

Jerzy Rokita

Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych

Barbara Baum

Centralny Ośrodek Projektowo-Konstrukcyjny
Przemysłu Maszyn Górniczych w Gliwicach

**ANALIZA DOBORU GEOMETRYCZNYCH CECH KONSTRUKCYJNYCH
KADŁUBÓW POMP ODŚRODKOWYCH DO HYDRAULICZNEGO TRANSPORTU CIAŁ STAŁYCH**

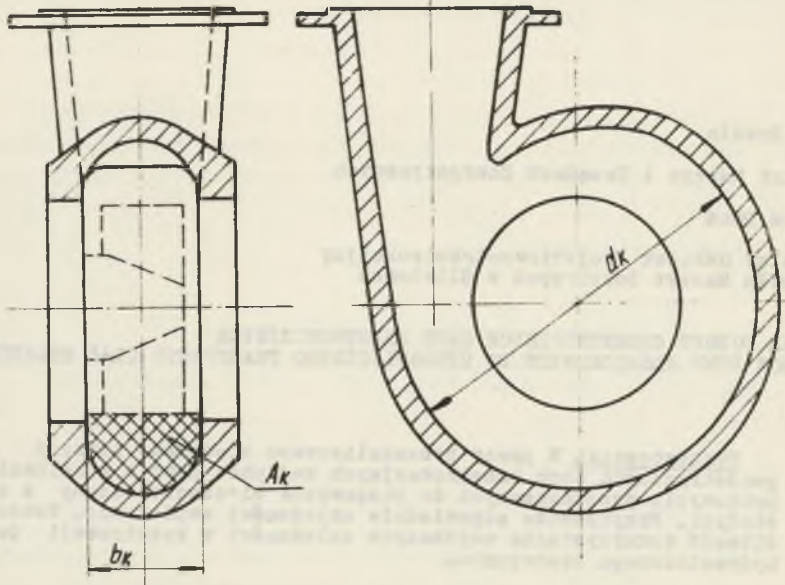
Streszczenie. W pracy przeanalizowano stosowane zakresy doboru geometrycznych cech konstrukcyjnych kadłubów pomp z wirnikami dwułopatkowymi, przeznaczonych do pompowania mieszania cieczy z ciałami stałymi. Przytoczono odpowiednie zależności empiryczne. Wskazano możliwość wykorzystania uzyskanych zależności w konstrukcji pomp do hydraulicznego transportu.

Wprowadzenie

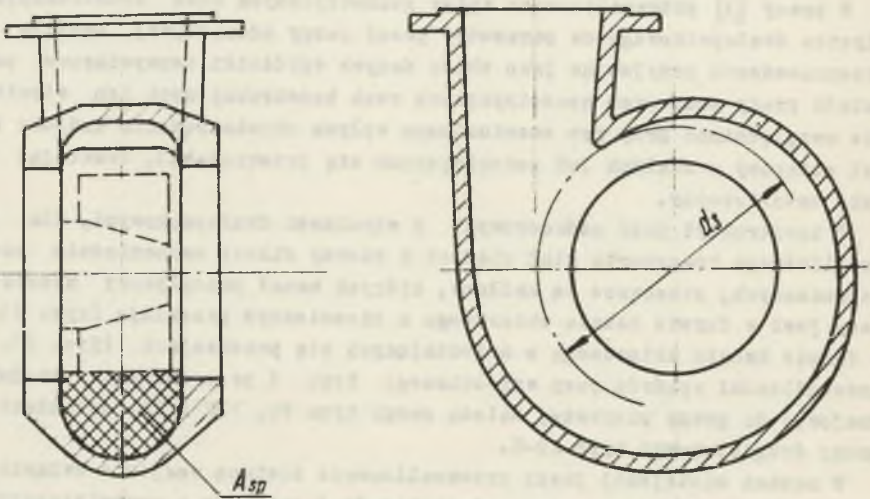
W pracy [3] przeanalizowano wpływ geometrycznych cech konstrukcyjnych wirnika dwułopatkowego na parametry pracy pompy odśrodkowej. Analizę tę przeprowadzono przyjmując jako zbiór danych wyróżniki bezwymiarowe parametrów pracy pomp oraz geometrycznych cech konstrukcyjnych ich wirników. Nie uwzględniano przy tym ewentualnego wpływu ukształtowania kadłuba (kanał zbiorczy o stałych lub zmieniających się przekrojach), traktując go jako mało istotny.

W konstrukcji pomp odśrodkowych z wirnikami dwułopatkowymi, dla hydraulicznego transportu ciał stałych i cieczy silnie mechanicznie zanieczyszczonych, stosowane są kadłuby, których kanał przepływowy ukształtowany jest w formie kanału zbiorczego o niezmiennym przekroju (rys. 1) lub w formie kanału zbiorczego o zmieniających się przekrojach (rys. 2). W szczególności spośród pomp wspomnianego typu i przeznaczenia produkcji krajowej do grupy pierwszej należą pompy typu PC, PŁP i KA, natomiast do grupy drugiej pompy typu Z2-K.

W ramach niniejszej pracy przeanalizowane zostaną wzajemne związki między parametrami pracy pompy z wirnikiem dwułopatkowym a geometrycznymi cechami konstrukcyjnymi kadłuba pompy. Analiza tych związków pozwoli na określenie granic możliwości doboru geometrycznych cech konstrukcyjnych kadłuba pompy, przy których uzyskuje się oczekiwane (w sensie ujęcia statystycznego) parametry pracy pompy. Ponieważ praca niniejsza stanowi kontynuację rozważań podjętych w pracy [3], przeto stosowane w niej oznaczenia



Rys. 1. Kadźub pompy z kanałem zbiorczym o niezmiennym przekroju



Rys. 2. Kadźub pompy z kanałem zbiorczym o wzrastających przekrojach spiralnych

będą identyczne z oznaczeniami stosowanymi i określonymi w pracy [3]. Natomiast wprowadzane oznaczenia będą wyjaśnione w tekście.

1. Wpływ konstrukcji kadłuba na użyteczną wysokość podnoszenia i sprawność pompy odśrodkowej z wirnikiem dwułopatkowym

Aby stwierdzić ewentualny wpływ ukształtowania kadłuba na wysokość podnoszenia pompy, zdecydowano poszukać uogólnionych do formy bezwymiarowej zależności typu $\xi_{II} = f(n_{sf})$ dla każdej z grup pomp. Kierując się rezultatami uzyskanymi w pracy [3], zdecydowano wspomnianych zależności poszukać w postaci liniowej. W obu przypadkach stałe w równaniach liniowych obliczano metodą najmniejszych kwadratów.

W przypadku pomp z kadłubem w kształcie kanału zbiorczego o niezmiennym przekroju uzyskano zależność:

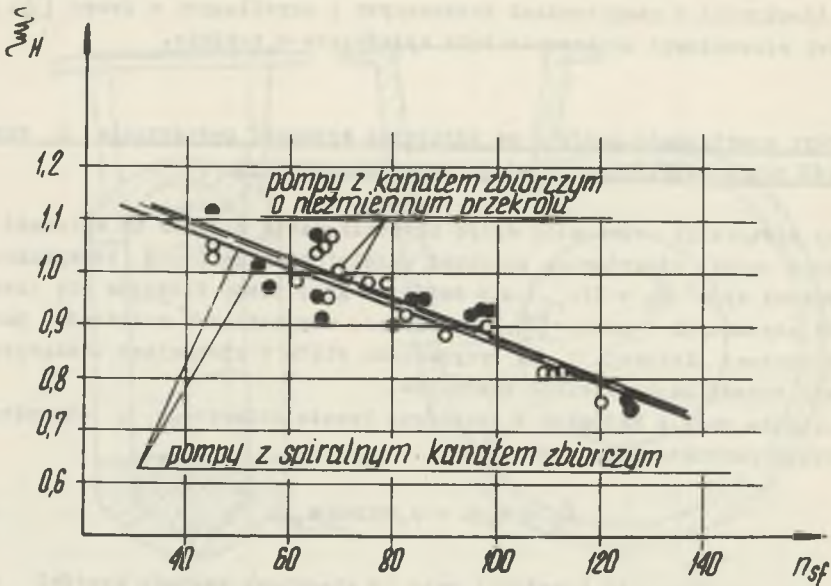
$$\xi_{II} = 1,24 - 0,00368 n_{sf}, \quad (1)$$

przy czym współczynnik korelacji przy 15 stopniach swobody wyniósł $r = 0,901$; a przedziały ufności współczynników regresji na poziomie istotności 0,01 wyniosły odpowiednio: (1,12 do 1,36) i $- (0,00218 \text{ do } 0,00518)$, Natomiast w przypadku pomp z kadłubem w kształcie kanału zbiorczego o zmieniających się przekrojach uzyskano zależność:

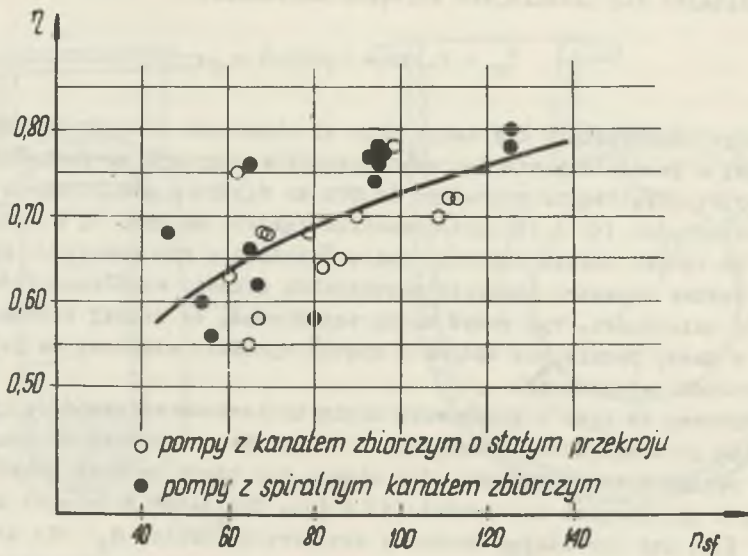
$$\xi_{II} = 1,212 - 0,00348 n_{sf}, \quad (2)$$

przy czym współczynnik korelacji przy 13 stopniach swobody wyniósł $r = 0,888$; a przedziały ufności współczynników regresji na poziomie istotności 0,01 odpowiednio wyniosły: (1,072 do 1,352) i $- (0,00188 \text{ do } 0,00508)$ Obie zależności (1) i (2) przedstawiono łącznie na rys. 3, z którego wynika, że są one bardzo bliskie sobie. Świadczy o tym również pokrywanie się w bardzo znacznym zakresie przedziałów ufności współczynników regresji obu zależności. Tym samym można wnioskować, że rodzaj stosowanego kadłuba w danej pompie nie wpływa w sposób wyraźnie widoczny na jej optymalną wysokość podnoszenia.

Dodatkowo na rys. 3 przerywaną linią naniesiono zależność $\xi_{II} = f(Q)$ uzyskaną po uwzględnieniu wszystkich danych, bez różnicowania ich ze względu na ukształtowanie kadłuba. Jak widać, jej przebieg jest prawie identyczny z przebiegami zależności (1) i (2). Tym samym założenie przyjęte w pracy [3], aby określając średnicę zewnętrzną wirnika d_2 nie uwzględniać wpływu ukształtowania kadłuba, okazało się uzasadnione. Natomiast na rys. 4 przedstawiono wpływ ukształtowania kadłuba pompy na jej sprawność w funkcji wyróżnika szybkoobrotowości pompy n_{sf} . Na podstawie analizy rozkładu danych można stwierdzić tendencje do uzyskiwania wyższych sprawności w przy-



Rys. 3. Porównanie zależności $\xi_H = f(n_{sf})$ dla pomp z kanałami zbiorczymi o stałych i wzrastających przekrojach



Rys. 4. Wpływ kształtu kałużba pompy z wirnikiem dwułopatkowym na wartość jej sprawności

padku pomp z kadłubami o kształcie spiralnych kanałów zbiorczych, jednakże w zakresie wyższych wyróżników szybkobieżności. Jest to zgodne z dotychczasowymi poglądami panującymi w teorii pomp krętnych [2]. Stosunkowo słaby charakter tej tendencji tłumaczyć należy natomiast wpływem zniekształcenia merydionalnych przekrojów przepływowych spiralnego kanału zbiorczego w jego początkowej części wskutek ich znacznego poszerzenia i powiększeniem szeliny między językiem spirali a średnicą zewnętrzną wirnika.

Zagadnienie to będzie bliżej omówione w dalszej części pracy.

2. Dobór geometrycznych cech konstrukcyjnych kanałów zbiorczych o stałym przekroju

Zgodnie z klasyczną teorią konstrukcji pomp odśrodkowych, pole przekroju kanału zbiorczego o stałym przekroju wyznacza się, porównując umowną średnią prędkość przepływu cieczy w kanale zbiorczym v_k , ze składową obwodową prędkości absolutnej cieczy poza wirnikiem v_{ju} [2]. Ponieważ jednak w przypadku wirnika dwułopatkowego nieznaną jest rozkład prędkości na obwodzie zewnętrznym wirnika, przeto sposób ten nie może w tych przypadkach stanowić podstawy obliczeń.

2.1. Określenie związku między wyróżnikiem średniej prędkości przepływu w kanale zbiorczym K_{ok} a wyróżnikiem szybkobieżności n_{gr}

Przepływ cieczy w kanale zbiorczym o stałym przekroju jest złożony, a średnia prędkość przepływu wzdłuż osi kanału zmienia się. Dlatego też, aby przeanalizować wzajemny związek między powierzchnią przekroju przepływowego kanału A_k a wydajnością pompy, wprowadzono pojęcie umownej średniej prędkości przepływu cieczy w kanale zbiorczym, określonej jako:

$$v_k = \frac{Q}{A_k} \quad (3)$$

Należy zaznaczyć, że jako powierzchnię przekroju kanału zbiorczego uważać należy powierzchnię przekroju znajdującą się ponad krawędzią wypływową łopatek wirnika na jego średnicy zewnętrznej d_2 (zakreskowaną na rys. 1). Aby podjąć próbę uzależnienia prędkości v_k od parametrów pracy pompy w sposób ogólny, wprowadzono pojęcie jej wyróżnika K_{ok} , zdefiniowanego wzorem:

$$K_{ok} = \frac{v_k}{\sqrt{2gH}} \quad (4)$$

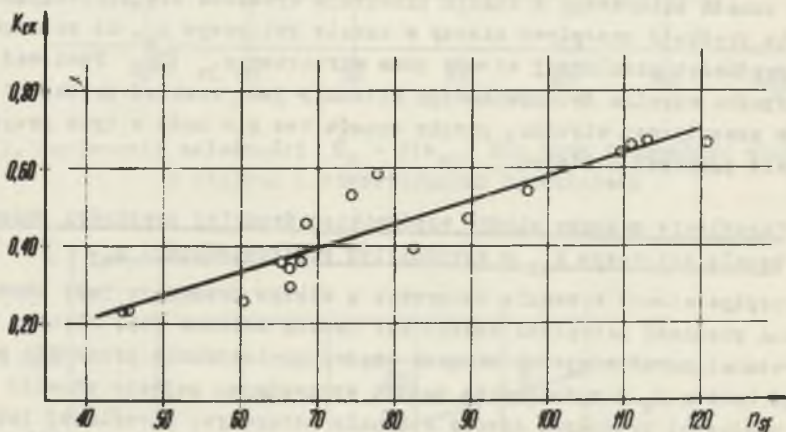
i poszukano uogólnionej zależności $K_{ok} = f(n_{sf})$. Po naniesieniu określonych dla poszczególnych analizowanych pomp wielkości K_{ok} i n_{sf} na układ współrzędnych stwierdzono, że wzajemna relacja między nimi może być wyrażona równaniem liniowym

$$K_{ok} = -0,037 + 62 \cdot 10^{-4} n_{sf}, \quad (5)$$

przy czym obliczona wartość współczynnika korelacji $r = 0,909$ przy 15 stopniach swobody wskazuje istotność tej zależności na poziomie ponad 0,001.

Jest znamienne, że ze wzrostem n_{sf} wartość wyróżnika K_{ok} zwiększa się. Wspomniany wpływ ma charakter przeciwny w odniesieniu do teorii konstrukcji klasycznych pomp odśrodkowych.

Zależność (5) na tle danych wartości przedstawiono na rys. 5.



Rys. 5. Zależność $K_{ok} = f(n_{sf})$

Kanały zbiorcze o stałym przekroju ukształtowane są zwykle w formie połowy koła, rzadziej natomiast w innym kształcie.

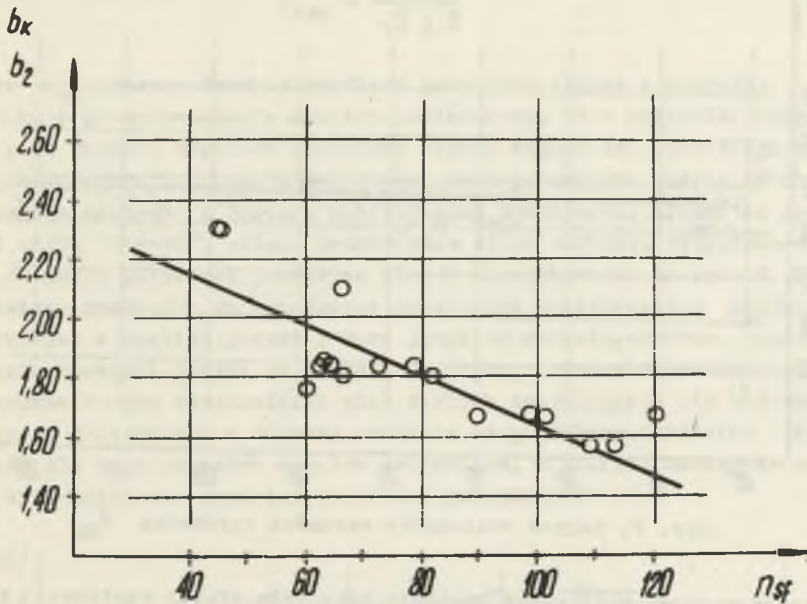
2.2. Zależność szerokości kanału zbiorczego b_k od szerokości wirnika na wpływie b_2

W analizowanych rozwiązaniach konstrukcyjnych pomp kanały zbiorcze ukształtowane są w formie połowy kół, których średnica stanowi zarazem szerokość kanału b_k .

Zdecydowano poszukać zależności $b_k/b_2 = f(n_{sf})$, porównując szerokość kanału zbiorczego z szerokością wirnika na jego wypływie. Zależność tę opisano równaniem liniowym

$$\frac{b_k}{b_2} = 2,45 - 78 \cdot 10^{-4} n_{sf}, \quad (6)$$

przy czym $r = 0,833$; co wobec 15 stopni swobody wskazuje na istotność zależności na poziomie 0,001.



Rys. 6. Zależność $b_k/b_2 = f(n_{sf})$

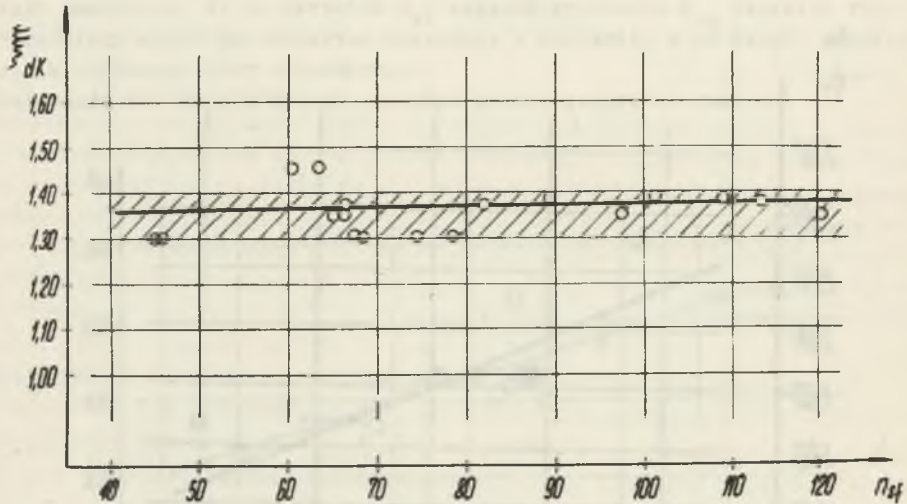
Uzyskaną zależność (6) przedstawiono na rys. 6. Wynika z niej, że przy wzroście wyróżnika szybkobieżności pompy szerokość kanału zbiorczego (w stosunku do szerokości wirnika na wypływie) staje się relatywnie mniejsza. Znamienne jest jednak, że szerokości kanałów zbiorczych o niezmiennych przekrojach stosuje się wyraźnie większe niż zalecane szerokości wlotów spiralnych kanałów zbiorczych [2].

2.3. Związek średnicy kanału zbiorczego d_k z zewnętrzną średnicą wirnika d_2

Na rys. 7 zestawiono obliczone dla analizowanych pomp wartości wyróżników średnicy kałuża ξ_{dk} , określone wzorem:

$$\xi_{dk} = \frac{d_k}{d_2} \quad (7)$$

w zależności od wyróżnika szybkoobrotowości n_{sf} .



Rys. 7. Zakres zmienności wartości wyróżnika ξ_{dk}

Przeprowadzone obliczenia dowiodły istnienia słabej wzajemnej korelacji, przy czym uzyskano zależność postaci

$$\xi_{dk} = 1,28 + 9 \cdot 10^{-4} n_{sf} \quad (8)$$

przy $r = 0,474$.

Dlatego też w zasadzie można uważać, że stosowane wartości d_k/d_2 praktycznie nie zależą od wyróżnika szybkoobrotowości, a średnicę d_k określa przybliżona zależność

$$d_k = (1,3 \text{ do } 1,4) d_2 \quad (9)$$

Powyższe stwierdzenie ilustruje rys. 7.

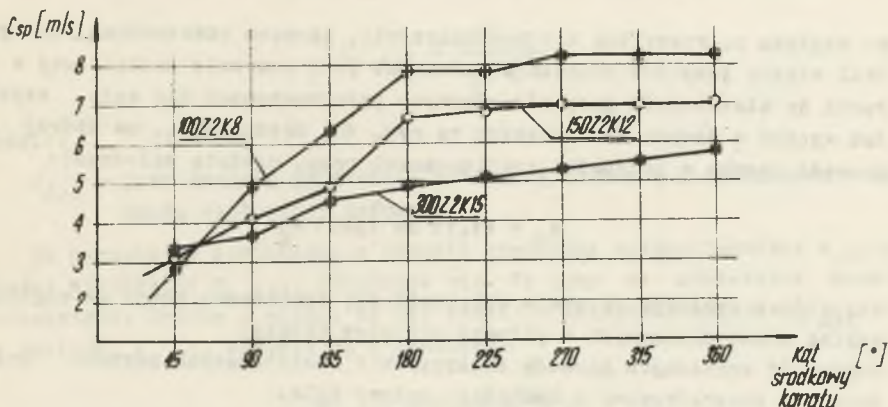
3. Dobór geometrycznych cech konstrukcyjnych kanałów zbiorczych o zmiennym przekroju (spiralnych)

Ponieważ klasyczna metoda obliczeń spiralnego kanału zbiorczego, oparta o zasadę niezmienności krętu, nie może zostać praktycznie wykorzystana ze względu na nieznaną wartość rozkładu prędkości na wypływie wirnika dwułopatkowego, przeto zdecydowano przeprowadzić analizę, określając dla rozpatrywanych pomp wyróżniki średniej prędkości przepływu cieczy w spirali, określone wzorem:

$$K_{csp} = \frac{v_{sp}}{\sqrt{2gH}} \tag{10}$$

w którym v_{sp} oznacza średnią prędkość przepływu cieczy w spirali.

W trakcie przeprowadzania analizy stwierdzono, że w przypadku rozpatrywanych pomp średnia prędkość przepływu cieczy wzdłuż osi spiralnego kanału zbiorczego nie jest bynajmniej stała, lecz początkowo rośnie od stosunkowo niskich wartości i dopiero powyżej kąta środkowego, licząc od języka spirali około 150-180°, osiąga praktycznie stałą wartość. Przykładowe rozkłady średnich prędkości przepływu cieczy przedstawiono na rys. 8. Wspomniane zmiany prędkości są powodowane nadmiernym powiększeniem przekrojów przepływowych w okolicy języka i poza językiem spirali, wskutek znacznego odsunięcia krawędzi języka na większą średnicę, celem stworzenia odpowiedniego przeswitu dla ewentualnych ciał stałych znajdujących się w pompowanej cieczy. Dlatego też w dalszej analizie uwzględniano wyróżniki K_{sop} , obliczone dla tych odcinków kanałów zbiorczych, w których nastąpiło praktyczne wyrównanie się średniej prędkości przepływu cieczy.

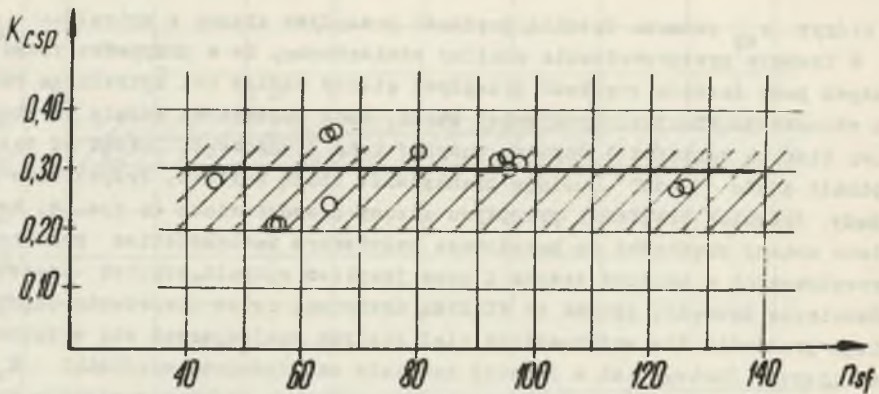


Rys. 8. Rozkład obliczonej średniej prędkości przepływu cieczy wzdłuż długości spiralnego kanału zbiorczego

Obliczone wartości K_{ocp} i n_{sf} naniesiono na układ współrzędnych (rys. 9) stwierdzając, że nie wystąpiła korelacja między nimi. Z analizy tych danych wynika, że wartości wyróżników K_{csp} zawarte są w granicach

$$K_{csp} = 0,20 \text{ do } 0,35$$

i nie są związane z wyróżnikiem szybkoobrotowości, a uśredniona ich wartość wynosi około $K_{csp} \approx 0,3$. W porównaniu z klasyczną teorią obliczeń spiralnych kanałów zbiorczych pomp do cieczy czystych, gdzie przyjmuje się wyróżniki K_{csp} znacznie wyższe, spiralne kanały zbiorcze w analizowanych pompach posiadają obszerniejsze kanały przepływowe, co jest uzasadnione



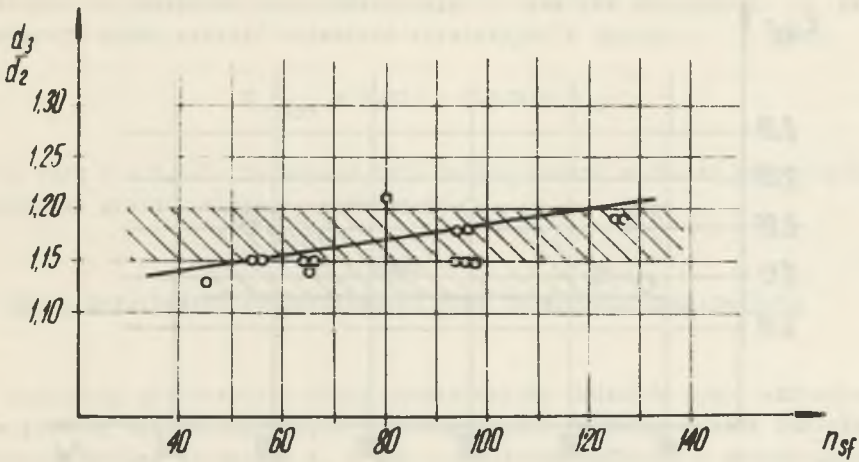
Rys. 9. Zakres zmienności wartości wyróżnika K_{csp}

ze względu na specyfikę ich przeznaczenia. Zarazem stwierdzono, że przesłot między językiem spirali a wirnikiem jest znacznie powiększony w stosunku do klasycznych pomp odśrodkowych przeznaczonych dla wody czystej. Jak wynika z danych zestawionych na rys. 10, średnica d_3 , na której leży krawędź języka w przypadku analizowanych pomp, spełnia zależność:

$$d_3 = (1,15 \text{ do } 1,20) d_2 \quad (11)$$

Czywiście powoduje to pewne obniżenie się sprawności pompy ze względu na wzrost strat związanych z jałowym obiegiem cieczy.

Większość spiralnych kanałów zbiorczych w analizowanych pompach posiada przekrój ukształtowany w kształcie połowy koła.



Rys. 10. Zakres zmienności wartości stosunku d_3/d_2

4. Określenie przekroju dopływowego dyfuzora

Ze względu na współpracę wirnika z elementem odprowadzającym ciecz z wirnika, przekrój dopływowy dyfuzora (w przypadku pomp odśrodkowych jedno-stopniowych) determinuje charakterystykę układu odprowadzania cieczy i parametry optymalne pompy. Wielkość przekroju dopływowego dyfuzora może zostać określona pośrednio przez $K_{0 \text{ dyf}}$ - wyróżnik prędkości w przekroju dopływowym dyfuzora, zdefiniowany wyrażeniem

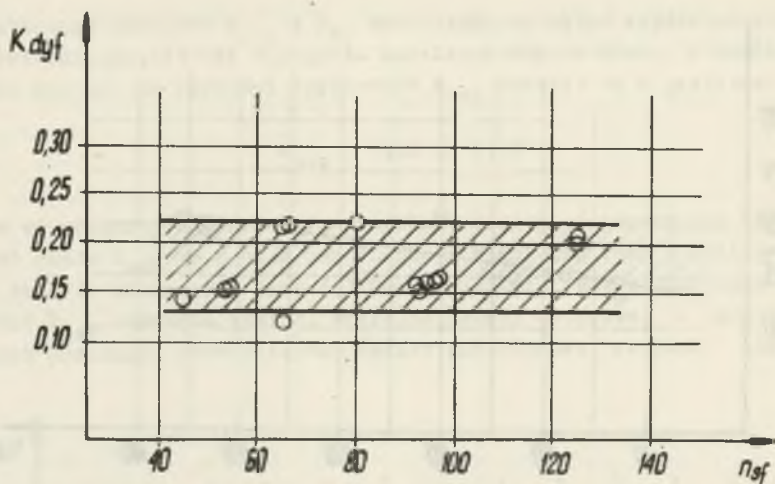
$$K_{0 \text{ dyf}} = \frac{c_{\text{dyf}}}{\sqrt{2 g H}} \quad (12)$$

gdzie:

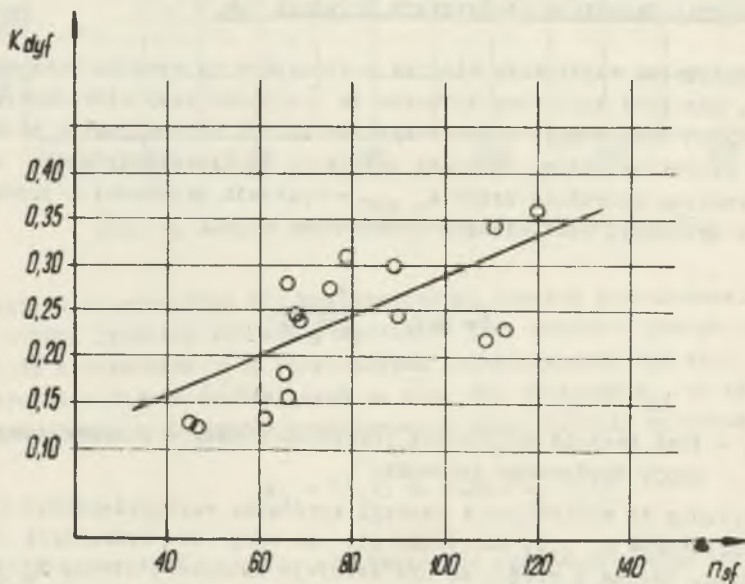
c_{dyf} - jest średnią prędkością przepływu cieczy w rozpatrywanym przekroju dopływowym dyfuzora.

Na rysunku 11 zestawiono w funkcji wyróżnika szybkoobrotowości n_{sf} , wartości wyróżników $K_{0 \text{ dyf}}$, odnoszące się do pomp ze spiralnymi kanałami zbiorczymi. Wynika z niego, że nie istnieje zależność między $K_{0 \text{ dyf}}$ i n_{sf} i wartości $K_{0 \text{ dyf}}$ zawarte są w granicach

$$K_{0 \text{ dyf}} = 0,15 \text{ do } 0,22$$



Rys. 11. Zakres zmienności wartości wyróżnika $K_{0\ dyf}$ dla pomp ze spiralnymi kanałami zbiorczymi



Rys. 12. Zależność $K_{0\ dyf} = f(n_{sf})$ dla pomp z kanałami zbiorczymi o stałym przekroju

Natomiast w przypadku pomp odśrodkowych z kanałami zbiorczymi o stałym przekroju można ustalić zależność korelacyjną w postaci:

$$K_o \text{ dyf} = 0,071 + 0,00217 n_{sr}^2 \quad (13)$$

przy czym $r = 0,649$. Zależność (13) na tle danych wartości poszczególnych wielkości przedstawiono na rysunku 12.

5. Dobór pozostałych geometrycznych cech konstrukcyjnych kadłuba

Pozostałe geometryczne cechy konstrukcyjne kadłubów pomp odśrodkowych z wirnikami dwułopatkowymi, a w szczególności średnica króćca ssawnego d_s , średnica króćca tłocznego d_t i kąt rozchylenia dyfuzora - przyjmowane są w zasadzie analogicznie jak i w przypadku pomp odśrodkowych przeznaczonych do wody lub innych cieczy czystych.

Istotną sprawą jest również określenie maksymalnego wymiaru charakterystycznego średnicy ziarna ciała stałego δ_s , które może być przepompowane przez pompę. Ponieważ minimalnym wymiarem liniowym ograniczającym możliwość przepompowania ziarna ciała stałego jest szerokość wirnika na wypływie b_2 , zatem bezkolizyjny przepływ ziarna ciała stałego przez pompę wymaga spełnienia warunku

$$b_2 \approx (1,3 \text{ do } 1,4) \delta_s \quad (14)$$

Odpowiednio obszerna musi być również szczelina między wirnikiem a językiem spirali.

Podsumowanie

Przeprowadzone rozważania wykazały, że produkowane obecnie pompy do transportu hydraulicznego ciał stałych odznaczają się odmiennymi współzależnościami między geometrycznymi cechami konstrukcyjnymi kadłubów a parametrami pracy, w porównaniu z klasycznymi pompami odśrodkowymi do cieczy czystych.

Ustalone zależności empiryczne określają zakres możliwości kształtowania kadłubów pomp odśrodkowych do hydraulicznego transportu ciał stałych, na oczekiwane parametry pracy.

Praca [3] oraz praca niniejsza stanowią tematycznie pewną całość i umożliwiają określenie głównych geometrycznych cech konstrukcyjnych pomp odśrodkowych z wirnikami dwułopatkowymi, przeznaczonych do hydraulicznego transportu ciał stałych oraz pompowania cieczy silnie mechanicznie zanie-

zyszczonej. Jednak przytoczone w obu pracach zależności dotyczą parametrów pracy pompy w odniesieniu do wody czystej. Problem określenia na tej podstawie parametrów pracy pompy o znanych geometrycznych cechach konstrukcyjnych w przypadku pompowania mieszanin wody i ciał stałych stanowi oddzielne zagadnienie.

Na podstawie przeprowadzonych rozważań nie można stwierdzić, czy wyznaczone tendencje dotyczące kształtowania wirników i kadłubów pomp do hydraulicznego transportu ciał stałych mają charakter optymalny. Mogą one jednak stać się uzasadnieniem do zainspirowania systematycznych badań w tym zakresie.

LITERATURA

- [1] Baum B. - Praca dyplomowa wykonana w Instytucie Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej, Gliwice 1974.
- [2] Łazarkiewicz Sz., Trokoleński A.T. - Pompy wirowe, WNT, Warszawa 1973.
- [3] Rokita J. - Analiza doboru geometrycznych cech konstrukcyjnych wirników dwułopatkowych pomp odśrodkowych, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, "Energetyka", Gliwice (w druku).

НАЛИЗ ОТБОРА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ КОНСТРУКТИВНЫХ СВОЙСТВ ОРПУСОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ДЛЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА ТВЕРДЫХ ТЕЛ

е з ю м е

В работе проанализированы употребляемые диапазоны отбора геометрических конструктивных свойств корпусов насосов с двухлопаточными роторами, предназначенными для засасывания смеси жидкости с твердыми телами. Приведены соответствующие эмпирические зависимости. Указана возможность использования полученных зависимостей в конструировании насосов для гидравлического транспорта.

ANALYSIS OF SELECTION OF GEOMETRICAL CONSTRUCTION CHARACTERISTICS OF CENTRIFUGAL PUMP CASINGS FOR FLUMING OF SOLIDS

S u m m a r y

The employed selection ranges of geometrical construction characteristics of double-blade impeller pump casings destined for pumping of mixtures of liquid and solid matter have been analysed. The suitable empirical dependencies have been quoted. The possibility of utilizing the obtained dependencies in the construction of pumps for fluming has been pointed out.

No.	Name of the parameter	Symbol	Units	Remarks
1	Impeller diameter	D	mm	...
2	Impeller width	B	mm	...
3	Impeller thickness	δ	mm	...