Przepływowych PAN.

Nowe możliwości przed teoretycznymi metodami wyznaczania wrażliwości kawitacyjnej otworzył w ciągu ostatniego dwudziestolecia rozwój techniki cyfrowej.

Celem tej pracy jest zwrócenie uwagi na wspomniane związki między geometrią a wrażliwością kawitacyjną oraz na możliwości, jakie stwarza nawet model płaskiego przepływu potencjalnego dla przewidywania kawitacji na wybranych elementach maszyn hydraulicznych. Wskazano również na rolę efektów skalowych oraz niektóre sposoby ich uwzględniania w miarę udoskonalania metod numerycznych.

W rozdziałach 2 i 3 przedstawiono ważniejsze związki ilościowe i jakościowe pomocne przy szacowaniu wrażliwości kawitacyjnej profilu izolowanego oraz w palisadzie. Związki te zaczerpnięto w większości z bogatej literatury przedmiotu, popierając je w niektórych przypadkach własnym materiałem obliczeniowym i doświadczalnym. W rozdziale 4 zestawiono wyniki obserwacji prowadzonych przez Zakład Dynamiki Cieczy IMP PAN na jednostce energetycznej w EPS Żydowo z wynikami obliczeń własnych. Wyciągnięto wnioski dotyczące użyteczności stosowanej metody obliczeniowej do przewidywania wrażliwości kawitacyjnej kierownic maszyn odwracalnych.

2. Wrażliwość kawitacyjna pojedynczego profilu

2.1. Uwagi wstępne

Niech p , p_v , ρ i v oznaczają odpowiednio ciśnienie, ciśnienie pary nasyconej, gęstość i szybkość cieczy, zaś indeksy ∞ , $\min$, $\max$ odnoszą się odpowiednio do wielkości mierzonych w przepływie niezakłóconym oraz do wartości minimalnych i maksymalnych na konturze przeszkody (profilu). Przez wrażliwość kawitacyjną σ_{cr} , rozumie się zazwyczaj taką wartość (krytyczną) wyróżnika kawitacji

$$\sigma_{\infty} = \frac{p_{\infty} - p_v}{\frac{1}{2}\rho v_{\infty}^2}, \quad (1a)$$

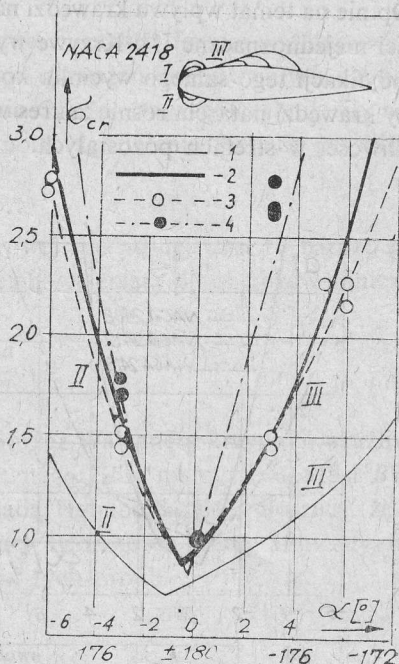
przy której kawitacja pojawia się lub zanika na przeszkodzie. Jeśli przyjąć, że następuje to z chwilą, gdy ciśnienie osiąga lokalnie wartość p_v , to łatwo pokazać, że

$$\sigma_{cr} = \frac{p_{\infty} - p_{\min}}{\frac{1}{2}\rho v_{\infty}^2}, \quad (1b)$$

zaś po założeniu przepływu doskonałego

$$\sigma_{cr} = \left(\frac{v_{\max}}{v_{\infty}} \right)^2 - 1. \quad (1c)$$

Pomiar wrażliwości kawitacyjnej w tunelu hydrodynamicznym polega na wyznaczeniu wartości σ_{∞} w warunkach kawitacji początkowej lub zanikającej, pomiar na stanowisku aerodynamicznym — na wyznaczeniu rozkładu ciśnień oraz wyliczeniu σ_{cr} z wzoru (1b). W trakcie obliczeń numerycznych wykorzystuje się zazwyczaj wzór (1c).



Rys. 1. Wrażliwość kawitacyjna płata NACA 2418

1 – przepływ nieograniczony (teoria), 2 – przepływ między ściankami (teoria), 3 – przepływ normalny w tunelu (pomiar), 4 – przepływ odwrócony w tunelu (pomiar)

Potwierdzone pomiarami w laboratorium IMP PAN obliczenia numeryczne [19] wskazują, że poprawna interpretacja wyników badań modelowych wymaga uwzględnienia wpływu ścianek (rys. 1). Zgodność wyliczeń numerycznych z wynikami eksperymentu prowadzonego w odpowietrzonej wodzie wodociągowej [18] usprawiedliwia stosowanie modelu cieczy doskonałej przy niezbyt dużych kątach natarcia.

2.2. Wpływ geometrii profilu na jego wrażliwość kawitacyjną*

Rozkład ciśnień na płacie pozwala wyodrębnić 3 strefy, w których zazwyczaj pojawia się kawitacja (rys. 1).

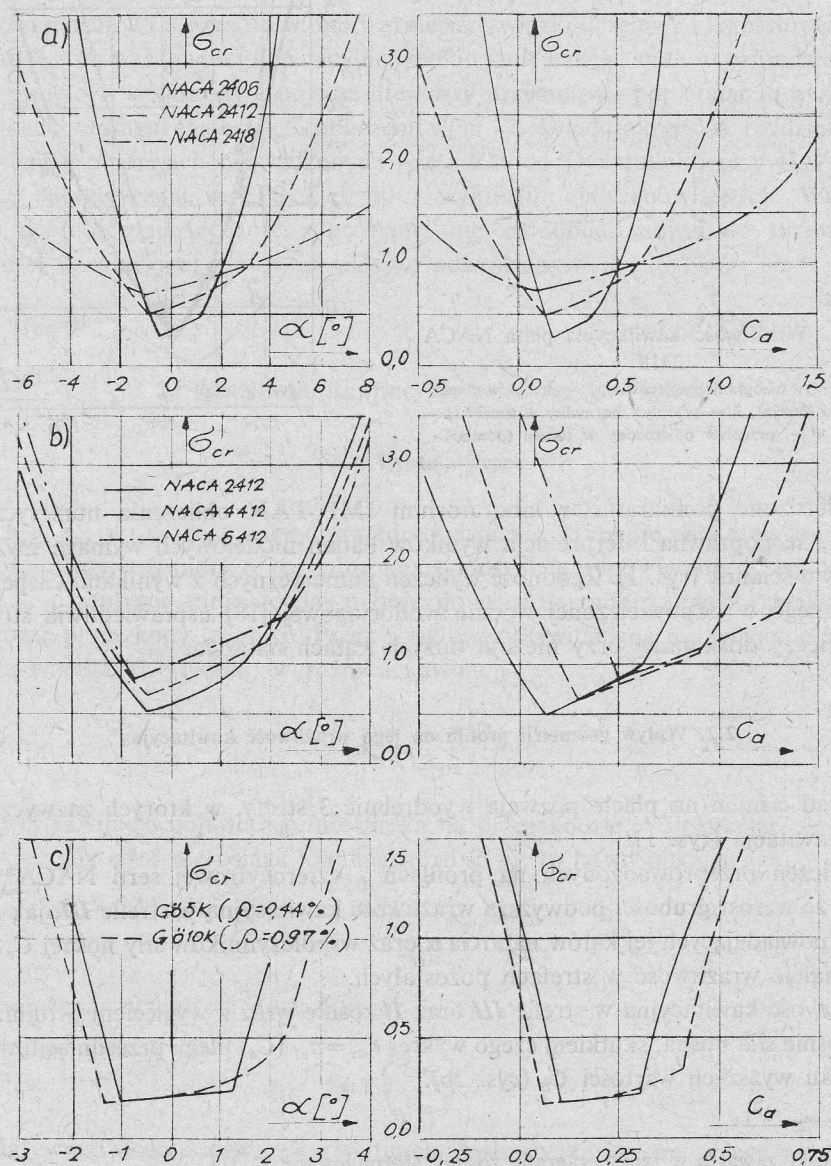
Z obliczeń przeprowadzonych na profilach z czterocyfrowej serii NACA** widać (rys. 2a), że wzrost grubości podwyższa wrażliwość kawitacyjną w strefie III, jak również zakres odpowiadających jej kątów natarcia α oraz współczynników siły nośnej C_a . Jednocześnie maleje wrażliwość w strefach pozostałych.

Wrażliwość kawitacyjna w strefie III oraz II rośnie wraz z wygięciem profilu. Jednocześnie rośnie siła nośna, skutkiem czego wykres $\sigma_{cr} = \sigma_{cr}(C_a)$ ulega przesunięciu w prawo, w kierunku wyższych wartości C_a (rys. 2b).

* Wnioski zawarte w tym paragrafie zostały sformułowane za [1].

** Należy przypomnieć, że pierwsza cyfra symbolu wyraża wygięcie f profilu w setnych częściach cięciwy l , druga – odcięta x_f strzałki w częściach dziesiętnych, zaś dwie ostatnie – grubość d profilu w częściach setnych.

Opinie na temat wpływu krawędzi natarcia na własności kawitacyjne płata były w przeszłości niejednoznaczne [1]. Krzywe wyznaczone przez Walchnera dla profili uzyskanych z modyfikacji tego samego wycinka kołowego wskazują (rys. 2c), że z promieniem krzywizny krawędzi natarcia rośnie zakres wrażliwości w strefie III przy jednoczesnym spadku wrażliwości w strefach pozostałych.



Rys. 2. Wrażliwość kawitacyjna profili w zależności od ich grubości (a), wygięcia (b) i promienia krzywizny noska (c)

2.3. Formuły półempiryczne

Przedstawienie krzywych wrażliwości kawitacyjnej w prostej formie analitycznej okazuje się możliwe w zakresie strefy *III*. Ekstrapolacja rozważań dokonywanych dla palisady prostoliniowej prowadzi do relacji $\sigma_{cr} = C_a$, gdzie C_a oznacza współczynnik siły nośnej [17]. Zależność od kąta natarcia α otrzymuje się po uwzględnieniu formuły przybliżonej

$$C_a = 2\pi \sin(\alpha - \alpha_0), \quad (2)$$

gdzie α_0 jest kątem natarcia odpowiadającym zerowej sile nośnej. Jest to bardzo grube przybliżenie. O wiele lepsze wyniki ([1], rys. 3) daje obowiązujący dla szeregów afinicznych wzór półempiryczny

$$\sigma_{cr} = AC_a + B \frac{d}{l}, \quad (3)$$

gdzie l oznacza długość cięciwy [1]. Z uzyskanych przez Walchnera krzywych wrażliwości kawitacyjnej (rys. 3) wynika, że dla szeregu afinicznego GÖK mamy $A=0,515$ i $B=2,5$. Równanie (3) pozostaje w ścisłym związku z zasadą Helmbolda [15], głoszącą, że przy jednakowym stanie rozwoju kawitacji na profilach tworzących szereg afiniczny, liczby σ_∞ oraz C_a pozostają proporcjonalne do grubości tych profili.

2.4. Efekty skalowe

Zarówno właściwa interpretacja wyników doświadczalnych jak i rozszerzenie stosowności modeli teoretycznych wymaga uwzględnienia zjawisk typowych dla cieczy rzeczywistej oraz tzw. efektów skalowych. Niżej zasygnalizowano jedynie ważniejsze z nich.

– Oderwanie prowadzi do zmiany cyrkulacji wokół profilu oraz globalnej zmiany rozkładu ciśnienia. Tą drogą można wyjaśnić m.in. różną wrażliwość kawitacyjną płata przy przepływie normalnym i odwróconym (rys. 1).

– Utrata stabilności związana jest z powstaniem naprężeń turbulentnych, których wpływ określa półempiryczna formuła podana przez Arndta i Ippena [3]

$$\sigma_{cr} = \sigma_{cr}(0) + 16C_f(1 + \sigma_{cr}(0)), \quad (4)$$

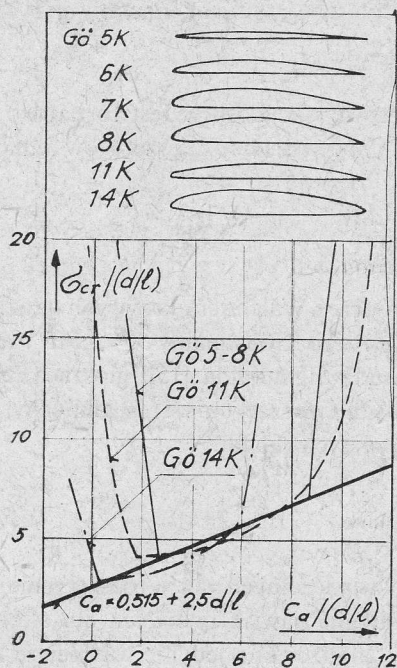
gdzie $\sigma_{cr}(0)$ oznacza wrażliwość w przepływie bez turbulencji, zaś C_f – lokalny współczynnik tarcia.

Utracie stabilności sprzyja wzrost chropowatości h/l płata oraz liczby Reynoldsa $Re = v_\infty l / \nu$. Z drugiej strony wiadomo, że rola fluktuacji turbulentnych maleje z prędkością [6, 12]. Niejednoznaczny wpływ liczby Reynoldsa na wrażliwość kawitacyjną profilów dobrze ilustruje rysunek 4. Należy jednak zwrócić uwagę, że za niejednoznaczność tę odpowiedzialne mogą być inne, równocześnie występujące, efekty skalowe, związane bardziej z fizyką zjawiska kawitacji niż z samym rozkładem ciśnień i naprężeń turbulentnych w cieczy.

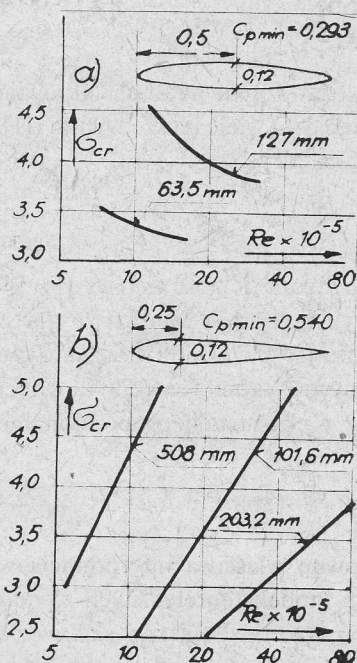
– Zachowanie dynamicznego podobieństwa ewolucji pęcherzyków [11, 18] prowadzi do równania

$$(\sigma_{cr1} - \sigma_{cr0})(l_1 v_{1\infty})^n = (\sigma_{cr2} - \sigma_{cr0})(l_2 v_{2\infty})^n \quad (5)$$

gdzie σ_{cr0} oznacza wrażliwość wyliczoną z rozkładu ciśnienia, zaś σ_{cr1} , σ_{cr2} , l_1 , l_2 , $v_{1\infty}$, $v_{2\infty}$ — wrażliwości wyznaczone eksperymentalnie oraz cięciwy i prędkości napływu na geometrycznie podobne płyty 1 i 2. W przypadku laminarnej warstwy przyściennej wykładnik n jest równy jedności.



Rys. 3. Wrażliwość kawitacyjna szeregu profili GÖK (Walchner, [15])



Rys. 4. Wrażliwość kawitacyjna w funkcji liczby Reynoldsa dla profilu NACA 16012 (a) oraz symetrycznego profilu Żukowskiego (b) (wg [8])

Równanie (5) tłumaczy wzrost lub spadek wrażliwości kawitacyjnej z rosnącą liczbą Reynoldsa zależnie od tego, czy wrażliwość eksperymentalna jest mniejsza lub większa od teoretycznej.

— O pojawieniu się kawitacji pęcherzykowej decyduje osiągnięcie przez jądro kawitacyjne promienia krytycznego, a następnie (por. model Oshimy [11]) — średnicy bliskiej grubości warstwy przyściennej. Istotne znaczenie dla warunków początkowych ewolucji pęcherzyków ma widmo jąder kawitacyjnych określone rozkładem Maxwella–Boltzmann [12]

$$A \exp \left[-\frac{1}{kT} (4\pi R^2 s + 4\pi R^3 (p - p_{nas})) \right], \quad (6)$$

gdzie k jest stałą Boltzmann, T — temperaturą bezwzględną, s — współczynnikiem napięcia powierzchniowego, zaś R — promieniem jądra. Rola jaką odgrywa całkowita liczba jąder przypadających na jednostkę objętości, N , związana jest raczej

z poziomem postrzegania niż naturą zjawiska. Jej wpływ na obserwowaną wrażliwość kawitacyjną określa liczba podobieństwa $\sqrt[3]{NI}$ [8].

— W warunkach naturalnych niejednokrotnie występuje kawitacja gazowa. Obecność gazu w przepływie podwyższa wrażliwość kawitacyjną przeszkody o

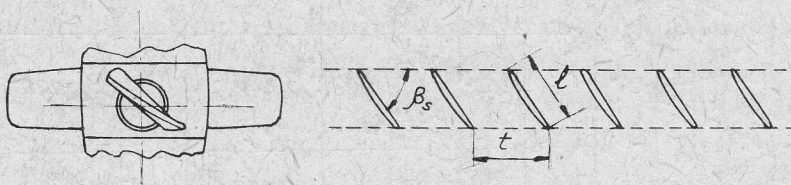
$$\Delta\sigma_{cr} = \frac{\eta\beta}{\frac{1}{2}\rho v_{\infty}^2}, \quad (7)$$

gdzie η jest stężeniem gazu rozpuszczonego w cieczy, zaś β — stałą Henry'ego (Holl [7]).

3. Wrażliwość kawitacyjna palisady prostoliniowej

3.1. Uwagi wstępne

O przepływie przez wirnik osiowy — a więc i o jego wrażliwości kawitacyjnej — wnioskować można znając przepływ przez palisady prostoliniowe na rozwiniętych merydionalnych powierzchniach prądu (rys. 5). Wynika stąd praktyczne znaczenie badań wrażliwości

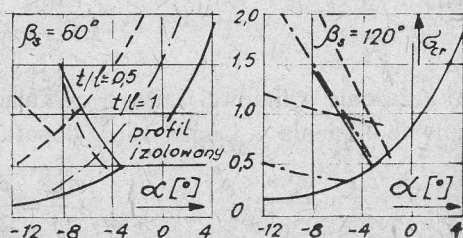


Rys. 5. Rozwinięcie cylindrycznej powierzchni prądu w maszynie osiowej na płaszczyznę

kawitacyjnej tych palisad dla rozwoju szybkoobrotowych maszyn osiowych. Przytoczone niżej wyniki pochodzą z pomiarów aerodynamicznych przeprowadzonych na palisadach płatów MHT 1 - 12% w Laboratorium Badań Maszyn Hydraulicznych (Rumunia) [1, 2].

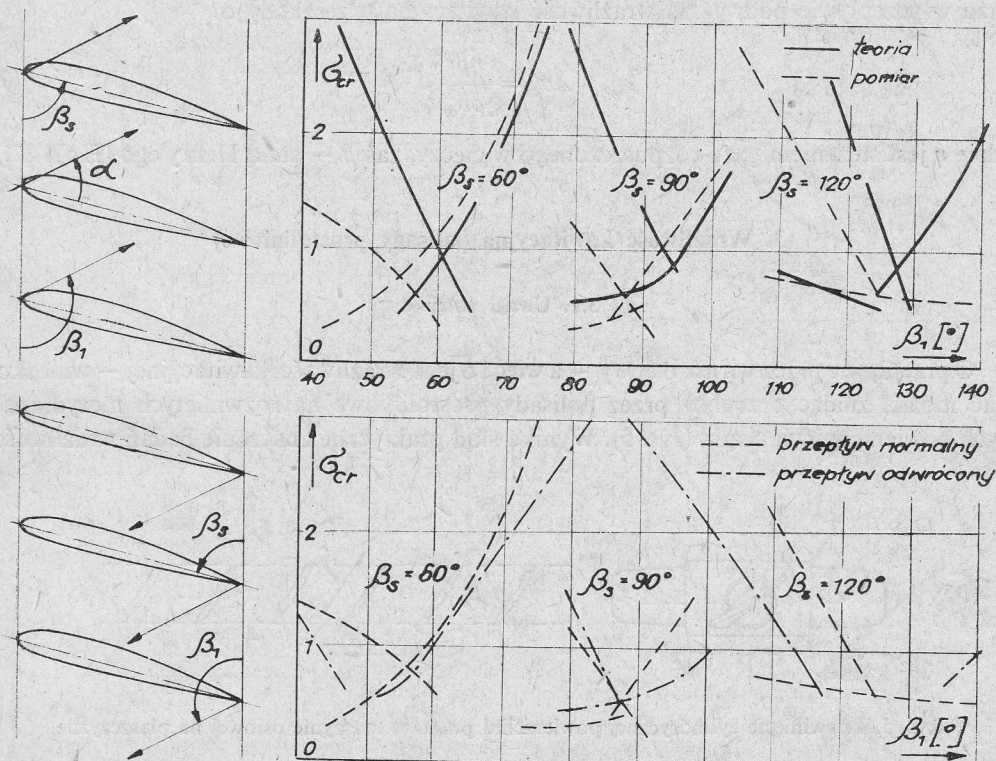
3.2. Wpływ geometrii palisady na jej wrażliwość kawitacyjną

Zagęszczeniu palisady prostoliniowej towarzyszy wzrost wrażliwości kawitacyjnej profili w strefie III (rys. 6). Ostry kąt ustawienia profili β_s sprzyja jednocześnie wzrostowi wrażliwości w strefie I, natomiast kąt rozwarty — wrażliwości w strefie II.



Rys. 6. Wpływ podziałki palisady MHT 1 - 12% na jej wrażliwość kawitacyjną

Wpływ ustawienia płatów na wrażliwość kawitacyjną palisady ilustruje rysunek 7a. Wyniki pomiarów aerodynamicznych wskazują, że spód profilu jest nieco mniej wrażliwy na kawitację niżby to wynikało z obliczeń numerycznych.



Rys. 7. Wrażliwość kawitacyjna palisady MHT 1 - 12% przy różnych kątach ustawienia ($t/l=0,75$)

Oczywiste znaczenie dla konstrukcji rewersyjnych maszyn osiowych mają charakterystyki w warunkach przepływu odwróconego. Literatura przedmiotu jest uboga. Z formalnego punktu widzenia obliczenia numeryczne wymagają znajomości kąta wlotu i wylotu bądź uwzględnienia zjawiska oderwania. Opublikowane w 1977 r. wyniki badań aerodynamicznych palisady MHT 1 - 12% ([2], rys. 7b) nie pozwoliły autorom na wyciągnięcie ogólnych wniosków. Z drugiej strony brak obserwowanego na pojedynczym profilu (rys. 1) wzrostu wrażliwości kawitacyjnej ostrza skłania do ostrożnego traktowania tych rezultatów.

3.3. Formuły półempiryczne

Założenie o liniowej zmianie cyrkulacji wzdłuż cięciwy profilu, jak również liniowej zmianie ciśnienia w kanale międzyłopatkowym prowadzi do równania [16]

$$\frac{v_{\max}^2}{2g} = \frac{v^2}{2g} + \frac{v_{\infty}^2}{2g} C_A, \quad (8)$$

gdzie v i $v_{-\infty}$ oznaczają odpowiednio szybkość średnią w kanale międzyłopatkowym oraz szybkość napływu cieczy, g – przyspieszenie grawitacyjne, natomiast C_A jest współczynnikiem siły nośnej. Dla palisady o podziałce t , z równania ciągłości wynika

$$v \cong \frac{1}{1 - \frac{d/l}{t/l \sin \beta_s}} v_{-\infty}, \quad (9)$$

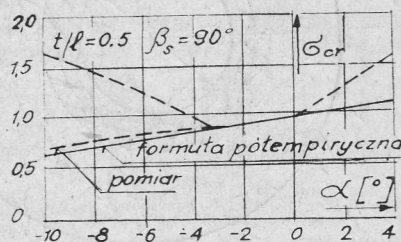
skąd

$$\sigma_{cr} = \frac{v_{max}^2}{v_{-\infty}^2} - 1 = \left[\frac{1}{\left(1 - \frac{d/l}{t/l \sin \beta_s}\right)^2} + C_A \right] - 1. \quad (10)$$

Zgodnie z wzorem podanym przez Proskurę [13]

$$C_A = 2\pi K_0 \frac{\Delta + \alpha}{1 - \frac{\Delta}{\tan \beta_s}}, \quad (11)$$

gdzie Δ jest współczynnikiem przedstawianym analitycznie w funkcji parametrów geometrycznych profilu, kąta ustawienia oraz grubości warstwy przyściennej, natomiast K_0 zależy od siły nośnej płyta izolowanego oraz parametrów geometrycznych palisady. Wzór



Rys. 8. Wrażliwość kawitacyjna palisady MHT 1 - 12% według pomiaru oraz równania (10)

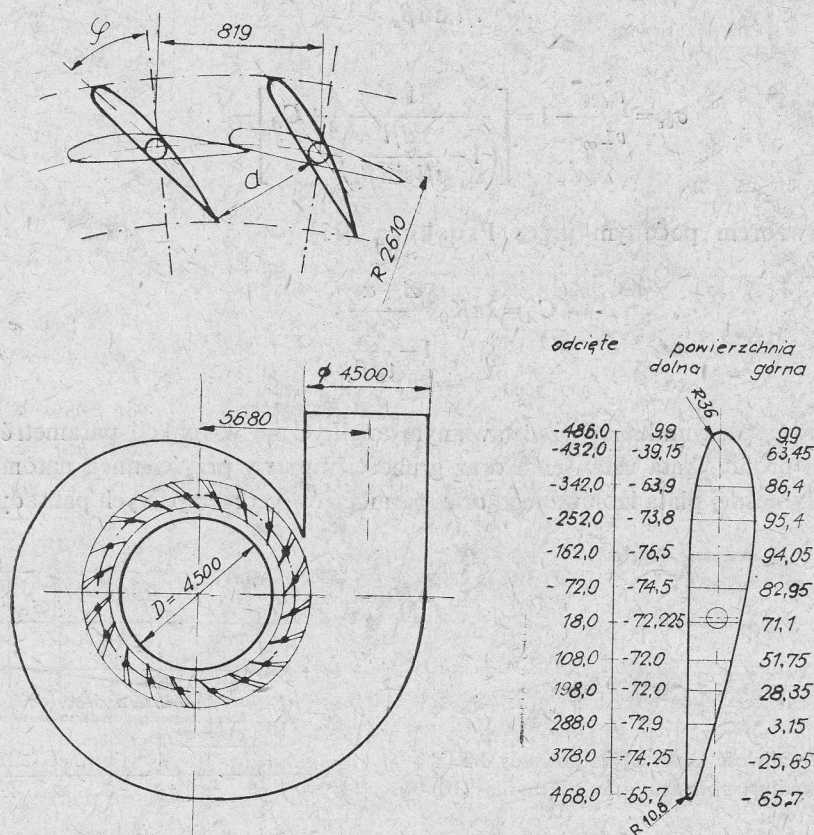
(11) może być przydatny do zgrubnego szacowania wrażliwości kawitacyjnej w strefie III, zwłaszcza, gdy skądinąd znany jest współczynnik siły nośnej. Zestawienie doświadczalnej i półempirycznej krzywej wrażliwości kawitacyjnej palisady profilu MHT 1 - 12% (rys. 8) potwierdza wiarygodność tej formuły.

4. Przewidywanie kawitacji na palisadach kołowych

4.1. Uwagi wstępne

Stacjonarne palisady kołowe występują w maszynach wirowych w postaci kierownic. Obserwowane na nich oznaki kawitacji umożliwiają korzystną zarówno dla badacza, jak i dla projektanta konfrontację dociekań teoretycznych z praktyką eksploatacyjną.

Źródłem informacji dla poniższych rozważań była dokumentacja uszkodzeń kawitacyjnych łopatek kierowniczych klasycznej turbiny Francisza oraz średniobieżnych maszyn odwracalnych typu Francisza zainstalowanych w EPS Żydowo [14]. Kierownice umieszczone są na głębokości $H_{sg} \approx 9$ m pod poziomem dolnej wody, liczba łopatek wynosi $N=20$, natomiast ich wysokość $b=765$ mm. Pozostałe parametry geometryczne kierownicy wraz z komorą spiralną podano na rysunku 9.



Rys. 9. Parametry geometryczne kierownic maszyn odwracalnych w EPS Żydowo

Do czasu wykonania wspomnianej dokumentacji maszyny przepracowały około 6500 godzin jako pompy oraz 3500 godzin jako turbiny. Obciążenie w ruchu turbinowym wynosiło około 50 MW, natomiast w ruchu pompowym około 67 MW, co przy spadzie $H=81$ m odpowiadało natężeniu przepływu Q równemu odpowiednio 71 i 77,8 m³/s.

4.2. Przepływ przez kierownice maszyn odwracalnych — model obliczeniowy

Niech R_1 i R_2 oznaczają odpowiednio najmniejszy i największy promień spirali maszyny odwracalnej (rys. 9). W pierwszym przybliżeniu przepływ przez kierownicę można traktować jako przepływ płaski przez palisadę kołową, z cyrkulacją $\Gamma_\infty = 0,25Q (R_1 + R_2)/(R_2 - R_1)^2$ oraz z umieszczonym w środku źródłem (upustem) o wydatku Q/b .

W przypadku pracy turbinowej można przyjąć hipotezę Kutty-Żukowskiego o splywie z ostrza. Brak istotnego wpływu prędkości obrotowej wirnika na warunki przepływu przez kierownice turbin potwierdzają aerodynamiczne badania modelowe prowadzone w latach 60-tych w Zakładzie Dynamiki Cieczy IMP PAN [5].

Sytuacja w trakcie ruchu pompowego jest odmienna. Łatwo zauważyć, że cyrkulacja po stronie wirnika wynosi $\Gamma_0 = (\pi D)^2 n / 60$, gdzie D jest jego średnicą, natomiast n – wyrażoną w obr/min prędkością obrotową. Po dokonaniu przekształcenia konforemnego

$$\zeta = \frac{N}{2\pi} \ln z, \quad (12)$$

gdzie z i ζ są odpowiednio punktami płaszczyzny fizycznej oraz pomocniczej, wyznaczenie przepływu przez kierownicę okazuje się równoważne wyznaczeniu przepływu przez palisadę prostoliniową o podziałce 1.

4.3. Wrażliwość kawitacyjna kierownic maszyn odwracalnych

W dalszym ciągu σ_{cr} i σ_{∞} oznaczają wyróżniki kawitacji zdefiniowane wzorami (1a, b), gdzie p_{∞} jest ciśnieniem na wlocie do spirali. Niech $2R$ będzie średnicą wlotu spirali, Q^* – wyrażonym w $m^{1/2}s$ jednostkowym natężeniem przepływu, zaś H_b i h_{nas} wysokościami ciśnienia barometrycznego oraz ciśnienia pary nasyconej. Jeśli założyć ponadto, że praca pompowa odbywa się przy minimalnej wysokości podnoszenia [4], to korzystając z teorii podobieństwa maszyn hydraulicznych łatwo pokazać, że związek z klasyczną liczbą Thomy

$$\sigma_T = \frac{H_b + H_{sg} - h_{nas}}{H} \quad (13)$$

wyraża równanie

$$\frac{\sigma_{\infty} + 1}{\sigma_T + 1} = 2g \left(\frac{\pi R^2}{Q^* D^2} \right)^2. \quad (14)$$

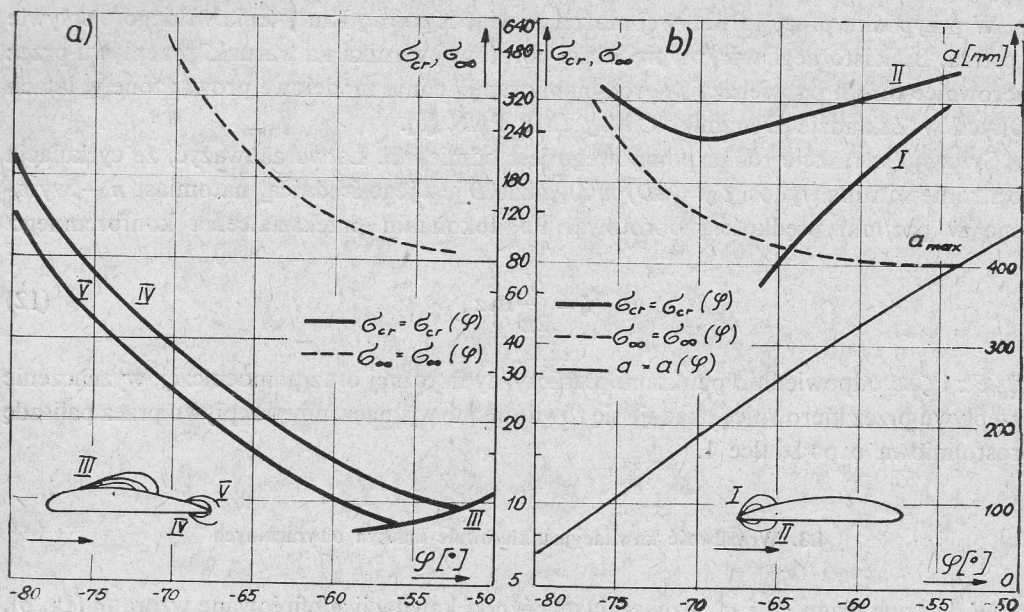
Ta sama relacja dotyczy również wartości krytycznych wyróżnika kawitacji.

W warunkach pracy turbinowej wrażliwość kawitacyjna kierownicy jest jednoznaczna funkcją kąta ustawienia łopatek (rys. 10a). W ruchu pompowym zależy ona również od liczby podobieństwa

$$q = \frac{Q}{\Gamma_0 b}. \quad (15)$$

Wykreślona na rysunku 10b krzywa odpowiada wartościom q wynikającym z charakterystyki maszyny oraz warunków jej eksploatacji.

Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że miejscami najbardziej narażonymi na erozję kawitacyjną są okolice ostrza łopatki. W warunkach pracy turbinowej kawitacji nie należy oczekiwać ($\sigma_{\infty} > \sigma_{cr}$). W warunkach pracy pompowej kawitacja po stronie czynnej (strefa II) towarzyszy wszystkim uwzględnionym ustawieniom kierownicy (rys. 10). Zjawisko wyraźnie się nasila w miarę jej otwierania. Przy otwarciach przekraczających 275 mm, obłok kawi-

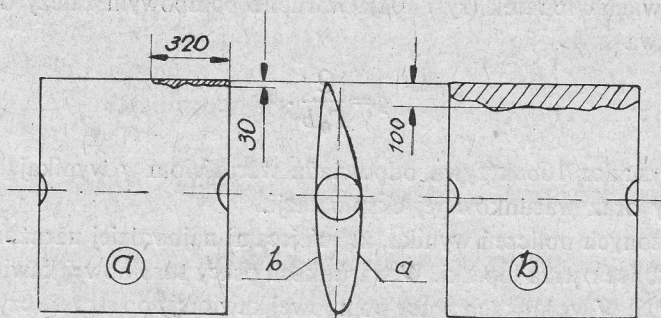


Rys. 10. Wrażliwość kawitacyjna kierownicy maszyny odwracalnej zainstalowanej w EPS Żydowo w trakcie pracy turbinowej (a) oraz pompowej (b)

cyjny pojawia się również po stronie biernej. Wysoka wartość różnicy $\sigma_{cr} - \sigma_{\infty}$ pozwala przypuszczać, że w tych warunkach pulsacje obłoku kawitacyjnego są nadzwyczaj silne i mogą powodować nie tylko erozję powierzchniową, ale przyczyniać się również do zmęgniowych pęknięć łopatek.

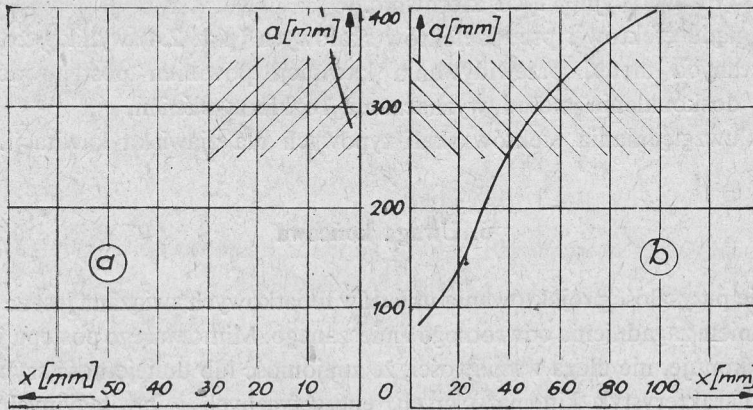
4.4. Przewidywanie obszarów erozji

Przedstawione wyżej spostrzeżenia potwierdza obserwacja. Na łopatkach kierownicy turbiny Francisza (cechującej się geometrią zbliżoną do maszyn odwracalnych) zauważono nieznaczną erozję jedynie za listwą uszczelniającą, stanowiącą oczywiste zaburzenie przepływu. Erozję w okolicach krawędzi spływu obserwowano natomiast na kierownicach



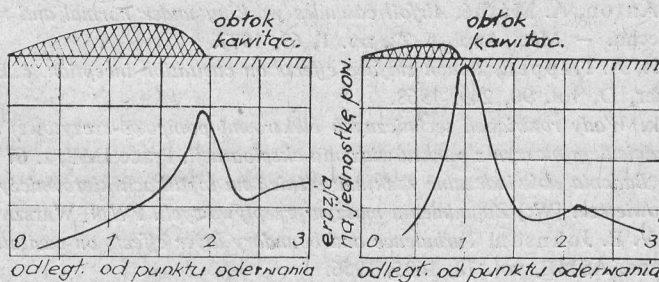
Rys. 11. Obraz erozji kawitacyjnej na łopacie kierowniczej maszyny odwracalnej w EPS Żydowo (wg [14])

maszyn odwracalnych (rys. 11). Zwraca uwagę fakt, że po stronie biernej erozja obejmuje tylko dolną część łopatki, co jest związane z zakrzywieniem przepływu w płaszczyźnie merydionalnej. Mimo nieuwzględnienia tego zjawiska, przeprowadzone obliczenia nume-



Rys. 12. Położenie obszaru $p < p_{nas}$ w funkcji otwarcia kierownicy
(a, b - strona łopatki według rys. 11)

ryczne pozwalają na dość trafne określenie obszarów zniszczeń kawitacyjnych. Zakreskowana część rysunku 12 odpowiada obserwowanym zniszczeniom łopatki. Zaznaczono też zakres stosowanych w trakcie pracy pompowej otwarć kierownicy [4]. Ograniczony linią ciągłą obszar, w którym ciśnienie lokalne nie przekracza ciśnienia pary nasyconej



Rys. 13. Erozja kawitacyjna w funkcji odległości od punktu oderwania

jest krótszy od strefy zniszczeń. Jest to związane z jednej strony faktem, że maksimum erozji występuje zwykle w strefie zaniku obłoku kawitacyjnego (rys. 13, [9]), a z drugiej – z nieuwzględnieniem w trakcie obliczeń ewolucji pęcherza w obszarze $p > p_{nas}$.

5. Wnioski

1. Zestawienie krzywych wrażliwości kawitacyjnej uzyskanych na drodze numerycznej oraz doświadczalnej (rys. 1, 7) wskazuje, że założenie przepływu doskonałego pozwala, przy braku silnych oderwań i turbulencji, dość trafnie określić wrażliwość kawitacyjną profilu.

2. Zestawienie wyników obserwacji zniszczeń kawitacyjnych na kierownicach turbin odwracalnych w EPS Żydowo z rezultatami numerycznymi wskazuje, że opisany w punkcie 4.2 model przepływu nadaje się – przynajmniej w pierwszym przybliżeniu – do określania wrażliwości kawitacyjnej tych kierownic.

3. Z przeglądu efektów i pseudoefektów skalowych (pkt. 2.4) wynika, że dalszy rozwój numerycznych metod przewidywania kawitacji powinien postępować

- drogą doskonalenia metod wyznaczania rozkładu ciśnień,
- drogą uwzględniania efektów skali typowych dla zjawiska kawitacji.

6. Uwaga końcowa

Oczywiście przyszłość projektowania układów łopatkowych związana jest ze stawianiem i rozwiązywaniem zagadnienia odwrotnego i mieszanego. Mimo stałego postępu jaki się w tej dziedzinie dokonuje, nie ulega wątpliwości, że znajomość lub umiejętność szybkiego przewidywania charakterystyk kinematycznych, energetycznych i kawitacyjnych przyjętego a priori układu łopatkowego nie utraci w najbliższym czasie swego decydującego znaczenia.

Literatura

- [1] V. Anton, *Cercetări experimentale privind influența geometriei unor rețele de profile asupra caracteristicilor lor energetice și cavitationale*. Streszczenie pracy doktorskiej, Institutul Politehnic „Traian Vuia”, Timișoara 1972.
- [2] I. Anton, V. Anton, A. Máthé, *Airfoil cascades working under normal and reversed flow*. Rev. Roum. Sci. Techn. – Méc. Appl. t. 22, no. 1, 63, 1977.
- [3] R. E. A. Arndt, A. T. Ippen, *Rough surface effects on cavitation inception*. J. Basic Eng., Trans. ASME, vol. ser. D, vol. 90, 249, 1968.
- [4] W. Banaszak, *Wady rozwiązań technicznych elektrowni pompowo-szczytowej Żydowo ze szczególnym uwzględnieniem maszyn z punktu widzenia eksploatacji*. Prace IMP, z. 67 - 68, 1975, s. 175.
- [5] E. S. Burka, *Badania doświadczalne rozkładu ciśnień na łopatkach kierowniczych turbiny wodnej pracującej w powietrzu*. [W:] *Zagadnienia maszyn przepływowych*. PWN, Warszawa 1968.
- [6] J. W. Daily, V. E. Johnson, *Turbulence and boundary layer effects on cavitation inception from gas nuclei*. Trans. ASME, vol. 78, 1695, 1956.
- [7] J. W. Holl, *An effect of air content on the occurrence of cavitation*. J. Basic Eng., Trans. ASME, Ser. D, vol. 82, 941, 1960.
- [8] J. W. Holl, G. F. Wislicenus, *Scale effects on cavitation*. J. Basic Eng., Trans. ASME, Ser. D, vol. 83, 385, 1961.
- [9] R. T. Knapp, *Recent investigations of cavitation and cavitation damage*. Trans. ASME, vol. 77, 1045, 1955.
- [10] F. Numachi, *Cavitation tests on hydrofoils designed for accelerating flow cascade; Report 4 – Three profiles designed for high head Kaplan turbine*. J. Basic Eng., Trans. ASME, Ser. D, vol. 91, 423, 1969.
- [11] R. Oshima, *Theory of scale effects on cavitation inception on axially symmetric bodies*. J. Basic Eng., Trans. ASME, Ser. D, vol. 83, 379, 1961.
- [12] A. D. Piernik, *Problemy kawitacji*. Sudostrojenije, Leningrad 1966.
- [13] G. F. Proskura, *Gidrodinamika turbomaszyn*. Maszgiz, Kijew 1954.
- [14] Z. Reymann, *Ocena uszkodzeń kawitacyjnych łopatek kierowniczych maszyn hydraulicznych w EPS Żydowo*. Oprac. zewn. IMP PAN nr 29/74, Gdańsk 1974.

- [15] F. W. Riegels, *Aerodynamische Profile*. R. Oldenbourg, München 1958.
- [16] E. Sisak, *Der Beiwert des maximalen Unterdruckes hydrodynamischer Profile im Turbinengitter*. [W:] *Mitteilungen der Konferenz für Wasserkraftmaschinen*. Laboratorium für Wasserkraftmaschinen, Timișoara 1964.
- [17] E. Sisak, *Considerations sur le coefficient de dépression maximum sur les profils hydrodynamiques en réseau et isolés*. [W:] *Zagadnienia maszyn przepływowych*. PWN, Warszawa 1968.
- [18] J. Steller, *Rozwój kawitacji na profilu przy różnych kierunkach napływu*. Zesz. Nauk. IMP PAN, nr 68/965/79.
- [19] J. Steller, *Opływ cieczą idealną układu profili umieszczonych między ściankami równoległymi*. Prace IMP, z. 81, 1981, s. 3.

Profile Sensitivity to Cavitation and Prediction of this Phenomenon for Guide Wheels of Reversible Machines

Summary

Results of investigations, including the author's own work, which concerned the development of cavitation over a single blade and in a cascade of blades are discussed. Experimental results are compared with results of numerical calculations conducted by the author based on a perfect liquid model. The sensitivity of an aerofoil to cavitation in a tunnel can be predicted with extreme accuracy for small angles of incidence ($|\alpha| \leq 6^\circ$) when the wall effect is taken into account. The theory does not agree well with the experiment for $|\alpha| > 6^\circ$. The cause and methods of avoiding such discrepancies are discussed. For a reversed flow ($|\alpha| > 90^\circ$) the flow separation at the edge proved essential. For a straight cascade the blade assembling accuracy is most important. Relations between the sensitivity to cavitation of an isolated profile and a profile in a cascade are pointed out. A simplified method of cavitation region determination is presented and its importance for the erosion prediction is shown. Results of theoretical calculations are compared with the distribution of erosion regions over guide wheel blades of a reversible machine installed in the Żydowo power plant.

Чувствительность профилей на кавитацию и предвидывание этого явления в лопаточных направляющих аппаратах реверсивных машин

Резюме

Обсуждаются результаты собственных и чужих исследований развития кавитации на одиночном профиле и в решетке. Экспериментальный материал составлен с результатами собственных численных расчетов основанных на модели идеальной жидкости. При небольших углах атаки ($|\alpha| \leq 6^\circ$) учет влияния стенок позволяет чрезвычайно правильно предвидывать кавитационную чувствительность профиля в гидродинамической трубе. Обсуждаются причины отклонений результатов теории от эксперимента при остальных углах атаки ($|\alpha| > 6^\circ$), указывая пути их устранения. В случае обратного течения ($|\alpha| > 90^\circ$) особенно истинным оказалось явление срыва на кромке. Для прямолинейной решетки основное значение имеет точность монтажа профилей. Указывается на зависимости между кавитационной чувствительностью изолированного профиля и профиля в решетке. Представлен упрощенный метод определения расположения кавитационной зоны. Обсуждается ее значение для предвидывания зоны эрозии. Результаты теоретических вычислений сравнены с расположением эродированных областей на лопатках направляющего аппарата реверсивной машины, установленной в насосно-пиковой электростанции Жидово.