

JERZY ROKITA

Katedra Pomp i Silników Wodnych

PROBLEM SPRAWNOŚCI MECHANICZNEJ PRZY PROJEKTOWANIU
POMP WIROWYCH ODŚRODKOWYCH

Streszczenie. Omówiono niektóre aspekty definiowania sprawności mechanicznej pomp wirowych. Podano związki określające zależność sprawności mechanicznej oraz sprawności całkowitej pompy od wyróżnika szybkobieżności.

Jedną z wielkości koniecznych do ustalenia przy projektowaniu pomp wirowych odśrodkowych jest wartość η_m sprawności mechanicznej pompy. W teorii pomp wirowych [1 ÷ 6] pojęcie sprawności mechanicznej pompy określane jest w sposób niejednorodny. Różnice w określaniu pojęć powodowane są niejednakowym kwalifikowaniem poszczególnych strat występujących podczas pracy pompy.

Bilans mocy w czasie pracy pompy można określić następująco:

$$N = j(Q + q)(H + \Delta h_p) + N_f + N_m \quad (1)$$

gdzie:

N - moc na wale pompy,

Q - wydajność pompy,

q - straty wydajności,

H - użyteczna wysokość podnoszenia pompy,

Δh_p - wysokość strat hydraulicznych w pompie,

N_f - strata mocy na tarcie wirnika pompy o ciecz,

N_m - strata mocy na pokonanie oporów tarcia mechanicznego w pompie (dławnice, łożyska),

γ - ciężar właściwy pompowanej cieczy.

Wprowadzając pojęcia: sprawności hydraulicznej pompy η_h

$$\eta_h = \frac{H}{H + \Delta h_p} \quad (2)$$

sprawności volumetrycznej (objętościowej) η_v

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + q} \quad (3)$$

oraz sprawności całkowitej pompy η

$$\eta = \frac{Q \gamma H}{N} \quad (4)$$

można, zakładając, że sprawność całkowita pompy jest iloczynem sprawności składowych

$$\eta = \eta_h \eta_v \eta_m \quad (5)$$

w następujący sposób określić sprawność mechaniczną pompy:

$$\eta_m = 1 - \frac{N_f + N_m}{N} \quad (6)$$

Z zależności (6) wynika, że sprawność mechaniczna pompy jest stosunkiem mocy przekazanej przez wirnik cieczy $[\gamma(Q + q)]$

$(H + \Delta h_p)]$, do mocy na wale pompy. W szczególności przy takim określeniu sprawności mechanicznej, straty mechaniczne uwzględniają również straty tarcia wirnika o ciecz. Wprawdzie strata tarcia wirnika o ciecz ma formalnie charakter straty hydraulicznej, jednak została zakwalifikowana jako strata mechaniczna, ponieważ nie jest związana bezpośrednio z przepływem cieczy w pompie i nie wpływa na zmianę wysokości podnoszenia pompy [3], [6]. Moment ten stanowi istotną różnicę w definiowaniu sprawności mechanicznej w szeregu pracach z zakresu pomp wirowych.

Ze względu na prostotę ujęcia i łatwość w zastosowaniu praktycznym, wyżej podane określenie sprawności mechanicznej pompy wirowej znalazło powszechnie zastosowanie w praktyce konstrukcyjnej.

Jednakże bardziej szczegółowe określenie wartości sprawności mechanicznej w trakcie konstrukcji pomp wirowych jest utrudnione ze względu na brak bardziej szczegółowych danych. Istnieją liczne zależności, wykresy i tablice na podstawie których można określić wartości η_h i η_v dla konstruowanej pompy, brak jest jednak tego typu danych w odniesieniu do wartości η_m . Stwierdza się jedynie, że wartości sprawności mechanicznej zawarte są w granicach $\eta_m = 0,90 \div 0,97$, przy czym górne wartości odpowiadają wyższym wyróżnikom szybkoobrotowości.

Jednak przy założeniu, że znane są wartości η_h i η_v oraz określona jest wartość kinematycznego wyróżnika szybkoobrotowości pompy n_{sq} , można, z dostateczną dla celów praktycznych dokładnością, określić wartość η_m .

Poniższe rozważania słuszne są dla pomp wirowych odśrodkowych.

Założono [1], że łączne straty mechaniczne na tarcie w dławnicach i łożyskach wynoszą około 1% mocy na wale pompy, niezależnie od jej wielkości.

Wobec powyższego:

$$\eta_m = 0,99 - \frac{N_f}{N} \quad (7)$$

a po wykorzystaniu zależności (4) i (5):

$$\eta_m = \frac{0,99}{1 + \varphi \eta_h \eta_v} \quad (8)$$

przy czym:

$$\varphi = \frac{N_p}{N_u} \quad (9)$$

gdzie:

N_u - moc użyteczna pompy.

Można wykazać [7], że względna strata mocy traconej na tarcie wirnika pompy wirowej odśrodkowej o ciecz φ , może być określona następująco:

$$\varphi = 55,7 \frac{K_{u2}^5}{n_{sQ}^2} \quad (10)$$

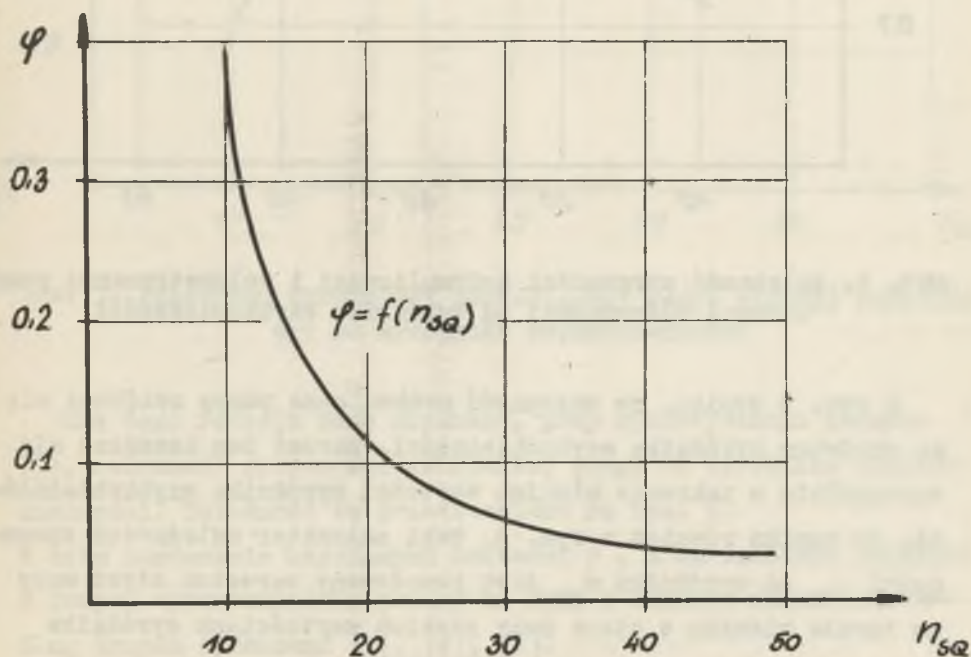
gdzie:

K_{u2} - współczynnik prędkości obwodowej u_2 wirnika, określony wzorem:

$$K_{u2} = \frac{u_2}{\sqrt{2gH}} \quad (11)$$

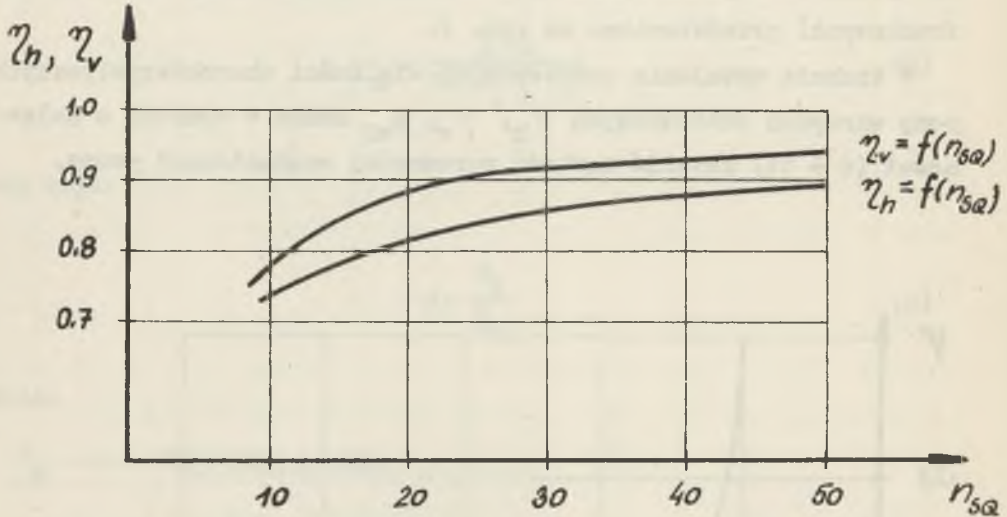
Stwierdzono doświadczalnie [3], że współczynnik K_{u2} dla pomp wirowych odśrodkowych określonego typu (np. z wirnikiem jednostrumieniowym zamkniętym i kierownicą kanałową spiralną) jest funkcją wyróżnika szybkobieżności. Zatem z dostateczną dla celów praktycznych dokładnością można przyjąć, że wartość φ jest zależna od wyróżnika szybkobieżności. Zależność tę (dla pomp wirowych odśrodkowych) przedstawiono na rys. 1.

W trakcie ustalania podstawowych wielkości charakterystycznych pomp wirowych odśrodkowych Q_h , Q_v , n_{BQ} można w oparciu o zależności (8 ÷ 11) ustalić wartość sprawności mechanicznej pompy.



Rys. 1. Zależność względnej straty mocy na tarcie wirnika pompy wirowej odśrodkowej o ciecz od wyróżnika szybkobieżności

Wykorzystując [1], [3÷5], [8] wykresy zależności sprawności η_h i η_v od kinematycznego wyróżnika szybkobieżności n_{SQ} (rys. 2), opracowano wykres zależności sprawności mechanicznej pompy od wyróżnika szybkobieżności (rys. 3).

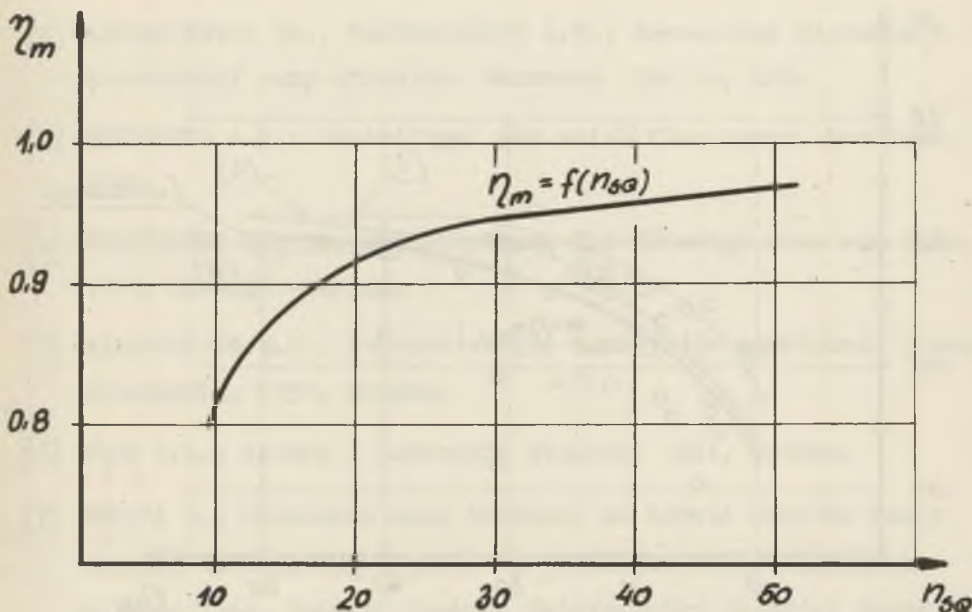


Rys. 2. Zależność sprawności hydraulicznej i wolumetrycznej pompy wirowej odśrodkowej od wyróżnika szybkobieżności

Z rys. 3 wynika, że sprawność mechaniczna pompy zwiększa się ze wzrostem wyróżnika szybkobieżności. Wzrost ten zaznacza się szczególnie w zakresie niskich wartości wyróżnika szybkobieżności, co wynika również z rys. 3. Taki charakter zależności sprawności η_m od wyróżnika n_{SQ} jest powodowany wzrostem strat mocy na tarcie wirnika o ciecz przy niskich wartościach wyróżnika szybkobieżności, zwłaszcza w zakresie $n_{SQ} = 10 \div 20$.

Zależność przedstawiona na rys. 3 słuszna jest dla pomp wirowych odśrodkowych jednostopniowych, z wirnikiem jednostrumieniowym zamkniętym, z kierownicą kanałową spiralną, przeznaczoną

nych do wody czystej. Wirniki posiadają liczbę łopatek $z = 6 \div 8$ i kąt $\beta_2 = 27 \div 30^\circ$, przy wartościach liczby Reynoldsa rzędu $7 \cdot 10^5$.



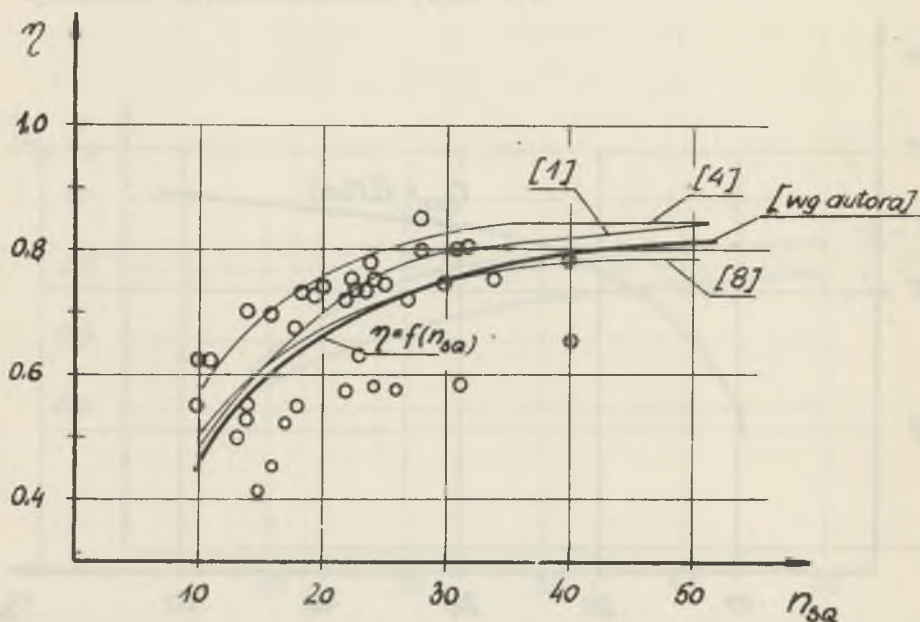
Rys. 3. Zależność sprawności mechanicznej pompy wirowej odśrodkowej od wyróżnika szybkobieżności

Dla tego rodzaju pomp uzyskano, przy wykorzystaniu związku (5), zależność sprawności całkowitej pompy od wyróżnika szybkobieżności. Zależność tę przedstawiono na rys. 4.

W celu porównania uzyskanych wartości η , z wartościami podanymi w innych opracowaniach, podano na rys. 4 również zależności według innych opracowań [1], [4], [8].

Otrzymana zależność $\eta = f(n_{sQ})$, w porównaniu z innymi, cechuje się nieco innymi wartościami dla zakresu wyróżników n_{sQ} od 10 do 30, lub pośrednimi dla wyróżników $n_{sQ} > 30$, w stosunku do zależności [1], [4], [8]; natomiast w stosunku do sprawności pomp

seryjnie produkowanych stanowi ich uśrednienie. Dla porównania uzyskanych wielkości η z wartościami sprawności pomp seryjnie produkowanych, na rys. 4 naniesiono punktami wartości [9] sprawa-



Rys. 4. Zależność sprawności całkowitej pompy wirowej odśrodkowej od wyróżnika szybkoobrotowości

ności pomp typu S produkcji Warszawskiej Fabryki Pomp oraz pomp typu M produkcji Pomorskiej Odlewni i Emalierni w Grudziądzu, w zakresie wydajności $Q = 5 \div 1000 \text{ m}^3/\text{h}$ i wysokości podnoszenia $H = 15 \div 88 \text{ m}$.

Uzyskane zależności mogą znaleźć zastosowanie w konstrukcji pomp wirowych odśrodkowych.

LITERATURA

- [1] ŁAZARKIEWICZ Sz., TROSKOLAŃSKI A.T.: Pompy wirowe. Warszawa 1959 r., PWT.
- [2] ŁAZARKIEWICZ Sz., TROSKOLAŃSKI A.T.: Nowoczesne kierunki w konstrukcji pomp wirowych. Warszawa 1966 r., WNT.
- [3] STEPANOFF A.I.: Centrifugal and axial flow pumps. New York, 1948.
- [4] PFLEIDERER C.: Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase. 1949, Springer-Verlag.
- [5] AJZENSZTAJN M.D.: Centrobieżnyje nasosy dla nieftjanoj promyszlennosti. 1957, Moskwa.
- [6] TURK B.I.: Nasosy i nasosnyje stancji. 1961, Moskwa.
- [7] ROKITA J.: Zależność mocy traconej na tarcie wirnika pompy wirowej odśrodkowej o ciecz od wyróżnika szybkobieżności. Gliwice 1964, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej Energetyka nr 17.
- [8] SZYMAŃSKI J.: Analiza zależności gabarytów wirnika pomp odśrodkowych od parametrów kinematycznych, dynamicznych i konstrukcyjnych. Gliwice 1965 r., Rozprawa doktorska.
- [9] Pompy przemysłowe; Informator 1967 r. BOITE, Zjednoczenie Przemysłu Budowy Urządzeń Chemicznych, Warszawa, 1967 r.

ВОПРОС МЕХАНИЧЕСКОГО К.П.Д. ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Резюме

Рассмотрены некоторые вопросы определения понятия механического к.п.д. центробежного насоса. Приведены формулы для определения зависимости механического к.п.д. и полного к.п.д. центробежного насоса от коэффициента быстроходности.

THE PROBLEM OF MECHANICAL EFFICIENCY FOR
DESIGNING CENTRIFUGAL PUMPS

S u m m a r y

The paper contains some aspects of defining the mechanical efficiency of centrifugal pumps.

The interdependence of the mechanical efficiency and the overall efficiency against the specific speed are given.