

Waldemar Jędrał

Instytut Techniki Ciepłej

OCENA I RACJONALNY DOBÓR POMP W GOSPODARCE KOMUNALNEJ

Pompy w przepompowniach i instalacjach pompowych przedsiębiorstw wodociągowych i kanalizacyjnych, oczyszczalniach ścieków i w ciepłowniach miejskich zużywają co najmniej 3 mld kW·h energii elektrycznej rocznie. Pracy obiektów pompowych towarzyszą znaczne straty energii, których wyeliminowanie może przynieść oszczędności rzędu 600 mln kWh rocznie. Warunkiem uzyskania tych oszczędności jest posiadanie obiektywnych metod oceny pomp i instalacji oraz metod postępowania prowadzącego do racjonalizacji ich pracy.

W artykule przedstawiono ocenę pod względem zużycia energii kilku typowych obiektów w gospodarce komunalnej oraz omówiono i porównano różne wskaźniki energochłonności instalacji pompowych. Przedstawiono i szczegółowo omówiono metodę optymalnego doboru pomp do instalacji istniejących i nowo projektowanych, przyjmując jako funkcję celu łączne koszty inwestycyjne i eksploatacyjne w założonym okresie. Uwzględniono zagadnienie doboru optymalnych kosztowo sposobów regulacji wydajności omawianych instalacji.

Oznaczenia

- $\sum E$ [kW·h] – łączna ilość energii zużyta do przetłoczenia $\sum Q_s$ cieczy
- g [m/s²] – przyspieszenie ziemskie
- H [m] – wysokość podnoszenia pompy
- H_{uk} [m] – wysokość podnoszenia dowolnego układu pompowego
- ΔH_s [m] – wysokość odpowiadająca różnicy ciśnień na wyjściu i wejściu obiektu pompowego; $\Delta H_s = \Delta p_s / \rho g$
- k_e [zł/kW·h] – koszt jednostkowy energii elektrycznej
- K [zł] – jeden ze składników kosztów całkowitych
- $\sum K$ [zł] – koszty całkowite – suma kosztów inwestycyjnych i eksploatacyjnych (w ciągu l lat)
- l [lat] – długość założonego okresu amortyzacji inwestycji

m [-]	- liczba pomp głównych (bez rezerwowych) w instalacji pompowej
n [obr/min]	- prędkość obrotowa pompy
n_q [-]	- wyróżnik szybkobieżności pompy, $n_q = n\sqrt{Q/k}/(H/i)^{3/4}$ ($k = 1$ lub 2 - liczba strumieni, $i \geq 1$ - liczba stopni)
$NPSH$ [m]	- nadwyżka antykawitacyjna
Q [m ³ /h]	- wydajność pompy
Q_{opt} [m ³ /h]	- optymalna wydajność pompy, odpowiadająca jej największej sprawności η_{max}
Q_s [m ³ /h]	- natężenie przepływu na wyjściu z obiektu pompowego (wydajność obiektu); $Q_s = Q_s(t)$
$\sum Q_s$ [m ³ /h]	- łączna ilość cieczy przetłoczonej przez obiekt pompowy w czasie T
p [MPa]	- ciśnienie
Δp_s [MPa]	- różnica ciśnień na wyjściu i wejściu obiektu pompowego, $\Delta p_s = p_2 - p_1$; w przypadku ciepłowni różnica ciśnień p_z na zasilaniu i p_p na powrocie z m.s.c.
P [W; kW]	- moc na wale pompy; $P = \rho gQH/\eta$
P_{el} [W; kW]	- moc pobierana z sieci bezpośrednio przez silnik elektryczny lub przez układ jego regulacji; $P_{el} = P/(\eta_s \eta_{ur})$
P_s [W; kW]	- moc silnika elektrycznego
P_u [W; kW]	- moc użyteczna pompy, $P_u = \rho gQH$; moc użyteczna hydrauliczna w strumieniu wody na wyjściu z obiektu, $P_u = \rho gQ_s \Delta H_s$
t [h]	- czas
T	- okres pracy instalacji brany pod uwagę w analizach (np. 1 doba, 1 miesiąc, 1 rok)
ρ [kg/m ³]	- gęstość cieczy pompowanej
η [-]	- sprawność pompy
η_c [-]	- sprawność całkowita (pod względem hydraulicznym i elektrycznym) obiektu/instalacji pompowej
$\eta_{c\acute{s}r}$ [-]	- średnia wartość η_c w założonym okresie T
η_s [-]	- sprawność silnika elektrycznego
η_{ur} [-]	- sprawność układu regulacji

Skróty stosowane w tekście

CM	- ciepłownia miejska (komunalna)
m.s.c.	- miejska sieć ciepłownicza
m.s.w.	- miejska sieć wodociągowa
$NPSH$	- nadwyżka antykawitacyjna [m]

WSTĘP

W kraju funkcjonuje bardzo wiele średniej wielkości i dużych pompowni komunalnych, tłoczących wodę do miejskich sieci wodociągowych i ciepłowniczych oraz przetwarzających ścieki. Do napędu zainstalowanych w nich pomp zużywane są znaczne ilości energii, szacowane na ok. 3 mld kW·h rocznie [1]. Bardzo ważne jest więc jej racjonalne wykorzystanie.

Pracy pomp towarzyszą jednak często znaczne straty energii, spowodowane przede wszystkim przez:

- niską sprawność pomp użytkowanych w wielu przypadkach przez 30–40 lat,
- niedostosowanie pomp do aktualnych warunków pracy, często bardzo różnych od warunków projektowych,
- niewłaściwe pod względem hydraulicznym i stąd mało sprawne instalacje pompowe (zwłaszcza w ciepłowniach miejskich),
- brak racjonalnej regulacji parametrów pracy pomp.

Straty powodowane wymienionymi przyczynami można szacować na co najmniej 600–800 mln kW·h rocznie, co wskazuje na skalę możliwych do uzyskania oszczędności.

Uzyskanie wspomnianych oszczędności wymaga znajomości metod racjonalnego postępowania w zakresie:

- oceny stopnia dostosowania parametrów pomp do wymagań instalacji,
- poprawy wymienionego stopnia dostosowania pracy pomp bez wymiany starych,
- wyboru optymalnej struktury, tj. liczby i parametrów pracy nowych pomp, zarówno dla instalacji istniejących (modernizacja) jak i nowo projektowanych,
- wyboru najbardziej oszczędnego energetycznie i/lub kosztowo sposobu regulacji parametrów pracy pomp w instalacjach nowych i modernizowanych.

Powyższe zagadnienia są przedmiotem dalszych rozważań. Część pracy, obejmująca podstawy obliczeniowe optymalnego doboru pomp, została zrealizowana w ramach grantu nr 1, pozostała część – w ramach grantu nr 2¹⁾.

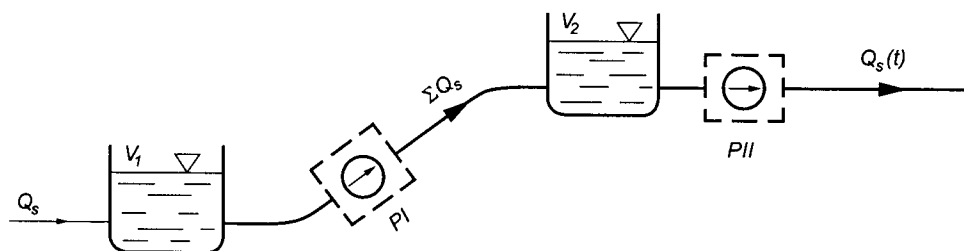
¹⁾ Artykuł zrealizowany w ramach grantów KBN: 1) projekt badawczy nr T07B03212 dotyczący zmniejszenia zużycia energii do napędu pomp w gospodarce narodowej (Warszawa, 1999), 2) projekt badawczy nr 7T07B04018, dotyczący zmniejszenia energochłonności transportu cieczy w gospodarce komunalnej (w trakcie realizacji).

1. RODZAJE POMPOWNI I KOMUNALNYCH INSTALACJI POMPOWYCH

Przedmiotem analizy są grupy dwu lub więcej współpracujących równolegle zespołów pompowych²⁾, zainstalowanych w pompowniach wodociagowych, ciepłowniczych, kanalizacyjnych (ściekowych) oraz w układach hydraulicznych ciepłowni miejskich, gdzie nie tworzą na ogół wyodrębnionych pompowni. Rozważania dotyczą obiektów z pompami średniej wielkości (30–100 kW) lub dużymi (ponad 100 kW aż do ok. 2000 kW); nie obejmują natomiast małych pompowni wiejskich oraz pompowni hydroforowych, gdzie pracują zwykle pompy o mocach poniżej 30 kW.

Analizowane obiekty pompowe można umownie podzielić na 4 rodzaje, różniące się spełnianymi funkcjami i warunkami pracy:

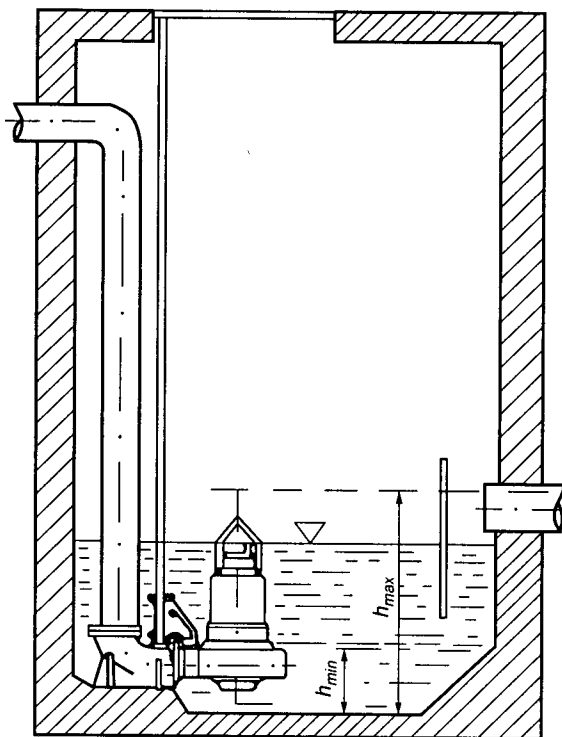
- PI – pompownie umiejscowione między zbiornikami wyrównawczymi o dużych pojemnościach (np. pompownie wodociagowe w stacjach uzdatniania wody), które w ciągu doby powinny przetłoczyć założoną ilość wody $\sum Q_s$ (rys. 1),



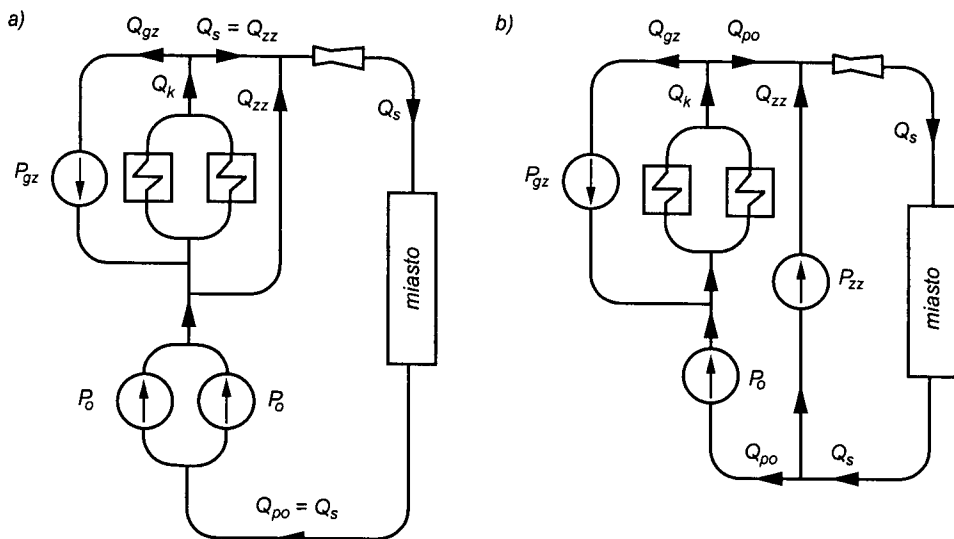
Rys. 1. Pompownia pierwszego (PI) i drugiego (PII) rodzaju

- PII – pompownie wodociagowe, ciepłownicze, kanalizacyjne – znajdujące się bezpośrednio przed odbiorcą lub grupą odbiorców, których chwilowe wydajności $Q_i(t)$ zależą od losowo zmiennego zapotrzebowania (rys. 1),
- PIII – małe i średnie przepompownie ścieków, których pompy umieszczone są w zbiornikach o zmiennym poziomie $h_{\min} \leq h \leq h_{\max}$ ścieków (rys. 2),
- PIV – instalacje wody sieciowej w ciepłowniach miejskich, w których funkcjonują odrębne grupy pomp: sieciowych (obiegowych), gorącego zmieszania, zimnego zmieszania i pomocniczych (rys. 3); ze względu na złożoność instalacji i obecność w niej wielu innych urządzeń (jak np. kotły wodne) obiektów takich nie można zaliczyć do grupy PII, mimo iż ich wydajności $Q_s(t)$ są w taki sam sposób zależne od zapotrzebowania.

²⁾ Zespół pompowy tworzą: pompa, silnik napędowy, sprzęgło i ew. inne elementy (przeładnia, pompa olejowa itp.). Grupę zespołów pompowych stanowią dwa lub więcej zespołów pompowych umieszczonych blisko siebie.



Rys. 2. Pompownia trzeciego rodzaju (PIII)



Rys. 3. Schemat ideowy obecnej a) i proponowanej b) struktury hydraulicznej typowej ciepłowni miejskiej; Q_{po} – łączna wydajność pomp obiegowych, Q_s – strumień wysyłany do sieci miejskiej, Q_k – łączne natężenie przepływu przez kotły, Q_{gz} – strumień gorącego zmixowania, Q_{zz} – strumień zimnego zmixowania

Pompownie – instalacje pompowe mogą mieć różną strukturę. Pod nazwą „struktura pompowni” rozumiemy liczbę i wielkość pomp, głównych i rezerwowych, zapewniających przetłoczenie wymaganej ilości cieczy. Natomiast w szerszym znaczeniu struktura oznacza również rozwiązanie hydrauliczne obiektu pompowego, istotne zwłaszcza w przypadku instalacji rodzaju PIV.

Dalsza analiza dotyczy zasadniczo obiektów typu PI, PII i PIV, natomiast specyfika zagadnień związanych z pompowniami PIII jest tylko zasygnalizowana.

2. ENERGOCHŁONNOŚĆ ISTNIEJĄCYCH OBIEKTÓW POMPOWYCH

2.1. POMPOWNIE WODOCIĄGOWE I KANALIZACYJNE

W latach 1996–2000 przeprowadzono szczegółowe rozpoznanie dotyczące energochłonności typowych obiektów komunalnych z obszaru gospodarki wodno-ściekowej. Badaniami objęto cztery duże pompownie wodociągowe rodzajów PI i PII i dwie średniej wielkości pompownie kanalizacyjne (PII). Niżej przedstawiono najważniejsze wnioski z pomiarów i wykonanych następnie szczegółowych analiz.

2.1.1. Pompownie nr 1 i nr 2

Pompownie rodzaju PI współpracują równolegle zaopatrując w wodę duże miasto na południu Polski. Tłoczą wodę trzema rurociągami tranzytowymi ze stacji uzdatniania do oddalonych o 10 km zbiorników zapasowo-wyrównawczych; stąd woda płynie grawitacyjnie do sieci miejskiej. W pompowni PI, zbudowanej 50 lat temu, zainstalowanych jest 7 pomp 2- i 3-stopniowych o wydajnościach $Q = 450\text{--}1250\text{ m}^3/\text{h}$, wysokościach podnoszenia $H = 145\text{--}150\text{ m}$ i silnikach $P_s = 290\text{--}800\text{ kW}$.

W pompowni PII, zbudowanej przed 20 laty, pracuje 7 jednakowych pomp 3-stopniowych: $Q = 1250\text{ m}^3/\text{h}$, $H = 160\text{ m}$, $P_s = 800\text{ kW}$. Żadna z pomp nie ma regulacji zmiennoobrotowej.

W roku 1999 dokonano pomiarów charakterystyk pomp (metodą termodynamiczną) oraz rurociągów. Wnioski są następujące [2]:

1. Pompy mają małe sprawności, obniżone o 10 do 14 punktów procentowych w porównaniu ze sprawnością pomp dobrej klasy (wg [3]).
2. Pompy mają zbyt duże wysokości podnoszenia, co powoduje konieczność dławienia, ze stratami $\Delta h_{\text{dł}} = 10\text{--}50\text{ m}$, zależnie od liczby pracujących pomp.

3. Pomp jest zdecydowanie za dużo, w związku z czym o ok. 40% za duża jest moc zamówiona w Zakładzie Energetycznym.
4. Łączne straty energii przekraczają 5,4 mln kW·h rocznie, co stanowi 26% całej ilości energii zużytej do napędu pomp. Z tego 53% stanowią straty dławienia, zaś 47% – straty spowodowane zbyt małą sprawnością pomp.

Generalny wniosek – to konieczność modernizacji obu pompowni w celu poprawy sytuacji, do czego niezbędne są metody racjonalnego działania wymienione we Wstępie.

2.1.2. Pompownia nr 3

Pompownia, także rodzaju PI, zaprojektowana była na dobową produkcję wody $\sum Q_s = 300\,000\text{ m}^3/\text{d}$, natomiast od 5 lat produkcja nie przekracza wartości $180\,000\text{ m}^3/\text{d}$. W pompowni zainstalowane są 4 pompy dwustrumieniowe o parametrach znamionowych $Q = 4200\text{ m}^3/\text{h}$, $H = 60\text{--}62\text{ m}$, $n = 985\text{ obr}/\text{min}$, $P_s = 1250\text{ kW}$; wszystkie silniki mają regulowaną prędkość obrotową. Pompy mają duże sprawności (średnio $\eta_{\max} \approx 0,85$) i są w dobrym stanie technicznym. Konsekwencją znacznego obniżenia wydajności pompowni, w porównaniu z wydajnością projektową, jest wyraźne niedopasowanie wydajności pomp do wydajności pompowni (niemożliwa jest praca jednej pompy z dużą wydajnością ze względu na kawitację, natomiast równoczesna praca dwóch pomp wymaga dość znacznego obniżenia prędkości obrotowej).

Jednym ze sposobów poprawienia pracy pomp jest zainstalowanie 2 większych pomp (1 główna + 1 rezerwowa) o przykładowych parametrach znamionowych $Q = 7500\text{ m}^3/\text{h}$, $H = 42\text{ m}$, $\eta_{\max} \approx 0,89$ z ewentualnym pozostawieniem jednej lub nawet dwóch obecnych pomp jako awaryjne. Duża pompa mogłaby praktycznie cały czas pracować samodzielnie (ze zmienną prędkością obrotową), a oszczędności energii elektrycznej można szacować na blisko 1 mln kWh/a.

2.1.3. Pompownia nr 4

Pompownia nr 3 tłoczy wodę do zbiorników oddalonej o 18 km pompowni nr 4, rodzaju PII. Przeciętne wydajności dobowe $\sum Q_s$ są takie same, przy dużej zmienności wydajności chwilowej $Q_s(t)$: $Q_{s\max}/Q_{s\min} \approx 2,5$. W pompowni zainstalowanych jest 6 pomp: 4 duże dwustrumieniowe o parametrach znamionowych $Q = 4000\text{ m}^3/\text{h}$, $H = 60\text{--}62\text{ m}$, $n = 985\text{ obr}/\text{min}$, $P_s = 920\text{ kW}$ oraz 2 mniejsze dwustrumieniowe, o parametrach $Q = 2000\text{ m}^3/\text{h}$, $H = 60\text{--}62\text{ m}$, $n = 985\text{ obr}/\text{min}$, $P_s = 560\text{ kW}$. Tylko jedna pompa (duża) ma regulację zmiennoobrotową za pomocą układu kaskadowego. Pompownia pracuje przy założeniu utrzymania stałego ciśnienia na wejściu do sieci miejskiej, 0,58 MPa w dzień i 0,53 MPa w nocy; zmiana $Q_s(t)$ powoduje – dzięki ukła-

dowi automatycznej regulacji – odpowiednią zmianę wydajności pomp. Najczęściej pracują przy tym dwie duże pompy z jednakowymi wydajnościami; wydajność drugiej pompy musi być oczywiście regulowana dławieniowo.

Dodatkowym źródłem strat, oprócz przyczyn wymienionych w p. 2.1.2, jest dławieniowa regulacja drugiej ze współpracujących pomp. Przy znacznym przydławieniu (nocą) dochodzą jeszcze niekorzystne skutki spowodowane intensywnymi prądami powrotnymi na wlocie wirnika i występującą wówczas nietypową kawitacją. Możliwe rozwiązanie, to zainstalowanie dwóch dużych pomp (w tym 1 rezerwowa) z regulacją zmiennobrotową, z pozostawieniem jednej lub dwóch z obecnych jako pompy uzupełniające do pracy nocą. Jednak dobór parametrów pracy pomp i wybór najlepszego rozwiązania wymaga dokonania optymalizacji.

2.1.4. Przepompownie ścieków

Duże przepompownie ścieków, rodzaju PII, mają podobne mankamenty, jak odpowiednie pompownie wodociągowe, stąd też powinny być w ich przypadku podjęte analogiczne działania modernizacyjne poprzedzone podobnymi analizami i obliczeniami.

Małe i średnie przepompownie, rodzaju PIII, funkcjonują w odmienny sposób. Pompy włączają się po osiągnięciu poziomu h_{\max} (rys. 2), ewentualnie także poziomów pośrednich w przypadku kilku pomp, zaś wyłączają się po obniżeniu się poziomu ścieków do h_{\min} . Praca pomp jest więc okresowa, dość krótkotrwała, z samoczynnym dostosowaniem się parametrów (Q , H) do każdorazowej wartości h . Zmniejszenie energochłonności uzyskuje się przez dobór zespołu pompowego (obecnie najczęściej zatapialnego) o możliwie najwyższej sprawności. Natomiast głównym kryterium doboru jest praca – przy wszystkich poziomach h – w zakresie wydajności dopuszczalnych przez wytwórcę pompy. Niespełnienie tego warunku jest głównym powodem poważnych trudności eksploatacyjnych [4].

2.2. INSTALACJE POMPOWE W CIEPŁOWNIACH ORAZ PRZEPOMPOWNIE CIEPŁOWNICZE

Analiza pracy wielu ciepłowni w miastach o liczbie mieszkańców 30 tys. do 200 tys. wykazała obecność takich samych problemów w instalacjach PIV, co w pompowniach PI i PII. Dodatkowo, w większości tych obiektów, występowały znaczne straty dławienia w typowo rozwiązanych obiegach zimnego zmieszania (rys. 3a), wskutek czego zdefiniowana w rozdz. 3 sprawność η_c nie przekraczała wartości 15% [5, 6]. Sytuację można łatwo poprawić przez modyfikację struktury hydraulicznej instalacji, tj. zainstalowanie odrębnych, niskociśnienie-

niowych pomp zimnego zmieszania (rys. 3b). Dobór parametrów tych pomp oraz zmienionych, w wyniku ich zastosowania parametrów pomp sieciowych, wymaga podobnych jak poprzednio analiz i obliczeń.

Analizowane dwie przepompownie ciepłownicze typu PII, zlokalizowane w magistralach przesyłowych wody sieciowej, wykazywały te same niedostatki, co omówiona w p. 2.1.3 pompownia wodociągowa PIV; przede wszystkim zbyt duża była liczba (4–8) stosunkowo niewielkich pomp wykorzystywanych przy tym niezbyt efektywnie.

2.3. WNIOSKI OGÓLNE DOTYCZĄCE BADANYCH OBIEKTÓW

1. Warunki pracy wielu pompowni i innych komunalnych instalacji pompowych uległy znacznej zmianie – zwłaszcza w ciągu ostatnich 10 lat – w porównaniu z warunkami projektowymi.
2. Pompy są niedostosowane do aktualnych warunków pracy, a ich eksploatacja wiąże się ze znacznymi stratami energii. Część strat jest wynikiem nieekonomicznej regulacji wydajności.
3. W wielu przypadkach nieracjonalne są także rozwiązania hydrauliczne instalacji, co jest powodem występowania dodatkowych, znacznych strat energii.
4. Celowa, a często konieczna, jest daleko posunięta modernizacja obiektów pompowych.
5. Modernizację powinna poprzedzić optymalizacja kosztowa możliwych rozwiązań. Do jej wykonania potrzebne są odpowiednie narzędzia; potrzebne są także obiektywne kryteria oceny obiektów pompowych.

3. KRYTERIA OCENY INSTALACJI I POPRAWNOŚCI DOBORU POMP

3.1. OGÓLNE KRYTERIA OCENY POMP I POPRAWNOŚCI ICH DOBORU

Ocena pompy, poprzedzająca decyzję o jej modernizacji lub wymianie, powinna zależeć od:

- stanu technicznego pompy,
- wystąpienia lub braku problemów eksploatacyjnych (hałas, drgania, skłonność do pracy w kawitacji nawet przy dostatecznie dużych wartościach $NPSH_{av}$ itp.),
- sprawności maksymalnej (rzeczywistej, tj. zmierzonej), którą można ocenić wg [3].

Pozytywna ocena pompy nie świadczy o poprawności jej doboru do instalacji. Na ocenę tej ostatniej wpływają przede wszystkim [6]:

- konieczność (lub jej brak) pracy z dławieniem w całym zakresie wydajności,
- praca przeważnie w pobliżu lub daleko od wydajności optymalnej,
- występowanie (lub nie) kawitacji przy wydajnościach wchodzących w zakres normalnej pracy pompy.

3.2. OCENA ZASTOSOWANEGO SPOSOBU REGULACJI ORAZ WSPÓŁPRACY POMPY Z INSTALACJĄ

Kryterium oceny może stanowić sprawność η_{ur} układu regulacji (np. falownika, sprzęgła hydrokinetycznego itp.) w całym zakresie pracy pompy [7]. W przypadku regulacji dławieniowej może to być sprawność zastępcza pompy w ten sposób regulowanej. Najbardziej obiektywnym miernikiem oceny jest jednak porównanie stosowanego sposobu regulacji z innymi możliwymi sposobami, ze względu na zużycie energii do napędu pompy lub koszty tej energii (rozdz. 5). Dotyczy to również oceny całej instalacji pompowej.

3.3. KRYTERIA OCENY INSTALACJI POMPOWEJ POD WZGLĘDEM ENERGOCHŁONNOŚCI

3.3.1. Sprawność procesu przetłaczania wody w instalacji

Obiektywnym miernikiem oceny jakości pompowni lub instalacji jest jej sprawność hydrauliczna η_h lub całkowita sprawność η_c procesu przetłaczania wody w instalacji [5], [7], zdefiniowana jako

$$\eta_c = \frac{P_u}{\sum_i P_{el,i}} = \eta_h \frac{\sum_i (P_u)_{p,i}}{\sum_i P_{el,i}} \quad (1)$$

$$P_u = \rho g Q_s \Delta H_s \quad (2)$$

$$(P_u)_{p,i} = \rho g Q_i H_i \quad (3)$$

gdzie: P_u – moc hydrauliczna użytecznie przekazana w pompowni/instalacji cieczy wypływającej do m.s.c, m.s.w. lub rurociągów tranzytowych,

$(P_u)_{p,i}$ – moc użyteczna i -tej pompy; $(P_u)_{p,i} = P_i \eta_i$,

P_i – moc na wale i -tej pompy,

η_i – sprawność (całkowita) i -tej pompy,

$P_{el,i}$ – moc pobierana z sieci elektrycznej przez silnik i -tej pompy.

Sprawność η_c jest dogodnym miernikiem oceny instalacji, ze względu na łatwość pomiaru definiujących ją wielkości wzór (1) oraz ściśle określony zakres możliwych wartości $0 < \eta_c < 1$.

Oczekiwaną wartość η_c , z którą porównuje się wartość rzeczywistą η_{cr} , należy ocenić dla każdego konkretnego przypadku. Tak np. dla pompowni PII (p. 2.1.1), przy średnich sprawnościach pomp $\eta \approx 0,74$ i silników $\eta_s \approx 0,93$ oraz stratach hydraulicznych w rurociągach w obrębie pompowni $\zeta_h \approx 0,05$ powinno być $\eta_c \approx \eta \eta_s (1 - \zeta_h) = 0,65$; wstępnie wyznaczona wartość rzeczywista $\eta_{cr} \approx 0,50$ była sygnałem o nadmiernych stratach.

Trudniej ocenić oczekiwaną wartość η_c dla ciepłowni, ze względu na straty hydrauliczne w kotłach oraz całej dość rozbudowanej instalacji.

Ogólnie można przyjąć, że dla pompowni rodzaju PI, PII powinno być $\eta_c \geq \text{ok. } 0,6$ zaś dla instalacji PIV $\eta_c \geq \text{ok. } 0,3$ (0,4). Niższe wartości powinny być sygnałem do koniecznej modernizacji pomp i/lub instalacji.

3.3.2. Jednostkowe zużycie energii e_1

Często stosowanym miernikiem energochłonności jest zużycie energii na przetłoczenie 1 m^3 wody lub ścieków, które można zdefiniować wzorem

$$e_1 = \frac{\sum E}{\sum Q_s} \text{ [kWh/m}^3\text{]} \quad (4)$$

Uogólniając pojęcie sprawności chwilowej η_c na średnią sprawność $\eta_{c\text{sr}}$ w okresie T , w którym średnia wysokość ciśnienia dyspozycyjnego wynosi $\Delta H_{s\text{sr}}$ oraz uwzględniając, iż wówczas $\sum E = \sum_i \int_0^T P_{el,i} dt = \rho g \sum Q_s \Delta H_{s\text{sr}} / \eta_{c\text{sr}}$, zależność (4) można przekształcić do postaci

$$e_1 = \rho g \frac{\Delta H_{s\text{sr}}}{\eta_{c\text{sr}}} \quad (5)$$

Wartość e_1 silnie zależy, jak widać, od wysokości różnicy ciśnień na przyłączach obiektu (inaczej: wysokości podnoszenia układu zasilanego przez obiekt – instalację pompową). Wynika stąd, że wielkość e_1 nie jest wskaźnikiem miarodajnym: przy niewielkich oporach ΔH_s sieci miejskiej (pompownie PII, przy $H_z \approx 0$) wartość e_1 może być niewielka, nawet przy niskiej sprawności $\eta_{c\text{sr}}$; z kolei przy dużym ΔH_s wynikłym z dużej wartości H_z (pompownie PI) jednostkowe zużycie e_1 może być duże nawet przy dużej sprawności $\eta_{c\text{sr}}$.

Wskaźnik e_1 może być więc przydatny do kontroli tendencji zmian energochłonności tego samego obiektu, natomiast nie powinno się go stosować przy porównywaniu różnych obiektów.

3.3.3. Jednostkowe zużycie energii e_2

Odnosząc zużycie energii również do wysokości podnoszenia układu $H_{uk} = \Delta H_{s\acute{s}r}$ otrzyma się inny wskaźnik energochłonności dla okresu T :

$$e_1 = \frac{\sum E}{\Delta H_{s\acute{s}r} \sum Q_s} = \frac{e_1}{\Delta H_{s\acute{s}r}} \text{ [kWh/m} \cdot \text{m}^3] \quad (6)$$

Postępując podobnie jak poprzednio można wskaźnik (6) napisać w postaci

$$e_2 = \frac{\rho g}{\eta_{c\acute{s}r}} = \frac{\text{const}}{\eta_{c\acute{s}r}} \quad (7)$$

Z wzoru (7) wynika, że wskaźnik e_2 jest wielkością równie miarodajną, jak sprawność $\eta_{c\acute{s}r}$. Ponieważ jednak łatwiej jest ocenić poziom wartości $\eta_{c\acute{s}r}$ niż e_2 , więc dogodniejsza w praktyce wydaje się być sprawność $\eta_{c\acute{s}r}$.

3.3.4. Jednostkowy koszt pracy obiektu

W przypadku zmiennych w ciągu doby lub w ciągu tygodnia jednostkowych kosztów energii k_{e1} , k_{e2} , ..., k_{ei} racjonalnym wskaźnikiem oceny danej pompowni/instalacji może być jednostkowy koszt pracy obiektu. Analogicznie do e_2 można go zdefiniować, na podstawie łącznego kosztu K_e energii elektrycznej zużytej w okresie T , jako

$$k_j = \frac{K_c}{\Delta H_{s\acute{s}r} \sum Q_s} = \frac{\sum_i (E_i k_{ei})}{\Delta H_{s\acute{s}r} \sum Q_s} \text{ [zł/m} \cdot \text{m}^3] \quad (8)$$

Jest to wskaźnik równie łatwy do oszacowania jak e_2 , ale trudniej porównywalny ze wskaźnikami dla różnych obiektów; stosowany zaś dla tego samego obiektu wymaga posługiwania się cenami stałymi.

Reasumując, najwygodniejszym wskaźnikiem oceny energochłonności obiektu pompowego wydaje się być sprawność procesu przetłaczania, chwilowa η_c lub uśredniona $\eta_{c\acute{s}r}$ dla przyjętego okresu T . Zbyt niskie wartości tych sprawności są dostatecznym powodem do wykonania bardziej szczegółowych analiz, których konsekwencją będzie modernizacja pomp i/lub instalacji hydraulicznej, z ewentualną zmianą struktury obiektu.

4. OPTYMALNY DOBÓR POMP DO INSTALACJI

4.1. OGÓLNE ZASADY DOBORU POMP

Ogólne zasady doboru typu pomp do określonych warunków pracy omówiono szczegółowo w pracy [8]. Podkreślono tam, że choć o wyborze pompy decydu-

ją na ogół koszty zakupu zainstalowania i eksploatacji, to ważną rolę może odgrywać wiele innych szczegółowych problemów instalacyjnych i eksploatacyjnych.

W przypadku omawianych obiektów rodzajów PI, PII i PIV nie występują raczej wątpliwości związane z wyborem typu pompy. Zależnie od wielkości obiektu i przeznaczenia pompy (instalacja PIV) stosuje się pompy jednostopniowe, jednostrumieniowe (największe wydajności), dwu- lub trzystopniowe oraz zwykle jednostopniowe (najmniejsze wydajności). W przypadkach wątpliwych (pompa jedno- czy dwustrumieniowa) decyduje zwykle wartość wymaganej nadwyżki antykawitacyjnej $NPSH_r$, oraz koszt pompy.

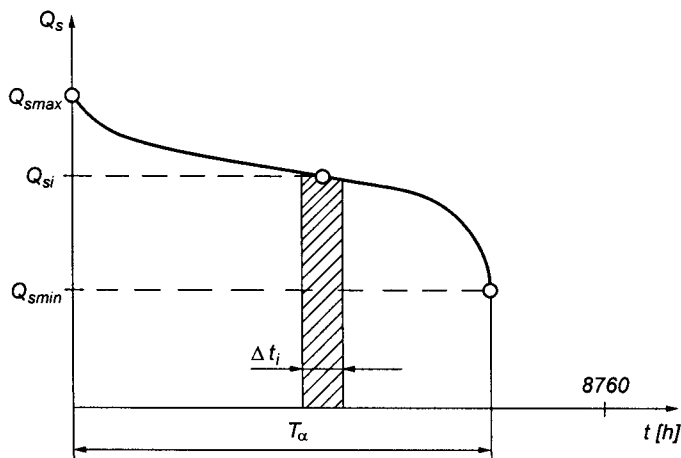
Główny problem do rozstrzygnięcia to wybór liczby pomp (łącznie z rezerwowymi) i związanej z tym ich wielkości lub inaczej mówiąc: wybór struktury obiektu. Niżej przedstawiono ogólną metodę tego wyboru dla instalacji nowych, na podstawie prac [9, 10]. Metoda może być użyteczna także dla instalacji modernizowanych; dalej podano zasady postępowania również w takim przypadku.

4.2. DOBÓR POMP DO INSTALACJI NOWYCH

4.2.1. Założenia i warunki brzegowe

Przed dokonaniem analizy prowadzącej do wyboru typu, wielkości i liczby pomp należy założyć lub oszacować:

- rodzaj pompowni (PI, PII lub PIV),
- zakres zmienności $Q_{smin} \leq Q_s(t) \leq Q_{smax}$ lub $\sum Q_{smin} \leq \sum Q_s(t) \leq \sum Q_{smax}$,
- przewidywany, uporządkowany wykres roczny wydajności dobowych (rys. 4) dla pompowni rodzaju PI; w miarę możliwości – także dla pompowni PII i PIV,



Rys. 4. Uporządkowany wykres roczny średnich wydajności dobowych; $T_a \leq 8760$ h

- dostatecznie dokładną charakterystykę $H_{uk}(Q_s)$ rurociągu przesyłowego lub sieci rurociągów odbiorczych [11],
- rozporządzalną nadwyżkę antykawitacyjną $NPSH_{av}$,
- możliwe do zaakceptowania typy pomp,
- wszelkie inne wielkości ograniczające wybór pomp.

4.2.2. Warunek uzyskania minimum łącznych kosztów

Pod pojęciem: pompa lub grupa $m > 1$ pomp optymalnie dobranych do danej instalacji należy rozumieć takie pompy, które mają:

- najbardziej racjonalne znamionowe parametry pracy,
- najbardziej ekonomiczny sposób regulacji,
- najmniejsze łączne koszty inwestycyjne i eksploatacyjne w przyjętym okresie użytkowania, przy założonych – uśrednionych dla tego okresu – parametrach pracy.

Podane wymagania można potraktować łącznie i sprowadzić do jednego warunku uzyskania najmniejszych możliwych kosztów całkowitych, będącego funkcją celu w optymalizacji [8]:

$$\sum K = K_{inw} + K_{inst} + lK_{ekspl} = \min \quad (9)$$

gdzie: K_{inw} – koszt zakupu kompletnych zespołów pompowych wraz z układami regulacji parametrów pracy – w przypadku nowej pompowni, lub część tych kosztów, np. regulowanych układów napędowych, nowych elementów przepływowych itp. – w przypadku pompowni modernizowanej,

K_{inst} – całkowity koszt zainstalowania zespołów pompowych lub samych układów napędowych, wliczając prace budowlane, wykonanie i montaż rurociągów, instalacje elektryczne itp.,

K_{ekspl} – łączne koszty eksploatacyjne w ciągu roku,

l – założona liczba lat eksploatacji pompowni, dla której porównuje się łączne koszty różnych wariantów (przyjęty okres amortyzacji inwestycji).

Opierając się na wynikach pracy [12] założono, że koszt budynku pompowni i budynków towarzyszących (rozdzielnia elektryczna, nastawnia itp.) praktycznie nie zależy od wybranej liczby m pomp, toteż nie uwzględniono go w równaniu (9).

Roczne koszty eksploatacji grupy zespołów pompowych są równe

$$K_{ekspl} = K_{ob} + K_{aw} + K_e \quad (10)$$

gdzie: K_{ob} – koszty bieżącej obsługi, przeglądów i planowanych remontów pomp,

K_{aw} – koszty usunięcia skutków awarii (naprawy, straty w procesie technologicznym itp.),

K_e – koszty energii elektrycznej zużywanej do napędu pomp

$$K_e = \sum_{i=1}^m \left(\int_0^{T_a} P_{el,i} k_e dt \right) \quad (11)$$

$$P_{el,i} = \frac{\rho g Q_i H_i}{\eta_i \eta_{si} \eta_{ur,i}} \quad (12)$$

gdzie: Q_i [m^3/s], H_i [m], η_i – parametry pracy i -tej pompy przy chwilowej prędkości obrotowej,

$T_a \leq 8760$ h – czas pracy danej pompy w ciągu roku (rys. 4).

Koszt K_{inw} zależy od liczby m pomp głównych, wynikającej z przyjętych ich parametrów znamionowych Q_{znam} , H_{znam} , od wartości tych parametrów określających wielkości pomp, liczby pomp rezerwowych, wybranego typu pomp, ich producenta oraz sposobu regulacji parametrów pracy pomp i związanego z tym kosztu urządzeń regulacyjnych.

Warunek (9) oraz wzory (10), (11) podano w celowo uproszczonej postaci, tak aby nie zaciemniać zagadnienia. W praktycznych obliczeniach należy uwzględnić postępujący wzrost kosztów energii oraz oprocentowanie kredytów bankowych na inwestycję, obliczając koszty zdyskontowane np. wg [13].

4.2.3. Możliwe sposoby poszukiwania struktury spełniającej warunek (9)

Dokonanie wyboru liczby i wielkości pomp, spośród bardzo wielu zespołów produkowanych przez wielu dobrych wytwórców, jest uwarunkowane znajomością ich rzeczywistych charakterystyk $H(Q)$ i $\eta(Q)$ oraz aktualnych cen. Nawet, jeśli przyjmie się arbitralnie np. $m \leq 4$, to i tak analizę poprzedzającą trafny wybór trudno będzie w praktyce przeprowadzić.

Możliwe są w zasadzie trzy sposoby postępowania:

1. Wykorzystanie bardzo wielu ofert licznych wytwórców.
2. Wykorzystanie obszernej bazy (banku) danych.
3. Podział procedury na dwa etapy i wykorzystanie w pierwszym z nich charakterystyk pomp wirtualnych (hipotetycznych).

Pierwszy sposób jest nie praktyczny ze względu na długi czas zbierania i analizy bardzo dużej liczby ofert.

Drugi sposób jest trudny do zrealizowania ze względu na brak kompletnych i w pełni aktualnych baz danych, które ponadto nie zawierają cen zespołów pompowych.

W trzecim sposobie, który zaproponowano, pierwszy etap polega na wyborze liczby i optymalnych parametrów znamionowych pomp wirtualnych, zaś drugi na wyborze ostatecznym spośród znacznie już ograniczonej liczby ofert pomp rzeczywiście produkowanych.

4.2.4. Charakterystyki pomp wirtualnych

Pompy wirtualne są to pompy o parametrach znamionowych (Q_{znam} , H_{znam}) wynikających z liczby pomp $m = 1, 2, \dots$, charakterystyki układu pompowego $H_{\text{uk}}(Q)$ oraz założonej relacji między Q_{znam} i Q_{opt} . Nie wiadomo jeszcze, czy pompy o dokładnie takich parametrach są w ogóle produkowane, toteż ich przypuszczalne charakterystyki należy ustalić na podstawie uogólnionych, doświadczalnych charakterystyk bezwymiarowych:

- przepływu $h = f_1(q)$
- sprawności $\bar{\eta} = f_2(q)$

oraz wykresów $\eta_{\text{max}}(Q_{\text{opt}}, n_q)$ przedstawiających najbardziej prawdopodobne wartości maksymalnych sprawności η_{max} pomp o wydajności Q_{opt} i wyróżniku szybkobieżności n_q gdzie:

q – bezwymiarowa wydajność; $q = Q/Q_{\text{opt}}$,

h – bezwymiarowa wysokość podnoszenia; $h = H/H_{\text{opt}}$,

$\bar{\eta}$ – sprawność względna; $\bar{\eta} = \eta/\eta_{\text{max}}$.

Do tego celu niezbędne są charakterystyki bezwymiarowe dostatecznie wiarygodne.

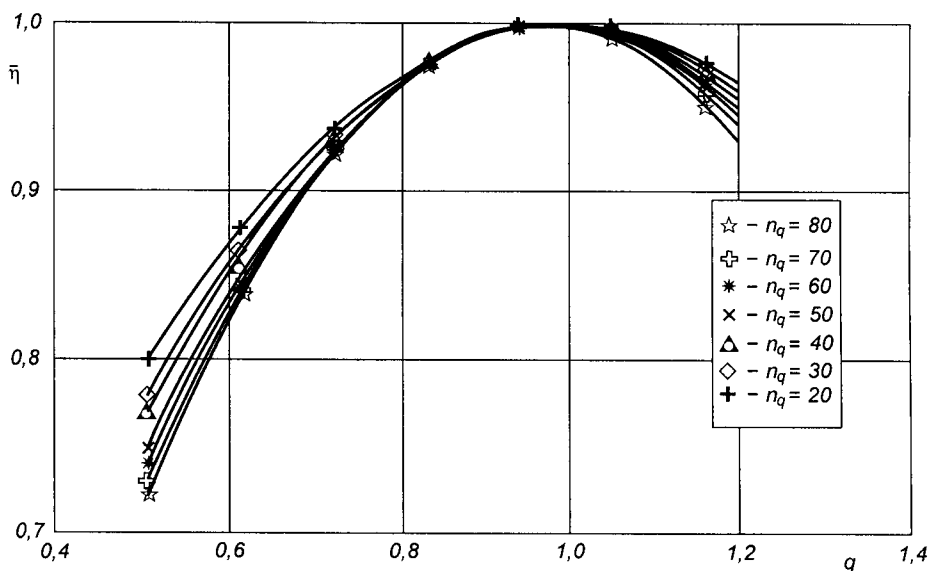
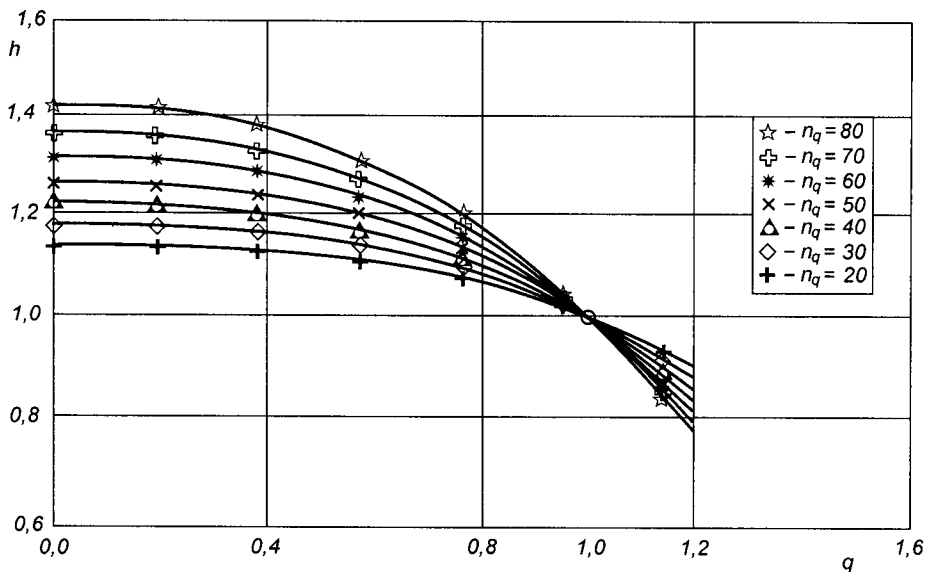
W ukończonej właśnie pracy doktorskiej [9] opracowano m.in. nowe zbiory charakterystyk bezwymiarowych, na podstawie rzeczywistych charakterystyk wymiarowych ponad 200 pomp o wydajnościach $Q_{\text{opt}} = 100\text{--}13\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ i wyróżnikach szybkobieżności $n_q = 10\text{--}85$ takich producentów, jak AHLS-TROM, GUINARD, KSB, INGERSOLL-DRESSER (WORTHINGTON), WARSZAWSKA FABRYKA POMP I ARMATURY oraz innych wytwórców. Otrzymano 3 grupy wyraźnie różniących się charakterystyk, obejmujących oddzielnie:

- pompy jednostopniowe, jednostrumieniowe,
- pompy jednostopniowe, dwustrumieniowe,
- pompy wielostopniowe, jednostrumieniowe.

Na rysunkach 5 i 6 pokazano charakterystyki bezwymiarowe dla jednostopniowych pomp jedno- i dwustrumieniowych. Jak wynika z analizy [9] są one bardziej wiarygodne od podawanych od lat w literaturze charakterystyk A.J. Stepanoffa oraz wytwórni ESCHER WYSS i (nowszych) SULZER.

4.2.5. Wyniki obliczeń optymalizacyjnych

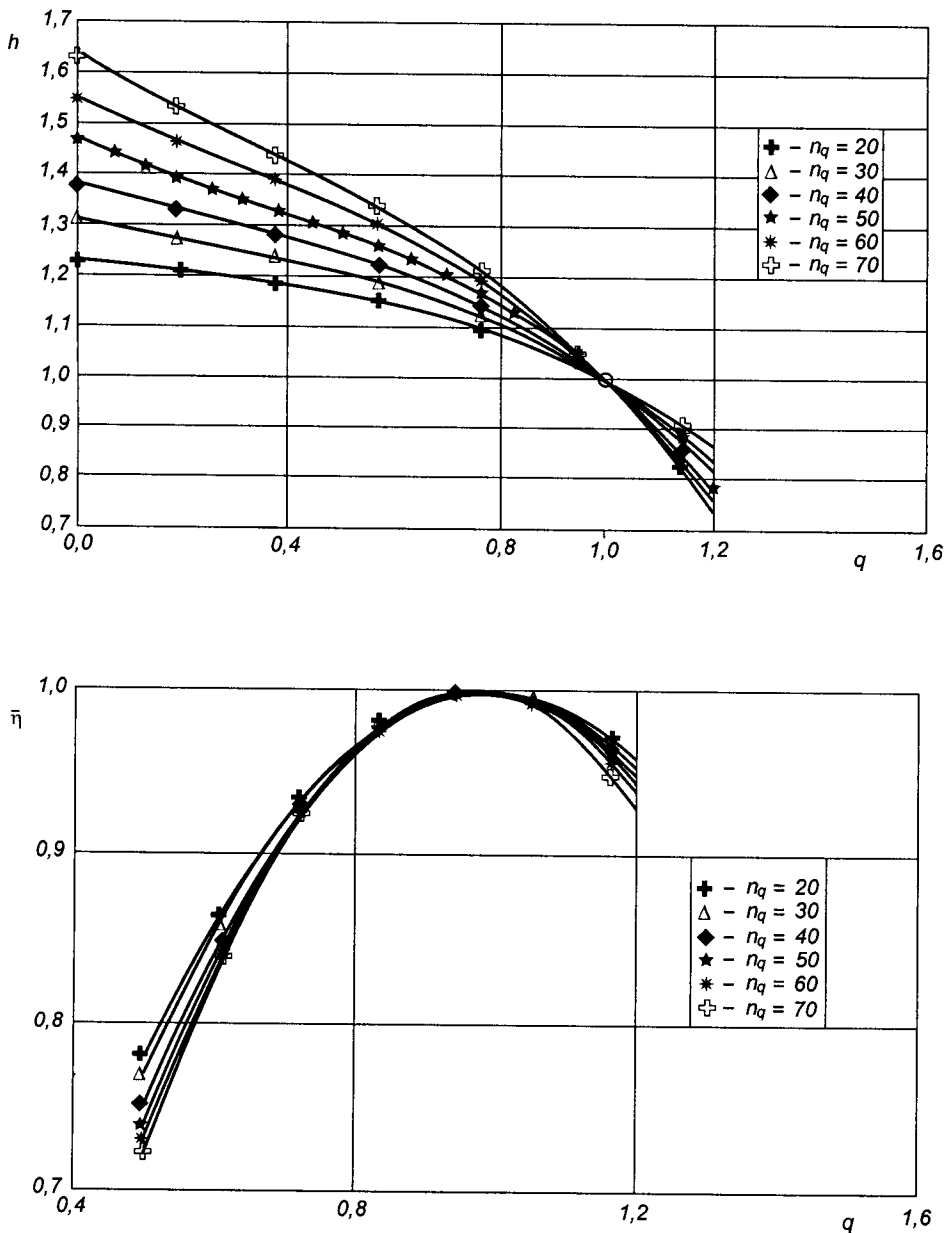
Przykładowe obliczenia optymalizacyjne I etapu sposobu 3 (p. 4.2.3) wykonano obliczając koszty $\sum K$ dla kilku wariantów liczby pomp, tj. $m = 1, 2, 3$ (stwierdzono najpierw, że nie ma potrzeby rozpatrywania liczby pomp większej od 3). Ich parametry znamionowe ustalono na podstawie wartości m przy założeniu, że $Q_{\text{znam}} = Q_{\text{opt}} = Q_{\text{smax}}/m$. Każdorazowe sprawności maksymalne szacowano na podstawie [3], zaś potrzebną do obliczeń zmianę sprawności pomp wraz ze zmianą prędkości obrotowej – wg [14].



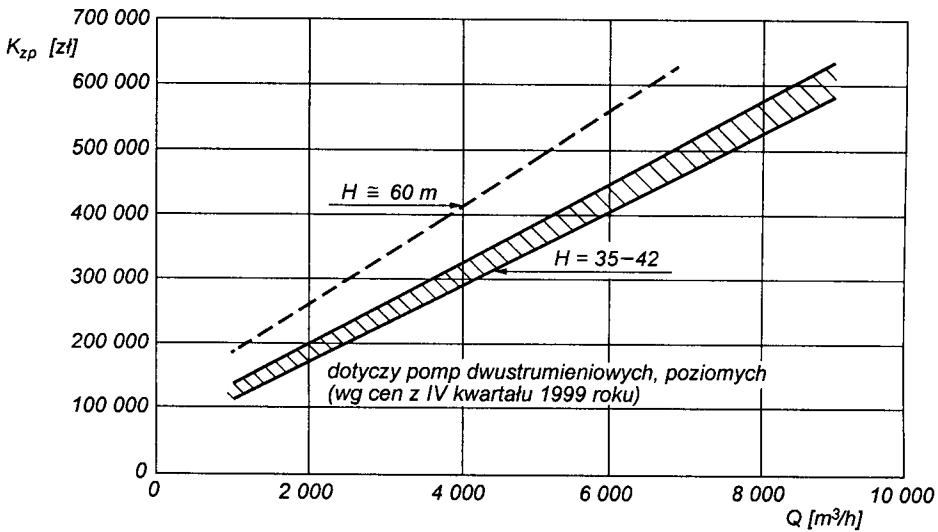
Rys. 5. Charakterystyki bezwymiarowe pomp jednostopniowych, jednostrumieniowych [9], [10]

Obliczenia wykonano dla pompowni wodociągowej PIII (punkt 2.1.2), tłoczącej wodę do zbiorników zapasowo-wyrównawczych pompowni PIV rurociągami tranzytowym o charakterystyce $H_{uk} = 10,4 + 0,415 (Q_s/1000)^3$ [m]. Uwzględniając konieczność posiadania rezerwy wydajności przyjęto obliczeniową wydajność maksymalną grupy pomp $Q_{smax} = 9000$ m³/h. Założono, że zastosowane będą poziome pompy dwustrumieniowe. Orientacyjne koszty

zespołów pompowych o różnych wydajnościach przyjęto wg rys. 7, sporządzonego na podstawie aktualnych informacji cenowych zespołów produkcji Warszawskiej Fabryki Pomp, Ahlstrom i Ingersoll-Dresser [9].



Rys. 6. Charakterystyki bezwymiarowe pomp jednostopniowych, dwustrumieniowych [9], [10]



Rys. 7. Orientacyjne koszty zespołów pomp dwustrumieniowych różnej wielkości (pompa + sprzęgło elastyczne + silnik klatkowy + płyta fundamentowa), na podstawie informacji różnych wytwórców [9]

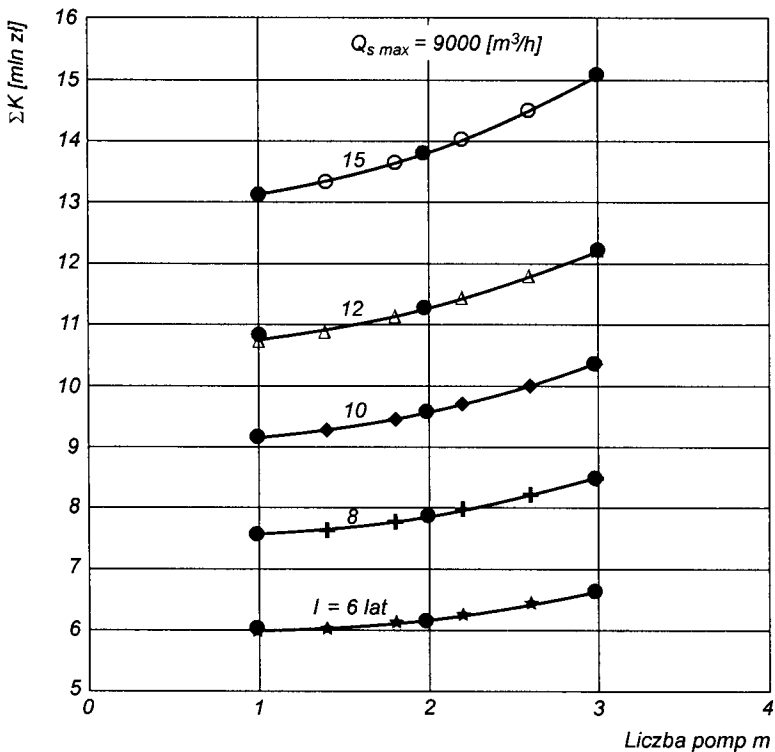
Do obliczeń przyjęto średni koszt jednostkowy energii elektrycznej $k_e = 0,17$ zł/kWh. Dla uproszczenia założono także, że łączne koszty urządzeń elektronicznych do regulacji prędkości obrotowej będą takie same dla wszystkich liczb m pomp³⁾. W obliczeniach uwzględniono stosunkowo niewielkie zmiany sprawności urządzeń regulacyjnych (np. falowników) wraz ze zmianą prędkości obrotowej [7] oraz niewielkie zmiany sprawności silników wraz ze zmianą ich obciążenia. Uwzględniono również konieczność instalowania pomp rezerwowych o liczbie $m_r = 1$ [9] (dla $m \leq 3$).

Wyniki obliczeń, wykonanych dla $l = 6-15$ lat pokazano na rys. 8. Najważniejszy wniosek płynący z obliczeń: minimum łącznych kosztów $\sum K$ ma miejsce dla $m = 1$ pompy głównej (+1 rezerwowa), nawet przy najkrótszych okresach amortyzacji.

Wnioski dodatkowe:

- decydujący wpływ na $\sum K$ mają koszty energii elektrycznej, nie zaś koszty inwestycyjne; wynika to z wyraźnie wyższych sprawności dużych pomp i silników,
- dla $l = 6$ lat $\sum K$ dla $m = 2$ jest niewiele wyższe niż dla $m = 1$; aby uniknąć błędnego wyniku należy bardzo starannie szacować poszczególne cząstkowe koszty inwestycyjne, gdyż to właśnie one mogą decydować o wyższości jednego z wariantów.

³⁾ Jest to założenie działające na rzecz przyjmowania większej liczby pomp; w rzeczywistości np. koszt jednego falownika o mocy 1000 kW jest mniejszy od kosztu dwóch falowników po 500 kW. To samo dotyczy kosztów przeglądów, remontów oraz kosztów instalacyjnych.



Rys. 8. Łączne koszty ΣK jako funkcja liczby pomp głównych i okresu amortyzacji inwestycji [9]

Wniosek generalny jest taki, że struktury istniejących pompowni z liczbą pomp głównych $m = 3, 4$ i więcej należy uznać za przestarzałe. Wybór takiej struktury przed laty był zapewne związany z brakiem (lub niemożnością zakupu) pomp o dużych wydajnościach i/lub brakiem ekonomicznej regulacji parametrów. To ograniczenie obecnie nie istnieje, toteż w II etapie obliczeń należy wybierać między $m = 1$ i $m = 2$, rzetelnie oceniając poszczególne składniki kosztów i analizując wszelkie uwarunkowania lokalne, mogące przesądzić o ostatecznym wyborze. Wystarczy do tego celu zebranie ofert – z już rzeczywistymi charakterystykami – dla co najwyżej 6–10 zespołów pompowych od 3–5 wytwórców.

4.3. DOBÓR POMP DO INSTALACJI MODERNIZOWANYCH

4.3.1. Ogólne zasady postępowania

Optymalizację struktury pompowni modernizowanych należy poprzedzić analizą stanu technicznego pomp i ich parametrów, pod kątem możliwości ich dalszego wykorzystania. Jeśli pompy nadają się tylko do wymiany, dalsze postępowanie

powinno być dokładnie takie samo, jak w punkcie 4.2. W kosztach inwestycyjnych należy wówczas uwzględnić dodatkowe koszty przeróbek fundamentów, rurociągów i zasilania elektrycznego wewnątrz pompowni.

W przypadku możliwości częściowego nawet wykorzystania pomp istniejących należy włączyć je – jako jeden z wariantów – do rachunku optymalizacyjnego. W obu przypadkach rachunek należy poprzedzić analizą i racjonalizacją układu hydraulicznego pompowni (instalacji).

4.3.2. Racjonalizacja układu hydraulicznego

Potrzeba racjonalizacji układu dotyczy zwłaszcza instalacji wody sieciowej w ciepłowniach, w szczególności zaś – obiegów zimnego zmieszania, w których chłodniejsza, powrotna woda sieciowa pobierana za pompami obiegowymi (sieciowymi) jest mieszana z gorącą wodą z kotłów wodnych, w celu otrzymania odpowiedniej temperatury na wyjściu z ciepłowni. Sposób zmian wskazano w punkcie 2.2.

W przypadku typowych pompowni układy hydrauliczne są dość proste, ale warto się przyjrzeć każdemu układowi, oceniając sprawność η_c instalacji i szczegółowo go analizując wówczas, gdy ta sprawność jest zbyt niska.

4.3.3. Poprawa dostosowania do instalacji pomp istniejących

Zainstalowane pompy, nawet będące w dobrym stanie technicznym, wymagają najczęściej dostosowania ich do nowych wymagań za pomocą powszechnie znanych zabiegów (stoczenie wirników; usunięcie stopni; wymiana głównych elementów przepływowych) [5]. Koszty takich zabiegów należy również uwzględnić w łącznych kosztach inwestycyjnych K_{inw} .

4.3.4. Dodatkowe możliwości w przypadku pompowni modernizowanej

A. Korzystną cechą pompowni modernizowanej jest możliwość wykorzystania niektórych istniejących pomp, nawet o niezbyt wysokich sprawnościach, jako pompy rezerwowe lub awaryjne. Mogą być one włączane w sporadycznych przypadkach wyjątkowego wzrostu zapotrzebowania (pompownia PII) lub nagłej konieczności przekazania zwiększonej ilości wody do zbiornika wyrównawczego (pompownia PI). Krótkotrwała praca tych pomp nie spowoduje zbyt dużego zużycia energii natomiast uniknie się konieczności przyjmowania ze zbyt dużym zapasem łącznej wydajności Q_p pomp podstawowych.

B. Dobór optymalnego układu napędowego dokonywany jest w sposób omówiony w rozdz. 5. Należy tylko uwzględnić dodatkowe możliwości, jakie daje np. pozostawienie będącego w dobrym stanie starego silnika, przeróbka silnika klatkowego na pierścieniowy, w przypadku układu kaskadowego itp. Jeśli

w skład zespołów pompowych wchodzi sprzęgła hydrokinetyczne w dobrym stanie technicznym, to należy taki wariant napędu także włączyć do rachunku optymalizacyjnego.

4.4. FUNKCJA CELU W OBLICZENIACH OPTIMALIZACYJNYCH DLA POMPOWNI MODERNIZOWANEJ

Celem modernizacji pompowni/installacji jest zmniejszenie zużycia energii do napędu pomp, a stąd przeciętnych rocznych kosztów tej energii z wartości K_{e1} do $K_{e2} = K_{e1} - \Delta K_e$. ΔK_e [zł/a] jest średnią (dla przewidywanego okresu kilku lat) różnicą rocznych kosztów energii przed i po modernizacji, liczonych z wzoru (11) z uwzględnieniem krótkookresowych wahań kosztów jednostkowych k_e (wynikających z obowiązującej dla obiektu taryfy energetycznej), z uwzględnieniem przewidywanych zmian k_e w rozpatrywanym okresie kilku lat⁴⁾.

Dla przewidywanych krótkich okresów zwrotu kosztów, rzędu jednego roku, można posłużyć się prostym okresem zwrotu (Simple Pay Back Time)

$$SPB = \frac{K_{inw} + K_{inst}}{\Delta K_e} \text{ [lat]} \quad (13)$$

Dla dłuższych okresów zwrotu należy szacować zdyskontowany okres zwrotu nakładów DPB [13], którego uproszczona wersja (dla $s = 0$) ma postać

$$DPB = \frac{\ln \left[1 - \frac{r(K_{inw} + K_{inst})}{\Delta K_c} \right]}{\ln(1 + r)} \quad (14)$$

gdzie r jest stopą dyskontową. W tym przypadku oprócz łącznych kosztów zakupu i zainstalowania (por. objaśnienie do wzoru (9)) należy też uwzględnić przewidywane zamiany kosztów obsługi i konserwacji.

W literaturze można spotkać wiele zależności na okres zwrotu DPB; w konkretnych obliczeniach należy stosować zależności przyjęte w poszczególnych obszarach gospodarki, z uwzględnieniem aktualnej stopy dyskontowej⁵⁾ oraz aktualnie przewidywanego średniego rocznego stopnia $s > 0$ wzrostu cen energii.

⁴⁾ Wg [13] inwestycja modernizacyjna jest bardzo opłacalna, jeśli okres zwrotu jej kosztów jest mniejszy od 2 lat. Przy okresie zwrotu 3–4 lata opłacalność inwestycji ocenia się jako umiarkowaną, zaś jeśli jest on większy od 6 lat, to inwestycja jest nieopłacalna.

⁵⁾ W 2000 r. dla gospodarki komunalnej obowiązywała stopa $r = 0,10$.

5. DOBÓR OPTYMALNYCH SPOSOBÓW REGULACJI

Wyboru sposobu regulacji i doboru optymalnego układu napędowego można dokonywać na podstawie tych samych, co poprzednio zależności (9)–(11). Jako jeden z wariantów powinna być uwzględniona regulacja dławieniowa, która zwłaszcza przy płaskiej charakterystyce rurociągu i niewielkim zakresie zmian wydajności może być konkurencyjna dla regulacji zmiennoodrotowej. Różne rodzaje tej ostatniej zostały szczegółowo omówione i porównane m.in. w [7]. W tym miejscu można więc tylko zauważyć, że w nowych inwestycjach nie powinny być raczej stosowane sprzęgła hydrokinetyczne, ze względu na ich niekorzystne charakterystyki sprawności. W zakresie napędów zmiennoodrotowych konkurują ostatnio ze sobą (zwłaszcza przy mocach powyżej 500 kW) układy kaskadowe i falowniki. Przy mocach powyżej 1000 kW mogą być brane pod uwagę również wielostopniowe napędy hydrodynamiczne typu VORECON. O wyborze powinien decydować rachunek ekonomiczny.

Wybierając sposób regulacji oraz sposób jego konkretnej realizacji należy uwzględnić kształt charakterystyki instalacji zewnętrznej, tj. m.s.c. lub m.s.w. Im charakterystyka ta jest bardziej stroma, tym bardziej celowa jest regulacja zmiennoodrotowa o wysokiej sprawności w szerokim zakresie zmian obciążenia. W przypadku złożonych instalacji ciepłowniczych należy też uwzględnić fakt, że charakterystyka $H_{CM}(Q_s)$ całego obiektu (tj. mierzona na przyłączach) jest znacznie bardziej stroma od wypadkowej charakterystyki $H(Q)$ grupy pomp sieciowych [7].

Rozważając różne napędy zmiennoodrotowe należy uwzględnić korzystną cechę falownika, jaką jest możliwość również zwiększenia prędkości obrotowej.

6. PODSUMOWANIE

1. Instalacje pompowe w gospodarce komunalnej są na ogół zbyt energochłonne. W pracy przedstawiono i przedyskutowano zasady oceny pomp i instalacji pompowych, pod względem zużycia energii, w typowych obiektach komunalnych.
2. Ocena powinna być oparta, w miarę możliwości, na rzeczywistych charakterystykach pomp i instalacji wewnętrznych i zewnętrznych, toteż powinno ją poprzedzać doświadczalne wyznaczenie tych charakterystyk.
3. Najbardziej miarodajnym kryterium oceny instalacji pompowych pod względem energochłonności jest całkowita sprawność η_c procesu przetłaczania cieczy w tej instalacji, stosunkowo łatwa do oszacowania. Zbyt niska wartość η_c powinna być sygnałem do konieczności zmodernizowania instalacji i/lub pomp.

4. Modernizacja może polegać na poprawie dostosowania pomp do instalacji lub ich wymianie z możliwą zmianą struktury całego obiektu. W pracy przedstawiono szczegółowo metodykę i tak postępowania przy optymalizacji doboru pomp do instalacji, zarówno modernizowanej jak też nowo projektowanej, i/lub doboru najbardziej optymalnego sposobu regulacji.
5. Funkcją celu optymalizacji doboru jest uzyskanie najmniejszej sumy łącznych kosztów inwestycyjnych i eksploatacyjnych obiektów nowych lub najkrótszego okresu zwrotu kosztów obiektów modernizacyjnych.
6. W obliczeniach, zwłaszcza końcowych, należy także uwzględnić możliwość – w przypadku wariantu $m > 1$ – wyłączenia jednej lub kilku pomp przy znacznym zmniejszeniu zapotrzebowania $Q_s(t)$ dla obiektów PII i PIV.

Bibliografia

- [1] Chyrczakowski S.: Badanie możliwości zmniejszenia zużycia energii elektrycznej na pompowanie wody w gospodarce komunalnej. Prace IPPT PAN, 1996, nr 3.
- [2] Kalinowski M., Jędral W., Machczyński M., Jankowski T.: Kompleksowy program ograniczenia zużycia i kosztów energii elektrycznej na przykładzie podsystemu pompowni AQUA S.A. w Kobiernicach. IV Międzynar. Konf. Zaopatrzenie w Wodę, Jakość i Ochrona Wód, Kraków, 2000, Mater. Konf., s. 2–18.
- [3] Jędral W.: Ocena sprawności pomp o wydajnościach powyżej 40 m³/h. Pompy – Pompownie, 1999, nr 11, s. 14–16, nr 12, s. 24–25; 2000, nr 1, s. 33–34.
- [4] Jędral W.: Pompy w transporcie i oczyszczaniu ścieków. V Krajowe Forum Producentów i Użytkowników Pomp, Kiekrz, 1999, Mater. Konfer. s. 63–76 (także: Pompy – Pompownie, nr 5/1999, s. 25–27).
- [5] Jędral W.: Sposoby i perspektywy obniżenia kosztów eksploatacji pomp i instalacji pompowych. Gospodarka Paliwami i Energią, 1997, nr 6, s. 26–28.
- [6] Jędral W.: Ocena aktualnego stanu oraz warunki wprowadzania regulacji pomp sieciowych w krajowych elektrociepłowniach i ciepłowniach. Biuletyn Inst. Techniki Ciepłej Politechniki Warszawskiej, 2000, nr 87, s. 21–44.
- [7] Jędral W.: Wybór rodzaju zmiennobrotowej regulacji pomp sieciowych i jej współdziałanie z regulatorami węzłów ciepłowniczych. Biuletyn Instytutu Techniki Ciepłej Politechniki Warszawskiej, 2000, nr 87, s. 61–76.
- [8] Jędral W.: Zasady ogólne oraz przykłady doboru pomp do określonych warunków pracy. Pompy – Pompownie, 1998, nr 8, s. 35–38.
- [9] Ahmad S.H.: Metoda optymalnego doboru i zmniejszenia kosztów eksploatacji pomp w przepompowniach. Praca doktorska, 2000, Politechnika Warszawska.
- [10] Jędral W.: Wybór racjonalnej struktury pompowni nowych i modernizowanych. VI Forum Producentów i Użytkowników Pomp, Międzyzdroje, 2000, Mater. Konf., s. 27–36.
- [11] Jędral W.: Prawdopodobny kształt charakterystyki rurociągu. Pompy – Pompownie, 2000, nr 5, s. 17–19; nr 6, s. 35–37.
- [12] Kaplar A.: Metoda wyboru układu pompowni w sieciach ciepłowniczych dalekiego zasięgu. Praca doktorska, 1989, Politechnika Warszawska.

-
- [13] Górzyński J.: Auditing energetyczny. Warszawa, 1999, Wyd. Fundacji Poszanowania Energii.
- [14] Jędral W.: Zmiana sprawności pompy wirowej przy zmianie jej prędkości obrotowej. Prace Naukowe PW. Mechanika, z. 181, OWPW, Warszawa 1999, s. 119–124.

AN EVALUATION AND OPTIMUM SELECTION OF PUMPS IN WATER SUPPLY AND HEATING PUMPING STATIONS

Summary

A critical analysis of energy consumption in water supply and heating systems in pumping stations is given. The method of pump selection is presented taking into account minimizing the total investment and exploitation costs. The optimum selection of variable – speed drive systems is considered.