ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1996
Seria: ENERGETYKA z. 127 Nr kol. 1350

Andrzej KORCZAK

Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych
Politechnika Śląska, Gliwice

OCENA, DOBÓR I EKSPLOATACJA POMP WIROWYCH

Streszczenie. W artykule omówiono kryteria jakości i doboru pomp wirowych. Omówiono charakterystyki pomp odśrodkowych jedno i wielostopniowych. Opisano kryteria doboru pompy do rurociągu przy założeniu stałych parametrów punktu pracy. Omówiono podstawowe pomiary służące kontroli prawidłowości eksploatacji układu pompowego. Zdefiniowano optymalny czas eksploatacji międzyremontowej.

ASSESSMENT, SELECTION AND EXPLOATATION OF THE MIPELLER TYPE PUMPS

Summary. In this paper some quality and selection criterions has been presented. The performance curves of the single-stage and multistage impeller pumps were given. The selection criterons of impeller type pumps for pipes, assuming fixed operational points were formulated.

DIE AUSWERTUNG DER AUSWAHL UND BETRIEB VON KREISELPUMPEN

Zusammenfassung. Im vorligenden Aufsatz sind die Qualitäts-und Auswahl's Kriteriums von ein-und mehrstuffigen Kreiselpumpen beschrieben worden. Die Kennlinien von ein-und mehrstuffigen Kreiselpumpen gegeben worden. Der Aushahl enier Pumpe zur Anwendug in Rohrleitung, unter dem Einsatz einer konstanten Betriebspunktenparametern wurden vorgeschlagen. Es wurden Messungen, die Überprüfung der Richtigkeit des Betriebs von Kreiselpumpen besprochen. Die optimale Betriebszeit, die zwichen zwei nebeneinender liegenden Überholung ausläuft, ist formuliert worden.

1. Wprowadzenie

W normalnej gospodarce rynkowej również pompa wirowa jest towarem, który ma swoją wartość i cenę. Pompy stanowią liczącą się pozycję w handlu wewnętrznym i eksporcie krajów gospodarczo rozwiniętych [1]. Powszechność stosowania pomp w gospodarce, jako maszyn podstawowych i pomocniczych, oraz łączna moc ich napędów powodują, że są znaczącym odbiornikiem energii. Pompy mogą decydować o rentowności konkretnego zakładu, jak też wpływają na ogólny wskaźnik energochłonności gospodarki kraju.

Pokonanie drogi między opisem zasady działania maszyny lub urządzenia i sprawdzeniem jej w działaniu a wyprodukowaniem wyrobu, który jest atrakcyjnym towarem, wymaga zastosowania różnych dziedzin wiedzy i doświadczeń. W latach siedemdziesiątych otrzymałem zlecenie od krajowego producenta na przebadanie pompy, którą na Targach Poznańskich zainteresował się zachodni klient. Ku mojemu zaskoczeniu zmierzona sprawność tej pompy nie przekraczała 20%. Na podstawie wielkości pompy i jej parametrów można było się spodziewać dwukrotnie większej sprawności. Dopiero gdy zobaczyłem u producenta egzemplarz pompy przywieziony z wystawy, zrozumiałem przyczynę reakcji zagranicznego handlowca. Wystawowy egzemplarz pompy był tak wykonany, że mógł jako ozdoba stać w szklanej gablocie w gabinecie prezesa dużej firmy. Niestety, to była cała jego zaleta.

W warunkach rynkowych tego rodzaju zalety maszyn są ważne, lecz kupując pompę należy się kierować technicznymi kryteriami.

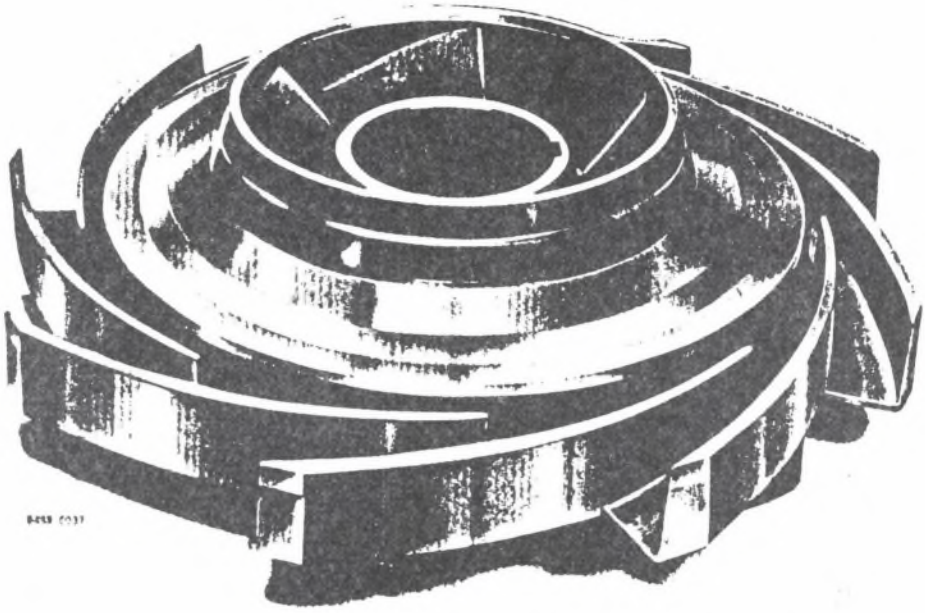
Prof. Janusz Dietrych pisał, że maszyna powinna być piękna [2]. W przypadku pompy chodzi przede wszystkim o urodę układu przepływowego, o płynność jego kształtów i o proporcje wymiarów. Takie kryterium oceny mimo swojej subiektywności, jest bardzo trafne. Spełniająca je maszyna na pewno może być bardzo wartościowa (rys. 1).

Wartość pompy zależy od jej charakterystyk oraz ich niezmienności w czasie eksploatacji. Ocena pompy musi być dokonywana w kontekscie sposobu jej eksploatacji, czyli:

- czasu pracy w roku i okresu eksploatacji,
- pracy przy stałych bądź zmiennych parametrach,
- rodzaju pompowanego czynnika,
- warunków pracy.

Inaczej należy podchodzić do oceny doboru pompy przeznaczonej do jednorazowego wypompowania np. wody z zalanych pomieszczeń a inaczej do oceny doboru pompy przeznaczonej do ciągłego pompowania, np. pompy zasilającej kocioł parowy w elektrowni.

W przypadku pracy pompy przy stałych parametrach pracy, istotne są relacje między tymi parametrami a parametrami nominalnego punktu pracy pompy. W przypadku zmiennych parametrów pracy pompy, należy rozpatry-



Rys. 1. Wirnik i kierownica łopatkowa pompy odśrodkowej

Fig. 1. Impeller and leading vane of impeller type pump

wać relację między charakterystykami pompy i charakterystykami rurociągu. Gdy stosuje się regulację parametrów pracy pomp, to oceniać należy sposób i sprawność regulacji [9]. W niniejszym artykule omawiana jest eksploatacja pomp przy ustalonych parametrach pracy.

Ponadto pompę charakteryzuje dyspozycyjność wynikająca z bezawaryjnej pracy, bezpieczeństwa obsługi i braku zagrożenia dla środowiska hałasem lub wyciekami.

Rodzaj pompowanego czynnika może wpływać na zużycie pompy, z którego wynika trwałość parametrów pracy. Ponadto pompa oferowana przez producenta, jak każda maszyna lub urządzenie, powinna być wyposażona w odpowiednią informację techniczną, mieć zapewniony serwis z możliwością uzyskania pomocy technicznej i możliwością nabycia części zamiennych.

Poniżej omówiono sposób oceny pompy na podstawie jej charakterystyk, ocenę doboru pompy do rurociągu oraz podstawowe zasady eksploatacji pomp pracujących przy stałych parametrach. Osobnym, nie omawianym w niniejszym artykule, tematem jest ocena poprawności projektu i budowy rurociągu, z czego wynikają jego charakterystyki.

2. Opis pompy

Technicznymi kryteriami opisu pompy są jej charakterystyki oraz rozwiązania konstrukcyjne, wynikające z jej parametrów pracy oraz przeznaczenia do rodzaju pompowanego czynnika. Na rys. 2 przedstawiono konstrukcję wysokociśnieniowej pompy przeznaczonej do pracy z napływem. Na rys. 3. pokazano przekrój pompy jednostopniowej typu mono.

Podstawowe charakterystyki pompy wirowej pracującej przy stałej prędkości obrotowej n, to: H(Q), P(Q), Eta(Q), NPSHr(Q)
gdzie:

Q – wydajność pompy,
H – wysokość podnoszenia pompy ,
P – moc na wale pompy,
Eta – sprawność pompy,
NPSHr – niezbędna nadwyżka antykawitacyjna pompy.

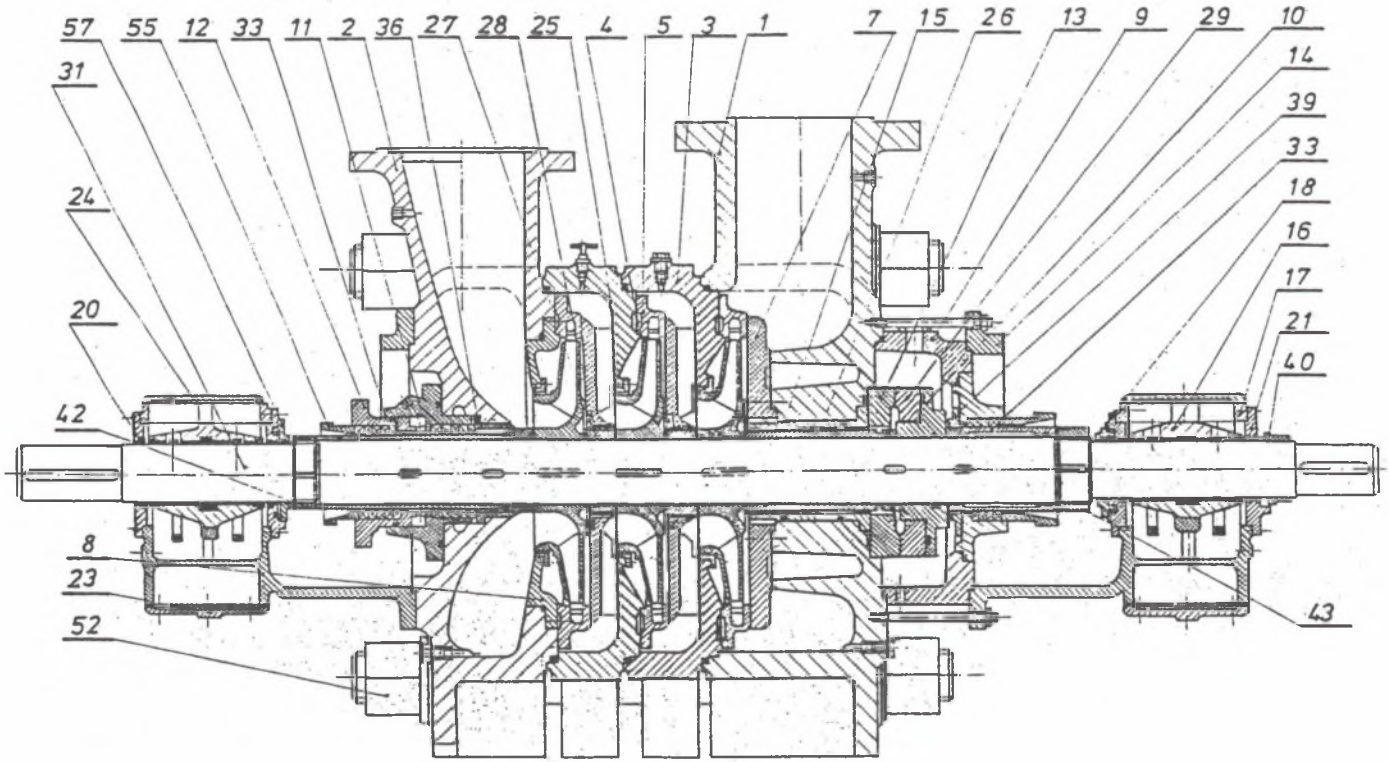
Ponadto istotny dla oceny pompy jest emitowany przez nią hałas, który zmienia się wraz z wydajnością: Lm(Q). Dla konstruktora ważna jest też siła osiowa zmieniająca się z wydajnością Fo(Q).

Przykład podstawowych charakterystyk pompy wielostopniowej przedstawia rys. 4. Przykład kompletnych charakterystyk dla jednej prędkości obrotowej przedstawia rys. 5.

Mierząc charakterystyki H(Q) i Eta(Q) dla różnych prędkości obrotowych, otrzymamy rodzinę charakterystyk na podstawie których sporządza się wykres przestrzenny tzw. pagórek sprawności [3]. Zwykle przedstawia się go w płaskiej formie jako tzw. wykres muszlowy (rys 6). Współrzędne punktu określającego szczyt pagórka sprawności charakteryzują konkretny układ przepływowy. Wynika z nich prędkość obrotowa, która jest optymalna dla rozpatrywanego układu przepływowego. Do powyższych charakterystyk należy jeszcze dodać rodzaj czynnika, do pompowania którego pompa jest przeznaczona. Rozróżniamy pompy w wykonaniu standardowym najczęściej określane jako pompy do czystej, chłodnej wody i pompy specjalne, np. do wody gorącej, pompy do hydrotransportu, pompy do cieczy żrących.

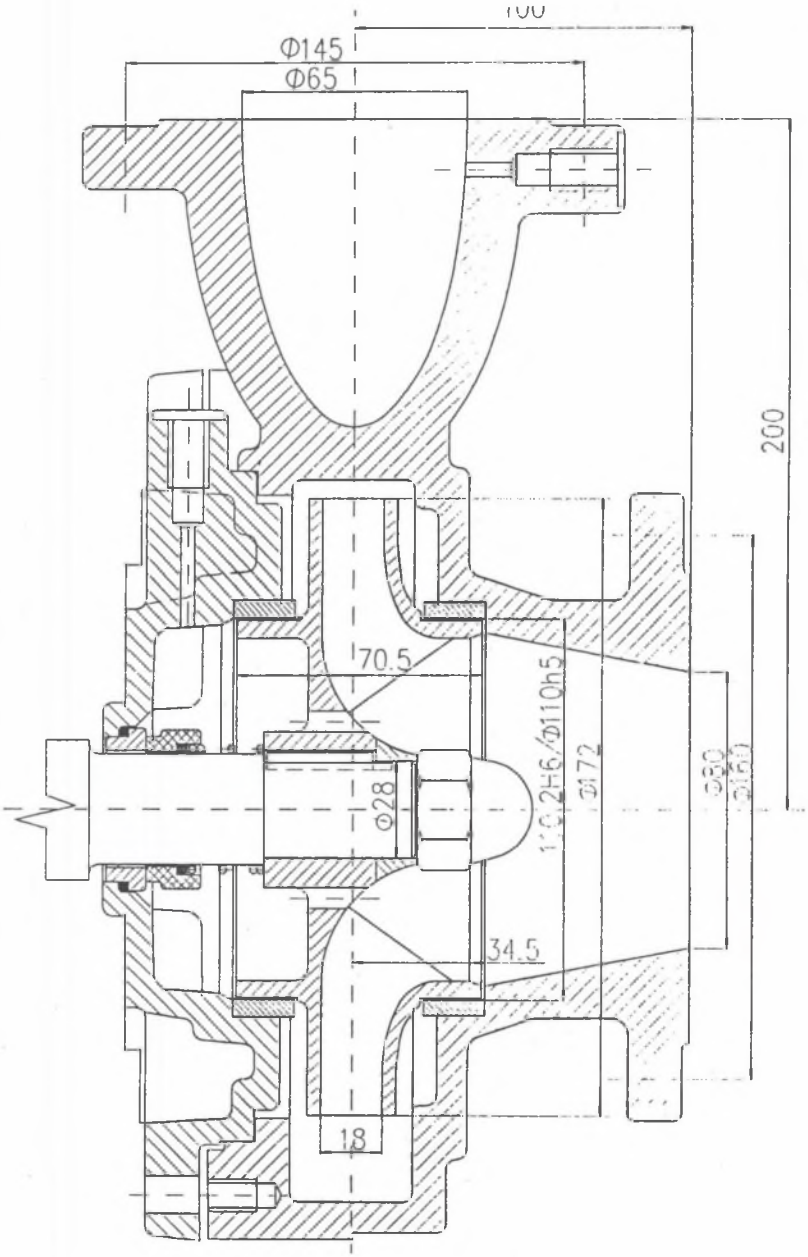
Pompy specjalne wymagają zastosowania innych tworzyw konstrukcyjnych lub innych rozwiązań konstrukcyjnych elementów pompy. Na przykład inne dodatkowe cechy ma pompa do wody gorącej, a inne pompa do hydrotransportu. Pompa do wody gorącej posiada dławnice chłodzone i podparcia pompy na płycie fundamentowej w płaszczyźnie przechodzącej przez jej oś, pompy do transportu hydraulicznego mają odpowiednio duże przekroje przepływowe i są wykonywane z tworzyw konstrukcyjnych odpornych na ścieranie pompowanym medium.

Wymienione informacje charakteryzują pompę i pozwalają na jej ocenę.



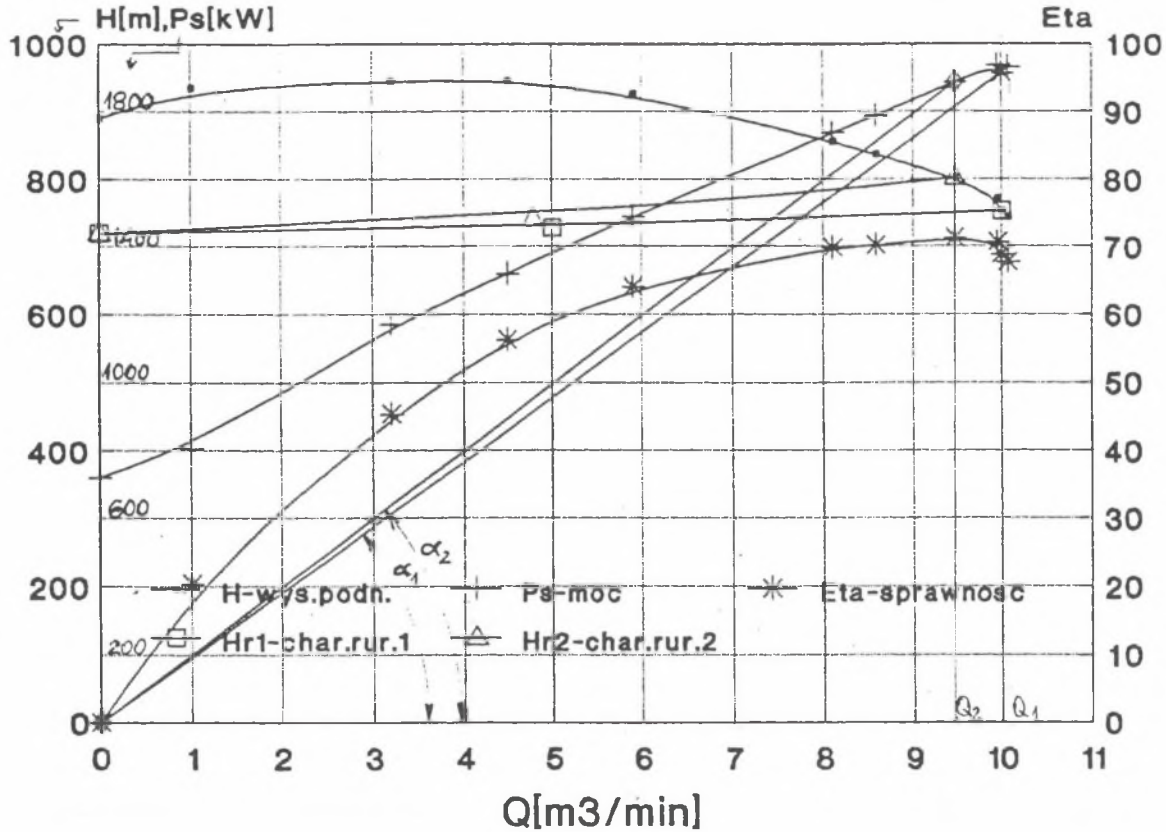
Rys. 2. Konstrukcja pompy odśrodkowej wielostopniowej wysokociśnieniowej, przeznaczonej do współpracy szeregowej

Fig. 2. Impeller type pump, multi–stage for a serial cooperation



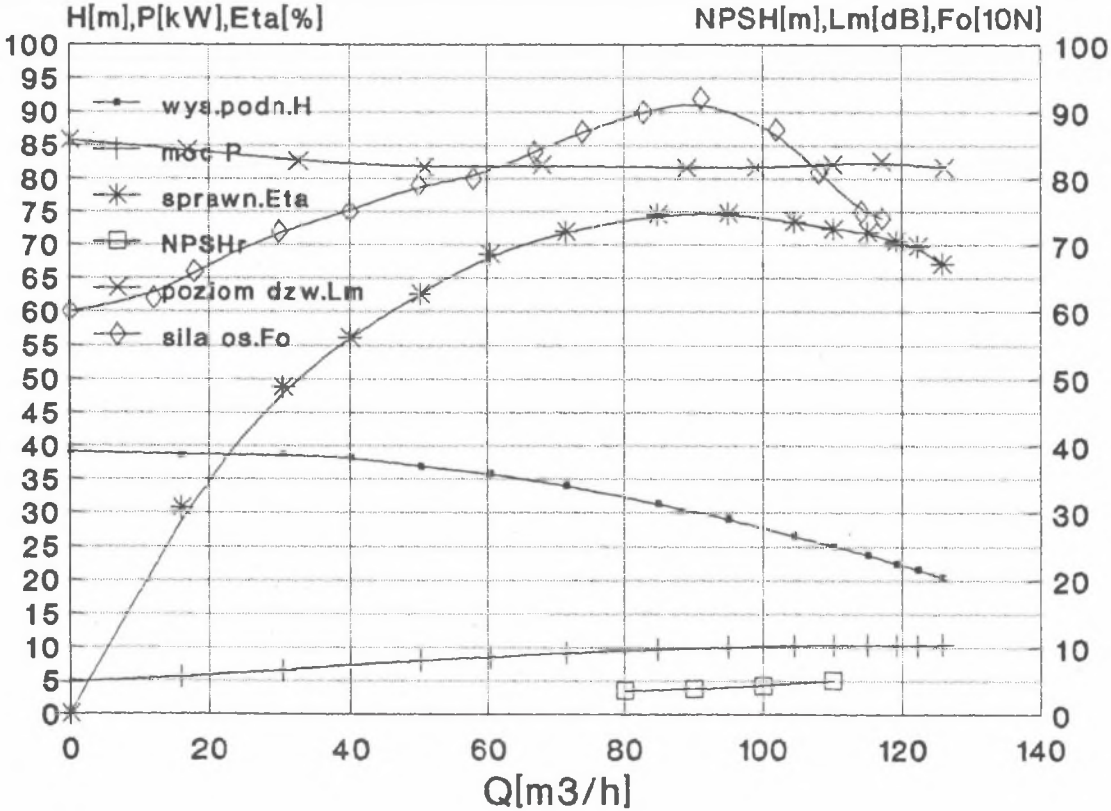
Rys. 3. Konstrukcja układu przepływowego pompy odśrodkowej jednostopniowej typu mono

Fig. 3. The flow systems construction of a single–stage impeller pump – type 'mono'



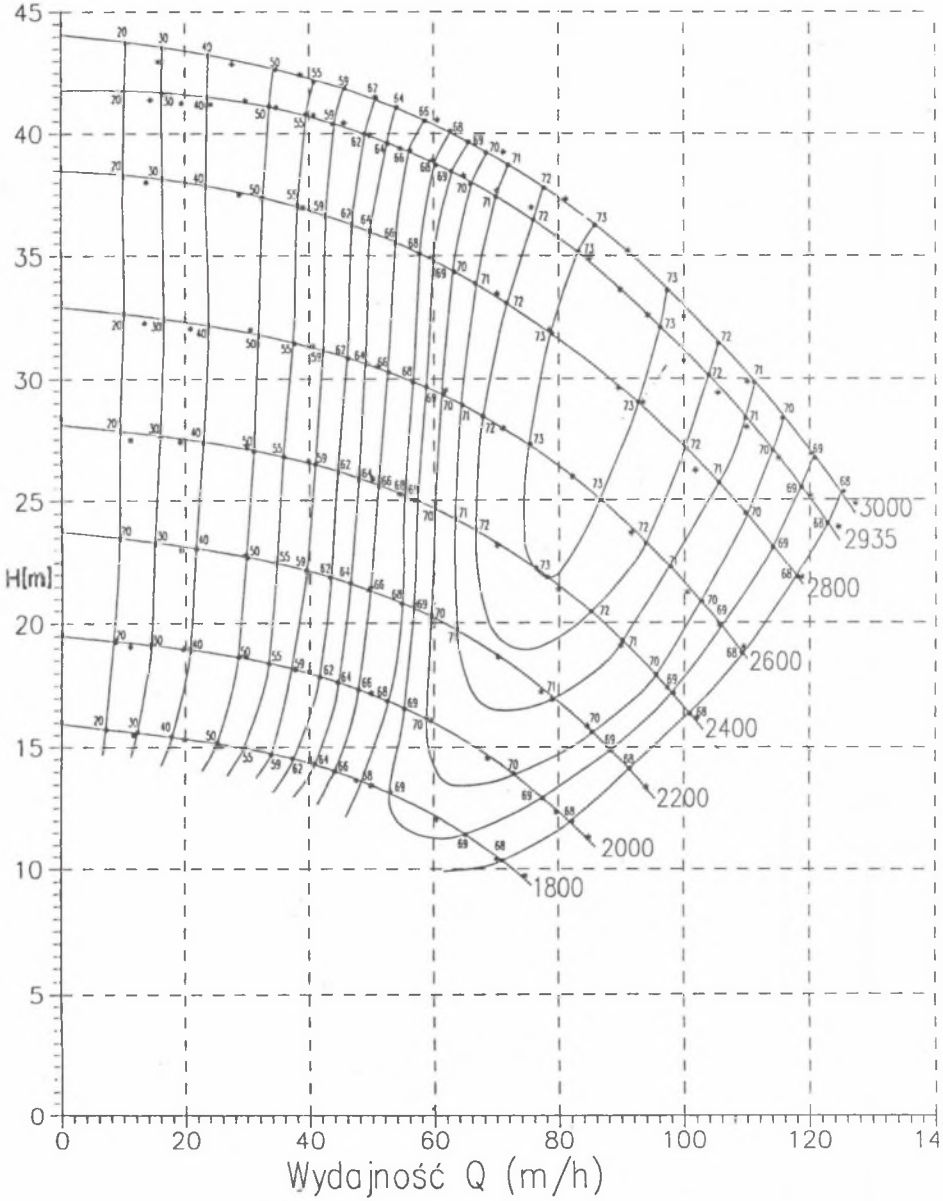
Rys. 4. Charakterystyka pompy wielostopniowej

Fig. 4. Performance curve of a multi–stage pump



Rys. 5. Charakterystyka pompy jednostopniowej

Fig. 5. Performance curve of a single–stage pump



Rys. 6. Wykres muszlowy pompy jednostopniowej

Fig. 6. The iso–efficiency curve of a single stage pump

3. Ocena pompy wirowej

Każdą maszynę, a więc też pompę wirową można ocenić przez porównanie jej z maszyną, która jest uznana za będącą dobrej klasy. Podstawą oceny są możliwie zbliżone parametry pracy i właściwości eksploatacyjne.

Do porównania ocenianej pompy wirowej z abstrakcyjną pompą dobrej klasy konieczne jest określenie jej wyróżnika szybkobieżniści:

$$n_q = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

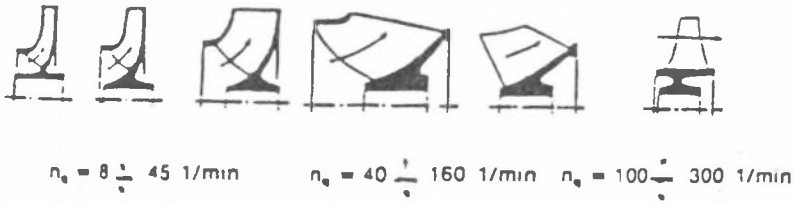
gdzie:

n – prędkość obrotowa, obr/min,
Q – wydajność nominalna, m^3/s,
H – nominalna wysokość podnoszenia, m.

Podawane przez producenta nominalne parametry pracy pompy powinny odpowiadać współrzędnym szczytu pagórka sprawności, zwykle z pewnym zaokrągleniem tych wartości.

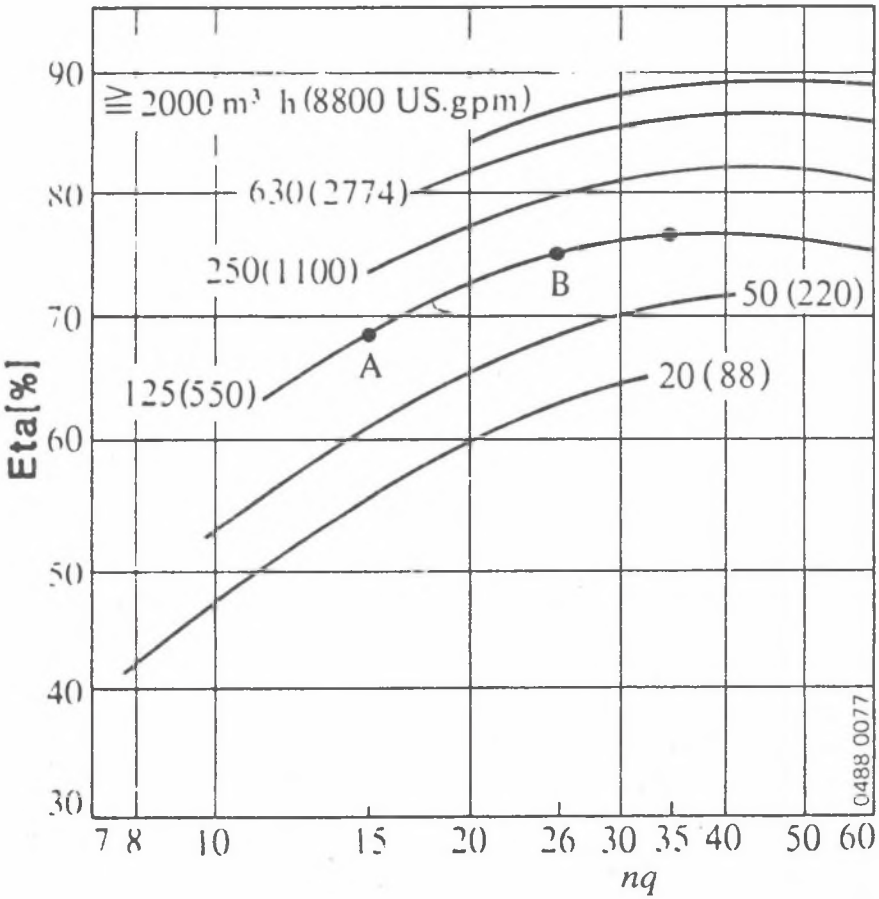
Ten sam wyróżnik szybkobieżności mają wszystkie punkty leżące na paraboli przechodzącej przez początek układu i punkt na wykresie Q(H) (rys. 6). W rezultacie opracowanie wykresu muszlowego powinno być podstawą do określenia optymalnych parametrów pracy, przy których pompa ma najwyższą sprawność, a które są właściwością konkretnego układu przepływowego.

Wyróżnik szybkobieżności stanowi kryterium podobieństwa geometrycznego układu przepływowego pompy (rys. 7). Przy określonym wyróżniku szybkobieżności wydajność pompy określa jej wielkość. Wyróżnik szybkobieżności oraz wydajność dobrze skonstruowanych i wykonanych pomp decydują o możliwej do osiągnięcia sprawności. Na wykresie (rys. 8), przedstawiono zależność sprawności od wyróżnika szybkobieżności nsq oraz od wydajności Q, uzyskaną na podstawie pomiarów wielu pomp wirowych wielostopniowych [6].



Rys. 7. Kształt wirnika w zależności od wyróżnika szybkobieżności n_q

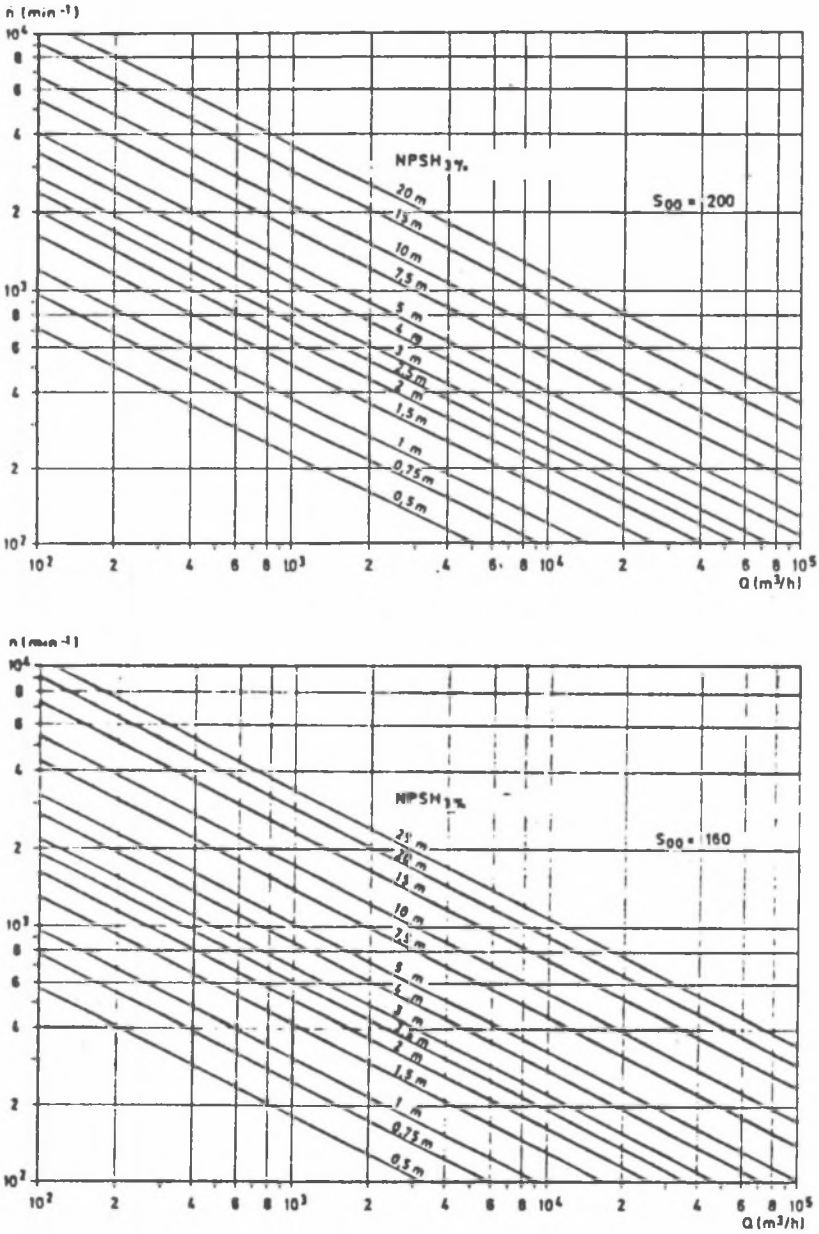
Fig. 7. Impeller shape versus the kinematic specific speed



Rys. 8. Zależność sprawności pompy od wyróżnika szybkobieżności n_q i od wydajności

Fig. 8. Pump efficiency upon kinematic specific spead and capacity

Konfrontacja sprawności ocenianej pompy ze sprawnością pompy dobrej klasy, wynikającą z powyższego wykresu, pozwala na jej ocenę. Należy dodać, że są produkowane pompy o jeszcze wyższych sprawnościach niż wynikające z przytoczonego wykresu. Jest to możliwe przy zastosowaniu specjalnych technologii, pozwalających uzyskiwać perfekcyjne gładkości kanałów przepływowych oraz cienkie łopatki. Taka poprawa sprawności jest możliwa w przypadku małych pomp.

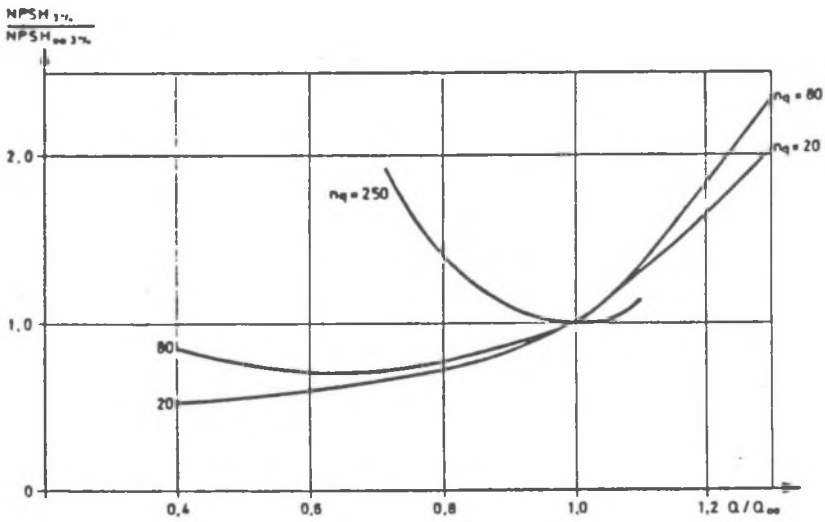


Rys. 9. Nadwyżka antykawitacyjna pomp NPSHr w zależności od wydajności Q i prędkości obrotowej n: a – pomp jednostopniowych; b – pomp wielostopniowych

Fig. 9. NPSHr of pump upon capacity–Q and rotation speed: a – for single–stage pump, b – for multi–stage pump

W konkretnym zastosowaniu pompy współpracującej z rurociągiem ssawnym lub napływowym istotna jest jej niezbędna nadwyżka kawitacyjna NPSHr. Obecnie w teorii pomp wirowych nie uzależnia się tej wielkości od wyróżnika szybkobieżności, lecz podaje się zależność osiąganych NPSHr od wydajności pompy i jej prędkości obrotowej oraz od konstrukcji; rozróżnia się pompy jedno– i wielostopniowe. Zależność NPSHr(Q,n) dla pomp jednostopniowych przedstawiono rys. 9a, a dla pomp wielostopniowych na rys 9b. Niezbędna nadwyżka antykawitacyjna pompy również może być obniżona przez zastosowanie gładszych ścianek i cieńszych łopatek wirnika.

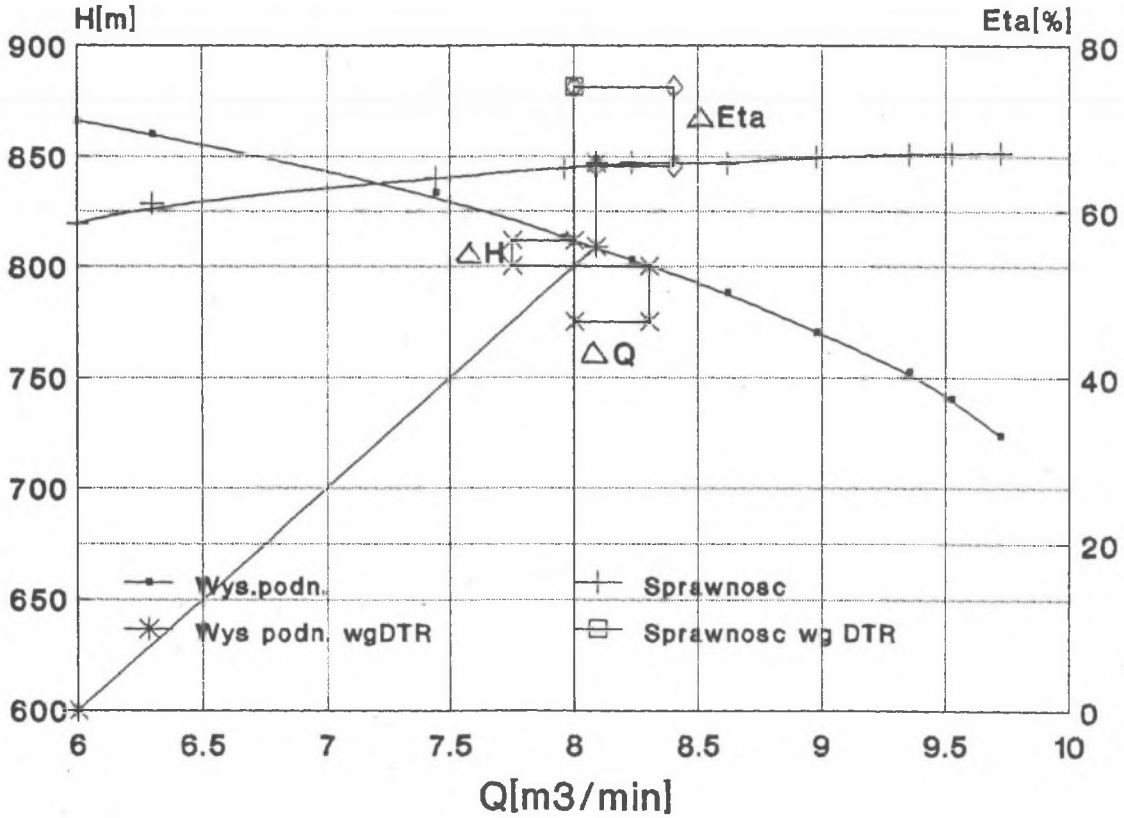
Przebieg charakterystyki NPSHr(Q) zależy od wyróżnika szybkobieżności pompy (rys. 10). Jak widać z wykresu, w pompach odśrodkowych niezbędna nadwyżka antykawitacyjna wraz z wydajnością progresywnie rośnie, natomiast w pompach śmigłowych ma minimum przy wydajności zbliżonej do nominalnej.



Rys. 10. Zależność NPSHr(Q) dla pomp o różnych wyróżnikach szybkobieżności

Fig. 10. NPSHr function for pumps having a different kinematic speed

Obok oceny pompy na podstawie parametrów pracy, należy wziąć pod uwagę jej niezawodność w konkretnych warunkach eksploatacyjnych i trwałość parametrów w czasie eksploatacji. Te cechy pompy mogą być stwierdzone na podstawie eksploatacyjnego doświadczenia jak też gwarantowane przez producenta.



Rys. 11. Odchyłki parametrów nominalnych pompy wg jej DTR-ki od zmierzonej charakterystyki

Fig. 11. Nominal operating parameters shifts (offset) of a pump versus a documentation and measured performance operating points

4. Gwarantowane parametry pracy

Producent, sprzedając pompę, powinien gwarantować zgodność określonych w DTR-ce jej nominalnych parametrów pracy z parametrami osiąganymi przez pompę. Norma [11] określa, jaka jest dopuszczalna odchyłka H, Q, Eta, między parametrami nominalnymi gwarantowanymi przez producenta a uzyskiwanymi przez pompę. Dopuszczalne odchyłki zależą od klasy pomiarów maszyny. Rozróżnia się klasy pomiarów maszyn A, B i C. Pompy zwykle są poddawane badaniom w klasach B i C. Ocenę spełnienia gwarantowanych parametrów należy przeprowadzić na wykresie rys. 11. Ozgodniony z producentem punkt pracy może być oddalony od krzywej uzyskanej w wyniku pomiarów odbiorczych o takie wartości ΔQ i ΔH, aby była spełniona zależność:

$$\left(\frac{HX_H}{\Delta H}\right)^2 + \left(\frac{QX_Q}{\Delta Q}\right)^2 \geq 1$$

W przypadku pomiarów klasy B, odchyłki wynoszą: $X_Q = \pm 0{,}04$ i $X_H = \pm 0{,}02$.

Sprawność pompy mierzona w klasie B powinna osiągnąć co najmniej 97,2% sprawności uzgodnionej. Sprawność odnosi się do punktu przecięcia krzywej H(Q) z prostą przechodzącą przez punkt pracy uzgodniony i początek układu współrzędnych (rys. 11).

Zarówno zaniżone, jak i zawyżone parametry pompy mogą powodować wzrost jednostkowego zużycia energii przez pompę albo konieczność korekty jej charakterystyki. W obu przypadkach występują dodatkowe koszty.

5. Ocena doboru pompy do rurociągu

Poza jakością samej pompy równie ważny jest jej dobór do rurociągu. Ocena doboru pompy do rurociągu wynika ze sposobu eksploatacji. Przy eksploatacji pompy przy stałych parametrach pracy istotne jest, aby pompa pracowała przy najwyższej sprawności.

Najczęściej projektanci przyjmują zawyżone nominalne parametry pracy dobieranej pompy do rurociągu. Konsekwencją takiego doboru jest przeciążenie silnika (w przypadku pomp odśrodkowych) oraz rozwinięta kawitacja. Ażeby obniżyć pobór mocy i zmniejszyć natężenie kawitacji, użytkownik najczęściej dławi przepływ zasuwą na króćcu tłocznym pompy, co pokazano na rys. 4. Konsekwencją tego jest zwiększenie jednostkowego zużycia energii mimo, że pompa przydławiona pracuje przy większej sprawności. Jednostkowe zużycie energii przez pompę przed i po przydławieniu będzie wynosić:

$$e_1 = P_1/Q_1 = k\,\mathrm{tg}\alpha_1 \qquad \text{oraz} \qquad e_2 = P/Q_2 = k\,\mathrm{tg}\alpha_2$$

Jak widać z wykresu rys. 4, zawsze e1 < e2.

Przy wyborze między pompami o różnych sprawnościach maksymalnych może się okazać, że sprawniejsza pompa nie pracując przy Etamax, ma sprawność wyższą w punkcie pracy od innej mniej sprawnej pompy. Taki dobór może być korzystny szczególnie przy przyjęciu wydajności sprawniejszej pompy mniejszej od nominalnej. Dzięki temu uzyskuje się korzystniejsze warunki ssania. Taka relacja wystąpi w przypadku pompy odśrodkowej. Pompa śmigłowa ma minimum zależności NPSHr(Q), (rys. 10) przy wydajności zbliżonej do nominalnej.

Zespół pompowy wraz z rurociągiem stanowią układ pompowy. Jego pracę ocenia się na podstawie jednostkowego zużycia energii. Przy uśrednianiu w przyjętym okresie pompowania, jednostkowe zużycie energii będzie stosunkiem całej energii E zużytej w tym czasie do całej objętości V przepompowanej wody: e = E/V.

Obok odpowiedniego doboru punktu pracy pompy przeznaczonej do współpracy z rurociągiem o charakterystyce Hr(Q), istotne jest takie zapewnienie warunków ssania, ażeby w pompie nie występowała kawitacja lub aby jej natężenie było pomijalne. Warunek bezkawitacyjnej pracy pompy określa nierówność:

$$NPSHav > NPSHr$$

gdzie:

NPSHav – nadwyżka antykawitacyjna rurociągu w przekroju wlotowym pompy.

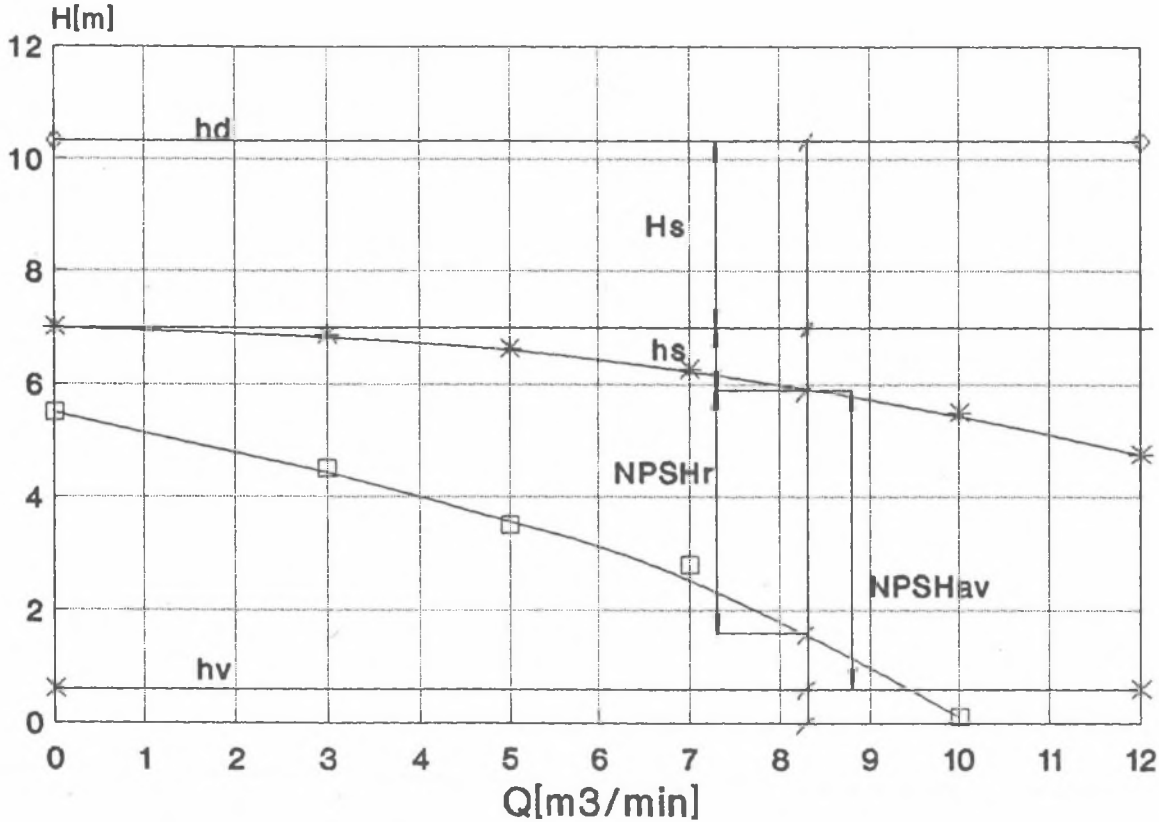
Relację między tymi wielkościami a wydajnością pompy przedstawia rys. 12.

5.1. Liczba stopni pompy lub zestawu pompowego

Punkt pracy na chrakterystyce rurociągu, określony współrzędnymi Q,H, może być osiągnięty przez pompę lub zestaw połączonych szeregowo pomp o różnej liczbie stopni.

Biorąc pod uwagę zależność wynikającą z wykresu (rys. 8), dla punktu pracy zaznaczonego na rys. 13 można zastosować pompę o liczbie stopni np. 6 lub 10. Pompa 10 stopniowa będzie droższa i sprawniejsza. Decyzja o wyborze pompy musi być oparta na analizie ekonomicznej. Na wykresie (rys. 8) zaznaczono też punkt dla parametrów 14–stopniowego układu przepływowego. Osiągnięty dalszy przyrost sprawności jest już znikomy.

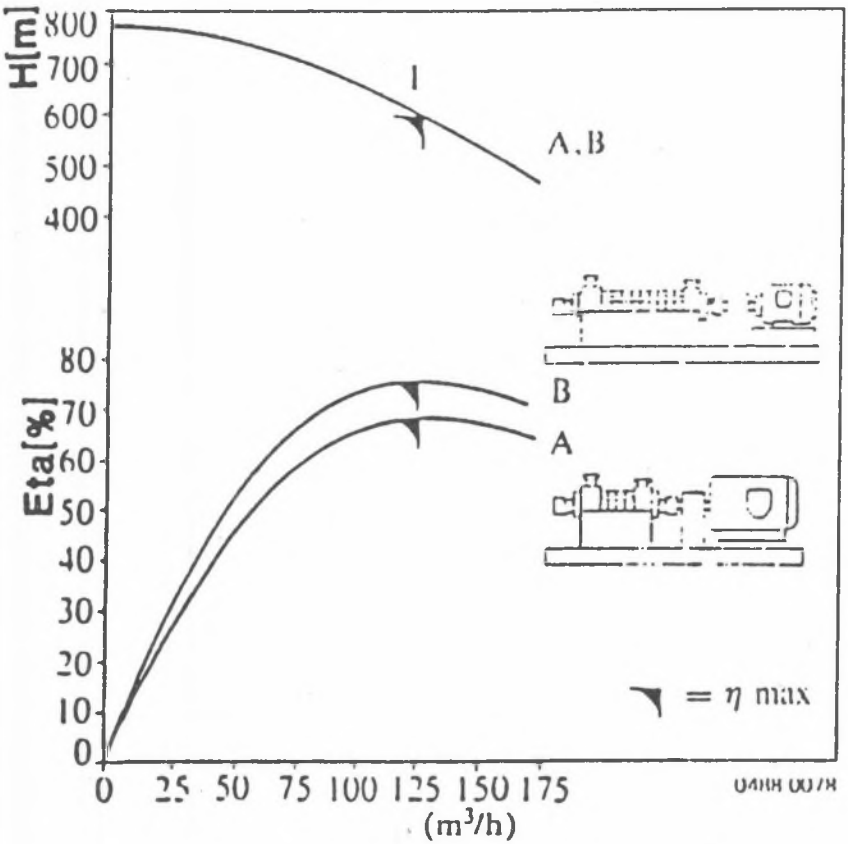
Układy przepływowe o najniższych wyróżnikach szybkobieżności nsq < 20 stosuje się na ogół w pompach jednostopniowych. Przechodząc na większą liczbę stopni konstruuje się ich układy przepływowe o wyróżnikach zbliżonych do optymalnych. Wynika to z niższego kosztu produkcji pompy jednostopnio-



Rys. 12. Bilans wysokości ciśnień w rurociągu ssawnym pompy odśrodkowej w zależności od jej wydajności

Fig. 12. The high pressure balance in a ssuction pipe of a impeller type pump upon capacity

wej aniżeli pompy wielostopniowej, o zbliżonych parametrach pracy. Pompy dwustopniowe są rzadziej konstruowane. Tendencja ta może się zmienić ze względu na wzrost ceny energii.

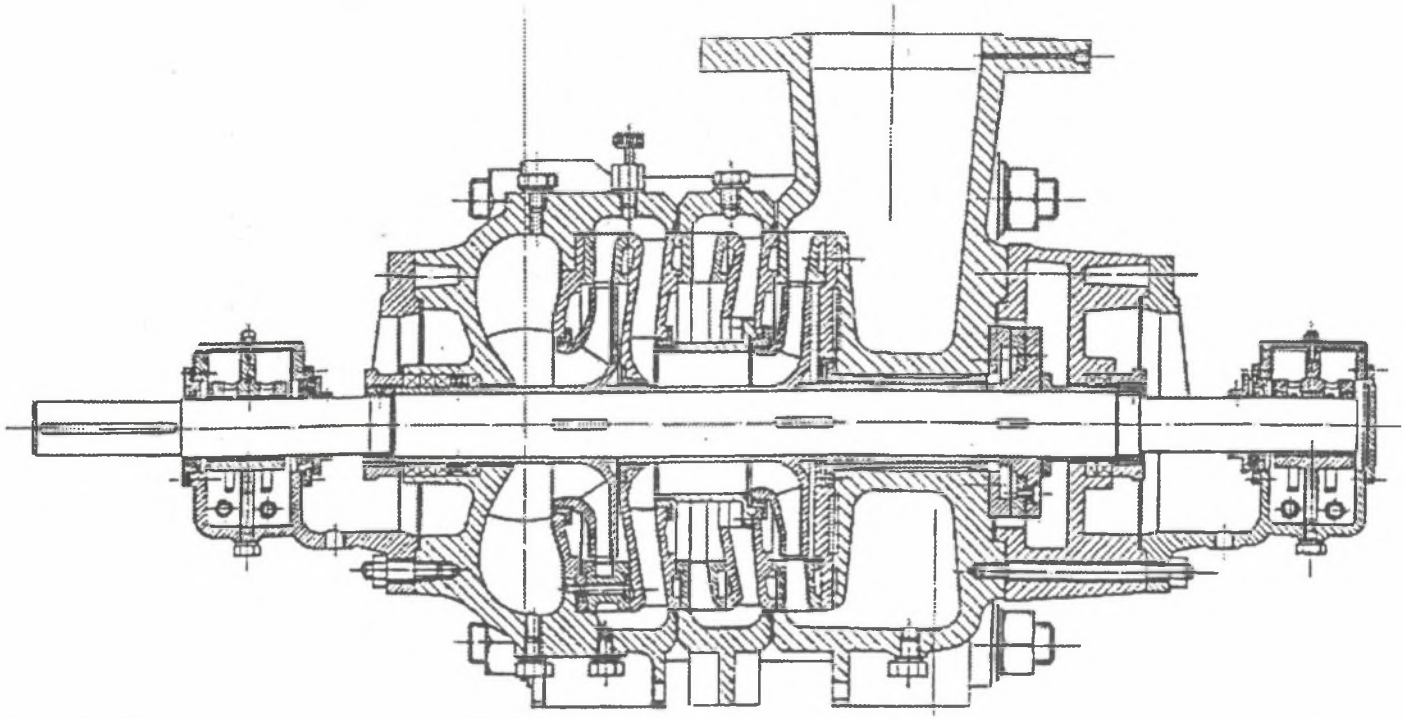


Rys. 13. Oczekiwane sprawności pomp 6 i 10 stopniowej o tych samych parametrach nominalnych

Fig. 13. Prognosed effectivities of the 6- and 10-stage pumps with the same operational parameters

5.2. Korekta charakterystyki pompy

Najczęściej stosuje się obniżanie charakterystyki H(Q) poprzez staczanie wirnika. W pompie z kierownicami łopatkowymi stacza się tylko łopatki wirnika. Powoduje to obniżenie sprawności. Gdy pompa wielostopniowa ma znaczne nadwyżki wysokości podnoszenia, to można rozważyć wyeliminowanie stopnia i zastosowanie stopnia biernego (rys. 14). Wówczas zarówno wał,

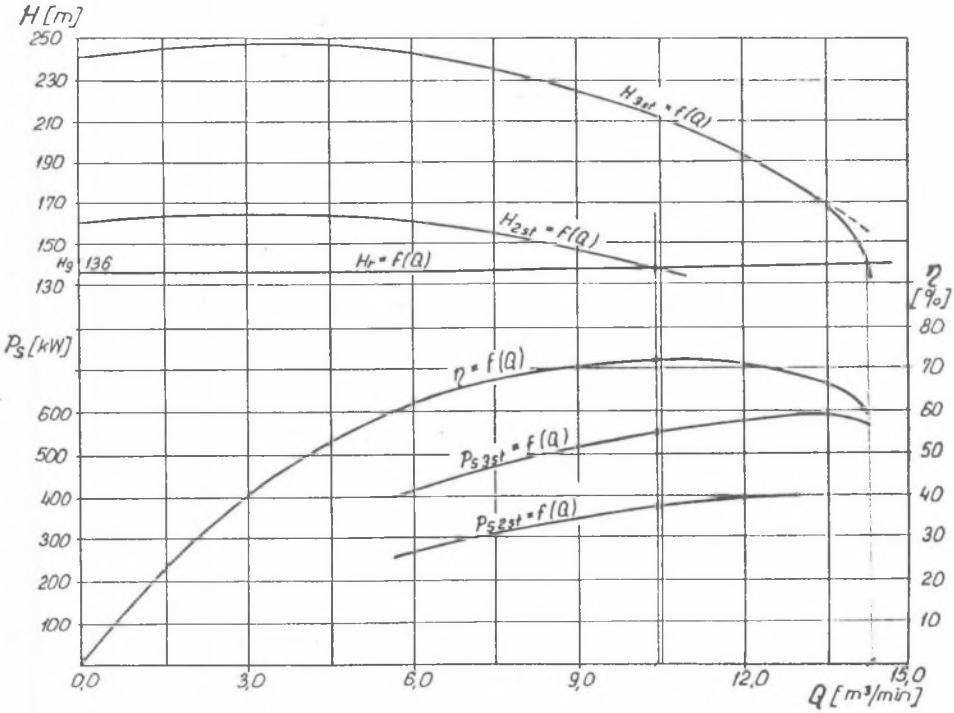


Rys. 14. Pompa wielostopniowa odśrodkowa ze stopniem biernym

Fig. 14. The multi–stage pump with passive stage

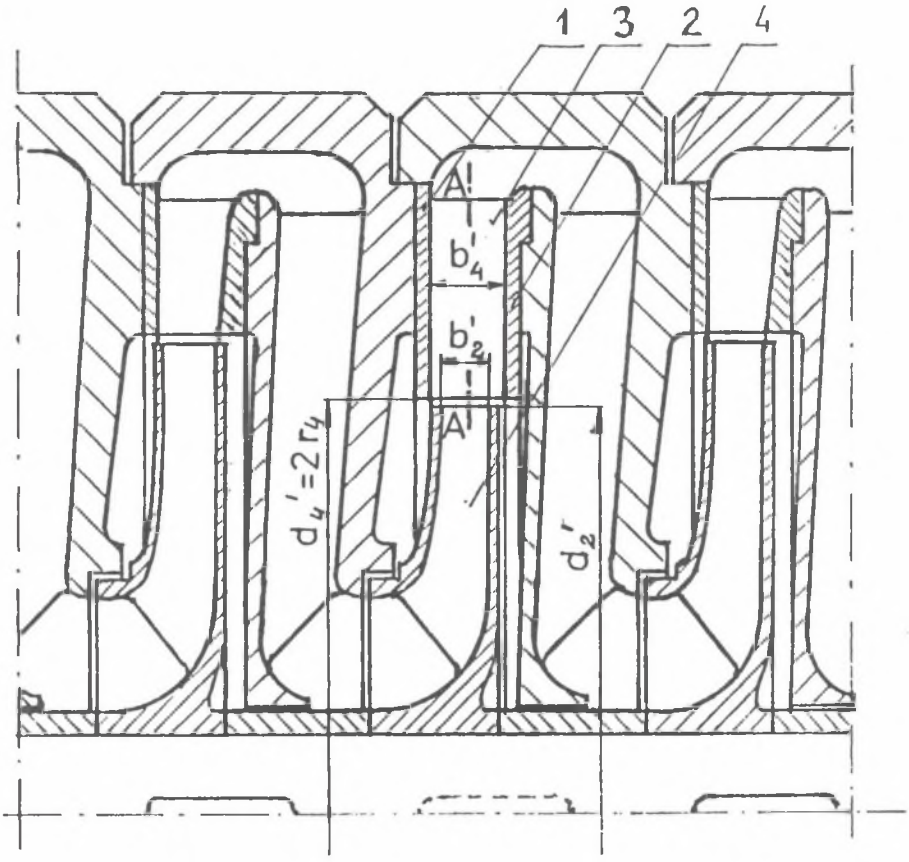
śruby ściągające, jak i płyta fundamentowa oraz usytuowanie rurociągów ssawnego i tłocznego pozostają bez zmiany. Współpracę pompy trzystopniowej i dwustopniowej z rurociągiem przedstawia rys. 15. W przypadku nadwyżki wysokości podnoszenia mniejszej od uzyskiwanej z jednego stopnia, można zastosować stopień z kierownicą specjalną, pokazaną na rys. 16. Mimo znacznego stoczenia wirnika, stopień z taką kierownicą utrzymuje zadowalająco wysoką sprawność. W pompach z kierownicą spiralną takie stoczenie wirnika jest stosowane bez zmian w samej kierownicy.

Znane z literatury korekty wirnika, mające na celu wzrost wysokości podnoszenia stopnia pompy np. przez odpowiednie zaostrzenie łopatek wirnika w celu zwiększenia kąta beta2, są rzadziej stosowane.



Rys. 15. Przedstawiona na charakterystykach współpraca pompy odśrodkowej dwu i trzystopniowej z rurociągiem o płaskiej charakterystyce

Fig. 15. Operation of two– and three–stage pump in flat performance pipe



Rys. 16. Fragment pompy odśrodkowej wielostopniowej ze stopniem wyposażonym w kierownicę specjalną

Fig. 16. Detail of multi–stage impeller pump having s special leading vane

6. Nadzór nad pracą pomp

W zależności od mocy pobieranej przez pompę i zużywaną przez nią energię oraz od ważności maszyny w procesie technologicznym; czy chodzi o maszynę krytyczną bądź niekrytyczną, w sposób i zakres nadzoru nad jej pracą powinna być angażowana różna ilość środków. W przypadku małych pomp krytycz-

nych dla procesu technologicznego najlepiej prognozować możliwość wystąpienia awarii metodami wibroakustycznymi. W przypadku pomp dużej mocy, podstawą oceny stanu technicznego pompy są jej energetyczne parametry pracy, a pomiary drgań stanowią podstawę do prognozowania awarii.

Zgodnie z założeniem przyjętym w niniejszym referacie, owawiany jest układ pompowy eksploatowany przy stałych parametrach pracy.

Praca pomp średniej i dużej mocy powinna być kontrolowana przez systematyczny nadzór nad podstawowymi parametrami:

- ciśnienie tłoczenia pt,
- ciśnienie ssania ps oraz wskaźnik poziomu w zbiorniku dolnym,
- ciśnienie za pierwszym stopniem pompy wielostopniowej p1,
- pobór prądu przez napędowy silnik elektyczny I i odczyty wskazań licznika energii elektrycznej E,
- wydajność pompy Q i odczyty sumujące łączną objętość wypompowanej wody V,
- wskazania mierników drgań.

Ciśnienie tłoczenia pt informuje o tym, czy straty w rurociągu tłocznym są minimalne, czyli czy nie występuje zbędne dławienie powodujące wzrost jednostkowego zużycia energii, co pokazano na rys.4.

Ciśnienie ssania ps informuje o stanie rurociągu ssawnego i o ewentualnych nieprawidłowościach, np. spowodowanych przytkaniem kosza ssawnego lub zablokowaniem zaworu stopowego.

Ciśnienie p1 za pierwszym stopniem pompy wielostopniowej informuje o występowaniu kawitacji i o jej natężeniu. Można dopuszczać spadek ciśnienia za pierwszym stopniem na skutek kawitacji, odpowiadający paru procentom jego całkowitej wysokości podnoszenia. Przy większym natężeniu kawitacji należy przedsięwziąć środki zaradcze.

W pompie współpracujacej z rurociągiem o stałej charakterystyce, pobór prądu I informuje o stanie pompy. Z kilku pomp odśrodkowych tego samego typu i wielkości oraz współpracujących z tym samym rurociągiem, pompa pobierająca największy prąd będzie w najlepszym technicznym stanie. Oczywiście należy eksploatować pompy najsprawniejsze.

Odczyty wskazań licznika energii elektrycznej oraz odczyty ilości przepompowanej wody mierzonej przepływomierzem pozwalają na określanie aktualnego i uśrednianego jednostkowego zużycia energii przypadającej na jednostkę przepompowanej wody.

W przypadku pomp krytycznych, nawet małej mocy, opłacalny może sie okazać systematyczny pomiar ich drgań od momentu zainstalowania nowej pompy. Wykres poziomu drgań filtrowanych, zwany funkcją trendu, wskazuje na dynamikę rozwoju określonego uszkodzenia w maszynie w funkcji czasu. Pozwala przewidzieć końcową datę bezpiecznej eksploatacji maszyny. Należy

zaznaczyć, że maszyna ruchowo pewna nie musi być wysokosprawna. Wibroakustyczna diagnostyka nie zastąpi pomiarów parametrów energetycznych.

7. Okres eksploatacji międzyremontowej

Pompy dużej mocy wpływają istotnie na koszty własne zakładu, w którym są eksploatowane. Dlatego jest konieczne wyposażenie zasilania ich silników w liczniki energii oraz zabudowa na rurociągach przepływomierzy. Pomiar zużycia energii Eel i ilości przepompowanej wody pozwala przeprowadzić prostą analizę kosztów, umożliwiającą optymalizację między remontowego okresu eksploatacji pompy.

Jeśli pominiemy inne, nie wpływające na wynik niniejszej analizy stałe koszty eksploatacji układu pompowego, to koszt zużycia energii Ke oraz koszt remontu kapitalnego Kr stanowią całkowite koszty K eksploatacji pompy [13]:

$$K = Ke + Kr$$

Przy średniej cenie energii elektrycznej Cel, jej koszt będzie wynosił:

$$Ke = Cel\ Eel$$

Kosztem jednostkowym energii elektrycznej nazwiemy:

$$ke = Ke/V$$

Kosztem jednostkowym remontu określimy:

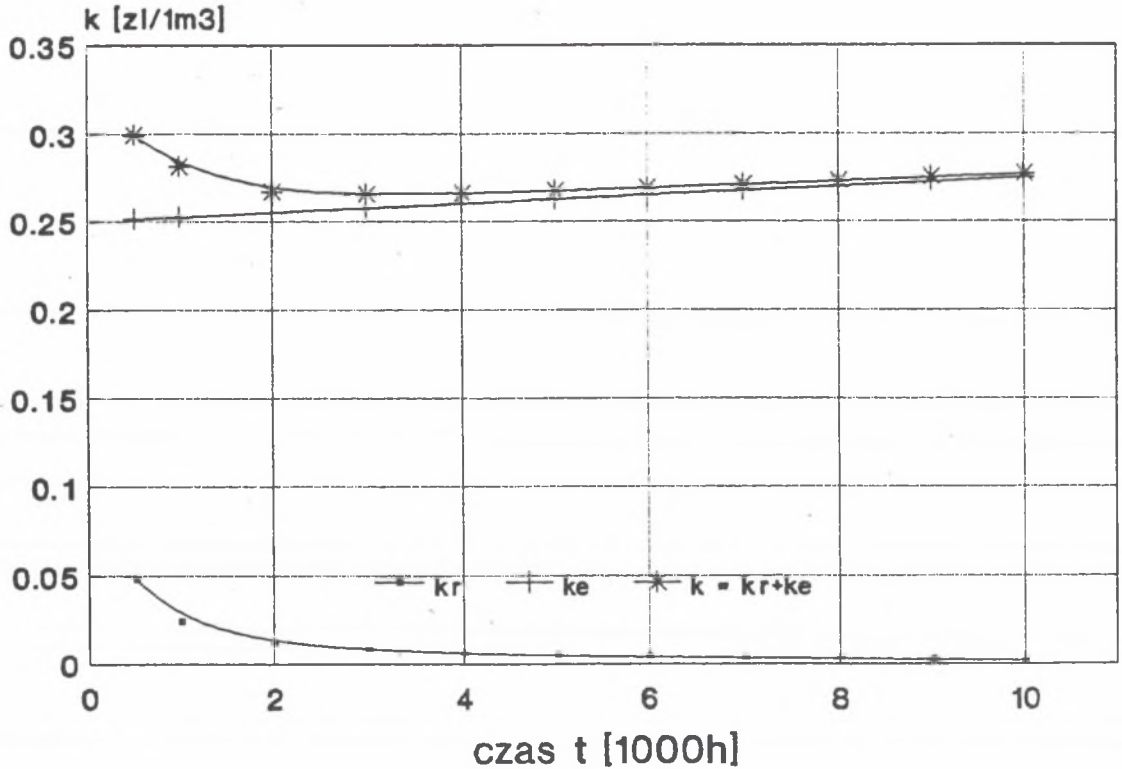
$$kr = Kr/V$$

Całkowitym kosztem jednostkowym przepompowania jednostki objętości wody nazywamy:

$$kj = K/V = ke + kr$$

gdzie V jest sumą objętości przepompowanej wody.

Odczytując systematycznie ze wskazań liczników energii Eel oraz ze wskazań przepływomierzy V, można iloraz sum tych wielkości, np. po każdym tygodniu nanosić na wykres. Przykład takiego wykresu przedstawia rys. 17 [13]. Został on sporządzony dla przykładowych danych. Przyjęto, że remont kapitalny kosztuje Kr = 30 000 zł. Silnik elektryczny napędzający pompę po jej remoncie na początku międzyremontowej eksploatacji pobiera 1192 kW.



Rys. 17. Zmiana kosztu jednostkowego pompowania 1 m^3 wody w czasie eksploatacji pompy

Fig. 17. Change of the pumping specific cost vs a operation time

Przyjęto, że na skutek spadku sprawności pompy, na wypompowanie tej samej ilości wody zużycie energii z czasem liniowo wzrasta i po 10 000 h eksploatacji jest o 10% większe.

Po określonym na podstawie wykresu okresie eksploatacji tek, jednostkowy koszt całkowity tj osiąga minimum i w dalszym okresie eksploatacji będzie wzrastał. Oczywiście tek jest ekonomicznym czasem eksploatacji pompy, po którym powinno się ją remontować. Dla przykładu ilustrowanego wykresem wynosi on ok. 4000 h. Opisana i zilustrowana graficznie zależność jest stosunkowo płaska. Po kolejnych 4000 h pracy pompy kj rośnie o 1,8%.

Przy eksploatacji kilku pomp należy rejestrować ilość wypompowanej wody przez każdą pompę i sporządzać taki wykres dla każdej z nich. Przy równoległej współpracy kilku pomp należy dokonywać pomocniczych pomiarów parametrów ich indywidualnych punktów pracy.

Ekonomiczny okres międzyremontowej eksploatacji pompy zależy od ceny energii, od kosztu jej remontu kapitalnego oraz od szybkości spadku jej sprawności.

W przypadku pomp dużej mocy, pompujących czystą wodę, np. kondensat, i pracujących w ściśle określonych warunkach, producent podaje zalecany czas miedzyremontowej eksploatacji. Powinien on być zbliżony do czasu określonego na podstawie analizy przeprowadzonej w opisany powyżej sposób. Wpływające na wynik wielkości mogą się zmieniać i można dokonywać korekt uwzględniających te zmiany.

Należy zauważyć, że w praktyce pompy są zwykle dłużej eksploatowane aniżeli wynosi ich ekonomiczny okres eksploatacji. Podstawą do oceny pomp jest ich sprawność początkowa. Zbyt niska sprawność w stosunku do osiągalnej, jest podstawą do decyzji o wymianie pomp na sprawniejsze.

Literatura

1. Spammer P.: Die wirtschaftliche Entwicklung, des Pumpenbaus. Pumpen und ihre Anwendungen. VDMA 1988.
2. Dietrych J., Kocańda S., Korewa W.: Podstawy konstrukcji maszyn. WNT, Warszawa 1971.
3. Łazarkiewicz Sz., Troskolański A.T.: Pompy wirowe. WNT, Warszawa 1972.
4. Stepanoff A.J.: Radial- und Axialpumpen. Springer Verlag, Berlin 1959.
5. Sulzer- Kreiselpumpen- Handbuch. Redaktor D. Florjancic. Vulkan Verlag. Winterthur 1990.
6. Groll H., Liegat S., Bitterwolf F.: Baukostenkonzept Hochdruckpumpen in der Energie- und Verfahrenstechnik. Technische Rundschau Sulzer. Winterthur 1988, nr 4.
7. Korczak A.: Eksploatacja pomp głównego odwadniania kopalń. Szkoła eksploatacji pomp. Wrocław 1995.

8. Korczak A.: Eksploatacja układów pompowych pracujących w warunkach ustalonych. Materiały szkoleniowe kursu: Audyting w energetyce. Gliwice 1996.
9. Gutkowski J.: Bilans regulacji obrotami pomp może równać się zero. Pompy-Pompownie. Wrocław 1996, nr 9.
10. Kurowicz M.: Diagnostyka wibroakustyczna maszyn wirnikowych. Szkoła Eksploatacji Pomp. Wrocław 1995.
11. PN-81/M-44006. Pompy wirowe. Badania odbiorcze wielkości charakterystycznych. Klasa B i C.
12. Pokój M.: Badania pompy jednostopniowej. Praca dyplomowa. Politechnika Śląska. Gliwice 1994.
13. Korczak A., Pakuła G., Perchał S.: Analiza techniczno–ekonomiczna pompowni przy szybie Dąbrówka oraz propozycje jej modernizacji. Opracowanie nie publ. na zlec. ZGH BOLESŁAW w Bukownie. Gliwice 1993.

Recenzent: Dr hab. inż. Andrzej Witkowski Prof. Politechniki Śląskiej

Wpłynęło do Redakcji: 10. 10. 1996 r.

Abstract

In this paper a quality and selection criterions has been presented. The performance curves (e.g. efficiency curves) of a single-stage and multistage at choosen rotation speed, as well as different rotation speeds has been discussed. The impeller pumpes characteristics, which are function relations between capacity, efficiency, NPSMr and noise has been detaily presentyd.

The assessment of impeller type pumpe ith helpof kinematic specific speed was given.

Basic working data criterion of guaranteed operational points of pumps was formulated. The basic measurements sets to the operation control of pumpe was written. The optimal operation time of pumpe between two overhauls procedures was defined.