

Waldemar Jędrał

Instytut Techniki Ciepłej

## WYBÓR RODZAJU ZMIENNOOBROTOWEJ REGULACJI POMP SIECIOWYCH I JEJ WSPÓŁDZIAŁANIE Z REGULATORAMI WĘZŁÓW CIEPŁOWNICZYCH

W pracy porównano różne sposoby dokonywania zmian prędkości obrotowej pomp, zestawiając wady i zalety poszczególnych urządzeń regulacyjnych oraz ich charakterystyki sprawności w funkcji prędkości obrotowej. Przedstawiono metodę wyboru sposobu realizacji ze względu na łączne koszty inwestycyjne i eksploatacyjne. Zaproponowano częściowe (w przyszłości – może nawet całkowite) wyeliminowanie regulatorów pogodowych w węzłach ciepłowniczych przez bezpośrednie oddziaływanie impulsów ciśnieniowych przed grupami tych węzłów na układ regulacji pomp sieciowych w elektrociepłowni lub ciepłowni.

### OZNACZENIA

- $E$  [kWh] – zużycie energii przez zespół pompowy (w ciągu roku)
- $H$  [m] – wysokość podnoszenia pompy
- $H_{EC}$  [m] – wysokość podnoszenia układu: pompy plus sieć wewnętrzna, mierzona na przyłączach EC (CM)
- $H_{m.s.c.}$  [m] – wysokość podnoszenia wymagana przez m.s.c., mierzona na przyłączach EC (CM)
- $\Delta h$  [m] – opory przepływu w elemencie, rurociągu lub sieci rurociągów
- $i_k$  [–] – przełożenie kinematyczne sprzęgła hydrokinetycznego
- $K$  [zł] – koszty eksploatacyjne, inwestycyjne lub jeden ze składników tych kosztów
- $n$  [obr/min] – prędkość obrotowa (ogólnie); prędkość obrotowa pompy
- $p$  [MPa] – ciśnienie
- $\Delta p_s$  [MPa] – ciśnienie dyspozycyjne (różnica ciśnień na przyłączach);  
 $\Delta p_s = p_z - p_p$
- $P$  [kW] – moc na wale pompy

- $P_{el}$  [kW] – moc pobierana z sieci przez silnik elektryczny (ew. transformator obniżający napięcie przed falownikiem)  
 $Q$  [m<sup>3</sup>/h] – wydajność pompy  
 $Q_s$  [m<sup>3</sup>/h] – strumień wody sieciowej, mierzony na wyjściu z EC (CM)  
 $t$  [h] – czas  
 $\eta$  [-] – sprawność pompy  
 $\eta_{ur}$  [-] – sprawność układu regulacji prędkości obrotowej (sprzęgła, kaskady lub falownika)  
 $\eta_s$  [-] – sprawność silnika elektrycznego  
 $\eta_z$  [-] – sprawność zespołu pompowego

## Indeksy

- EC – dotyczy elektrociepłowni lub ciepłowni miejskiej  
 m.s.c. – dotyczy miejskiej sieci ciepłowniczej  
 $p$  – dotyczy powrotu z m.s.c.  
 $z$  – dotyczy zasilania m.s.c.  
 znam – dotyczy wielkości znamionowej (umieszczonej na tabliczce znamionowej)

## Skróty stosowane w tekście

- CM – ciepłownia miejska  
 EC – elektrociepłownia  
 m.s.c. – miejska sieć ciepłownicza  
 PEC – przedsiębiorstwo energetyki ciepłej

## WSTĘP

W pracy [1] pokazano, że próby wprowadzenia regulacji parametrów pracy pomp sieciowych za pomocą zmian ich prędkości obrotowych są w większości przypadków oparte na doświadczeniach sprzed 30–40 lat. Poza bardzo nielicznymi przypadkami przewidują one regulację za pomocą sprzęgieł hydrokinetycznych, bez wykonania analizy możliwości zastosowania innych sposobów regulacji zmiennoobrotowej. W pracy [1] podano ogólne wymagania, których spełnienie jest warunkiem koniecznym wprowadzenia racjonalnej regulacji wydajności i ciśnienia pomp sieciowych.

W pracy [2] omówiono szczegółowo najważniejsze spośród tych wymagań oraz przedstawiono ogólną metodykę kompleksowej modernizacji pomp sieciowych i ich instalacji, jako działań poprzedzających dobór układów napędowych.

W niniejszej pracy omówiono zasady doboru optymalnych ekonomicznie napędów zmiennoobrotowych oraz zaproponowano racjonalizację ich współdziałania z regulatorami węzłów ciepłowniczych.

# 1. WADY I ZALETY RÓŻNYCH SPOSOBÓW REALIZACJI ZMIAN PRĘDKOŚCI OBROTOWEJ

## 1.1. RODZAJE ZMIENNOOBROTOWYCH UKŁADÓW NAPĘDOWYCH

Aktualnie stosowane są 3 rodzaje układów napędowych<sup>1)</sup>, umożliwiające realizację zmian prędkości obrotowej pompy przy regulacji zmiennoobrotowej:

- sprzęgło hydrokinetyczne:
  - tradycyjne (mocowane na fundamencie),
  - nowej generacji (TPK lub DTPK),
- układ kaskadowy z silnikiem pierścieniowym,
- przemiennik częstotliwości (falownik).

Sprzęgła hydrokinetyczne nowej generacji mocowane są do pompy i silnika, zajmując znacznie mniej miejsca niż sprzęgła tradycyjne.

## 1.2. SPRAWNOŚĆ UKŁADU NAPĘDOWEGO I ZESPOŁU POMPOWEGO

Podstawowym elementem oceny każdego układu napędowego zmiennoobrotowego jest jego sprawność  $\eta_{un}$ , od której bezpośrednio zależy sprawność  $\eta_z$  całego zespołu pompowego:

$$\eta_z = \eta \eta_{ur} \eta_s \quad (1)$$

gdzie:  $\eta$  – sprawność pompy,  
 $\eta_s$  – sprawność silnika elektrycznego,  
 $\eta_r$  – sprawność układu (urządzenia) regulacyjnego,  
 $\eta_{un}$  – sprawność układu napędowego;  $\eta_{un} = \eta_{ur} \eta_s$ .

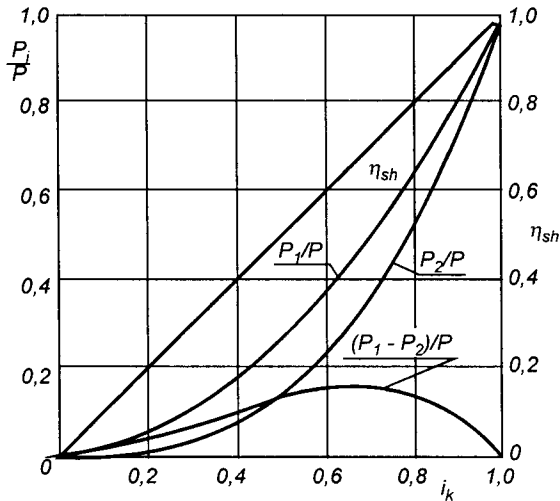
Na rysunku 1 pokazano typowy przebieg sprawności każdego sprzęgła hydrokinetycznego w funkcji zmian prędkości  $n_2$  obrotowej pompy, wyrażonej przez położenie kinematyczne

$$i_k = \frac{n_2}{n_1} \quad (2)$$

gdzie:  $n_1 \approx \text{const}$  – prędkość obrotowa silnika.

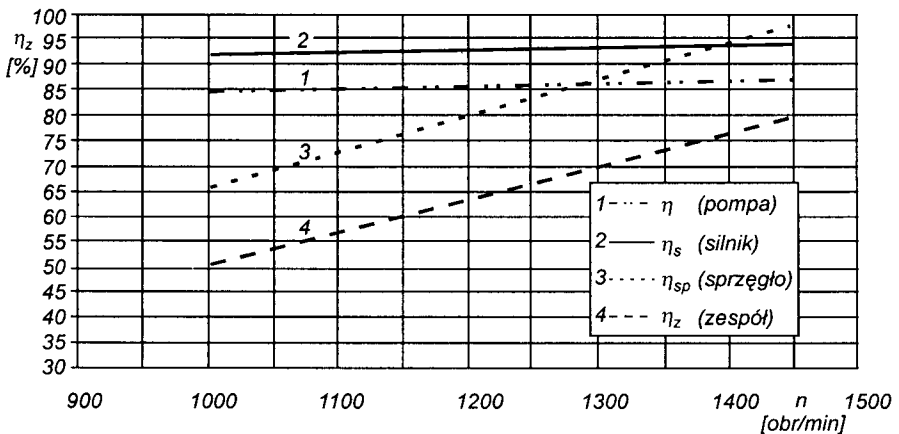
Jak widać sprawność sprzęgła maleje liniowo ze zmianą prędkości obrotowej pompy, co praktycznie ogranicza zakres jego stosowania do  $i_k \geq (0,80) 0,85$ .

<sup>1)</sup> Nie uwzględniono tu wielostopniowych napędów hydrodynamicznych VORECON (Voith), stosowanych do mocy o wartościach znacznie przekraczających 1000 kW.

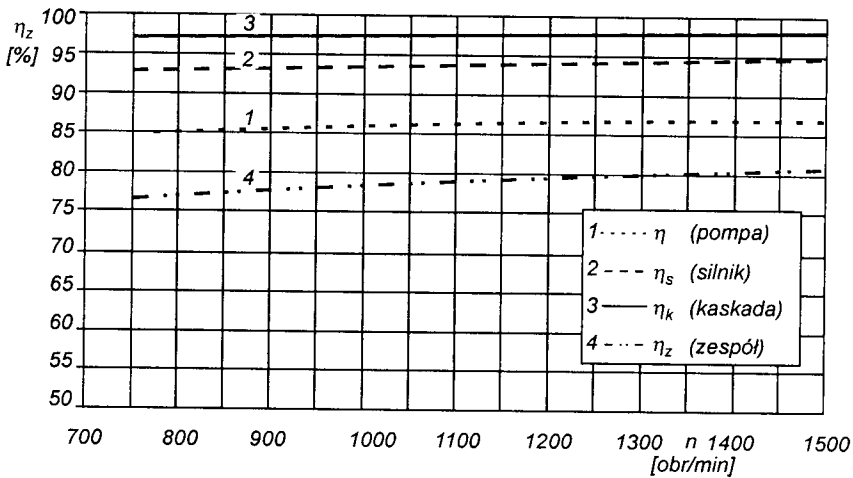


Rys. 1. Sprawność sprzęgła hydrokinetycznego w funkcji jego przełożenia kinematycznego  $i_k = n_2/n_1$ ;  $n_2$  – prędkość obrotowa pompy,  $n_1$  = prędkość obrotowa silnika elektrycznego;  $P_1$ ,  $P_2$  – moce na wale odpowiednio silnika i pompy;  $P$  – największa teoretycznie moc na wale pompy, przy  $i_k = 1$

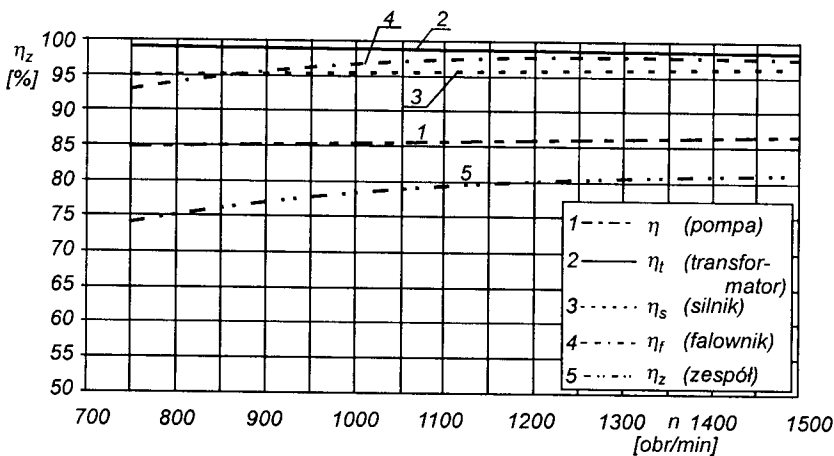
Na rysunkach 2, 3, 4 pokazano przykładowo sprawności różnych układów regulacji o mocy 800 kW w zastosowaniu do typowej wielostopniowej pompy ciepłowniczej 35W50 oraz wynikowe sprawności zespołu pompowego. Z rysunków widać, że już przy  $i_k = 0,8$  ( $n_2 = 1200$  obr/min) przewaga układów tyrystorowych nad sprzęgłem – pod względem sprawności – jest bardzo duża: sprawności zespołów pompowych wynoszą odpowiednio ok. 0,80 (rys. 3, 4) i zaledwie ok. 0,64 (rys. 2). Przy tym w zakresie prędkości  $n < 1000$  obr/min sprawności zespołu z kaskadą są nieco wyższe niż zespołu z falownikiem.



Rys. 2. Sprawność zespołu pompowego 35W50m-2 ze sprzęgłem 750TPK i silnikiem SCDdm134sE (bez odzysku ciepła traconego w sprzęgle) (wg [3])



Rys. 3. Sprawność zespołu pompowego 35W50m-2 z kaskadą ZEG 800 kW i silnikiem pierścieniowym SCUF 450x4, przy pełnym obciążeniu (wg [3])



Rys. 4. Sprawność zespołu pompowego 35W50m-2 z falownikiem i silnikiem 800 kW, przy pełnym obciążeniu (wg [3])

Moc traconą w sprzęgle można w pewnym stopniu wykorzystać do podgrzania wody sieciowej, ale jest to rzadko stosowane ze względu na dodatkowe koszty budowy następnych elementów instalacji wodnej.

### 1.3. DODATKOWE WADY I ZALETY POSZCZEGÓLNYCH UKŁADÓW NAPĘDOWYCH

Niezależnie od oceny ekonomicznej, związanej z ilością energii zużywanej podczas eksploatacji poszczególnych układów napędowych, należy wziąć pod

uwagę inne własności tych układów, także wpływające na łączne koszty inwestycyjne i eksploatacyjne.

## A. Sprzęgło hydrokinetyczne nowej generacji (TPK)

Zalety:

- koszt<sup>2)</sup> nieco niższy od kosztu kaskady i znacznie niższy (2,5–3 krotnie) od kosztu falownika,
- brak szkodliwego oddziaływania na środowisko,
- możliwość wykorzystania ciepła wydzielonego w sprzęgle do podgrzewania (przez wymiennik) wody sieciowej.

Wady:

- konieczność wzmocnienia łożyska oporowego pompy przenoszącego dodatkowe siły wzdłużne od sprzęgła (w przypadku pomp dwustrumieniowych) lub nawet konieczność wykonania nowego wału pompy i elementów oporowego łożyska kulkowego (w przypadku pomp wielostopniowych),
- konieczność pewnego rozsunięcia pompy i silnika oraz związanej z tym przeróbki fundamentu,
- przy największej możliwej prędkości obrotowej sprzęgło pracuje z poślizgiem ok. 3%, co znaczy, że prędkość obrotowa pompy jest o ok. 3% mniejsza od prędkości obrotowej silnika; stąd wydajność pompy jest o ok. 3% mniejsza od wydajności znamionowej, a wysokość podnoszenia o ok. 6% mniejsza od znamionowej (np. przy  $Q_{\text{znam}} = 3100 \text{ m}^3/\text{h}$  i  $H_{\text{znam}} = 80 \text{ m}$  będzie  $Q' = 3010 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $H' = 75,2 \text{ m}$ ).

## B. Kaskadowy układ napędowy

Zalety:

- koszt porównywalny z kosztem sprzęgła hydrokinetycznego,
- rozwiązanie całkowicie krajowe, wykonywane w całym zakresie przez polskie firmy,
- niski koszt obsługi serwisowej,
- niewielka ilość miejsca zajmowana przez poszczególne elementy układu energoelektronicznego,
- możliwość przełączenia obwodu zasilania wirnika na silniki innych zespołów pompowych; w efekcie liczba układów energoelektronicznych może być ok. 2-krotnie mniejsza od liczby pomp, przy możliwości równomiernej czasowo eksploatacji wszystkich pomp,
- transformator obwodu wirnika 2,5 raza mniejszy niż w przypadku falownika.

---

<sup>2)</sup> Mowa tu o całkowitym koszcie poszczególnych urządzeń, a więc: sprzęgła wraz ze zbiornikiem oleju i wymiennikiem woda/olej; falownika – wraz z transformatorem i silnikiem niskonapięciowym ew. z dwoma transformatorami; kaskady wraz z kosztem przeróbki silnika klatkowego na pierścieniowy oraz z transformatorem (mniejszej mocy) włączonym w obwód wirnika.

Wady:

- konieczność przeróbki silnika klatkowego na pierścieniowy (ok. 60% kosztu nowego silnika pierścieniowego),
- nieco bardziej kłopotliwa eksploatacja silnika pierścieniowego niż klatkowego.

### C. Przemiennek częstotliwości (falownik)

Zalety:

- możliwość wykorzystania istniejącego silnika klatkowego na 6 kV (w zamian jednak konieczność umieszczenia dodatkowego, drugiego transformatora na pełną moc znamionową),
- możliwość także zwiększenia (np. o 5% lub 10%) prędkości obrotowej pompy i odpowiedniego powiększenia jej parametrów  $Q$ ,  $H$ ,
- możliwość przemiennego zasilania różnych silników (liczba falowników mniejsza od liczby silników).

Wady:

- bardzo wysoki koszt kompletnego urządzenia, 3–3,5 raza większy niż w przypadkach A i B,
- konieczność zainstalowania silnika niskonapięciowego i transformatora o pełnej mocy znamionowej, a więc o dużych gabarytach (ew. patrz wyżej),
- duża powierzchnia zajęta przez szafę sterującą,
- niekorzystne oddziaływanie na środowisko (duże zakłócenia wysłane do sieci elektrycznej, m.in. powodujące możliwość uszkodzenia zainstalowanych w pobliżu innych urządzeń elektrycznych), którego uniknięcie wymaga instalowania bardzo drogich dławików i filtrów oraz ekranowanych przewodów.

## 1.4. WYBÓR REGULOWANEGO UKŁADU NAPĘDOWEGO

Z podanego w p. 1.3, 1.4 zestawienia porównawczego wynika, że poza szczególnymi przypadkami, związanymi z brakiem miejsca na zainstalowanie szaf tyrystorowych i transformatorów, ew. niedopuszczalnym zmniejszeniem parametrów znamionowych z powodu poślizgu sprzęgła itp. – o wyborze poszczególnych rozwiązań napędów zmiennoobrotowych powinny decydować koszty. Analizę kosztową omówiono w rozdz. 2.

## 2. WYBÓR SPOSOBU REGULACJI UWZGLĘDNIAJĄCY ŁĄCZNE KOSZTY INWESTYCYJNE I EKSPLOATACYJNE

### 2.1. KOSZTY ENERGII ZUŻYwanej PODCZAS EKSPLOATACJI POMP

Koszty eksploatacji zespołu pompowego w ciągu roku są sumą kosztów częściowych różnych rodzajów:

$$K_{\text{ekspl}} = K_{\text{ob}} + K_{\text{aw}} + K_e \quad (3)$$

gdzie:  $K_{\text{ob}}$  – koszty bieżącej obsługi, przeglądów i planowych remontów pomp,

$K_{\text{aw}}$  – koszty usunięcia skutków awarii (koszt naprawy; straty w procesie technologicznym, straty związane z przestojem),

$K_e$  – koszty energii elektrycznej zużywanej do napędu pomp.

W rezultacie właściwej, starannej obsługi dwa pierwsze składniki mogą zostać sprowadzone do minimum. O kosztach eksploatacji decyduje wówczas składnik ostatni:

$$K_e = \int_0^T P_{\text{el}} k_e dt \approx \sum P_{\text{el},i} \Delta t_i k_e \quad (4)$$

$$P_{\text{el}} = P / (\eta_s \eta_{\text{ur}}) = \rho g QH / \eta_z \quad (5)$$

gdzie:  $\eta_z$  – sprawność zespołu pompowego, określona wzorem (1),

$k_e$  [zł/kWh] – koszt jednostkowy energii elektrycznej,

$\Delta t_i$  [h] – szerokość „paska” na rys. 5,

$T$  [h] – czas pracy pompy w ciągu roku;  $T \leq 8760$  h.

Zamiast wykresu  $P_{\text{el}}(t)$  można bezpośrednio posłużyć się uporządkowanym rocznym wykresem wydajności pompy  $Q(t)$  (rys. 5b), korzystając z tych samych zależności (3), (4), (5).

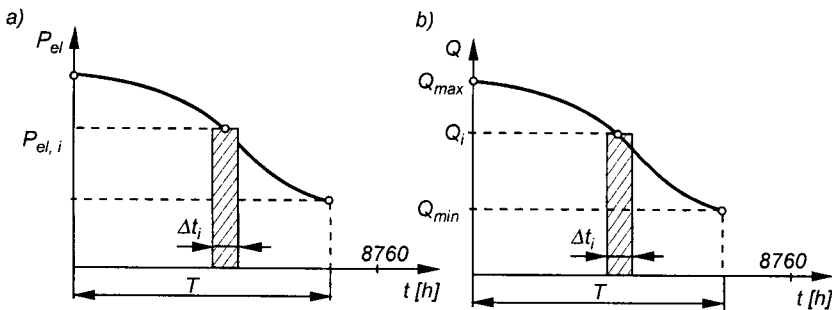
W przypadku większej liczby równocześnie pracujących pomp należy w przedstawiony wyżej sposób wyznaczyć koszty  $K_e$  dla wszystkich pomp, posługując się obowiązującą w danym obiekcie taryfą energetyczną, a więc uwzględniając różnice kosztów jednostkowych energii w dzień i w nocy, jak również w różne dni tygodnia.

Należy zauważyć, że w przypadku obowiązywania w danym obiekcie energetycznym jednej wartości  $k_e$  minimalizacja kosztów eksploatacji  $K_e$  jest równoznaczna z minimalizowaniem rocznego zużycia energii



$$E = \int_0^T P_{el} dt \quad (6)$$

Jednak w przypadku cen energii  $k_e$  zmiennych w ciągu doby (dwie wartości  $k_e$ , dla doliny i szczytu energetycznego, niższe wartości  $k_e$  w soboty i w niedziele) możliwe jest uzyskanie najmniejszych kosztów energii  $k_e$  dla takiego sposobu eksploatacji pompy, dla którego  $E \neq \min$ .



Rys. 5. Uporządkowany wykres roczny: a) mocy pobieranej przez silnik pompy; b) wydajności pompy

## 2.2. ŁĄCZNE KOSZTY INWESTYCYJNE I EKSPLOATACYJNE

Decyzję o wyborze rodzaju zmiennobrotowego układu napędowego należy podejmować na podstawie sumy kosztów inwestycyjnych i eksploatacyjnych podczas pracy pompy w czasie równym długości zakładanego okresu amortyzacji inwestycji, a więc np. dla energetyki w czasie  $n = 12$  lat:

$$\sum K = K_p + K_{inst} + n K_{eksp} \quad (7)$$

gdzie:  $K_p$  – koszt zakupu nowego zespołu pompowego lub regulowanego układu napędowego (w przypadku modernizacji istniejącego zespołu pompowego),

$K_{inst}$  – łączny koszt zainstalowania całego zespołu pompowego lub samego układu napędowego (uwzględniający prace budowlane oraz instalacje hydrauliczne i elektryczne),

$K_{eksp}$  – łączny koszt eksploatacji zespołu pompowego w ciągu roku, określony wzorem (3).

Dla większości obiektów energetycznych należy wybrać rozwiązanie, dla którego

$$\sum K = \min \quad (8)$$

chyba, że decydujące znaczenie będą mieć inne, szczególne uwarunkowania.

Przedstawiony sposób obliczeń umożliwia porównanie wszelkich możliwych sposobów regulacji, w tym także regulacji dławieniowej.

Omawiany problem wyboru można rozstrzygnąć nieco inaczej, obliczając – wg ogólnie przyjętych zasad – okres amortyzacji kosztów dla każdego rodzaju układu napędowego i wybierając takie rozwiązanie, dla którego okres amortyzacji jest najkrótszy. W tym obliczeniu uwzględnia się oszczędności energii uzyskane dzięki zastąpieniu regulacji dławieniowej przez regulację zmiennobrotową.

### **2.3. LICZBA POMP REGULOWANYCH I NIE REGULOWANYCH ZA POMOCĄ ZMIAN PRĘDKOŚCI OBROTOWEJ**

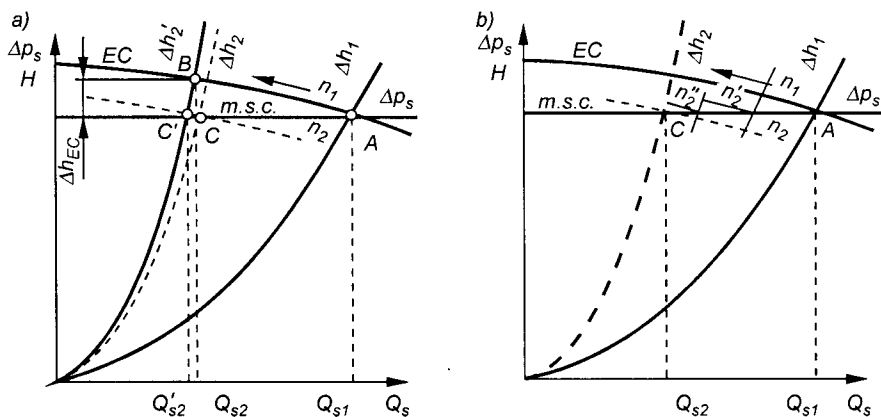
W rachunku ekonomicznym, przedstawionym ogólnie w p. 2.1 i 2.2 należy także rozpatrzyć takie warianty rozwiązań, w których część pomp (np. 50%, 60% czy 75%) ma napędy zmiennobrotowe, zaś pozostałe pompy mogą być doregulowane tylko dławieniowo. Należy wówczas uwzględnić dopuszczalne zmiany sprawności i dopuszczalny zakres zmian wydajności pomp nieregulowanych, zwłaszcza warunek  $Q \leq Q_{\max}$ , oraz wykluczyć możliwość przeciążenia silników napędowych tych pomp w związku z „rozchodzeniem się” charakterystyk pomp regulowanych i nieregulowanych. Zagadnienie to omówiono szczegółowo m.in. w [4].

## **3. REGULACJA POMP SIECIOWYCH JAKO WSPOMAGANIE REGULACJI POGODOWEJ W WĘZŁACH CIEPŁOWNICZYCH**

### **3.1. PRZYPADEK PROSTOLINIOWEJ CHARAKTERYSTYKI M.S.C.**

Pompy z regulowaną prędkością obrotową mogą z opóźnieniem reagować na zmiany oporów przepływu m.s.c. wywoływane przez regulatory pogodowe. Sytuację taką przedstawia rys. 6a. Wskutek wzrostu temperatury otoczenia regulatory pogodowe spowodowały zmianę charakterystyki oporów m.s.c. z  $\Delta h_1$  do  $\Delta h'_2$ . Punkt współpracy EC z m.s.c. przesunął się wskutek tego z A do B, zaś strumień wody sieciowej zmniejszył się z  $Q_{s1}$  do  $Q_{s2}$ . Dopiero wówczas zareagował układ regulacji pomp zmniejszając prędkość obrotową z  $n_1$  do  $n_2$ , w celu utrzymania stałego ciśnienia dyspozycyjnego i zlikwidowania straty dławienia  $\Delta h_{EC}$ . Punkt współpracy przesunął się z B do C', zaś strumień

wody sieciowej zmniejszył się z  $Q_{s2}$  do  $Q'_{s2}$ . Ponieważ w danych warunkach pogodowych strumień ciepła płynący do sieci był zbyt mały, regulatory pogodowe spowodowały zmianę charakterystyki oporów m.s.c. z  $\Delta h'_2$  do  $\Delta h_2$ , wskutek czego nastąpiła zmiana punktu pracy z  $C'$  do  $C$  i wzrost strumienia wody sieciowej z  $Q'_{s2}$  do  $Q_{s2}$ . Punkt  $C$  stał się nowym punktem równowagi.



Rys. 6. Dostosowanie prędkości obrotowej pomp do zmian wymuszonych przez regulatory pogodowe przy prostoliniowej charakterystyce m.s.c.: a) odpowiedź układu regulacji pomp na zadziałanie regulatorów pogodowych, b) równoczesne działanie układu regulacji pomp i regulatorów pogodowych

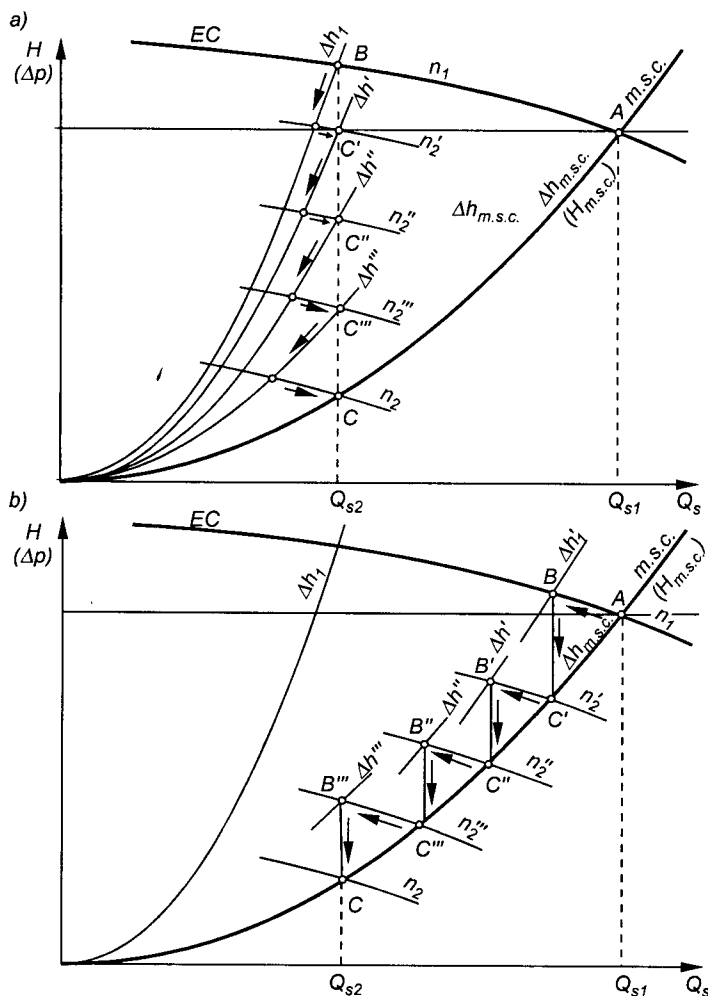
Możliwe jest jednak działanie bardziej racjonalne. Układ regulacji pomp może stosunkowo szybko zareagować na wzrost ciśnienia następujący na połączeniu  $EC$  ( $CM$ ) i m.s.c. W wyniku tego prędkości obrotowe pomp mogą zostać zmniejszone, zanim jeszcze opory w m.s.c. wzrosną do wartości wynikającej z przecięcia charakterystyki  $EC$  z krzywą  $\Delta h_2$ . W miarę postępującego dławienia przepływu przez regulatory pogodowe prędkości obrotowe pomp będą zmniejszane stopniowo z  $n_1$  do  $n'_2$ ,  $n''_2$ , ..., aż do  $n_2$ . Punkt pracy przemieści się „schodkowo” z  $A$  do  $C$  (rys. 6b), wobec czego nie wystąpią pośrednie punkty  $B$  i  $C'$ .

W przypadku prostoliniowej charakterystyki m.s.c. korzyść z nadążnego dochodzenia do punktu pracy może być stosunkowo niewielka. Znacznie większych korzyści można oczekiwać w przypadku parabolicznej charakterystyki m.s.c.

W obu przypadkach przyjęto dla uproszczenia, że współpracujące równoległe pompy sieciowe mają identyczne charakterystyki. Wskutek tego dokonanie zmiany charakterystyki  $H_{EC}(Q_s)$  obiektu ciepłowniczego wymaga takiej samej zmiany prędkości obrotowej każdej z pomp.

### 3.2. PRZYPADK PARABOLICZNEJ CHARAKTERYSTYKI M.S.C.

W przypadku parabolicznej charakterystyki m.s.c. i nastąpieniu reakcji układu regulacji pomp dopiero po zakończeniu procesu przamykania się zaworów regulatorów pogodowych (punkt B na rys. 7a), proces dochodzenia do nowego



Rys. 7. Dostosowanie prędkości obrotowej pomp do zmian wymuszonych przez regulatory pogodowe przy parabolicznej charakterystyce m.s.c.: a) odpowiedź układu regulacji pomp na zadziałanie regulatorów pogodowych, b) równoczesne działanie układu regulacji pomp i regulatorów pogodowych

stanu równowagi odbywałby się także „schodkowo”, przy stopniowo zmniejszającej się prędkości obrotowej ( $n_1 \rightarrow n_2' \rightarrow n_2'' \rightarrow \dots \rightarrow n_2$ ). Wraz ze zmianą prędkości obrotowej i punktu pracy ( $B \rightarrow C' \rightarrow C'' \rightarrow \dots \rightarrow C$ )

musiałyby się otwierać zawory regulatorów pogodowych, aby utrzymać potrzebny strumień wody sieciowej  $Q_{s2}$ . Rzeczywista charakterystyka  $H_{m.s.c.}(Q_s)$ , będąca na początku parabolą  $\Delta h_1$  przechodzącą przez punkt B, ulegałaby stopniowo zmianom ( $\Delta h_1 \rightarrow \Delta h' \rightarrow \Delta h'' \rightarrow \dots$ ) aż do pokrycia się z początkową krzywą  $\Delta h_{m.s.c.}$ , przechodzącą zarówno przez punkt A jak i C.

Opisany wyżej proces byłby stosunkowo długi – czas jego trwania byłby równy czasowi działania regulatorów pogodowych (zmiana  $\Delta h_{m.s.c.} \rightarrow \Delta h_1$ ) i wielokrotności czasu  $t$  przejścia sygnału o zmianie ciśnienia z punktu A do C (rys. 7b) wzdłuż magistrali zasilającej, równego

$$t = \frac{L}{a} \quad (9)$$

gdzie:  $L$  – długość magistrali zasilającej,  
 $a$  – prędkość rozchodzenia się zaburzeń w wodzie sieciowej wypełniającej magistralę (prędkość dźwięku w wodzie).

W czasie trwania wzajemnego dostosowywania się regulatorów pogodowych i układów regulacji zmienneobrotowej pomp, w m.s.c. powstawałyby stosunkowo duże straty dławienia. Tym niemniej w przeważających okresach czasu pracy systemu, tj. w warunkach ustalonych, nie występowałyby straty dławienia proporcjonalne do długości odcinka C'C na rys. 7a, a więc sytuacja byłaby i tak znacznie korzystniejsza niż w przypadku przedstawionym na rys. 6.

### 3.3. USPRAWNIEŃ WSPÓLDZIAŁANIA UKŁADÓW REGULACJI W M.S.C. I EC ORAZ OPTYMALIZACJA PROCESÓW REGULACJI

Z powodu skończonego czasu rozchodzenia się zaburzeń ciśnienia (wzór (9)), impuls ciśnieniowy powstający na początku zbioru węzłów ciepłowniczych może wędrować do źródła ciepła przez kilkadziesiąt sekund; tyle samo będzie trwała droga powrotna. Czas ten można skrócić reagując od razu na wzrost ciśnienia przed węzłami i obniżając „schodkowo” parametry wody sieciowej na wyjściu z EC w sposób pokazany na rys. 7b, przez stopniowe zmniejszanie prędkości obrotowej z  $n_1$  do  $n_2$ . Regulatory pogodowe nie zdążą wówczas zwiększyć oporów przepływu w m.s.c. z  $\Delta h_{m.s.c.}$  do  $\Delta h_1$ , lecz tylko do wartości  $\Delta h'_1$ ,  $\Delta h'$ ,  $\Delta h''$ , ... tym mniejszej, im szybciej będzie się odbywał proces wzajemnego doregulowania, tzn. im więcej będzie „schodków” na drodze  $A \rightarrow B \rightarrow C' \rightarrow B' \rightarrow \dots C$ . W ten sposób straty przepływu w m.s.c. można zmniejszyć do wartości najmniejszej z możliwych, równej rzędnej punktu C na rys. 7b.

Impulsy ciśnieniowe z odpowiednio wybranych punktów pomiarowych przed węzłami ciepłowniczymi powinny być przesyłane do EC drogą radiową lub telefoniczną, zaś pracą pomp sieciowych i całym układem regulacji zmienneo-

obrotowej powinien sterować komputer. Odpowiedni program komputerowy może zostać zbudowany przez specjalistów z uczelni technicznych (np. z ITC PW) przy ścisłej współpracy służb technicznych EC, PEC i OBR Ciepłownictwa.

Program komputerowy powinien sterować również włączaniem i wyłączeniem poszczególnych pomp oraz decydować, kiedy i w jakim zakresie można włączyć dławienie jako wspomagający element regulacji parametrów wody sieciowej. Program ten powinien więc optymalizować w czasie rzeczywistym procesy regulacji parametrów hydraulicznych wody sieciowej w systemie EC + m.s.c. Rozwiązanie tego zagadnienia mogłoby być pierwszym krokiem na drodze do optymalizacji parametrów ciepłno-hydraulicznych w powyższym systemie. Funkcją celu byłoby łączne minimalne zużycie paliwa i energii elektrycznej niezbędne do wyprodukowania i przesłania do m.s.c. określonego strumienia energii cieplnej. Efektem końcowym, społecznie użytecznym, byłoby zmniejszenie cen energii cieplnej.

Należy zauważyć, że poprawne rozwiązanie zadania szybkiego dostosowania parametrów strumienia wody sieciowej do temperatury otoczenia mogłoby zmniejszyć do minimum potrzebę interwencji regulatorów pogodowych lub w przyszłości wręcz całkowicie je wyeliminować.

Na zakończenie należy zwrócić uwagę na fakt występowania znacznych strat energii w części m.s.c. położonej najbliżej EC. Ciśnienie dyspozycyjne  $\Delta p_s$  jest tak dobrane, aby zapewnić prawidłowe funkcjonowanie najbardziej odległych od EC węzłów ciepłowniczych. Jest ono znacznie za wysokie dla węzłów położonych w pobliżu EC, stąd konieczność stosowania w tych węzłach silnego dławienia wody sieciowej.

W tej sytuacji można zaproponować zamiast dławienia umieszczenie przed wybranymi grupami węzłów turbin wodnych, a praktycznie: odpowiednio dobranych pomp pracujących jako turbiny wodne i oddających energię do sieci elektrycznej. Można zgrubnie oszacować, że 8–10 takich zespołów zainstalowanych w m.s.c. w Warszawie mogłoby rocznie wyprodukować co najmniej ok. 7–10 mln kWh energii elektrycznej.

## 4. WNIOSKI

- Zakres stosowalności sprzęgła hydrokinetycznego do regulacji zmiennoodrotowej powinien być ograniczony do  $i_k \geq$  ok. (0,80) 0,85 ze względu na liniowy spadek jego sprawności przy zmniejszaniu prędkości obrotowej.
- Znacznie wyższe od sprawności zespołu ze sprzęgłem hydrokinetycznym są – już przy  $i_k \leq 0,93$  – sprawności zespołów z tyrystorowymi układami napędowymi, przy czym przy  $i_k \leq$  ok. 0,67 nieco wyższe są sprawności zespołów z układami kaskadowymi.

- Poza szczególnymi przypadkami, o wyborze poszczególnych rozwiązań napędów zmiennoobrotowych powinny decydować łączne koszty inwestycyjne i eksploatacyjne w założonym okresie lub czas zwrotu kosztów inwestycyjnych uzyskanych w wyniku zastąpienia regulacji dławieniowej przez zmiennoobrotową.
- Regulatory pogodowe w węzłach ciepłowniczych mogą powodować znaczne straty energii wskutek dławienia. Celowe byłoby przynajmniej częściowe zmniejszenie tych strat w wyniku bezpośredniego wspomaganie tych regulatorów przez regulację zmiennoobrotową pomp sieciowych, sterowanych impulsami ciśnieniowymi nadawanymi z punktów umieszczonych przed poszczególnymi grupami węzłów.

## 5. PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE <sup>3)</sup>

1. Wprowadzenie regulacji parametrów pracy pomp sieciowych powinno być ostatnim, a nie pierwszym krokiem zespołu przedsięwzięć, których celem byłoby uzyskanie oszczędności energii w procesie przetłaczania wody sieciowej w całym systemie: EC (CM) + m.s.c.
2. Wybór konkretnego rodzaju regulowanego układu napędowego powinien być wynikiem rachunku ekonomicznego, prowadzącego do uzyskania najmniejszych łącznych kosztów:
  - inwestycyjnych (zakup + zainstalowanie napędu),
  - eksploatacyjnych (przede wszystkim: kosztu energii elektrycznej).Nie należy bezkrytycznie przyjmować sugestii producentów poszczególnych, różnych układów regulacji.
3. Przed wykonaniem rachunku ekonomicznego należy w pierwszej kolejności:
  - dokonać inwentaryzacji całego układu oraz pomiarów charakterystyk pomp i poszczególnych elementów wewnętrznej instalacji wody sieciowej,
  - wyznaczyć obliczeniowo i w miarę możliwości zweryfikować doświadczalnie (w możliwym zakresie) charakterystykę  $H_{EC}(Q_s)$  układu: pompy sieciowe plus sieć wewnętrzna EC (CM),
  - wynegocjować z PEC charakterystykę m.s.c. możliwie jak najbardziej zbliżoną do charakterystyki rzeczywistej.
4. Przed ostatecznym wyborem regulowanych układów napędowych należy poprawić stopień jakości doboru pomp do instalacji oraz zmodernizować pompy i wewnętrzną instalację wody sieciowej w celu podwyższenia ich sprawności.

---

<sup>3)</sup> Dotyczą cyklu trzech artykułów, tj.: [1], [2] oraz niniejszego.

5. Modernizacja może polegać nie tylko na poprawie sprawności pomp, lecz także na zmianie struktury pompowni (np. na racjonalną strukturę: 2 pompy główne plus 1 pompa rezerwowa), z większymi pompami o odpowiednio wyższych sprawnościach.
6. Należy stopniowo dążyć do stanu, w którym zmiany strumienia  $Q_s$  wody sieciowej będą wynikiem regulacji parametrów pomp sieciowych w EC lub CM, sterowanych komputerowo na podstawie pomiarów zmian ciśnienia przed węzłami ciepłowniczymi. Regulatory pogodowe w tych węzłach mogłyby wówczas spełniać rolę tylko pomocniczą.
7. Przedstawione wyżej prace wiążą się z bardzo szerokim zakresem działań, które powinny być wykonane w ścisłej współpracy następujących instytucji:
  - elektrociepłownie (ciepłownie) oraz odpowiednie biura projektów,
  - przedsiębiorstwa energetyki cieplnej oraz OBR Ciepłownictwa,
  - wiodące uczelnie techniczne, np. Politechnika Warszawska (Wydziały MEiL, IS, Elektryczny) lub Politechnika Śląska.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] Jędral W.: Ocena aktualnego stanu oraz warunki wprowadzania regulacji pomp sieciowych w krajowych elektrociepłowniach i ciepłowniach. Biuletyn Instytutu Techniki Ciepłej (numer bieżący).
- [2] Jędral W.: Modernizacja pomp i instalacji oraz inne uwarunkowania regulacji ilościowej w elektrociepłowniach i ciepłowniach. Biuletyn Instytutu Techniki Ciepłej (numer bieżący).
- [3] Misiewicz W.: Wybrane zagadnienia regulacji parametrów pracy pomp wirowych. IV Krajowe Forum Producentów i Użytkowników Pomp. Szczyrk 1998, Mater. Konfer. s. 5–10.
- [4] Jędral W.: Racjonalizacja i energooszczędna eksploatacja instalacji pompowych w energetyce cieplnej. Gospodarka Paliwami i Energią, 1996, nr 10, s. 2–5.

## THE SELECTION OF CIRCULATING PUMP VARIABLE DRIVE SYSTEMS AND THEIR MODES OF WORKING WITH HEATING NODE REGULATORS

### Summary

The performance and efficiency of different variable speed drives are described and compared in this paper. The selection method of a variable-speed drive system is presented taking into account the minimizing total investment and exploitation costs. A partial elimination of weather regulators in heating nodes is proposed.