

Jerzy Rokita
Instytut Maszyn
i Urządzeń Energetycznych

ANALIZA SPRAWNOŚCI DZIAŁANIA UKŁADÓW POMPOWYCH GŁÓWNEGO ODWADNIANIA

Streszczenie. Podano definicję sprawności rzeczywistej układu pompowego. Wyprowadzono odpowiednie wzory. Wskazano czynniki wpływające na zwiększenie sprawności układu pompowego. Omówiono sposób określenia właściwych warunków pracy układu. Podano wskaźniki służące do oceny układów pompowych pod względem energetycznym.

1. Wstęp

Problem właściwego zaprojektowania i eksploatacji układów pompowych głównego odwadniania ma istotne znaczenie dla gospodarki energetycznej kopalni. Świadczyć może o tym fakt, że przy rocznym wydobyciu węgla kamiennego wynoszącym ponad 140.000.000 ton, w polskich kopalniach na jedną tonę urobku przypada średni dopływ wody w ilości około $3,5 \text{ m}^3$ [1], co stwarza konieczność wypompowania na powierzchnię około 500.000.000 m^3 wody.

Obeenie budowane w kraju pompy głównego odwadniania osiągały moce przekraczające 1600 kW, przy czym ich praca trwa niejednokrotnie kilkanaście godzin w ciągu doby. Stąd określenie właściwych warunków pracy układów głównego odwadniania oraz ich ocena jest zagadnieniem ważnym, tak w fazie projektowania jak i eksploatacji układów.

2. Sprawność układu pompowego

Układy pompowe głównego odwadniania są przeważnie typowymi przykładami układów ssąco-tłoczących (rys. 1) lub rzadziej układów tłoczących (rys. 2). Rozważania dotyczyć będą układów pompowych, w których na pojedynczo przewód tłoczny pracuje w danej chwili tylko jeden zespół pompy, a więc najczęściej spotykanego przypadku. Sprawność zespołu pompowego jako kryterium charakteryzujące pod względem energetycznym pracę zespołu pompowego nie może być odniesione do całego układu pompowego, ponieważ na jej wielkość nie wpływają straty hydrauliczne przepływu cieczy w instalacji pompowej.

Wskaźnikiem bezwymiarowym charakteryzującym pod względem energetycznym pracę układu pompowego oraz umożliwiającym porównanie i ocenę układów pom-

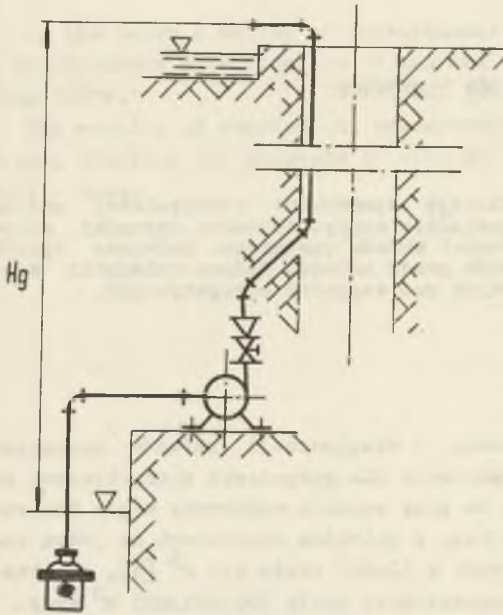
powyż, jest η_u rzeczywista sprawność układu pompowego [2, 3], którą można określić wzorem:

$$\eta_u = \frac{f Q H_g}{N_s} \quad (1)$$

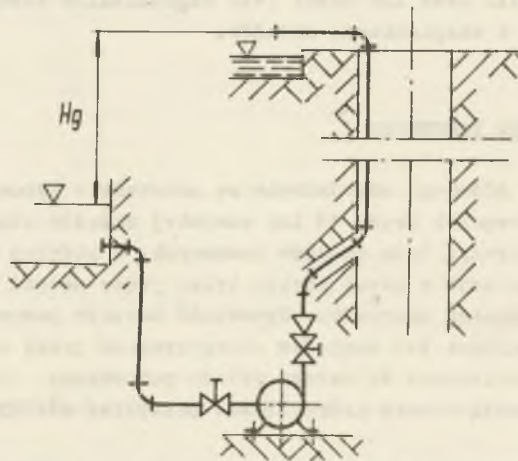
gdzie:

- f - ciężar właściwy pompowanej wody,
- Q - wydajność pompy,
- H_g - geometryczna wysokość podnoszenia układu pompowego,
- N_s - moc pobierana przez silnik napędzający pompę.

Sprawność rzeczywista układu pompowego jest stosunkiem mocy potrzebnej do podnoszenia cieczy na wysokość równą geometrycznej wysokości podnoszenia układu przy danej wydajności bez jakichkolwiek strat, do mocy faktycznie pobieranej przez silnik napędzający.



Rys. 1. Schemat układu pompowego głównego odwadniania typu ssąco-tłoczącego



Rys. 2. Schemat układu pompowego głównego odwadniania typu tłoczącego

Obok η_u można napotkać również pojęcie η_{eu} sprawności eksploatacyjnej układu pompowego [4 - 8]. W pracy [2] wykazano jednak, że sprawność eksploatacyjna układu pompowego nie może służyć do obiektywnej oceny i porównywania układów pompowych.

3. Wpływ wielkości charakterystycznych układu pompowego na jego sprawność

Charakterystykę instalacji pompowej (układu transportu cieczy) można analitycznie opisać zależnością [2]:

$$H_r = H_g + C Q^2 \quad (2)$$

gdzie:

- H_r - wysokość podnoszenia potrzebna do spowodowania przepływu cieczy w instalacji pompowej o określonym natężeniu przepływu,
- C - współczynnik strat hydraulicznych w przewodach rurowych, określony wzorem:

$$C = \frac{8}{\pi^2 g} \sum (\sum \xi + \lambda \frac{l}{d}) \frac{1}{d^5} \quad (3)$$

w którym:

- ξ - współczynnik strat miejscowych,
- λ - współczynnik oporów liniowych przewodów rurowych,
- d - średnica przewodów rurowych,
- l - długość przewodu rurowego,
- g - przyspieszenie siły ciężkości.

Wprowadzając pojęcia: sprawności zespołu pompowego η_z (będącej iloczynem sprawności pompy i silnika) oraz sprawności instalacji pompowej η_r , można sprawność rzeczywistą układu pompowego określić również wzorem:

$$\eta_u = \eta_z \cdot \eta_r \quad (4)$$

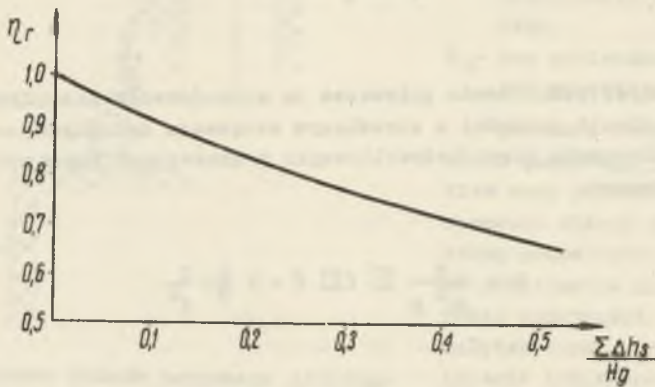
gdzie:

$$\eta_r = \frac{H}{H^k} \quad (5)$$

Wykorzystując związek (2) i wprowadzając oznaczenie strat hydraulicznych w przewodach rurowych $\Sigma \Delta h_g = CQ^2$, można wzór (5) przedstawić również w postaci:

$$\eta_r = \frac{1}{1 + \frac{\Sigma \Delta h_g}{H_g}} \quad (6)$$

Na rys. 3 przedstawiono zależność η_r od wielkości stosunku $\Sigma \Delta h_g / H_g$, [3].



Rys. 3. Zależność sprawności instalacji pompowej od stosunku wysokości strat hydraulicznych przepływu cieczy do geometrycznej wysokości podnoszenia

Z zależności (1-6) widać, że sprawność układu pompowego zależy od: sprawności zespołu pompowego, wysokości strat hydraulicznych w przewodach rurowych i geometrycznej wysokości podnoszenia układu pompowego i jest zawsze mniejsza od sprawności zespołu pompowego.

Różnica $\Delta \eta = \eta_z - \eta_u$ może być określona z zależności:

$$\Delta \eta = \eta_z (1 - \eta_r) \quad (7)$$

W trakcie projektowania układów pompowych głównego odwadniania należy dążyć, aby różnica sprawności $\Delta \eta$ była możliwie jak najmniejsza. Wiąże się to z koniecznością projektowania instalacji pompowej o wysokiej sprawności, a więc takiej, w której wysokość strat hydraulicznych w porównaniu z geometryczną wysokością podnoszenia będzie mała. Aby wysokość strat hydraulicznych w przewodach rurowych była możliwie mała, należy: dobrać właściwe średnice przewodów rurowych, trasę rurociągów prowadzić tak, aby

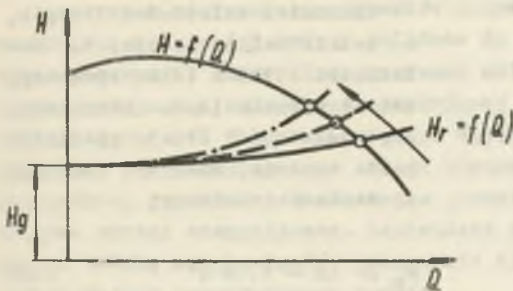
uniknąć zbyt dużych oporów miejscowych, ograniczać długość przewodów rurowych. Ponadto [3] korzystne jest, gdy wydajność, przy której odbywa się stała praca układu jest jak najmniejsza. Powoduje to jednak wydłużenie dobowego czasu pracy układu, a jest on w przypadku układów głównego odwadniania często ograniczony do okresów obniżonego poboru energii elektrycznej (np. godziny nocne). Oczywiście jest, że w trakcie projektowania układu należy przestrzegać ogólnie znanych zaleceń dotyczących właściwego doboru (lub korygowania parametrów) pomp, które mają znaleźć zastosowanie [9, 10].

Każda z koncepcji rozwiązania układu głównego odwadniania powinna być przeanalizowana pod względem ekonomicznym z uwzględnieniem kosztów inwestycyjnych i rurowych. W szczególności dotyczy to układów przedstawionych na rys. 2. Budowa ich zwykle uzasadniona jest koncentracją zespołów pompowych odwadniających różne poziomy w jednej pompowni. Jednakże w tym przypadku sprawność układów pompowych zwykle jest obniżona ze względu na wzrost strat hydraulicznych w przewodach rurowych wskutek znacznego wzrostu ich długości, przy czym zwiększenie długości przewodów rurowych ma również duży wpływ i na wielkość nakładów inwestycyjnych.

4. Określenie właściwych warunków pracy układu pompowego głównego odwadniania

Ponieważ tak η_u jak i η_x zmieniają się wraz z wydajnością pompy, zatem i η_u zmienia się również ze zmianą wydajności pompy. Zmiana parametrów pracy pompy odbywać się

będzie w tym przypadku przez dławienie (wzrost współczynnika C w równaniu (2), a punkt pracy przesuwać się będzie po charakterystyce pompy, co przedstawiono na rys. 4.



Rys. 4. Charakterystyka układu pompowego

jest zależnością $N_u = N(Q)$, gdzie $N(Q)$ oznacza pewną zależność funkcyjną. Zgodnie ze wzorem (1):

$$\eta_u = \delta \frac{H_g}{N(Q)} \tag{8}$$

Oczywiście w trakcie dławienia pompy następuje zmiana mocy pobieranej przez silnik elektryczny napędzający pompę. Założono, że moc pobierana przez silnik opisana

Dla powyższego założenia należy określić warunek, jaki musi spełniać funkcja $N(Q)$, aby w rozpatrywanym przedziale wydajności η_u rosła.

Aby w jakimś przedziale wydajności η_u wzrastała, musi być spełniona zależność

$$(\eta_u)' > 0$$

czyli

$$\frac{d}{dQ} (\eta_{H_g} \frac{Q}{N(Q)}) > 0 \quad (9)$$

Uwzględniająco, że $\eta_{H_g} = \text{const}$, oraz przekształcając zależność (9), szukany warunek otrzymuje się w postaci:

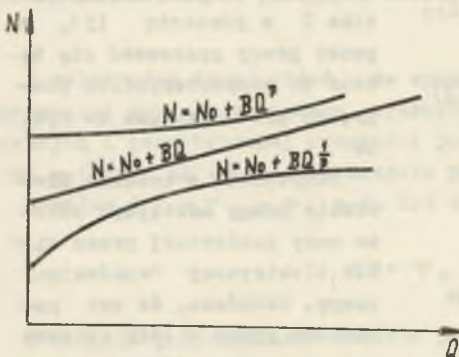
$$N(Q) > Q N'(Q) \quad (10)$$

Zależność mocy pobieranej przez silnik elektryczny napędzający pompę wirową odśrodkową z wirnikiem wolnobieżnym (jakimi są zwykle pompy głównego odwadniania), w szerokim zakresie wydajności można zwykle opisać jedną z zależności:

$$N_g = N_0 + B Q \quad (\text{gdzie: } N_0 > 0, B > 0) \quad (11a)$$

$$N_g = N_0 + B Q^{1/p} \quad (\text{gdzie: } N_0 > 0, B > 0, p > 1) \quad (11b)$$

$$N_g = N_0 + B Q^p \quad (\text{gdzie: } N_0 > 0, B > 0, p > 1) \quad (11c)$$



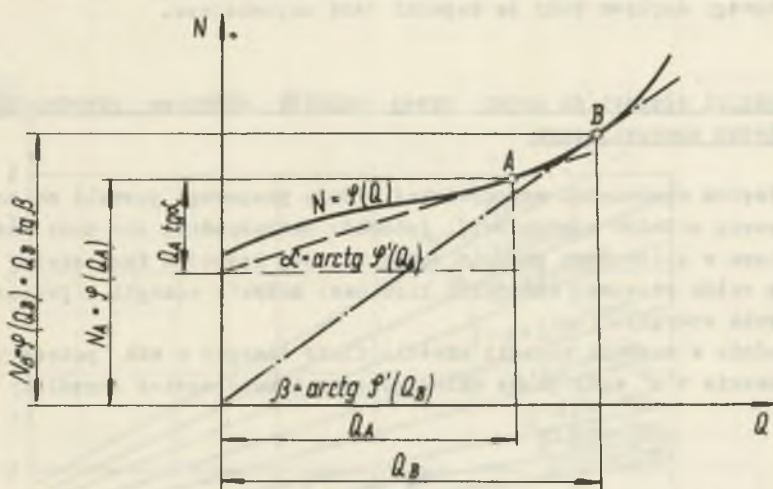
Rys. 5. Charakter zależności opisujących analitycznie wielkość mocy pobieranej przez silnik napędzający

Charakter zależności (11a, b, c) przedstawiono na rys. 5. Zależności (11a) i (11b) spełniają zawsze warunek (10). Natomiast, aby zależność (11c) spełniała tenże warunek, musi być spełniony warunek dodatkowy:

$$N_0 > (p - 1) B Q^p \quad (12)$$

Graficzną interpretację warunku (10) przedstawiono na rys. 6. Sprawność η_u rośnie dotąd, do- kąd styżna do krzywej mocy wy- stawiona w punkcie odpowiadają-

oym rozpatrywanej wydajności przecina oś rzędnych (moocy) w zakresie półosi dodatniej. Ewentualny punkt odpowiadający $\eta_u \max$ występuje w miejscu w którym można poprowadzić styczną do krzywej moocy przechodzącą przez początek układu.



Rys. 6. Graficzna interpretacja warunku (10)

Ponieważ w większości przypadków krzywa moocy $N_g = N(Q)$ w rozpatrywanym przedziale wydajności będzie zbliżona do zależności typu (11a) lub (11b), zatem przeważnie maksymalna sprawność układu występować będzie przy maksymalnej wydajności układu, odpowiadającej pełnemu otwarciu zasuwy regulacyjnej. Wydajność ta nawet może być większa od wydajności, przy której sprawność zespołu pompowego osiąga maksymalną wartość. Dlatego też w tych przypadkach jakiegokolwiek dławienie przepływu zasuwy powodować będzie dodatkowe straty energetyczne. Oczywiście pewnym ograniczeniem tego stwierdzenia byłaby ewentualność wystąpienia zjawiska kawitacji przy większych wydajnościach, zagrażającego pompie.

Natomiast w sporadycznych przypadkach gdy krzywa moocy zbliżona byłaby do zależności (11c), maksymalna wartość η_u mogłaby wystąpić przy wydajności mniejszej od maksymalnej wydajności układu. Wówczas układ powinien zostać zdławiony do wydajności odpowiadającej $\eta_u \max$, gdyż jego praca przy większej wydajności powodowałaby dodatkowe straty energetyczne. Oczywiście wydajność pompy powinna być większa od wymaganej wydajności minimalnej układu, wynikającej z nieprzekraczalnego dobowego czasu pracy układu. Czas ten nie może przekraczać $t = 20$ godzin, a w praktyce ograniczony jest zwykle do godzin nocnych i pozaszczytowych.

Szczegółowy przebieg zależności η_u od wydajności można otrzymać z zależności (8) na drodze obliczeniowej znając daną zależność $N_g = N(Q)$ (np. przy projektowaniu układu) bądź uzyskując ją na drodze pomiarowej (np. w trakcie eksploatacji).

Warunkiem ekonomicznej pracy układu jest działanie przy maksymalnej sprawności η_u . Wówczas bowiem zużycie energii elektrycznej na wypompowanie dobowego dopływu wody do kopalni jest najmniejsze.

5. Wskaźniki służące do oceny pracy układów głównego odwadniania pod względem energetycznym

Kryterium sprawności rzeczywistej układu pompowego pozwala na porównanie i ocenę układów między sobą, jednakże bezpośrednio nie może zostać wykorzystane w obliczaniu zużycia energii i jej kosztów. Korzystniej jest do tych celów stosować wskaźniki liczbowe: zużycia energii i jednostkowego zużycia energii.

Wskaźnik e zużycia energii określa ilość energii w kWh potrzebnej na wypompowanie 1 m^3 wody przez układ pompowy i może zostać określony ze wzoru:

$$e = \frac{N_g}{60 Q} \text{ kWh/m}^3 \quad (13)$$

(gdzie: N_g w kW, a Q w m^3/min),

lub inaczej:

$$e = \frac{\rho \cdot g \cdot H}{36 \cdot \gamma} 10^{-5} \quad (14)$$

(gdzie: ρ w N/m^3 , H w m).

Wartość wskaźnika e można odczytać z wykresu przedstawionego na rys.7. Wskaźnik ten może zostać wykorzystany do porównania pracy zespołów pompowych zabudowanych w tym samym układzie ($\rho = \text{idem}$, $H_g = \text{idem}$), bądź do oceny działania tego samego układu. Wzrost wartości e oznacza obniżanie się sprawności pompy i sygnalizuje konieczność przeprowadzania remontów.

Wskaźnik e_j jednostkowego zużycia energii określa ilość energii w kWh potrzebnej na podniesienie 1 m^3 wody na jednostkową wysokość geometryczną podnoszenia układu 1 m , i może zostać określony z wzoru:

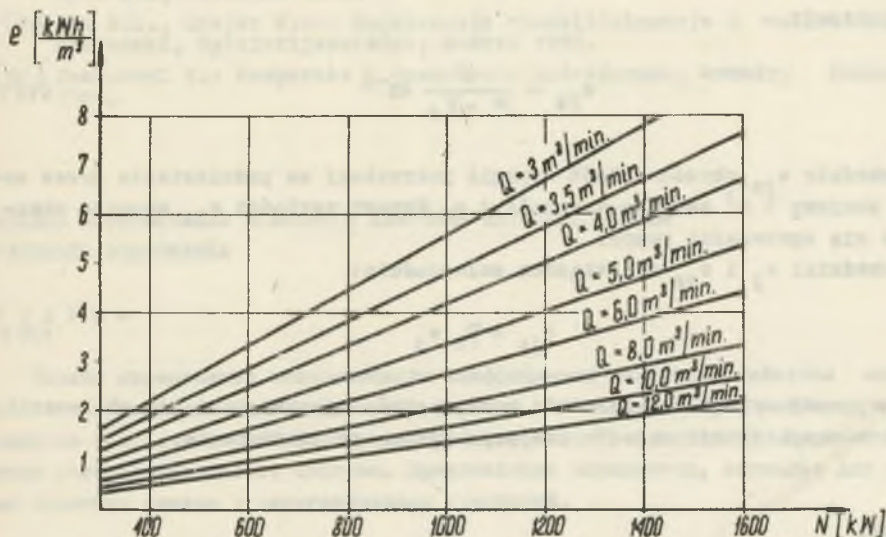
$$e_j = \frac{N_g}{60 Q H_g} \frac{\text{kWh}}{\text{m}^3 \cdot \text{m}} \quad (15)$$

(gdzie: N_g w kW, a Q w m^3/min , H_g w m),

lub inaczej:

$$e_j = \frac{\gamma}{36 \cdot \eta_z \eta_r} 10^{-5} \quad (16)$$

(gdzie: γ w N/m^3).



Rys. 7. Zależność wskaźnika e od mocy pobieranej przez silnik napędzający

Z zależności (16) widać, że dla danego układu wskaźnik e_j osiąga minimalną wartość przy maksymalnej sprawności układu pompowego. Wówczas zużycie mocy na przepompowanie określonej ilości wody jest najmniejsze.

Wskaźnik e_j może być użyty do bezpośredniej oceny i porównywania pracy różnych układów pompowych pompujących ciecz o tym samym ciężarze właściwym ($\gamma = \text{idem}$). Dolną granicę wartości wskaźnika e_j dla układów pompowych pompujących wodę stanowi wielkość $0,00272 \text{ kWh/m}^3 \cdot \text{m}$ będąca równa pracy potrzebnej na podniesienie bez strat 1 m^3 wody o ciężarze właściwym $\gamma = 9806,65 \text{ N/m}^3$ na wysokość 1 m .

Wskaźniki e i e_j są wzajemnie powiązane zależnością:

$$e_j = \frac{e}{H_g} \quad (17)$$

Do oceny i porównywania samych zespołów pompowych można stosować w praktyce również wskaźnik e_{jz} jednostkowego zużycia energii przez zespół pompy, określony wzorem:

$$e_{jz} = \frac{N_g}{60 Q H} \quad (18)$$

(gdzie: N_g w kW, Q w m^3/min , H w m),

lub inaczej:

$$e_{jz} = \frac{\eta}{36 \cdot \eta_z} 10^{-5} \quad (19)$$

Wskaźnik e_{jz} określa ilość energii potrzebnej na podniesienie przez zespół pompy 1 m^3 wody na wysokość 1 m. Wzrost wartości e_{jz} oznacza obniżanie się sprawności pompy.

Wskaźniki e_j i e_{jz} są związane zależnością:

$$e_{jz} = \eta_r e_j \quad (20)$$

Znajomość wartości wskaźników może zostać wykorzystana do obliczania kosztów eksploatacji układów pompowych głównego odwadniania.

Wnioski

Sprawność rzeczywista układu pompowego oraz wskaźnik jednostkowego zużycia energii mogą służyć do obiektywnej oceny i porównywania różnych układów pompowych głównego odwadniania pod względem energetycznym. Układ powinien pracować przy wydajności odpowiadającej największej wartości sprawności układu, czyli zarazem przy minimalnej wartości wskaźnika jednostkowego zużycia energii. Odmiennie warunki pracy układu świadczą o niewłaściwej eksploatacji układu lub o nietrafnym doborze pomp do układu. Powyższe rozważania można również uogólnić na wszystkie układy pompowe ssąco-tłoczące i tłoczące.

LITERATURA

- [1] Pochociał J.: Ocena pomp odwadniania głównego kopalń pod względem zużywanego energii elektrycznej, Przegląd Górniczy, nr 5, Wydawnictwo "Śląsk", Katowice 1968.
- [2] Rokita J.: O możliwości określenia sprawności układów pompowych ssąco-tłoczących, Zeszyty Naukowe Pol. Sl. "Energetyka", zeszyt 27, Gliwice 1967/68.

- [3] Rohatyński R.: Znaczenie sprawności układu pompowego przy projektowaniu i eksploatacji pompowni, "Energetyka" nr 8, Wydawnictwa Czasopism Technicznych NOT, Warszawa 1968.
- [4] Łysow K.I., Grigorjew K.T.: Nasosy i nasosnyje ustanowki, Moskwa 1965
- [5] Turk W.J.: Nasosy i nasosnyje stancji, Moskwa 1961.
- [6] Fłorinskij M.M., Ryczagow W.W.: Nasosy i nasosnyje stancji, Moskwa 1967.
- [7] Arkuszewski M.: Graphical determination of efficiency curves of the impeller pump-throttling regulation of by-pass regulation systems, Archiwum Budowy Maszyn, Tom XIV, Zeszyt 4, Warszawa 1967.
- [8] Arkuszewski M.: Regulacja wydajności pomp wirowych przez dławienie lub upust, Przegląd Mechaniczny nr 2, Wydawnictwa Czasopism Technicznych NOT, Warszawa 1969.
- [9] Pak B.S., Giejer W.G.: Rudniznyje wientiliatornyje i wodootliwnyje ustanowki, Uglijetijechizdat, Moskwa 1950.
- [10] Jankowski F.: Pompownie i urządzenia hydroforowe, Arkady, Warszawa 1966.

АНАЛИЗ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ НАСОСНЫХ СИСТЕМ ГЛАВНОГО ВОДООТЛИВА

Резюме

Подано определение вещественного коэффициента полезного действия насосной системы. Выведены конгруэнтные формулы. Указано факторы, влияющие на повышение к.п.д. насосной системы. Обсуждено способ определения соответствующих условий для работы системы. Представлено показатели, служащие для оценки насосных систем в энергетическом отношении.

THE ANALYSIS OF THE EFFICIENCY OF PUMP SYSTEMS FOR THE MAIN DRAINAGE OF MINES

Summary

A definition has been put forward for the actual efficiency of a pump system, and suitable formulae have been developed. Also the factors which bring about a decrease in the efficiency of a pump system have been pointed out. Besides, the paper discusses the way of determining the proper working conditions for such systems and gives coefficients for the evaluation of pump systems from the energetic point of view.