

EDWARD CICHOWSKI
Zakłady Konstrukcyjno-Mechanizacyjne
Przemysłu Węglowego

ANALIZA PRACY STRUMIENICY WODNEJ O MAŁYCH STOSUNKACH EJEKCCI

Streszczenie. Przeprowadzono rozważania celem ustalenia danych dla doboru parametrów pracy i parametrów konstrukcyjnych wodnej pompy strumieniowej (strumienicy) o małych stosunkach ejejkcji w zakresie $0 < M < 0,1$.

W części teoretycznej wyprowadzono zależności funkcyjne między podstawowymi parametrami pracy i parametrami konstrukcyjnymi. W części doświadczalnej przeprowadzono wszechstronne badania pompy doświadczalnej.

W wyniku analizy teoretycznej i analizy wyników pomiarów uzyskano wytyczne do optymalnego projektowania pomp strumieniowych o małych stosunkach ejejkcji.

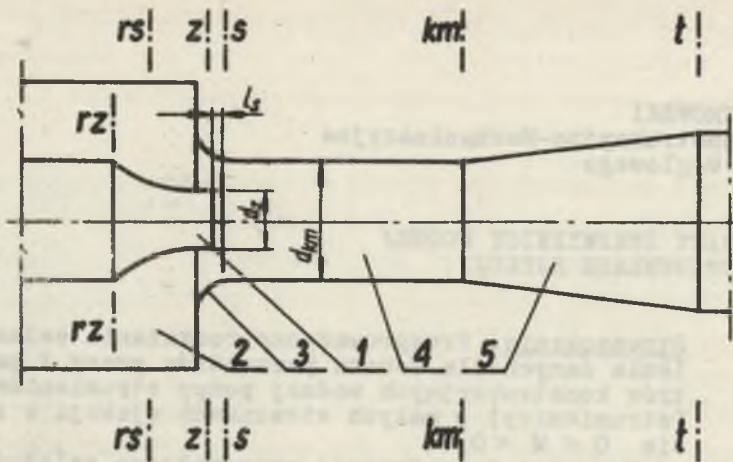
1. Wstęp

Zagadnienie dozowania małych ilości cieczy do płynącej, a znajdującej się pod ciśnieniem drugiej cieczy, może zostać rozwiązane przez zastosowanie pompy strumieniowej (strumienicy).

W pompie strumieniowej (rys. 1) można wyróżnić następujące zasadnicze elementy: dyszę zasilającą (poz. 1), komorę ssawną (poz. 2), dyszę ssawną komory mieszania (poz. 3), komorę mieszania (poz. 4) i dyfuzor (poz. 5). Poszczególne przekroje ograniczające te elementy oznaczono przez rz, z, rs, s, km, t.

W dyszy zasilającej pompy strumieniowej następuje spadek ciśnienia, który umożliwia zassanie do przestrzeni wokół dy-

x) Artykuł niniejszy zawiera główne tezy i wnioski pracy doktorskiej pod tym samym tytułem wykonanej w Katedrze Pomp i Silników Wodnych, której obrona odbyła się w dniu 18.XI.67 r. Promotorem pracy był doc. dr inż. Maciej Zarzycki.



Rys.1 Schemat pompy strumieniowej

szy drugiej cieczy. W komorze mieszania i dyfuzorze następuje z kolei przyrost ciśnienia obydwu cieczy zassanej i zasilającej. Spadek ciśnienia w dyszy zasilającej jest oczywiście większy aniżeli wzrost ciśnienia w komorze mieszania i dyfuzorze. Obniżenie ciśnienia jest na ogół zjawiskiem niekorzystnym.

W górniczym urządzeniu zraszającym utrzymanie wysokiego ciśnienia cieczy za pompą strumieniową zastosowaną jako dozownik małych ilości zwilżacza do wody jest konieczne ze względu na pracę dysz zraszających. Należy więc tak dobrać parametry konstrukcyjne pompy strumieniowej by przyrost ciśnienia w komorze mieszania i dyfuzorze był maksymalny, wówczas straty energii cieczy zasilającej spowodowane zassaniem drugiej cieczy będą minimalne.

2. Założenia

Przy bilansowaniu dyszy zasilającej, dyszy ssawnej komory mieszania i dyfuzora zastosowano równanie Bernoulliego rozszerzone o straty hydrauliczne przepływu; natomiast przy bilansowaniu komory mieszania zastosowano zasadę zachowania ilości ruchu, przy czym w rozważaniach teoretycznych pominięto straty tarcia cieczy o ściany komory mieszania. Wpływ tych pominię-

tych strat będzie można ocenić porównując charakterystyki teoretyczne z charakterystykami uzyskanymi na drodze pomiarów.

Wprowadzono następujące bezwymiarowe współczynniki dla określenia strat przepływu [2], [6]:

- φ_z dla dyszy zasilającej,
- φ_s dla dyszy ssawnej komory mieszania,
- η_d dla dyfuzora.

Ponadto wprowadzono bezwymiarowe stosunki parametrów pracy i parametrów konstrukcyjnych, takie jak:

- Współczynnik N'_{km} .

Jest to stosunek wzrostu ciśnienia w komorze mieszania do spadku ciśnienia w dyszy zasilającej.

$$N'_{km} = \frac{H_{km} - H_s}{H_{rz} - H_s} \quad (1)$$

gdzie: H oznacza wysokość absolutnego ciśnienia w danym przekroju.

- Współczynnik N'_d .

Jest to stosunek wzrostu ciśnienia w dyfuzorze do spadku ciśnienia w dyszy zasilającej.

$$N'_d = \frac{H_t - H_{km}}{H_{rz} - H_s} \quad (2)$$

- Stosunek ciśnień N' .

Jest to stosunek wzrostu ciśnienia w komorze mieszania i dyfuzorze do spadku ciśnienia w dyszy zasilającej

$$N' = N'_{km} + N'_d = \frac{H_t - H_s}{H_{rz} - H_s} \quad (3)$$

Stosunek ciśnień N' , w którym poziomem odniesienia jest wysokość absolutnego ciśnienia H_g na początku komory mieszania jest niedogodny ze względów pomiarowych i przy badaniach kawitacji, dlatego też wprowadzono w oparciu o bilans energetyczny dyszy ssawnej komory mieszania stosunek ciśnień N , w którym poziomem odniesienia jest wysokość absolutnego ciśnienia H_{rs} w komorze ssawnej.

- Stosunek ciśnień N

$$N = \frac{H_t - H_{rs}}{H_{rz} - H_{rs}} \quad (4)$$

- Stosunek eejkcji M .

Jest to stosunek ciężarowych natężeń przepływu cieczy zassanej do cieczy zasilającej.

$$M = \frac{G_s}{G_z} = \frac{j_s}{j_z} \cdot \frac{Q_s}{Q_z} \quad (5)$$

gdzie:

G - oznacza ciężarowe natężenie przepływu,

j - ciężar właściwy,

Q - objętościowe natężenie przepływu.

- Wyróżnik pompy strumieniowej W .

Jest to stosunek powierzchni przekrojów dyszy zasilającej do komory mieszania.

$$W = \frac{F_z}{F_{km}} = \left(\frac{d_z}{d_{km}} \right)^2 \quad (6)$$

gdzie:

F - oznacza powierzchnię przekroju,

d - średnicę.

Z kolei przyjęto następujące założenia, które były realizowane w części doświadczalnej:

- Ciecz zasilaającą i zassaną stanowi czysta woda ($\gamma_s = \gamma_z = \gamma$) o temperaturze od 14 do 18°C.
- Pompa strumieniowa pracuje w pozycji poziomej.
- Prędkości cieczy w komorze ssawnej c_{rs} i w przewodzie zasilającym c_{rz} są pomijalnie małe. W przypadku gdy te prędkości nie mogą zostać pominięte należy powiększyć wysokości ciśnień H_{rs} i H_{rz} odpowiednio o wysokości prędkości $c_{rs}^2/2g$ i $c_{rz}^2/2g$, aby przeprowadzone rozważania były nadal słuszne.
- Odległość między przekrojem wypływowym dyszy zasilającej, a przekrojem dopływowym komory mieszania l_s , konieczna na ogół ze względów konstrukcyjnych, jest tak mała, że na jej długości nie następuje jeszcze zauważalny spadek prędkości c_z [6].
- Zastosowano cylindryczną komorę mieszania przy czym założono, że długość komory mieszania jest wystarczająca, by zapewnić wyrównanie rozkładu ciśnień i prędkości [3].
- Przy bilansowaniu przyjmowano średnie prędkości przepływu w danym przekroju [1] [7].

3. Analiza teoretyczna

Zasada zachowania ilości ruchu dla przekrojów s - s i km - km komory mieszania ma postać

$$F_{km}(H_{km} - H_s)\gamma = \frac{G_s}{g} c_s + \frac{G_z}{g} c_z - \frac{G_z + G_s}{g} c_{km} \quad (7)$$

Dzieląc równanie (7) przez $F_{km} \cdot \gamma$ i wprowadzając

$$c_{km} = \frac{Q_z + Q_s}{F_{km}} \cdot \frac{F_z}{F_z} \cdot \frac{Q_z}{Q_z} = (1 + M) c_z W \quad (8)$$

$$c_s = \frac{Q_s}{F_{km} - F_z} \cdot \frac{F_z}{F_z} \cdot \frac{Q_z}{Q_z} = M c_z \frac{W}{1-W} \quad (9)$$

oraz wykorzystując wynik bilansowania dyszy zasilającej

$$\frac{c_z^2}{2g} = \varphi_z^2 (H_{rz} - H_s) \quad (10)$$

otrzymuje się współczynnik N'_{km} w postaci

$$N'_{km} = \frac{H_{km} - H_s}{H_{rz} - H_s} = \varphi_z^2 \left[2W - 2(1+M)^2 W^2 + 2M^2 \frac{W^2}{1-W} \right] \quad (11)$$

Stosując dla dyfuzora równanie Bernoulliego otrzymuje się

$$H_{km} + \frac{c_{km}^2}{2g} = H_t + \frac{c_t^2}{2g} + h_t \quad (12)$$

gdzie: przez h_t oznaczono straty hydrauliczne przepływu.

Definiując

$$h_t = (1 - \varphi_d) \frac{c_{km}^2 - c_t^2}{2g} \quad (13)$$

i uwzględniając

$$c_t = \frac{Q_z + Q_s}{F_t} \cdot \frac{F_{km}}{F_{km}} = (1 + M) c_z W \left(\frac{d_{km}}{d_t} \right)^2 \quad (14)$$

oraz wprowadzając równanie (8) otrzymuje się współczynnik N'_d w postaci

$$N'_d = \frac{H_t - H_{km}}{H_{rz} - H_s} = \varphi_z^2 \varphi_d (1 + M)^2 W^2 \left[1 - \left(\frac{d_{km}}{d_t} \right)^4 \right] \quad (15)$$

Zgodnie z równaniem (3)

$$N' = \frac{H_t - H_s}{H_{rz} - H_s} = \varphi_z^2 \left[2W - \left\{ 2 - \varphi_d \left[1 - \left(\frac{d_{km}}{d_t} \right)^4 \right] \right\} (1+M)^2 W^2 + 2M^2 \frac{W^2}{1-W} \right] \quad (16)$$

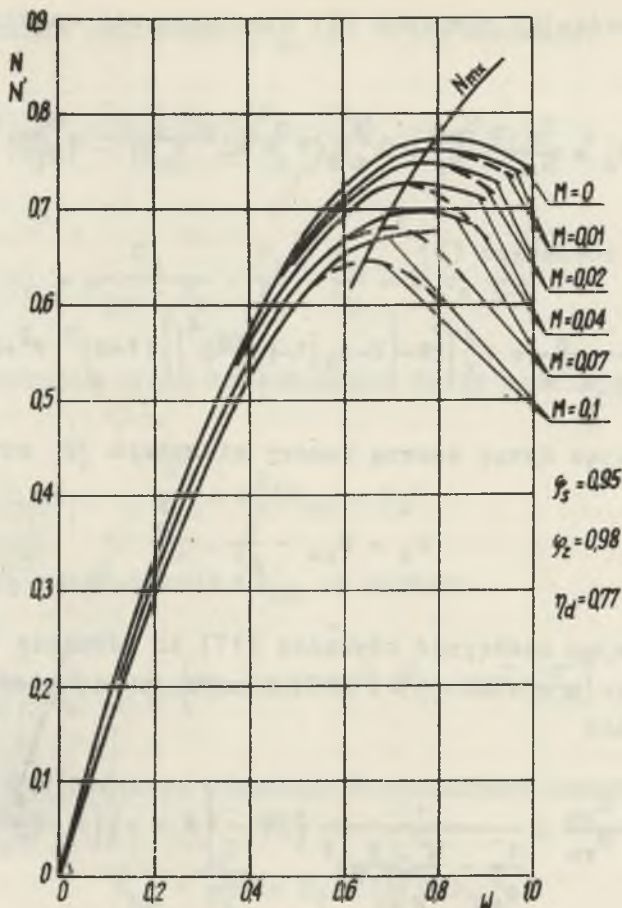
Bilansując dyszę ssawną komory mieszania [2] otrzymuje się

$$H_s = H_{rs} - \frac{1}{\varphi_z^2} \cdot \frac{c_s^2}{2g} \quad (17)$$

Wstawiając następnie równanie (17) do równania (16) oraz korzystając z równań (9) i (10) otrzymuje się stosunek ciśnień N w postaci

$$N = \frac{H_t - H_{rs}}{H_{rz} - H_{rs}} = \frac{1}{\frac{1}{\varphi_z^2} - \frac{M^2}{\varphi_s^2} \left(\frac{W}{1-W} \right)^2} \left[2W - \left\{ 2 - \varphi_d \left[1 - \left(\frac{d_{km}}{d_t} \right)^4 \right] \right\} (1+M)^2 W^2 + 2M^2 \frac{W^2}{1-W} - \frac{M^2}{\varphi_s^2} \left(\frac{W}{1-W} \right)^2 \right] \quad (18)$$

Rys. 2 przedstawia przebiegi stosunków ciśnień N i N' w zależności od wyróżnika W przy różnych stosunkach eejkcji w zakresie $0 < M < 0,1$. Krzywe $N(W)$ i $N'(W)$ posiadają maksimum, które przy wzrastającym stosunku eejkcji M przesuwa się w kierunku mniejszych wyróżników W , przy równoczesnym obniżaniu się wartości N_{mx} .



Rys. 2 Zależności teoretyczne $N(w)$ i $N'(w)$ przy różnych M
Oznaczono: — $N'(w)$; --- $N(w)$

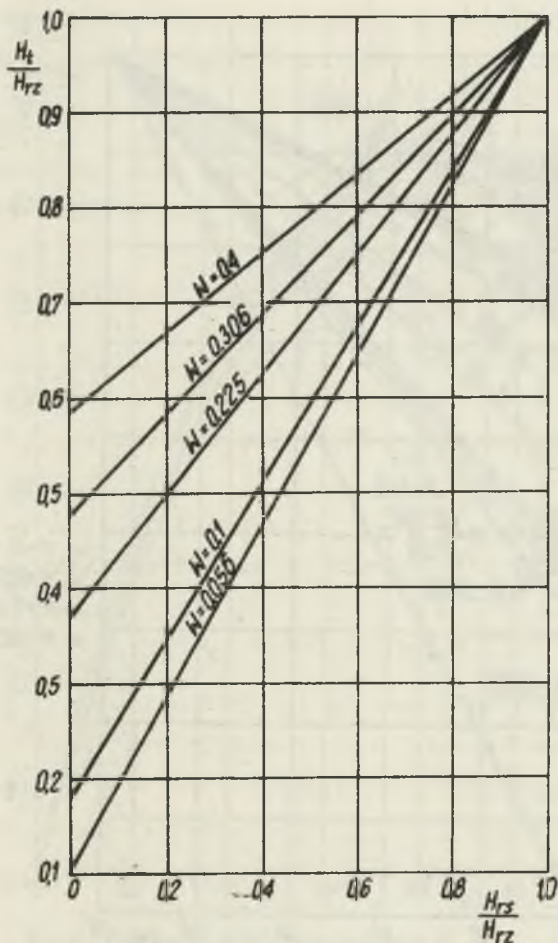
Łącząc te maksymalne wartości uzyskano krzywą $N_{mx}(M)$. Dla danej pompy strumieniowej o konkretnych wartościach ϕ_z , w , η_d , d_{km} , d_t prawe strony równań (16) i (18) są stałe (stałe N lub N'). Wprowadzając bezwymiarowe stosunki ciśnień H_t/H_{rz} i H_{rs}/H_{rz} względnie H_s/H_{rz} otrzymuje się bezwymiarową charakterystykę danej pompy strumieniowej w postaci

$$\frac{H_t}{H_{rz}} = (1 - N) \frac{H_{rs}}{H_{rz}} + N \quad (19)$$

względnie

$$\frac{H_t}{H_{RZ}} = (1 - N) \frac{H_s}{H_{RZ}} + N' \quad (20)$$

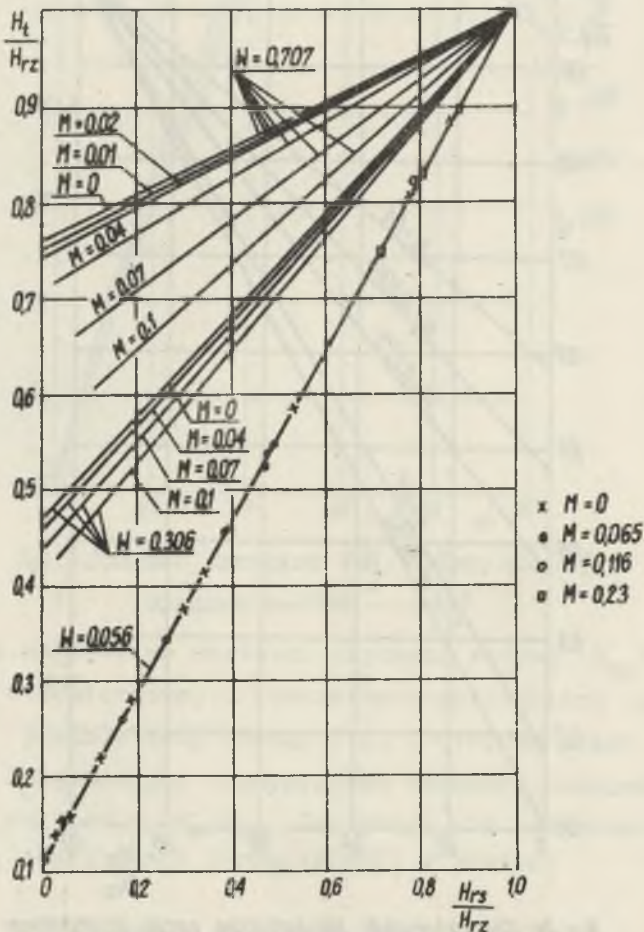
Są to proste o współczynniku kierunkowym $(1 - N)$ lub $(1 - N')$ (rys. 3).



Rys. 3 Charakterystyki bezwymiarowe pompy strumieniowej dla $M=0$; $\varphi_2 = 0.98$; $\eta_d = 0.84$ przy różnych N .

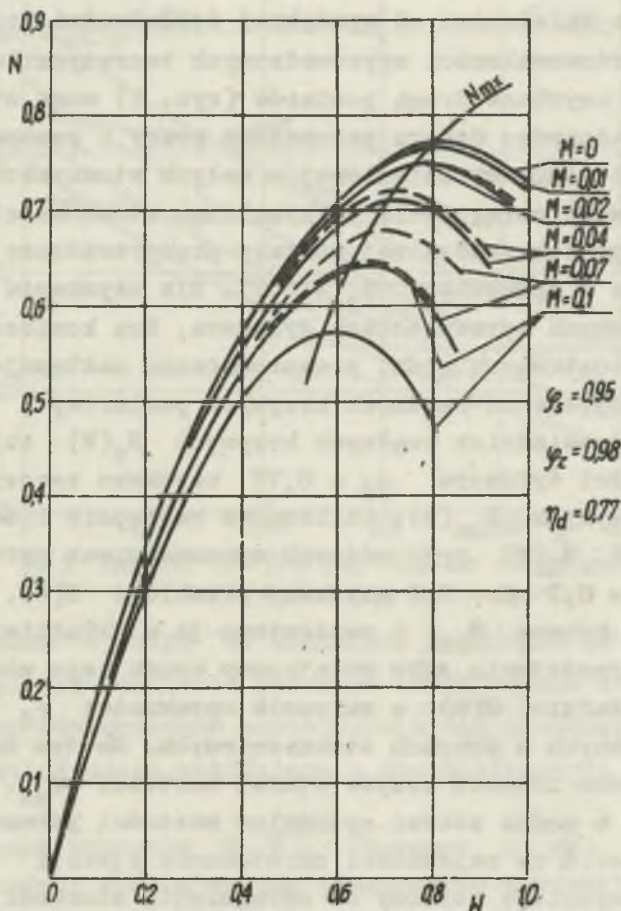
4. Analiza wyników pomiarów

Celem sprawdzenia i uzupełnienia rozważań teoretycznych przeprowadzono badania pompy doświadczalnej wyposażonej w kilka zestawów dysz i komór mieszania, umożliwiającą uzyskanie różnych wyróżników W . Pomiar przeprowadzone przy stosunku eejkcji $M = 0$ wykazały zgodność charakterystyk obliczeniowych i pomiarowych w całym zakresie W od 0 do 1, przy czym odchylenia mieszczą się w ramach dokładności pomiarów.



Rus. 4 Charakterystyki bezwymiarowe przy wzrastającym stosunku eejkcji M .

Na rys. 4 przedstawiono wpływ wzrastającego M na bezwymiarową charakterystykę konkretnej pompy strumieniowej. Celowo wybrano trzy znacznie różniące się wyróżniki $W = 0,707$; $0,306$ i $0,056$. Przy $W = 0,707$ wzrost M od 0 do $0,1$ powoduje znaczne zmiany nachylenia charakterystyki; natomiast przy $W = 0,056$ wzrost M nawet do $0,23$ nie powodował zmiany nachylenia charakterystyki.



Rys. 5 Zależność $N(N)$ przy różnych M

- obliczona z równania (18)
- uzyskana drogą pomiarów

Na rys. 5 zestawiono wyniki obliczeń i pomiarów zależności $H(W)$ dla wartości $M = 0; 0,01; 0,02; 0,04; 0,07; 0,1$. Charakter przebiegu tych krzywych jest podobny jednak wartości, maksymalne krzywych pomiarowych leżą niżej niż wartości maksymalne krzywych teoretycznych.

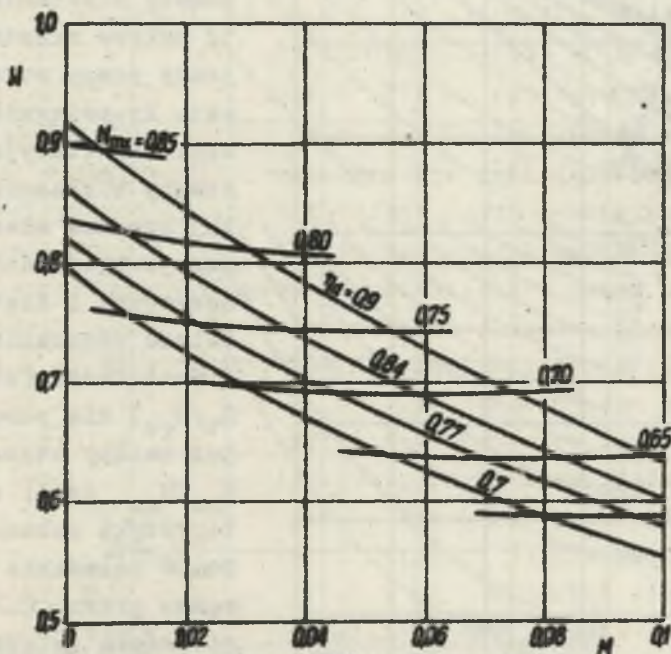
Rozbieżności w zakresie od $M = 0$ do $0,02$ są niezauważalne; przy $M = 0,04$ różnica wynosi 1%; przy $M = 0,07$ - 6%, a przy $M = 0,1$ dochodzi do 11%. W oparciu o wielkość tych rozbieżności, w zależności od wymaganej dokładności można określić zakres stosowalności wyprowadzonych teoretycznie zależności. Wyniki uzyskane drogą pomiarów (rys. 5) mogą stanowić podstawę do właściwego doboru parametrów pracy i parametrów konstrukcyjnych pompy strumieniowej o małych stosunkach ejskcji, tak by zapewnić osiągnięcie maksymalnego stosunku ciśnień H . Badania pompy doświadczalnej zostały przeprowadzone przy użyciu dyfuzora o sprawności $\eta_d = 0,77$. Dla uzyskania krzywych H_{max} przy innych sprawnościach dyfuzora, bez konieczności wykonywania dodatkowych prób, przeprowadzono następującą analizę. Przez odjęcie od rzędnych krzywych pomiarowych $H = f(W)$ na rys. 5 odpowiednich rzędnych krzywych $H_d(W)$ obliczonych dla sprawności dyfuzora $\eta_d = 0,77$ uzyskano rzeczywisty przebieg krzywych $H_{\text{kon}}(W)$. Obliczając następnie i dodając rzędne krzywych $H_d(W)$ przy różnych sprawnościach dyfuzora w zakresie $\eta_d = 0,7$ do $0,9$ uzyskano przebiegi $H(W)$, wyznaczono poszukiwane krzywe H_{max} i naniesiono je w układzie $W(H)$.

Rys. 6 przedstawia jako ostateczny wynik tego postępowania krzywe w układzie $H(W)$ w zakresie sprawności η_d najczęściej spotykanych w pompach strumieniowych. Na tym samym wykresie naniesiono również krzywe stałej wartości H_{max} . Na podstawie rysunku 6 można dobrać optymalne wartości parametru konstrukcyjnego W w zależności od stosunku ejskcji M i wyznaczyć maksymalnie możliwy do osiągnięcia stosunek ciśnień H_{max} .

Obniżenie ciśnienia w komorze mieszania do ciśnienia pary nasyconej przy danej temperaturze powoduje powstanie kawita-

cji. Przebadano wpływ kawitacji na pracę pompy strumieniowej o małych stosunkach ejskacji.

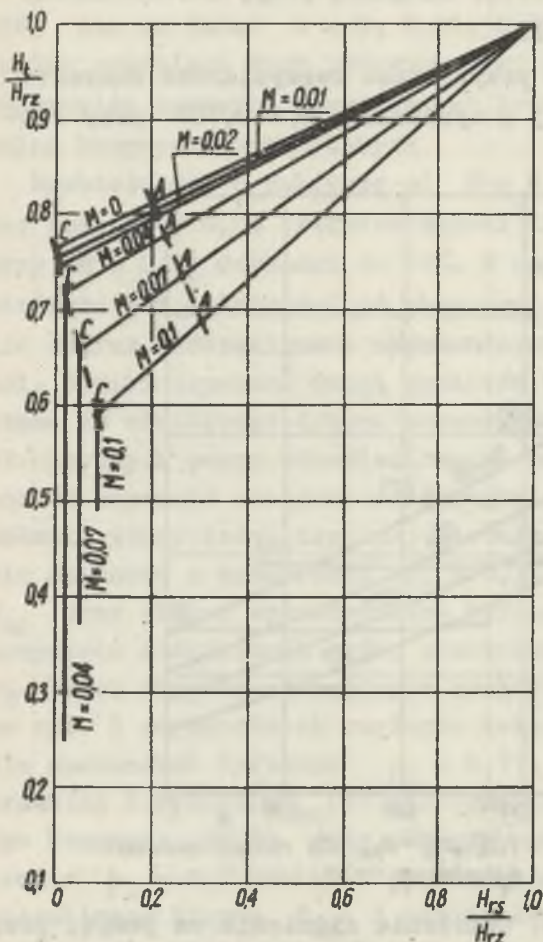
Na rys. 7 przedstawiono przykładowo bezwymiarowe charakterystyki pompy strumieniowej o wyróżniku $W = 0,707$ przy róż-



Rys.6 Zależność $H = f(M)$ przy N_{max} dla różnych sprawności dyfuzora η_d

nych stosunkach ejskacji M . Obniżenie ciśnienia za pompą, przy stałym ciśnieniu zasilenia powoduje zmniejszenie stosunku H_v/H_{rs} przy równoczesnym zmniejszeniu się stosunku H_{rs}/H_{rs} zgodnie z zależnością wynikającą z charakterystyki pompy strumieniowej.

Przy pewnym stosunku H_v/H_{rs} stosunek H_{rs}/H_{rs} osiąga wartość przy której zaobserwowano fonetycznie i wizualnie pierwsze objawy kawitacji w komorze mieszania [5]. Punkt ten oznaczono na charakterystyce przez λ . Dalsze obniżenie przeciwności powoduje stopniowe powiększenie obszaru komory mieszania w pobliżu wylotu z dużej objętości kawitacją, aż do

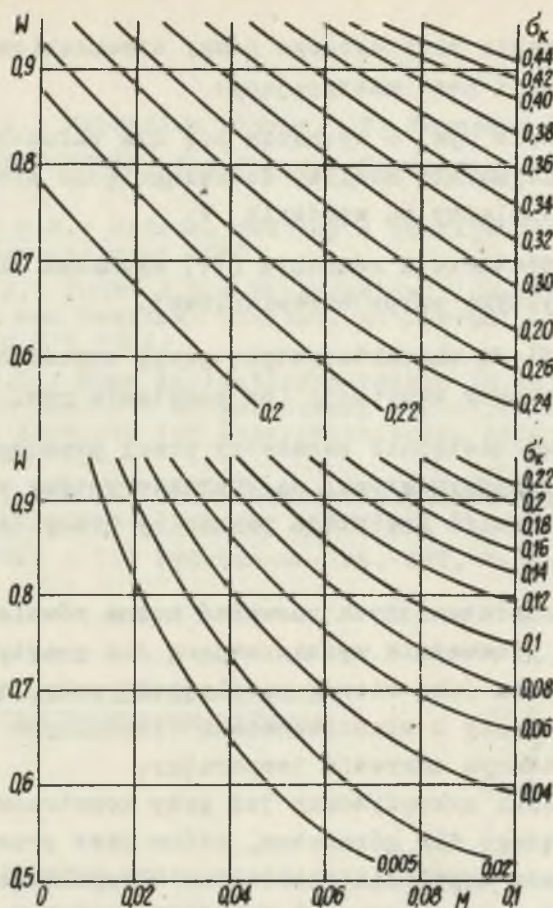


Rys. 7 Bezwymiarowe charakterystyki pompy strumieniowej o wyróżniku $N = 0,707$

pewnego maksimum, po przekroczeniu którego tworzy się ruchome czoło kawitacyjne przesuwające się w kierunku wypływu z komory mieszania. Jest to zakres niestabilnej pracy pompy strumieniowej. Po osiągnięciu przez czoło kawitacyjne końca komory mieszania w całej komorze mieszania panuje ciśnienie pary nasyconej i dlatego dalsze obniżanie przeciwności (stosunku H_t/H_{rz}) nie powoduje już zmiany stosunku H_{rs}/H_{rz} czyli charakterystyka załamuje się. Punkt załamania oznaczono przez C. Z kolei stopniowe zwiększenie przeciwności powoduje proces odwrotny, przy czym zaobserwowano istnienie histerezy początku kawitacji i jej zaniknięcia [4].

Przyjęto dwie liczby kawitacji σ_k i σ'_k przedstawiające stosunki H_{rs}/H_{rz} , przy których występują pierwsze objawy kawitacji (σ_k) i załamanie charakterystyki (σ'_k) [6].

Rys. 8 przedstawia przebieg liczb kawitacji w zależności od W i M . Porównanie stosunku H_{rs}/H_{rz} w projektowanej pompie strumieniowej z krytycznymi wartościami liczb kawitacji pozwala stwierdzić, czy pompa strumieniowa będzie pracować bez kawitacji, czy też w zakresie kawitacji.



Rys 8 Zależność $W = f(M)$ przy różnych liczbach kawitacji σ_k i σ_k'

5. Wnioski końcowe

Celem rozważań i badań było uzyskanie danych odnośnie pracy i doboru parametrów pracy i parametrów konstrukcyjnych pomp strumieniowych o małych stosunkach eejkcji $0 < M < 0,1$, w których woda stanowi ciecz zasilającą i zassaną. W wyniku analizy teoretycznej i analizy wyników pomiarów stwierdzono, że dla danego stosunku eejkcji M istnieje tylko jeden optymalny wyróżnik W , dla którego można osiągnąć maksymalny stosunek ciśnien N (rys. 5).

Tok postępowania przy doborze pompy strumieniowej o małych stosunkach eejkcji jest następujący:

a) Na podstawie rys. 6 wyznacza się dla założonego stosunku eejkcji M maksymalnie możliwy do osiągnięcia stosunek ciśnień N i przynależny mu wyróżnik W .

b) Na tej podstawie z równania (19) wyznacza się bezwymiarową charakterystykę pompy strumieniowej.

c) Na wykreślonej charakterystykę pompy strumieniowej nanosi się krytyczne punkty kawitacji (na podstawie rys. 8).

d) Przyjmując następnie parametry pracy przechodzi się z charakterystyki bezwymiarowej na charakterystykę wymiarową, która pozwala ustalić pozostałe parametry pracy danej pompy strumieniowej.

Z wyników przedstawionych rozważań można również korzystać, z dokładnością przeważnie wystarczającą dla praktyki, w przypadku zastosowania jako cieczy zasilającej wody, a zasysania małych ilości cieczy o właściwościach fizykalnych zbliżonych do wody w rozważanym zakresie temperatur.

Uzyskane wyniki wykorzystano już przy konstruowaniu urządzenia zraszającego dla górnictwa, które jest przeznaczone do obniżenia stopnia zapylenia powietrza w kopalniach, w miejscach najbardziej zapyzonych. W urządzeniu tym cieczą zassaną jest zwilżacz, którego własności fizykalne są zbliżone do własności wody.

Dla innych wariantów zastosowanych cieczy zasilającej i zassanej trzeba przeprowadzić oddzielne badania, ponieważ wskutek zmiany własności termodynamicznych cieczy zmieniają się współczynniki strat φ_z , φ_s , φ_d oraz stosunki ciśnień N , eejkcji M jak również krytyczne liczby kawitacji σ_k i σ'_k .

LITERATURA

- [1] BUKOWSKI J.: Mechanika płynów. PWN Warszawa 1959.
- [2] FUCHSLOCHER/SCHULZ: Die Pumpen. Springer - Verlag, Berlin 1963.
- [3] KAMJENJEW P.N.: Hidroeljewatory i drugije strujnyje apparaty. Maszstrojizdat 1950.
- [4] LEHMAN A.F., YOUNG J.O.: Experimental Investigations of Incipient and Desinent Cavitation. Journal of Basic Engineering Nr 275 1964.
- [5] ROESLER F.C.: Über Kavitationsvorgänge in turbulenten Mischzonen speziell an der Grenze schneller Flüssigkeitsstrahlen. Anzeiger der Österreichischen Akademie der Wissenschaften 1950.
- [6] SCHULZ F., FASOL K.H.: Wasserstrahlpumpen zur Förderung von Flüssigkeiten. Springer - Verlag; Wien, 1958.
- [7] TROSKOLAŃSKI A.T.: Hydromechanika. WNT, Warszawa 1962.

АНАЛИЗ РАБОТЫ ВОДОСТРУЙНОГО НАСОСА
С НЕБОЛЬШИМИ СООТНОШЕНИЯМИ ЭЖЕКЦИИ

Р е з ю м е

Проведены обсуждения целью определения данных для выбора параметров работы и конструктивных параметров водоструйного насоса с небольшими соотношениями эжекции в пределах $0 < M < 0,1$. В теоретической части выведены функциональные зависимости между основными параметрами работы и конструктивными параметрами. В экспериментальной части проведены всесторонние испытания экспериментального насоса.

В результате теоретического анализа и анализа результатов измерений получены указания для оптимального проектирования водоструйных насосов с малыми соотношениями эжекции.

ANALYSIS OF THE OPERATION OF A WATER JET PUMP WITH SMALL EJECTION RATIOS

S u m m a r y

Discussions are carried out to determine data for the choice of operation parameters and constructional parameters of a water jet pump with small ejection ratios in the range of $0 < M < 0,1$. In the theoretical part there are determined functional relations between the fundamental operation parameters and constructional parameters. The experimental part describes detailed testing of an experimental pump.

As a result of the theoretical analysis and the analysis of measurement results there have been obtained indications for an optimum design of a jet pump with small ejection ratios.