

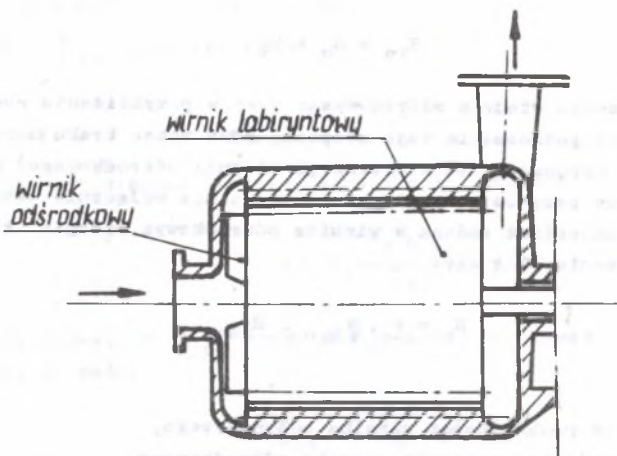
Jerzy ROKITA, Marek WÓJCICKI

ANALIZA PARAMETRÓW PRACY I WYNIKI BADAŃ
POMPY LABIRYNTOWEJ O ZWIĘKSZONEJ WYSOKOŚCI PODNOSZENIA

Streszczenie. Omówiono koncepcję rozwiązania konstrukcyjnego pompy labiryntowej ze wstępnym stopniem odśrodkowym. Przeanalizowano zależność parametrów pracy takiej pompy od parametrów pracy stopnia odśrodkowego. Przebadano wpływ kąta wypływowego łopatki wirnika odśrodkowego na wysokość podnoszenia wirnika. Omówiono wyniki pomiarów pompy modelowej, które potwierdziły założenia teoretyczne. Wskazano możliwość optymalizacji cech konstrukcyjnych pompy z wirnikiem wstępnym.

1. Wprowadzenie

Pompy labiryntowe odznaczają się małymi wydajnościami przy znacznych wysokościach podnoszenia, a więc cechują je małe wyróżniki szybkobieżności ($n_{sf} = 15$ do 30). Ten zakres wyróżników szybkobieżności nie jest pokrywany przez pompy krętne, a w przypadkach potrzeby stosowane są różnego rodzaju pompy krążeniowe, jedną z ich odmian są pompy labiryntowe [1].



Rys. 1. Pompa labiryntowa ze wstępnym wirnikiem odśrodkowym

Analiza rozwiązań konstrukcyjnych pomp labiryntowych doprowadziła do wniosku, że istnieje możliwość zwiększenia wysokości podnoszenia pompy labiryntowej poprzez zastosowanie wstępnego wirnika odśrodkowego [5]; koncepcję rozwiązania konstrukcyjnego takiej pompy przedstawiono na rys. 1. Oczywiście wstępny wirnik odśrodkowy może być w różny sposób rozwiązany konstrukcyjnie (budowa otwarta lub zamknięta, łopata i ukształtowanie łopatek).

Zaletami wprowadzenia wstępnego stopnia odśrodkowego będzie osiągnięcie:

- wzrostu wysokości podnoszenia pompy,
- zwiększenia sprawności pompy (jako że stopień odśrodkowy charakteryzuje się większą sprawnością od stopnia labiryntowego),

przy niezmiennych praktycznie gabarytach i ciężarze pompy. W ten sposób uzyskać można możliwość dalszego obniżania wyróżników szybkoobrotowości pomp labiryntowych przy jednoczesnym wzroście ich sprawności.

Nowe rozwiązanie konstrukcyjne pomp labiryntowych niewątpliwie rozszerza możliwości ich wykorzystania w przemyśle.

2. Analiza parametrów pracy i charakterystyk pompy labiryntowej ze stopniem odśrodkowym

Zastosowanie wstępnego wirnika odśrodkowego w pompie labiryntowej stwarza przypadek szeregowego połączenia stopnia odśrodkowego i labiryntowego. Wysokość podnoszenia pompy labiryntowej ze wstępnym wirnikiem odśrodkowym H_{10} jest więc sumą wysokości podnoszenia stopnia odśrodkowego H_0 i stopnia labiryntowego H_1 :

$$H_{10} = H_0 + H_1 \quad (1)$$

Wysokość podnoszenia stopnia odśrodkowego jest w przybliżeniu równa statycznej wysokości podnoszenia tego stopnia, gdyż wobec braku kierownicy (co jest powodowane uproszczeniem konstrukcji stopnia odśrodkowego) można przyjąć, że efektywny przyrost energii oleczy wynika wyłącznie wskutek wzrostu ciśnienia, natomiast nadana w wirniku odśrodkowym energia kinetyczna ulegnie rozproszeniu. Tak więc

$$H_0 = r \cdot \eta_{hwo} \cdot H_{tho} \quad (2)$$

gdzie:

- r - stopień reakcyjności wirnika odśrodkowego,
- η_{hwo} - sprawność hydrauliczna wirnika odśrodkowego,
- H_{tho} - teoretyczna wysokość podnoszenia stopnia odśrodkowego.

Moc na wale pompy labiryntowej ze stopniem odśrodkowym N_{10} określa równanie:

$$N_{10} = N_{i0} + N_{i1} + N_{fr} + N_m, \quad (3)$$

w którym:

- N_{i0}, N_{i1} - moc wewnętrzna stopnia odśrodkowego i labiryntowego,
- N_{fr} - moc tracona na tarcie oszłonowych powierzchni wirnika labiryntowego i ewentualnie odśrodkowego (w przypadku jego budowy zamkniętej) o olecz,
- N_m - straty mocy na tarcie w dławicy i łożyskach pompy.

Moc wewnętrzną stopnia odśrodkowego wyraża wzór:

$$N_{i0} = \frac{g \varrho Q H_{th0}}{\eta_{vo}}, \quad (4)$$

w którym:

- Q - wydajność pompy,
- η_{vo} - sprawność wolumetryczna (objętościowa) stopnia odśrodkowego,
- ϱ - gęstość pompowanej oleczy,
- g - przyspieszenie siły ciężkości

lub po przekształceniach:

$$N_{i0} = \frac{\xi \varrho Q H_0}{\eta_{i0}}, \quad (5)$$

gdzie:

η_{i0} - sprawność wewnętrzna stopnia odśrodkowego.

Sprawność η_{i0} jest iloczynem:

$$\eta_{i0} = \eta_{vo} \cdot \eta_{hvo} \cdot \eta_r. \quad (6)$$

Moc wewnętrzną stopnia labiryntowego określa związek:

$$N_{i1} = \frac{\xi \varrho Q H_1}{\eta_{i1}}. \quad (7)$$

Całkowitą sprawność η_{10} pompy labiryntowej ze wstępnym stopniem odśrodkowym wyraża wzór:

$$\eta_{10} = \frac{\xi \varrho Q H_{10}}{N_{10}}. \quad (8)$$

Po uwzględnieniu (8), (3), (4), (7), (1) i przekształceniach otrzymano:

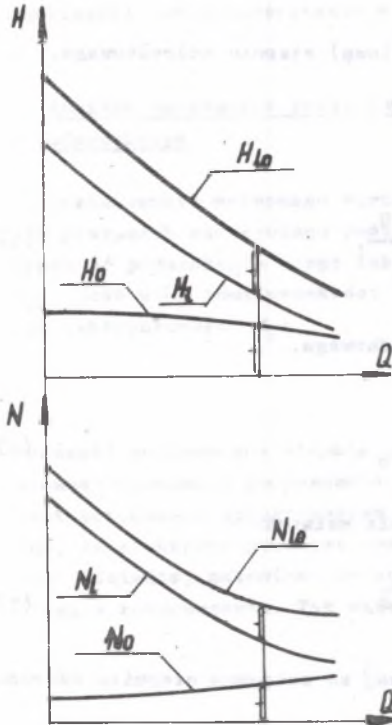
$$\eta_{10} = \frac{1 + \frac{H_0}{H_1}}{\frac{1}{\eta_{11}} + \frac{H_0}{H_1} \cdot \frac{1}{\eta_{10}} + \frac{\sum \Delta N}{\varphi_S Q H_1}}, \quad (9)$$

gdzie:

$$\sum \Delta N = N_{fr} + N_m.$$

Sprawność pompy labiryntowej bez wirnika odśrodkowego η_1 określa wzór:

$$\eta_1 = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{11}} + \frac{\sum \Delta N}{\varphi_S Q H_1}}, \quad (10)$$



Rys. 2. Charakterystyki przepływu i mocy pompy labiryntowej ze wstępnym stopniem odśrodkowym (indeksy: 0 - stopień odśrodkowy, 1 - stopień labiryntowy, 10 - pompa labiryntowa ze stopniem odśrodkowym)

wynikający z zależności (9), jeżeli położyć $H_0 = 0$. Założono przy tym mianowicie, że wielkości $\sum \Delta N$ w zależnościach (9) i (10) są sobie równe, co jest słuszne jedynie w pewnym przybliżeniu.

Z porównania zależności (9) i (10) widać, że $\eta_{10} > \eta_1$, gdy $\eta_{10} > \eta_{11}$.

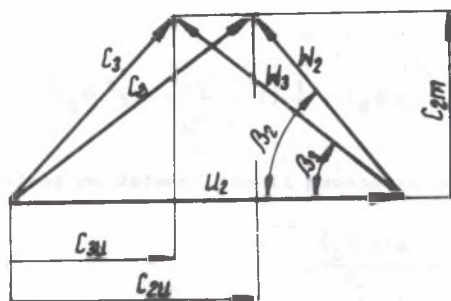
Przy tym η_{10} w porównaniu z η_1 będzie wzrastało ze zwiększaniem się stosunku H_0/H_1 . Realnie można oczekiwać, że $\eta_{10} = 0,5$ do $0,6$; natomiast $\eta_{11} = 0,3$ do $0,4$. Tak więc zastosowanie wirnika wstępnego spowoduje pewien wzrost sprawności pompy.

Charakterystyki przepływu - $H = f(Q)$ i mocy $N = f(Q)$ pompy labiryntowej ze stopniem odśrodkowym powstają w wyniku sumowania się charakterystyk stopnia odśrodkowego i labiryntowego. Ilustruje to jednoznacznie rys. 2. Warto zauważyć, że w przypadku charakterystyk mocy sumowane są krzywe o przeciwnym charakterze, co w niektórych przypadkach może prowadzić do krzywej wypadkowej o dość złożonym kształcie.

3. Dobór cech geometrycznych stopnia odśrodkowego

Przy ustalonej średnicy zewnętrznej wirnika odśrodkowego (która nie może przewyższać średnicy wirnika labiryntowego) należy uzyskać maksymalną statyczną wysokość podnoszenia. Wówczas efekt wprowadzenia stopnia odśrodkowego będzie najbardziej znaczący. Statyczna wysokość podnoszenia wirnika odśrodkowego może być zatem [4] określona wzorem:

$$H_p = \eta h_{vo} \cdot H_{tho} \cdot \left[1 - \frac{c_{2u}^2}{2(1+p)u_2^2} \right], \quad (11)$$



Rys. 3. Wektory prędkości na wypływie wirnika odśrodkowego

Oznaczenia wektorów prędkości są zgodne z [4]

co koresponduje z zależnością (2) jako że wyrażenie w nawiasie jest stopniem reakcyjności wirnika. Wartość statycznej wysokości H_p jest funkcją kąta łopatkowego na wypływie β_2 , a także i liczby łopatek. Łatwo przeanalizować przypadek wirnika o nieskończenie wielkiej liczbie łopatek. Wówczas

$$H_{p_{\infty}} = H_{th_{\infty}} \left(1 - \frac{c_{2u}^2}{2u_2^2} \right) \quad (12)$$

(indeks " ∞ " dotyczy wirnika o nieskończenie wielkiej liczbie łopatek).

Uwzględniając, że

$$H_{th_{\infty}} = \frac{1}{g} u_2^2 \quad (13)$$

oraz

$$c_{2u}^2 = u_2^2 - c_{2m}^2 \operatorname{ctg}^2 \beta_2 \quad (14)$$

otrzymać można po przekształceniach

$$H_{p_{\infty}} = \frac{1}{2g} (u_2^2 - c_{2m}^2 \operatorname{ctg}^2 \beta_2) \quad (15)$$

Widać, że $H_{p_{\infty}} \rightarrow H_{p_{\infty \max}}$, gdy $\beta_2 = 90^\circ$, więc gdy łopatki mają wpływ promieniowy.

W przypadku wirnika rzeczywistego sprawa nie jest tak oczywista. Stopień reakcyjności wirnika o skończonej liczbie łopatek r wynosi (po przekształceniach):

$$r = 1 - \frac{1 - r_{\infty}}{1 + p}, \quad (16)$$

gdzie: p - jest poprawką uwzględniającą wpływ skończoności liczby łopatek.

Statyczną wysokość podnoszenia po uwzględnieniu (11) oraz warunku

$$H_{th\infty} = H_{th}(1 + p) \quad (17)$$

można wyrazić wzorem:

$$H_p = \frac{u_2^2}{g} \frac{\eta_{hwo}}{(1 + p)^2} \left[p \left(1 - \frac{\sigma_{2m}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right) + \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\sigma_{2m}^2}{u_2^2} \operatorname{ctg}^2 \beta_2 \right) \right] \quad (18)$$

Jeżeli przyjąć za [4], że poprawka na skończoną liczbę łopatek ma postać:

$$p = \frac{1,2 (1 + \sin \beta_2)}{z \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \right]}, \quad (19)$$

gdzie:

z - liczba łopatek wirnika,

d_1, d_2 - średnica dopływowa i wypływowa łopatek wirnika,

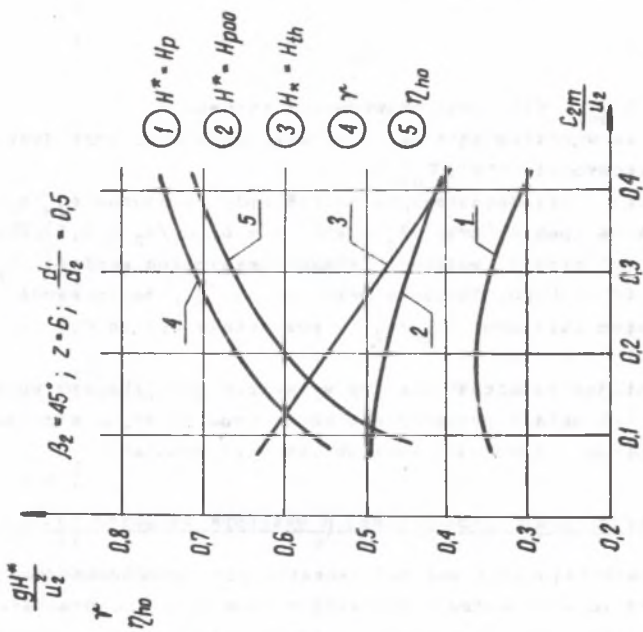
to na podstawie zależności (18) i (19) można prześledzić zależność H_p od β_2 przy ustalonych pozostałych wielkościach.

Założono do przykładowej analizy następujące wartości: $z = 6$; $d_1/d_2 = 0,5$, $\sigma_{2m}/u_2 = 0,15$.

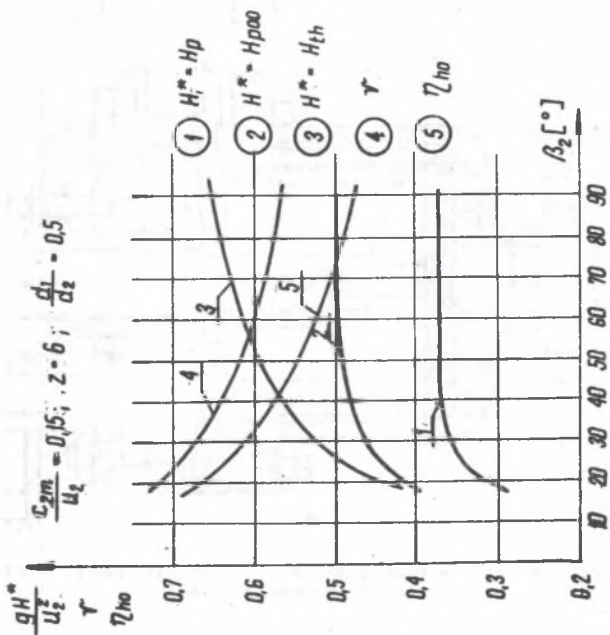
Za pracą [3] przyjęto przy tym, że sprawność hydrauliczna wirnika η_{hwo} maleje ze wzrostem β_2 w przedziale $0,92 - 0,85$ dla $\beta_2 = 20 - 90^\circ$.

Wyniki przeliczeń przedstawiono (rys. 4) dla wersji wirnika teoretycznego ($z = \infty$) i rzeczywistego. W przypadku wirnika teoretycznego bezwymiarowy wyróżnik statycznej wysokości podnoszenia dąży do wartości ekstremalnej $0,5$ (którą osiąga przy $\beta_2 = 90^\circ$), jednak powyżej $\beta_2 \approx 50^\circ$ jego przyrost jest znikomy. Natomiast w przypadku wirnika rzeczywistego powyżej $\beta_2 > 45^\circ$ nie rejestruje się wzrostu wskaźnika.

Stąd wynika wniosek, że najkorzystniej jest stosować kąty łopatkowe w przedziale $\beta_2 = 30$ do 45° , gdyż dalszy wzrost kąta β_2 nie prowadzi już do przyrostu wysokości podnoszenia stopnia wstępnego, natomiast spowoduje wzrost teoretycznej wysokości H_{th0} i idący za tym wzrost mocy na wale pompy. Na rysunku 4 naniesiono również dla ilustracji zależność $H_{th0} = f(\beta_2)$.



Rys. 5. Wpływ stosunku średnic $\frac{d_{1m}}{u_2}$ (przy wy-
 dażności obliczeniowej) na parametry pracy stop-
 nia odśrodkowego



Rys. 4. Wpływ kąta łopatkowego β_2 na parametry
 stopnia odśrodkowego

Zgodnie z założeniami prowadzonej analizy sprawnością hydrauliczną stopnia odśrodkowego będzie stosunek:

$$\eta_{ho} = \frac{H_p}{H_{t\eta o}} \quad (20)$$

Zależność $\eta_{ho} = f(Q)$ przedstawiono na rysunku 4.

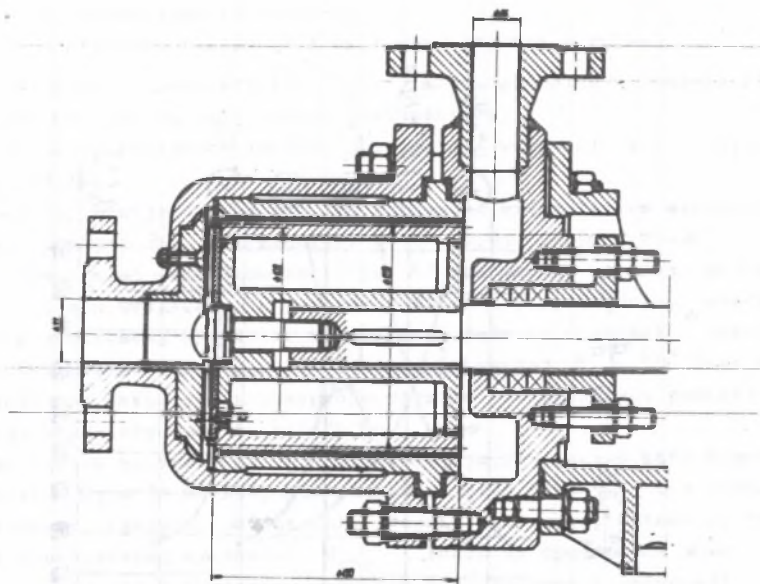
Maleje ona ze wzrostem kąta β_2 , co jest oczywiste, gdyż jest ona liczbowo równa iloczynowi "r . η_{hwo} ".

Na rysunku 5 przedstawiono natomiast wpływ stosunku σ_{2m}/u_2 na parametry stopnia wstępnego (przy $\beta_2 = 45^\circ$, $z = 6$, $d_1/d_2 = 0,5$). Charakterystyczne jest, że wirnik wstępny osiąga maksymalną wartość H_p w zakresie $\sigma_{2m}/u_2 = 0,15$ do $0,20$. Założono przy tym za [3], że sprawność η_{hwo} wzrasta ze wzrostem stosunku σ_{2m}/u_2 w przedziale $0,1$ do $0,4$ od wartości $0,82$ do $0,94$.

Uwzględniając rezultaty analizy w ogólnie praktykowany sposób [4] można określić pozostałe geometryczne cechy konstrukcyjne wirnika wstępnego (liczba łopatek, szerokości łopatek, kształt łopatek).

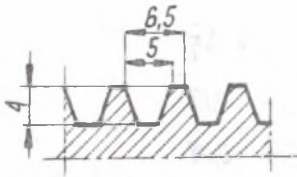
4. Wyniki badań pompy labiryntowej z wstępnym stopniem odśrodkowym

W celu zweryfikowania założeń teoretycznych przeprowadzono badania pompy eksperymentalnej, której rozwiązanie konstrukcyjne przedstawiono na rysunku 6. Zastosowanie wymiennego (odejmowanego) wirnika odśrodkowego bu-



Rys. 6. Rozwiązanie konstrukcyjne pompy labiryntowej ze stopniem wstępnym (część hydrauliczna)

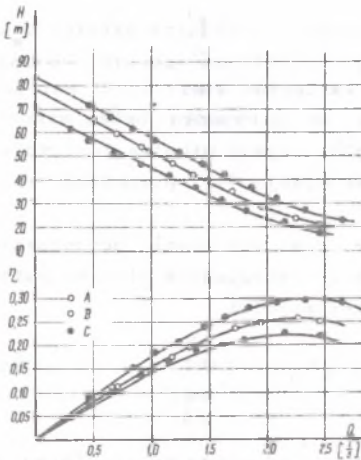
dowy otwartej oraz wymiennej wkładki dystansowej, stwarzało możliwość przebadania wpływu cech konstrukcyjnych stopnia odśrodkowego na parametry pracy pompy. Wirnik labiryntowy i tuleja wykonane zostały z rowkami gwintowymi o identycznym profilu trapezowym (rys. 7). Profil trapezowy okazał się najkorzystniejszy [2] ze względu na uzyskiwane parametry.



Rys. 7. Profil gwintu tuleji i wirnika labiryntowego

W tym miejscu dla zilustrowania i potwierdzenia założeń teoretycznych przedstawione zostaną zmierzone charakterystyki pompy labiryntowej bez wirnika odśrodkowego oraz z wirnikiem wstępnym odśrodkowym różniącym się kształtem łopatek. Pierwszy z wirników wykonano z sześcioma łopatkami wygiętymi w tył ($\beta_1 = 25^\circ$, $\beta_2 = 45^\circ$), drugi z sześcioma łopatkami radialnymi ($\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$). Oba wirniki wykonano ze stałą szerokością łopatek wzdłuż promienia (wyciągając 5,5 mm) oraz z identyczną średnicą zewnętrzną ($d_2 = 108$ mm) i wewnętrzną ($d_1 = 40$ mm). Luz między powierzchnią łopatek a wkładką dystansową wynosił 0,1 do 0,2 mm. Pomiarów charakterystyk przeprowadzono pompując wodę czystą i zachowując wymogi normy PN/65/M-44002.

Charakterystyki przepływu i sprawności pompy labiryntowej z wirnikami wstępnymi i bez nich przedstawiono na rys. 8. Wprowadzenie stopnia wstępnego spowodowało wydatne zwiększenie się wysokości podnoszenia i sprawności pompy. Uzyskane parametry były korzystniejsze w przypadku wirnika z łopatkami wygiętymi wstecz (wariant A) w porównaniu z wirnikiem z łopatkami radialnymi (wariant B).

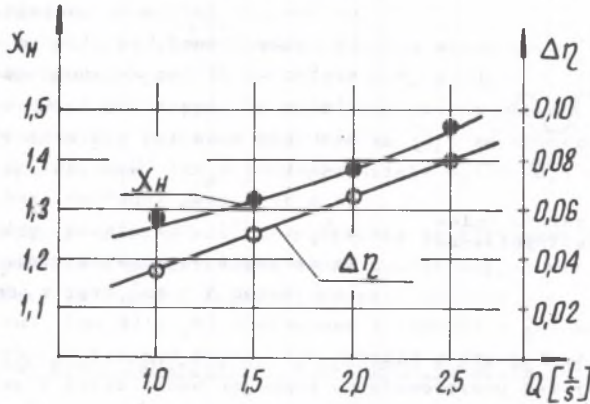


Rys. 8. Charakterystyki przepływu i sprawności pompy modelowej

(A - wirnik wstępny z łopatkami wygiętymi wstecz, B - wirnik wstępny z łopatkami radialnymi, C - bez wirnika wstępnego)

Aby lepiej zilustrować zmianę wysokości podnoszenia i sprawności pompy, na rysunku 9 zamieszczono zależności stosunku $\frac{H}{H_0}$ wysokości podnoszenia pompy z wirnikiem wstępnym do wysokości podnoszenia pompy bez wirnika wstępnego oraz przyrostu sprawności ogólnej pompy $\Delta\eta$ w wyniku zastosowania wirnika wstępnego w funkcji wydajno-

ści (w zakresie wydajności powyżej połowy wydajności optymalnej). Korzystne jest, że zarówno χ_H , jak i $\Delta\eta$ zwiększają się ze wzrostem wydajności; a więc w okolicy wydajności optymalnej pompy wpływ stosowania wirnika wstępnego rysuje się najsilniej.



Rys. 9. Zmiany parametrów pracy pompy z wirnikiem wstępnym z łopatkami wygiętymi wstecz ($\chi_H = H_{10}/H_1$, $\Delta\eta = \eta_{10} - \eta_1$)

Dla pogłębienia analizy zjawisk zmierzono również różnicę ciśnień $p_w - p_s$ między wlotem szczeliny stopnia labiryntowego, a króćcem ssawnym pompy. Przyrost ciśnienia jest wyraźny w przypadku wariantów z wirnikami wstępnymi, natomiast jest praktycznie niewyozuwalny w przypadku braku wirnika wstępnego i oddziaływania jedynie ozołowej płaszczyzny wirnika labiryntowego. Przy wydajności wynoszącej około połowę wydajności optymalnej różnica ta staje się nawet ujemna (rys. 10).

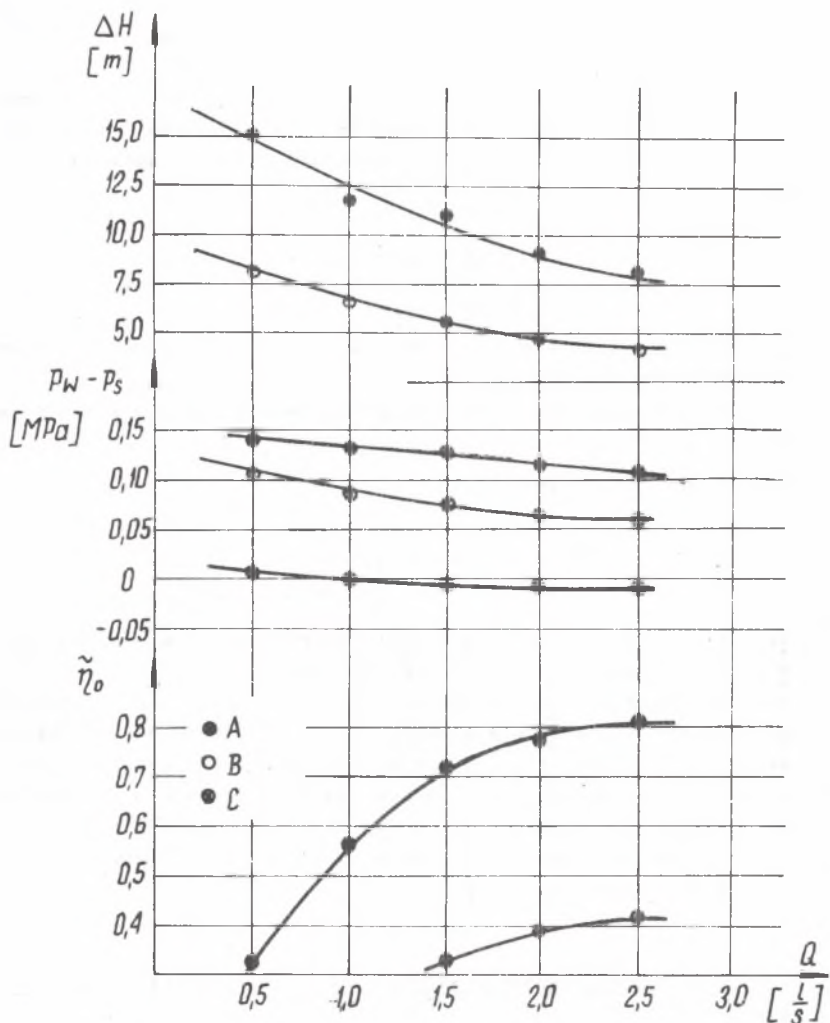
Na tymże rysunku 10 przedstawiono również przyrost wysokości podnoszenia ΔH pompy labiryntowej uzyskany w rezultacie zastosowania wirnika wstępnego w funkcji wydajności pompy. Przyrost ten stanowi

$$\Delta H = H_{10} - H_1, \quad (21)$$

gdzie:

H_{10} - wysokość podnoszenia pompy labiryntowej z wstępnym wirnikiem odśrodkowym,

H_1 - wysokość podnoszenia pompy labiryntowej bez wirnika wstępnego.



Rys. 10. Zależność ΔH , $p_w - p_s$ i $\tilde{\eta}_o$ w funkcji wydajności pompy (A - wirnik wstępny z łopatkami wygiętymi wstecz, B - wirnik wstępny z łopatkami radialnymi, C - bez wirnika wstępnego)

Widać, że wielkości ($p_w - p_s$) i ΔH dobrze korespondują ze sobą, co dowodzi realności założenia o efektywnym wykorzystaniu przyrostu ciśnienia statycznego wirnika odśrodkowego.

Znacznie mniejsze wysokości podnoszenia wirnika odśrodkowego z łopatkami radialnymi wskazują na zbyt małą liczbę łopatek, co powoduje spadek sprawności hydraulicznej wirnika. Badania wykazują, że wirniki o łopatkach ra-

diałnych wymykają się z reguł obliczeń wirników odśrodkowych o łopatkach wygiętych wstecz; trudne do ujęcia są niewątpliwie znaczne straty na dopływie łopatek.

Na rysunku 10 zaprezentowano również przebieg umownej sprawności stopnia odśrodkowego $\tilde{\eta}_0$ zdefiniowanej jako stosunek przyrostu mocy użytecznej pompy do przyrostu mocy na wale pompy w wyniku zastosowania stopnia wstępnego. Wtedy

$$\tilde{\eta}_0 = \frac{N_{ul0} - N_{ul}}{N_{10} - N_1}, \quad (22)$$

gdzie:

N_{ul0}, N_{10} - moc użyteczna i moc na wale pompy labiryntowej z wirnikiem wstępnym,

N_{ul}, N_1 - moc użyteczna i moc na wale pompy labiryntowej bez wirnika wstępnego.

Po przekształceniach otrzymuje się:

$$\tilde{\eta}_0 = \frac{g Q (H_{10} - H_1)}{N_{10} - N_1}. \quad (23)$$

Uzyskane wartości sprawności umownej stopnia odśrodkowego są znaczne (zwiększa w przypadku wirnika z łopatkami wygiętymi wstecz) i podano je głównie dla ilustracji rozważań. Mianownik w wyrażeniach (22) i (23) obliczono odejmując oddzielnie mierzone wielkości N_{10} i N_1 , które są kilkakrotnie większe od ich różnicy. Ponadto tak zdefiniowana sprawność umowna nie odpowiada sprawności wewnętrznej ani całkowitej i jest pojęciem umownym określającym energetyczną efektywność wprowadzenia stopnia wstępnego.

Przeprowadzane pomiary w pełni udokumentowały celowość wprowadzania stopni wstępnych odśrodkowych w pompach labiryntowych.

5. Możliwości optymalizacji geometrycznych cech konstrukcyjnych pompy labiryntowej

Optymalne rozwiązanie konstrukcyjne pompy labiryntowej o zadanych parametrach pracy (Q , H , n - prędkość obrotowa) powinno odznaczać się minimalnym ciężarem. Ponieważ ciężar pompy jest niewątpliwie uzależniony od jej gabarytów, przeto zmniejszanie ciężaru wyniknie ze zmniejszania gabarytów pompy. Punktem wyjścia do minimalizacji gabarytów będzie zminimalizowanie objętości wirnika labiryntowego.

Zatem funkcja celu optymalizacji geometrycznych cech konstrukcyjnych pompy przyjmie postać:

$$V_w \text{ — minimum,} \quad (24a)$$

co jest równoważne warunkowi:

$$d_1^2 \cdot l_1 \longrightarrow \text{minimum}, \quad (24b)$$

gdzie:

d_1 - średnica wirnika labiryntowego,

l_1 - długość wirnika labiryntowego.

Ograniczeniem jest konieczność uzyskania lub dotrzymania założonych parametrów pracy pompy (Q , H , n).

Wykorzystując model matematyczny pompy labiryntowej [1] można, uwzględniając zależność (24b) i stosując metody programowania nieliniowego, optymalizować główne wymiary wirnika labiryntowego (d_1 , l_1) bez wirnika wstępnego.

Zagadnienie optymalizacji staje się niewątpliwie bardziej złożone, gdy jej przedmiotem jest pompa labiryntowa ze wstępnym wirnikiem odśrodkowym. Wówczas model matematyczny pompy labiryntowej musi zostać uzupełniony o opis matematyczny wirnika wstępnego.

6. Podsumowanie

Przeprowadzona analiza uzasadnia możliwość polepszenia parametrów pracy pompy labiryntowej poprzez stosowanie wirników odśrodkowych wstępnych. Użytecznym efektem działania wirnika odśrodkowego jest wzrost ciśnienia na wlocie wirnika labiryntowego, w przybliżeniu równy ciśnieniu statycznemu wirnika wstępnego. Sugeruje to więc stosowanie w wirniku wstępnym łopatek wygiętych wstecz, o kątach łopatkowych nie przekraczających zakresu $\beta_2 \approx 30-45^\circ$, gdyż dla wartości mniejszych wysokość statyczna wirnika jest zbyt mała, natomiast dla kątów większych nie wzrasta (lub nawet maleje przy zbyt małych liczbach łopatek). Wzrost wysokości podnoszenia i polepszanie się sprawności pomp labiryntowych zwiększa ich walory użytkowe.

LITERATURA

- [1] Gołubiew A.J.: Labirintnyje masosy dla chemiczeskoj promysziennosti. Moskwa 1961.
- [2] Grychowski J., Rokita J., Czapski R., Grzymała St.: Analiza parametrów pracy pomp labiryntowych. ZN. Pol. Sl. Energetyka nr 62, Gliwice 1978.
- [3] Liwzilo C.P.: Aerodynamika centrobieżnych kompressornych maszin. Izd. Maszinostrojenije. Moskwa 1966.
- [4] Łazarkiewicz Sz., Trokoleński A.T.: Pompy wirowe. WNT, 1959.
- [5] Rokita J.: Patent PRL nr 96795.

Recenzent: doc. dr inż. Janusz Rydlewicz

Wpłynęło do Redakcji w kwietniu 1981 r.

АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ
ЛАБИРИНТОВОГО НАСОСА ОБЛАДАЮЩЕГО ПОВЫШЕННОЙ ВЫСОТОЙ ПОДЪЕМА

Резюме

В настоящей работе была рассмотрена концепция конструкционного решения лабиринтового насоса обладающего вступительной центробежной ступенью. Была проанализирована зависимость параметров работы этого насоса от параметров работы центробежной ступени. Было рассмотрено влияние выходного угла лопасти центробежного ротора на высоту подъема ротора. Были проанализированы результаты измерений модельного насоса, которые подтвердили теоретические предположения. Были указаны возможности оптимизации конструктивных черт насоса с вступительным ротором.

AN ANALYSIS OF PARAMETERS OF WORK AND INVESTIGATION RESULTS
OF A LABYRINTH PUMP OF INCREASED HEIGHT OF LIFTING

Summary

A new conception of a construction of a labyrinth pump with a preliminary centrifugal stage is analysed. The influence of the outflow angle of the centrifugal rotor's vane on the height of lifting the rotor has been investigated. The results of measurements of a model pump are discussed. The results confirmed theoretical assumptions. Some possibilities of optimization of the construction of the pump are indicated.