

# Poprawa efektywności energetycznej procesu pompowania wody w małych źródłach ciepła o mocy 10-50 MW

## Wstęp

Lokalne ciepłownie i kotłownie o mocy 10 do 50 MW są często podstawowymi źródłami ciepła systemowego w niedużych miejscowościach. Pod względem technologicznym źródła te w zasadzie nie różnią się od większych źródeł ciepła. Ze względu na lokalny charakter często są one niedoinwestowane w zakresie układów pompowych i technologii pompowania. W artykule omówiono główne czynniki wpływające na koszty pompowania wody oraz przedstawiono możliwości poprawy efektywności energetycznej procesu pompowania zarówno przez zmianę układu technologicznego, jak i poprawę sprawności maszyn roboczych (pomp, silników, napędów).

## 1. Koszty pompowania wody sieciowej

Woda sieciowa jest nośnikiem ciepła; strumień jej masy przy zadanym spadku temperatur  $\Delta T$ , zapewnia dostarczenie do systemu ciepłowniczego określonej mocy cieplnej:

$$Q_t = m_w c_w \Delta T \quad (1)$$

gdzie:

$Q_t$  – moc cieplna, kW,  
 $m_w$  – strumień masy wody, kg/s,  
 $c_w$  – średnie ciepło właściwe wody, kJ/(kg·K),  
 $\Delta T$  – różnica temperatury wody zasilającej i powrotnej, K.

Koszty pompowania wody stanowi suma:

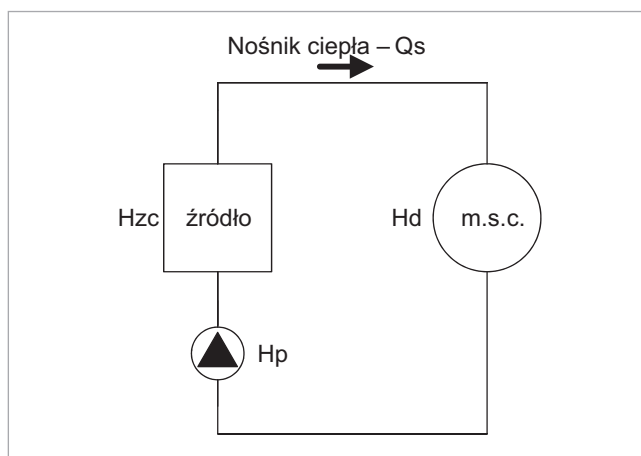
- kosztów współpracy źródła i sieci (przepływ wody i ciśnienie dyspozycyjne),
- kosztów strat ciśnienia będących skutkiem technologicznego rozwiązania źródła ciepła,
- kosztów strat ciśnienia występujących w instalacji wewnętrznej źródła ciepła (opory kotłów i rurociągów, rodzaj armatury),
- kosztów strat wynikających ze sprawności urządzeń służących do przesyłania wody (pompy, silniki, przemienniki)

O ile przepływ wody w źródle wynika bezpośrednio z jego wymaganej mocy cieplnej przy określonej  $\Delta T$ , to wysokość podnoszenia pomp  $H_p$  musi być wystarczająca do pokonania wewnętrznych oporów źródła  $H_{zc}$  oraz zapewnienia wymaganego ciśnienia dyspozycyjnego  $H_d$  w miejskiej sieci ciepłownej (m.s.c.) – rys. 1.

$$H_p = H_{zc} + H_d \quad (2)$$

gdzie:

$H_p$  – wysokość podnoszenia pomp, m,  
 $H_{zc}$  – wysokość oporów wewnętrznych źródła, m,  
 $H_d$  – wysokość ciśnienia dyspozycyjnego, m.



Rys. 1. Uproszczony, ideowy schemat systemu

Moc elektryczna zużywana do pompowania wynika bezpośrednio z równania mocy użytecznej zespołów pompowych, z uwzględnieniem ich sprawności [1]:

$$P_e = \rho g Q H / (1000 \eta_z) \quad (3)$$

gdzie:

$P_e$  – pobierana moc elektryczna, kW,  
 $\rho$  – gęstość pompowanej wody, kg/m<sup>3</sup>,  
 $g = 9,81$  – przyspieszenie ziemskie, m/s<sup>2</sup>,  
 $Q$  – strumień objętości, m<sup>3</sup>/s,  
 $H$  – wysokość podnoszenia, m,  
 $\eta_z = \eta_p \eta_s \eta_f$   
 $\eta_z$  – sprawność zespołu pompowego, jako iloczyn sprawności pompy  $\eta_p$  oraz silnika  $\eta_s$  i falownika  $\eta_f$ .

Efektywność procesu pompowania można określić stosując tzw. wskaźnik kosztu pompowania (kosztu transportu wody sieciowej)  $K$ ; jest on ilorazem mocy elektrycznej zużywanej przez zespoły pompowe oraz strumienia objętości pompowanej wody:

$$K = P_e / Q \quad (4)$$

gdzie:

$K$  – wskaźnik kosztu pompowania, kWh/m<sup>3</sup>,  
 $P_e$  – zużywana moc elektryczna do pompowania, kW,  
 $Q$  – strumień objętości wody sieciowej, m<sup>3</sup>/h.

Wskaźnik ten jest dobrym narzędziem do porównywania kosztów pompowania zarówno w samym źródle ciepła, jak i w całym systemie; wtedy gdy przypiszemy mu zadanie oceny jakości całego systemu ciepłowniczego, tj. źródła i sieci.

W przeszłości w źródłach ciepła wartość tego wskaźnika często dochodziła do 0,4-0,5 kWh/m<sup>3</sup>; obecnie w zmodernizowanych sieciach i zoptymalizowanych źródłach pod względem oporów hydraulicznych, zwykle nie przekracza on 0,2 kWh/m<sup>3</sup>.

## 2. Ciśnienie dyspozycyjne (dyspozycja)

Ciśnienie dyspozycyjne, nazywane potocznie *dyspozycja*, jest różnicą ciśnienia między zasilaniem i powrotem wody sieciowej. Jego wartość oraz przebieg jego zmienności w funkcji przepływu, ma istotny wpływ na koszty pompowania. W systemach ciepłowniczych należy dążyć do uzyskania prawidłowego kształtu charakterystyki dyspozycji (zmian ciśnienia dyspozycyjnego), który powinien być zbliżony do paraboli, przy zachowaniu możliwie małych nadwyżek ciśnienia na końcówkach sieci (technicznie koniecznych).

Ma to szczególne znaczenie w przypadku, gdy układ pompowy jest w pełni regulowany (zmiennoodrotowo), gdyż wówczas każde niepotrzebne dławienie przepływu w sieci (wzrost ciśnienia dyspozycyjnego) w układzie ciepłowniczym powoduje bezpośrednio zwiększenie poboru mocy elektrycznej, a zatem i kosztów pompowania.

Moc hydrauliczna potrzebna do zasilania sieci opisana jest zależnością:

$$P_h = \rho g Q_s H_d / 1000 \quad (5)$$

gdzie:

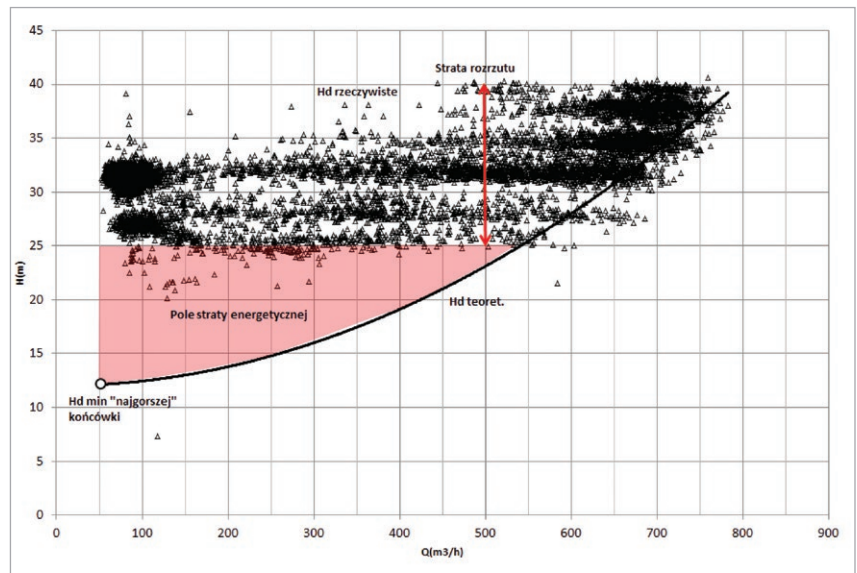
$P_h$  – moc hydrauliczna, kW,  
 $\rho$  – gęstość pompowanej wody, kg/m<sup>3</sup>,  
 $g = 9,81$  – przyspieszenie ziemskie, m/s<sup>2</sup>,  
 $Q_s$  – strumień objętości wody, m<sup>3</sup>/s,  
 $H_d$  – wysokość ciśnienia dyspozycyjnego, m.

Na rysunku 2 przedstawiono rozkład charakterystyki ciśnienia dyspozycyjnego w rzeczywistym układzie oraz teoretyczny przebieg charakterystyki dyspozycji.

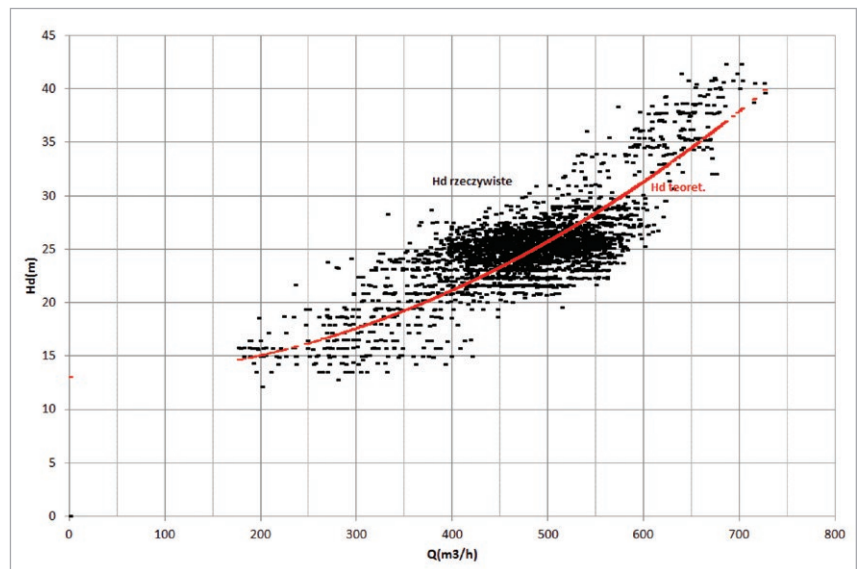
Prezentowany układ ciepłowniczy eksploatowany jest ze stratami mocy spowodowanymi zbyt dużymi nadwyżkami przy mniejszych przepływach oraz zbyt dużym rozrzutem ciśnienia dyspozycyjnego w całym zakresie zmian przepływów wody sieciowej.

Strata mocy wynikająca z rozrzutu w warunkach przykładowego przepływu 500 m<sup>3</sup>/h wynosi ok. 20 kW, co stanowi ok. 25% maksymalnego poboru mocy w warunkach maksymalnego przepływu wody. Pole zacieniowane przedstawia stratę mocy spowodowaną zbyt dużą nadwyżką ciśnienia dyspozycyjnego; np. przy przepływie 250 m<sup>3</sup>/h, strata ta wynosi ok. 40%.

W praktyce straty te można znacznie zminimalizować lub całkowicie je wyeliminować. Warunki eksploatacji sieci



Rys. 2. Ciśnienie dyspozycyjne jednej z ciepłowni



Rys. 3. Paraboliczny rozkład ciśnienia dyspozycyjnego w jednym z układów ciepłowniczych

dobrze wyregulowanej i ze zmniejszonym rozrzutem ciśnienia dyspozycyjnego zostały pokazane na rys. 3.

Na podstawie rys. 3 oraz wyżej podanych uwag można stwierdzić, że:

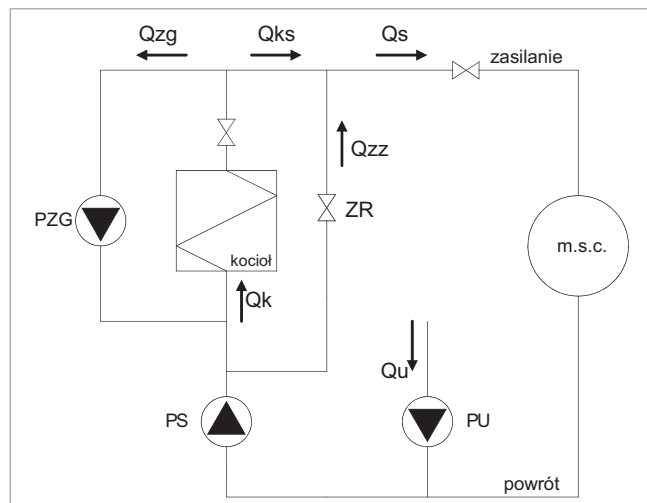
- ciśnienie dyspozycyjne powinno wynikać z minimalnej, jeszcze możliwej, wartości tego ciśnienia w „najgorszej” końcówce sieci (węzle),
- charakterystyka ciśnienia dyspozycyjnego powinna być zbliżona do parabol,
- w eksploatacji układu należy dążyć do minimalizacji rozrzutu wartości ciśnienia dyspozycyjnego.

## 3. Technologia źródła

Technologia źródła i system jego połączeń wewnętrznych ma duży wpływ na koszty pompowania. Szczególnie istotne w tym przypadku jest rozwiązanie układu tzw. mieszania zimnego oraz gorącego. Zależnie od przyjętego schematu technologicznego różny jest poziom strat ciśnienia w tych układach.

## Układ klasyczny

Na rysunku 4 przedstawiono schemat najczęściej spotykanego rozwiązania technologicznego. Pompy sieciowe (obiegowe) zasilają m.s.c. przez zespół kotłów. Część strumienia wody sieciowej płynie przez obejście kotłów, co zapewnia tzw. zmieszanie zimne. Z kolei zespół pomp zmieszania gorącego, pobiera wodę z za kotłów i wprowadza ją przed kotły zapewniając wymaganą, minimalną temperaturę wody na zasileniu kotła.



Rys. 4. Schemat klasycznego układu źródła

W aspekcie wielkości kosztów pompowania główną wadą układu zmieszania zimnego na przedstawionym schemacie jest dławienie przepływu. Strata mocy  $P_{zz}$  spowodowana dławieniem przepływu na zaworze ZR wynika z oporu kotła  $H_k$  oraz przepływu wody w układzie zmieszania zimnego  $Q_{zz}$ .

$$P_{zz} = \rho g Q_{zz} H_k / (1000 \eta_z) \quad (6)$$

gdzie:

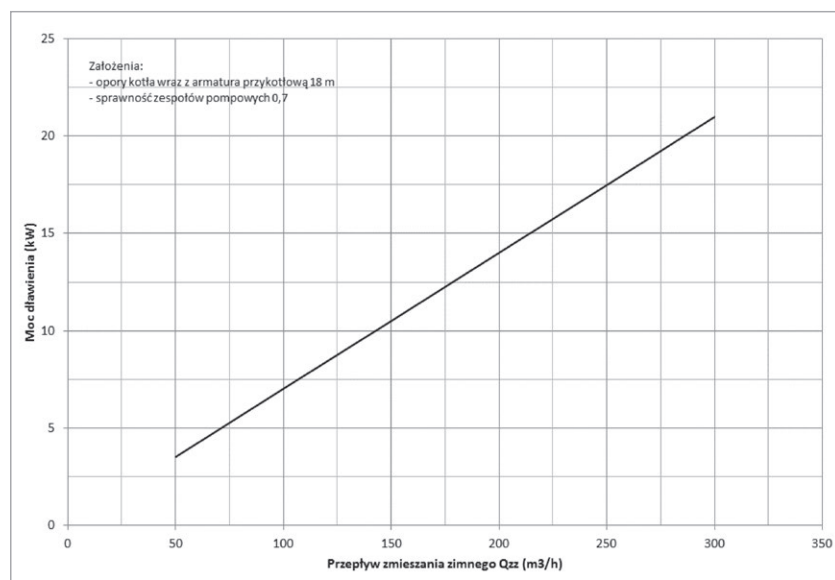
$P_{zz}$ , kW,

$Q_{zz}$ , m<sup>3</sup>/s,

$H_k$ , m,

$\rho$ , kg/m<sup>3</sup>,

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ .



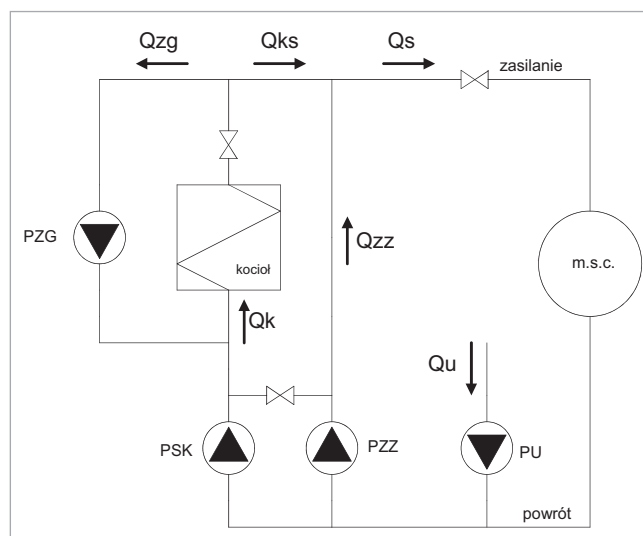
Rys. 5. Strata mocy spowodowanej dławieniem w układzie zmieszania zimnego (przykład)

Przykładową wielkość straty dla kotła WR10 o oporze hydraulicznym 15 m (18 m wraz z armaturą kotła) pokazano na rys. 5.

Tę stratę mocy można wyeliminować stosując inne rozwiązanie technologiczne, co jest szeroko spotykane w źródłach o większych mocach cieplnych oraz coraz częściej w małych źródłach.

## Układ z pionowym podziałem ciśnienia

Na rysunku 6 przedstawiono układ, w którym pompy sieciowe są rozdzielone i pracują przy dwóch różnych poziomach ciśnienia. Przy założeniu pełnej regulacji wydajności pomp (zmiennobrotowej) strata mocy spowodowanej dławieniem w układzie zmieszania zimnego zostaje całkowicie wyeliminowana.



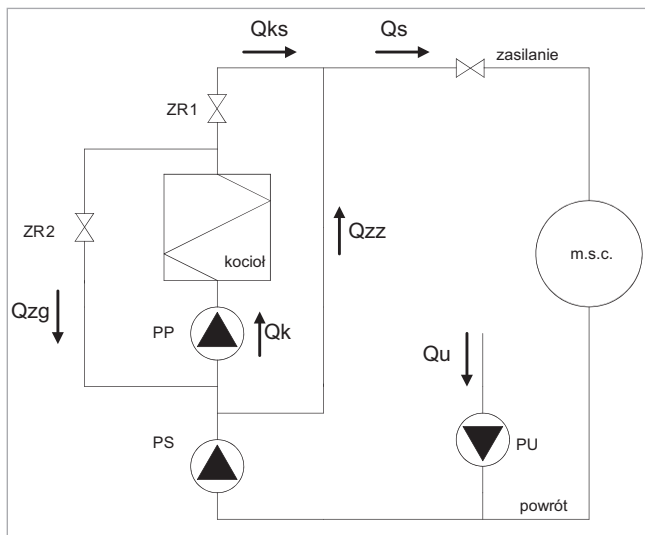
Rys. 6. Schemat układu z pionowym podziałem ciśnienia (często też nazywany jest układem z pompami zmieszania zimnego)

Pompy sieciowo-kotłowe PSK zasilają m.s.c. bezpośrednio przez kotły; natomiast pompy zmieszania zimnego PZZ pracują na obejściu kotłów z inną wysokością podnoszenia, mniejszą o opory przepływu kotła (w stosunku do pomp PSK).

Warunkiem koniecznym do uzyskania efektywnej eksploatacji takiego układu jest konieczność zmiennobrotowej regulacji wszystkich pomp. W przeciwnym przypadku, z powodu zmienności przepływów, zarówno sieciowego, jak i zmieszania zimnego, dławienie na pompach (lub w innym miejscu instalacji) będzie zmniejszało korzystne efekty, a w skrajnych przypadkach całkowicie je zniweluje. Pewną wadą tego rozwiązania jest niższa sprawność pompowania przy bardzo małych przepływach w układzie zmieszania zimnego – wówczas pompa PZZ pracuje zwykle z niską sprawnością (w lewej części swojej charakterystyki).

## Układ z poziomym podziałem ciśnień

Schemat układu pokazano na rys. 7. Opory przepływu przez kotła pokonywane są przez pompę przewalową; natomiast pompa



Rys. 7. Schemat układu z poziomym podziałem ciśnienia (zwany również układem z pompami przewalowymi kotłami)

sieciowa pracuje praktycznie z ciśnieniem wynikającym z wartości ciśnienia dyspozycyjnego w sieci (plus opory samej instalacji). W układzie tym wyeliminowany zostaje zespół pomp zmieszania gorącego. Zmieszanie to zapewnia pobór wody gorącej zza kotła bezpośrednio na ssanie pompy przewalowej.

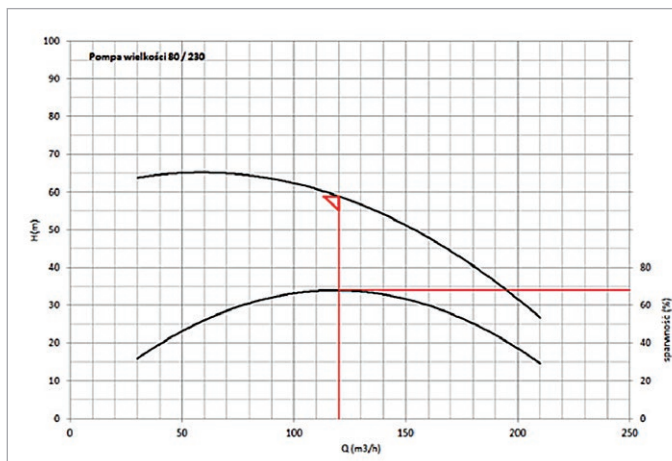
Przy zastosowaniu pełnej zmiennobrotowej regulacji pomp, układ taki od strony hydraulicznej pracuje z minimalnymi stratami, niezależnie od wielkości przepływów, zarówno sieciowego, jak i zmieszania zimnego.

Zalety układu to bardzo dobre właściwości regulacyjne całego źródła, szybka reakcja na zadane parametry (sieciowe lub kotłowe), oraz najmniejszy z możliwych poziom strat ciśnienia w układzie pompowania.

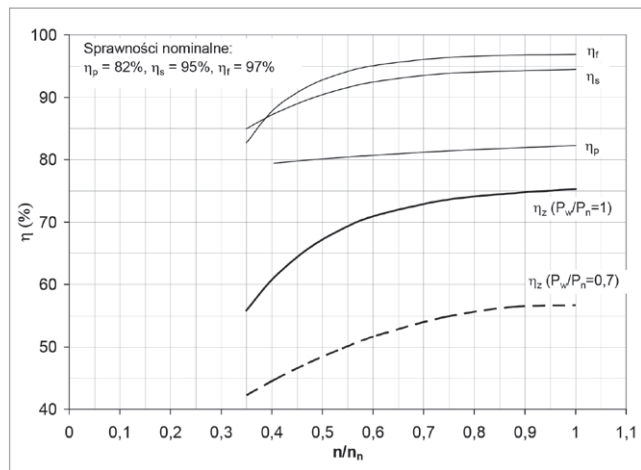
#### 4. Pompy i zespoły pompowe

We wcześniej opisanych technologiach konwencjonalnych źródeł ciepła o małej mocy, jako pompy sieciowe, przewalowe kotłowe, zmieszania gorącego, najczęściej używane są pompy blokowe, osiowo-ssące, o rodowodzie konstrukcyjnym sięgającym lat 70-tych XX w.

Są to urządzenia różnych producentów, o dość prostych konstrukcjach oraz przyjazne w eksploatacji. Jednak z uwagi na wiek oraz częste ich przewymiarowanie w stosunku



Rys. 9. Porównanie charakterystyk przepływu i sprawności pompy starszej konstrukcji z wirnikiem  $\Phi 230$  i współczesnej pompy Wilo (wydajność  $Q = 120\text{m}^3/\text{h}$ )



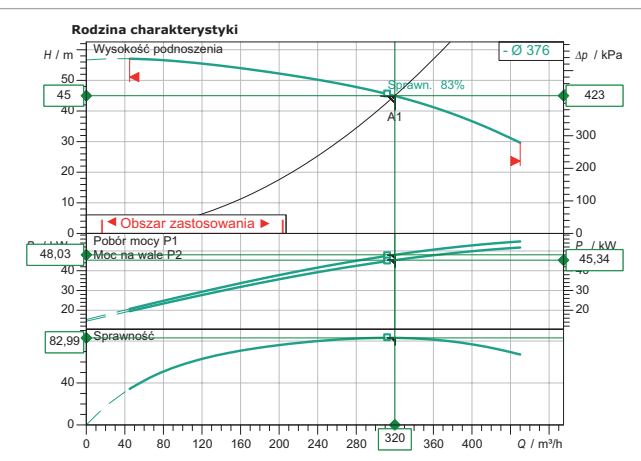
Rys. 8. Sprawność zespołu pompowego (pompa, silnik, napęd) w zależności od wartości stopnia regulacji [2]

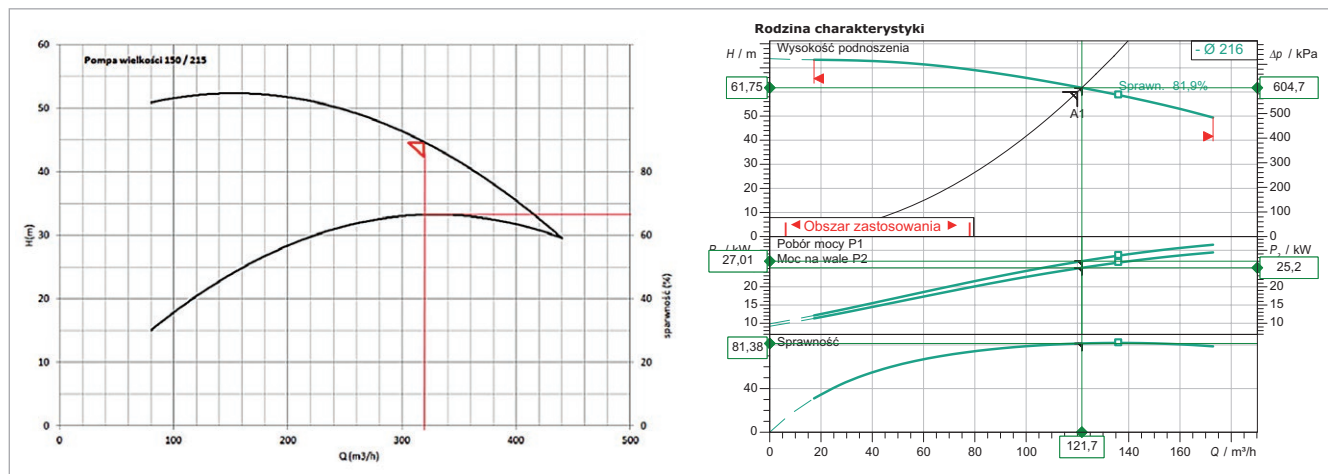
do rzeczywistego zapotrzebowania na ciepło, są to jednostki bardzo energochłonne.

Doposażenie tych pomp w przemienniki częstotliwości oraz dostosowanie ich charakterystyki przepływu do rzeczywistej charakterystyki oporów, stwarza tylko pozory optymalizacji układu. Zgodnie z rysunkiem 8, sprawność zespołu pompowego, przy dość wysokich sprawnościach wyjściowych poszczególnych urządzeń, ale przy ich przewymiarowaniu (i wynikającym stąd niedociągnięciu), jest niska i dalej spada wraz ze zmniejszaniem prędkości obrotowej wirnika pompy i obciążenia zespołu pompowego. Doposażenie znacznie przewymiarowanej pompy o niskiej sprawności, ze stromą charakterystyką sprawności, w przemienniki częstotliwości i znaczne zregulowanie zespołu ( $n/n_n$ ) tylko w niewielki sposób obniża zużycia energii i wspomniany wcześniej wskaźnik kosztu pompowania (kosztu transportu) wody sieciowej  $K$  ( $\text{kWh}/\text{m}^3$ ). Działanie takie stwarza tylko pozory optymalizacji układu – regulujemy głównie nadwyżki parametrowe urządzeń o niskiej sprawności.

#### Charakterystyki pomp powszechnie używanych we współczesnych systemach ciepłowniczych

Na rysunkach 9 i 10 pokazano charakterystyki starszych pomp, jeszcze często spotykanych w ciepłownictwie oraz pomp współczesnych. Porównując charakterystyki tych





Rys. 10. Porównanie charakterystyk przepływu i sprawności pompy starszej konstrukcji z wirnikiem  $\Phi 215$  i współczesnej pompy Wilo (wydajność dla  $Q = 320 \text{ m}^3/\text{h}$ )

pomp w aspekcie ich pracy w m.s.c. należy zwrócić uwagę na trzy bardzo ważne właściwości współczesnych pomp:

- stateczna charakterystyka przepływu,
- wysoka sprawność (różnica rzędu nawet kilkunastu %),
- płaski pagórek charakterystyki sprawności w szerokim zakresie zmian wydajności.

Te trzy właściwości dają nam większą możliwość wysoko-sprawnej regulacji pomp oraz sprawiają, że zmniejszenie sprawności przy regulacji (nieuniknione) całego zespołu pompowego jest mniejsze niż w pompach o niskich sprawnościach [2].

Porównanie sprawności innych przykładowych wielkości pomp pokazano w tabeli.

**TABELA.** Porównanie sprawności nominalnych przykładowych pomp o różnych wyróżnikach szybkobieżności (dla  $n = 2900$  obr/min) oraz zbliżonych parametrach hydraulicznych  $Q, H$

Kinematyczny wyróżnik szybkobieżności $n_Q$	Sprawność nominalna, %	
	pompa starego typu	pompa Wilo współczesnej konstrukcji
20	52	77
25	68	81
29	80	86
35	68	81
50	65	85

Porównanie charakterystyk oraz sprawności pokazuje rozwój technologiczny konstrukcji pomp, szczególnie mniejszych. Jest to niewątpliwie wynikiem współczesnych technik projektowania (w tym stosowanie programów CFD), lepszych technologii odlewniczych, stosowania elementów przepływowych wykonanych w technologii blaszanej lub z tworzyw sztucznych oraz lepszych rozwiązań innych elementów mechanicznych (łożyska, dławnice itp.).

Tylko optymalny dobór nowych pomp, dopasowanych do charakterystyki sieci, o sprawnościach rzędu 80% i większych, z płaskimi charakterystykami sprawności oraz zbudowanie odpowiednich algorytmów sterowania, zapewniających regulację prędkości obrotowej pomp w ściśle określonym zakresie sprawi, że znacznie obniżymy moc potrzebną do pompowania wymaganych ilości wody, a tym samym obniżymy koszty eksploatacji. Regulacja pomp o niskich sprawnościach, często przewymiarowanych, zawsze prowadzi do niepotrzebnych strat i znacznego spadku sprawności procesu pompowania. Częstym

błędem popełnianym w projektowaniu jest również pomijanie w algorytmach sterowania ograniczeń wynikających z obszaru stosowalności w obrębie charakterystyk zarówno przepływowych jak i sprawnościowych pomp. Skutkiem tego jest praca daleko poza obszarem akceptowalnych sprawności [3].

#### 4. Podsumowanie

Pełna minimalizacja kosztów pompowania wody w źródłach ciepła wymaga działań w różnych obszarach, zarówno w zakresie optymalizacji pracy sieci, jak też zmiany technologii pompowania w źródle. Uzyskanie dobrych efektów zapewnia stosowanie nowoczesnych pomp, o wysokich sprawnościach energetycznych, wyposażonych w regulowane napędy zmiennieobrotowe oraz poprawny dobór zespołów pompowych. Działanie takie umożliwi praktycznie bezdławieniową eksploatację układu (z wyjątkiem koniecznych dławień technologicznych). Przedstawione w artykule zagadnienia są również użyteczne w analizie pracy większych źródeł ciepła, przy czym ze względu na często spotykane w większych ciepłowniach kotły parowe (kotły OR16, OR32) powinny być rozszerzone również o zagadnienia z nimi związane. Całość działań prowadzi do znacznego podwyższenia efektywności energetycznej układu i osiągnięcia związanych z tym korzyści, a więc mniejszego zużycia energii do pompowania, zmniejszenie zamówionej mocy elektrycznej oraz uzyskanie efektów środowiskowych (redukcja emisji  $\text{CO}_2$ ).

dr inż. Andrzej Misiewicz,  
Zakład Przepływowych Maszyn Energetycznych ENERGOM s.c.,  
e-mail: andrzej.misiewicz@energom.com.pl  
mgr inż. Grzegorz Grzyb,  
WILO – Polska,  
email: grzegorz.grzyb@wilo.com,  
kom.: +48 604 900 666

#### LITERATURA

- [1] Świtalski P. „Technika pompowa – leksykon”. CEDOS, Wrocław 2009.
- [2] Misiewicz W., A. Misiewicz. „Napędy regulowane w układach pompowych źródeł ciepła”, KAPE, Warszawa 2008.
- [3] Murawski J., A. Misiewicz. „Przebiegi częstotliwości w układzie technologicznym ciepłowni o mocy 100 MWt”, *Zeszyty problemowe – Maszyny elektryczne*, KOMEL 2016
- [4] Program doboru pomp WILO-Select.