

Kazimierz KURPISZ

Instytut Techniki Ciepłej

PRZEMYSŁOWE POMPY I TRANSFORMATORY CIEPŁA

Streszczenie. W pracy przedstawiono możliwości wykorzystania pomp grzejnych i transformatorów ciepła w ciepłownictwie oraz do racjonalizacji gospodarki energetycznej zakładów przemysłowych. Omówiono typy i rodzaje pomp i transformatorów oraz ich efektywność energetyczną.

1. WSTĘP

Liczne procesy przemysłowe wymagają dostarczania ciepła przy rozmaitych poziomach temperatury. W chwili obecnej ciepło to uzyskuje się najczęściej w urządzeniach, w których wykorzystuje się nośnik energii o temperaturze znacznie wyższej niż wymagana (spaliny, nośniki wysokotemperaturowej energii odpadowej itp.). Bardzo często występująca w urządzeniu znaczna różnica temperatury jest źródłem znacznych strat egzergii w procesie.

Z drugiej strony wiele procesów technologicznych jest źródłem nośników energii odpadowej o temperaturze niższej od temperatury wymaganej w procesie. Z tego też powodu wykorzystanie niskotemperaturowej energii odpadowej jest w gospodarce narodowej znikome. Pewne możliwości poprawy tej sytuacji stwarzają pompy grzejne i transformatory ciepła. Jeżeli różnica między temperaturą wymaganą przez proces technologiczny a temperaturą nośnika energii odpadowej jest dość znaczna, to można rozważyć zastosowanie pompy grzejnej. Jeżeli zaś ta różnica nie jest znaczna, to można rozważyć zastosowanie rozdzielających transformatorów ciepła, zwanych także podwyższającymi. Urządzenia te powinny być rozpatrywane jako rozwiązania alternatywne względem bezpośredniego wykorzystania nośnika energii odpadowej do podgrzewania substratów procesu.

2. POMPY GRZEJNE

Możliwości wykorzystania pomp grzejnych w ciepłownictwie i w przemyśle były w Polsce przedmiotem licznych prac badawczych i artykułów naukowych. W większości tych publikacji autorzy powołując się na przykłady wykorzy-

stania pomp grzejnych w gospodarce energetycznej krajów zachodnich dowodzą ich znacznej przydatności także w polskich warunkach (por. [1,2,3]).

W krajach Europy Zachodniej oraz w Stanach Zjednoczonych i Kanadzie rzeczywiście obserwuje się ogromne zainteresowanie pompami grzejnymi. Według danych cytowanych w [4] w Stanach Zjednoczonych w roku 1986 eksploatowano ich ponad 4 mln, a do 2000 roku liczba ta ma wzrosnąć do 26 mln. Roczna produkcja pomp grzejnych w Japonii sięga ok. 0,5 mln sztuk. Liczby te dotyczą głównie małych pomp do ogrzewania niewielkich budynków mieszkalnych, ale w zauważalny sposób wzrasta także zainteresowanie wykorzystaniem pomp grzejnych w przemyśle. Oceniając te liczby należy jednak uwzględnić fakt, że w wielu przypadkach decyzja o zainstalowaniu pompy grzejnej wynika z przesłanek pozaekonomicznych, np. z chęci zapewnienia wyższego komfortu.

Wnioski wynikające z tych rozważań nie powinny być przenoszone w sposób bezkrytyczny do warunków polskich [5, 6]. Wynika to ze specyfiki polskiej gospodarki energetycznej. Po pierwsze energię elektryczną wytwarzamy prawie wyłącznie w kosztownych elektrowniach ciepłych, zasilanych węglem kamiennym lub brunatnym. Po drugie nie dysponujemy nadmiarem paliw gazowych lub ciekłych, co uniemożliwia rozpowszechnienie pomp grzejnych o napędzie spalinowym. Po trzecie dysponujemy ograniczonymi zasobami środków inwestycyjnych i nie stać nas na inwestycje długo rentujące się. Podobne wątpliwości napotykać można w publikacjach w krajach o zbliżonym do naszego typie gospodarki. Na przykład w ZSRR uważa się, że znikomy udział pomp grzejnych w gospodarce energetycznej kraju wynika z trzech powodów [7]:

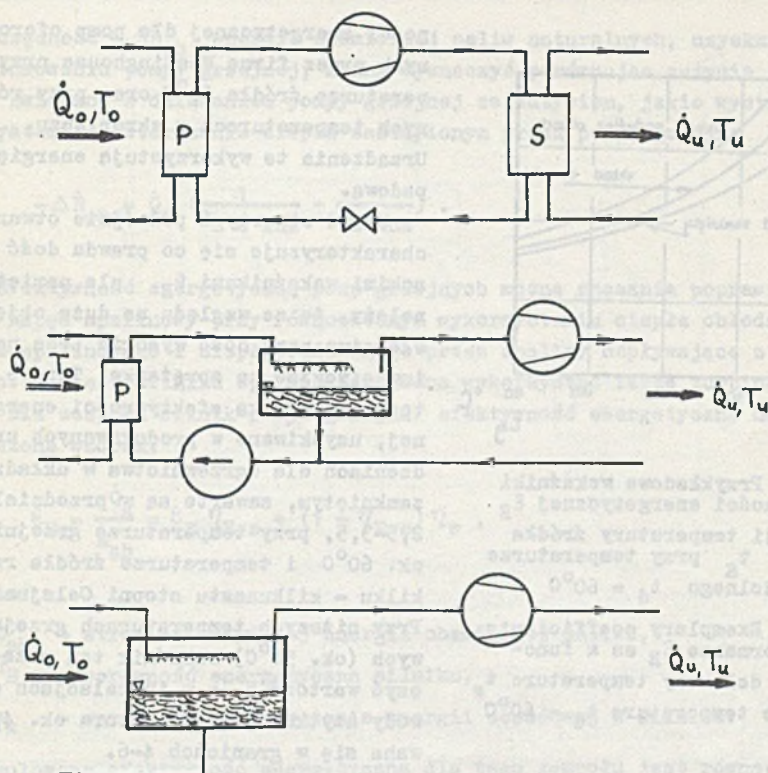
- wybrano wariant ucieplnienia kraju oparty na dużych scentralizowanych źródłach ciepła takich, jak elektrociepłownie konwencjonalne i jądrowe,
- koszt paliw pierwotnych jest relatywnie niski,
- słabo rozpowszechnione jest klimatyzowanie budynków oraz ogrzewanie elektryczne, a w obu tych przypadkach korzystne jest stosowanie pomp grzejnych.

Wydaje się, że wymienione przyczyny małej konkurencyjności pomp grzejnych w stosunku do klasycznych źródeł ciepła mogą być bez zastrzeżeń zastosowane w warunkach polskich.

Ocenie możliwości stosowania pomp grzejnych w Polsce nie sprzyja przede wszystkim fakt, że większość urządzeń nie jest w Polsce produkowana, a zatem praktycznie nie jest możliwe oszacowanie ich opłacalności, będącej podstawowym kryterium efektywności przedsięwzięć inwestycyjnych lub modernizacyjnych.

2.1. Typy i rodzaje pomp grzejnych

Pompa grzejna jest urządzeniem cieplnym, którego zadaniem jest dostarczanie ciepła do przestrzeni ogrzewanej lub do strumienia czynnika ogrzewanego kosztem płatnej energii napędowej i bezpłatnego ciepła pobieranego z otoczenia lub od nośnika ciepła odpadowego.



Rys. 1. Pompa grzejna w układzie zamkniętym, otwartym i podwójnie otwartym

P - parowacz, S - skraplacz

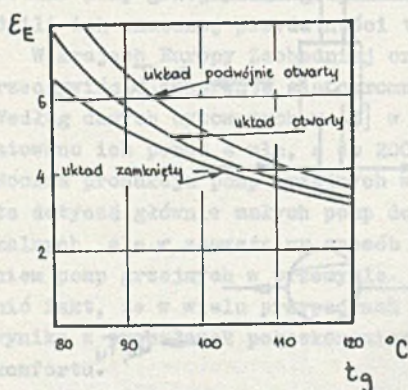
Fig. 1. Closed, open and open-open cycle heat pumps

P - evaporator, S - condenser

Do najczęściej spotykanych typów należą pompy grzejne sprężarkowe o napędzie elektrycznym. Wskaźnik efektywności energetycznej pomp sprężarkowych o napędzie elektrycznym definiuje się jako stosunek strumienia ciepła grzejnego \dot{Q}_g do napędowej mocy elektrycznej N_{el}

$$\varepsilon_E = \frac{\dot{Q}_g}{N_{el}} \quad (1)$$

Wskaźnik ten silnie zależy od temperatur źródeł ciepła współpracujących z urządzeniem oraz od rodzaju układu. Pompa może pracować w trzech układach: zamkniętym, otwartym i podwójnie otwartym (por. rys. 1). Najwyższe wskaźniki uzyskuje się dla układu podwójnie otwartego, najniższe dla zamkniętego. Na rys. 2 przedstawiono przykładowe wartości wskaźnika efektyw-



Rys. 2. Przykładowe wskaźniki efektywności energetycznej ξ_E w funkcji temperatury źródła górnego t_g przy temperaturze źródła dolnego $t_d = 60^\circ\text{C}$

Fig. 2. Exemplary coefficients of performance ξ_E as a function of delivery temperature t_g - source temperature $t_d = 60^\circ\text{C}$

Analizując te wskaźniki należy jednak koniecznie uwzględnić wszystkie wielkości wpływające na efektywność energetyczną całego systemu, w skład którego wchodzi pompa grzejna. Na przykład dla pomp napędzanych elektrycznie należy uwzględnić tzw. skumulowaną sprawność energetyczną dostawy energii elektrycznej $\eta_{E \text{ el kum}}$. Sprawność ta uwzględnia straty energii we wszystkich ogniwach łańcucha przemian, poczynając od wydobycia i transportu paliw. Powinna ona również uwzględnić zużycie energii na wytwarzanie maszyn i urządzeń dla wszystkich ogniw łańcucha przemian. Skumulowana sprawność energetyczna dostawy energii elektrycznej wynosi w Polsce około 24%. Skumulowaną efektywność energetyczną pompy grzejnej o napędzie elektrycznym określa zatem wzór:

$$\xi_{E \text{ kum}} = \xi_E \eta_{E \text{ el kum}} \quad (2)$$

Wartość tego wskaźnika należy porównać ze skumulowaną sprawnością energetyczną dostawy ciepła w systemie zastąpionym przez pompę grzejną $\eta_{E \text{ o kum}}$. Dodatni efekt energetyczny wystąpi przy spełnieniu warunku:

$$\xi_{E \text{ kum}} > \eta_{E \text{ o kum}} \quad (3)$$

ności energetycznej dla pomp oferowanych przez firmę Westinghouse przy temperaturze źródła 60°C oraz przy różnych temperaturach w skraplaczu. Urządzenia te wykorzystują energię odpadową.

Układ otwarty i podwójnie otwarty charakteryzuje się co prawda dość wysokimi wskaźnikami ξ_E , ale pamiętać należy, że ze względu na duże objętości właściwe pary dość wysokie będą nakłady inwestycyjne na sprężarkę. Typowe wartości wskaźnika efektywności energetycznej, uzyskiwane w produkowanych urządzeniach dla ogrzewnictwa w układzie zamkniętym, zawarte są w przedziale 2,5-3,5, przy temperaturze grzejnikowej ok. 60°C i temperaturze źródła rzędu kilku - kilkunastu stopni Celsjusza. Przy niższych temperaturach grzejnikowych (ok. 50°C) wskaźnik ten może przeżyć wartość 5, a w instalacjach ciepłej wody użytkowej (temperatura ok. 45°C) waha się w granicach 4-6.

Oszczędność $-\Delta\dot{E}_{ch}$ energii chemicznej paliw naturalnych, uzyskana dzięki zastosowaniu pompy grzewczej, można wyznaczyć porównując zużycie tej energii związane z działaniem pompy grzewczej ze zużyciem, jakie wystąpiłoby w systemie dostarczania ciepła zastąpionym przez pompę grzewczą

$$-\Delta\dot{E}_{oh} = \dot{Q}_g \left(\frac{1}{\eta_{E\ c\ kum}} - \frac{1}{\epsilon_{E\ kum}} \right) . \quad (4)$$

Efektywność energetyczną pomp grzewczych można znacznie poprawić stosując napęd spalinowy przy równoczesnym wykorzystaniu ciepła chłodzenia silnika spalinowego i ciepła oddawanego przez spaliny odpływające z tego silnika. Zamiast silnika spalinowego można wykorzystać także turbinę spalinową. Dla zespołu silnik-pompa grzewcza efektywność energetyczna może być wyrażona wzorem:

$$\epsilon_E = \frac{\dot{Q}_g}{\dot{E}_{ch}} = \epsilon_E \eta_{E\ s} + (1 - \eta_{E\ s}) \eta_w , \quad (5)$$

gdzie:

\dot{E}_{ch} - strumień zużywanej energii chemicznej paliwa,

$\eta_{E\ s}$ - sprawność energetyczna silnika,

η_w - sprawność wykorzystania energii odpadowej z silnika.

Skumulowana efektywność energetyczna dla tego zespołu jest równa:

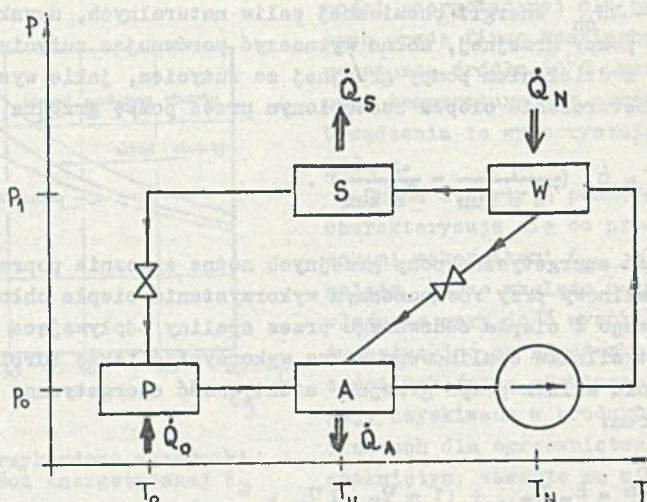
$$\epsilon_{E\ kum} = \eta_{E\ pt\ kum} \epsilon_E , \quad (6)$$

gdzie $\eta_{E\ pt\ kum}$ oznacza skumulowaną sprawność energetyczną pozyskania, przerobu i transportu paliwa zasilającego zespół.

Dla paliw płynnych wielkość ta jest bliska 90%. Łatwo wykazać (por. [6]), że dla przeciętnych danych zarówno ϵ_E , jak i $\epsilon_{E\ kum}$ jest wyraźnie większe od jedności.

W ostatnich latach coraz większą popularnością cieszą się pompy grzewcze ciepłone, tzn. zasilane ciepłem napędowym (rys. 3) [8]. Spowodowane to zostało między innymi najnowszymi osiągnięciami w dziedzinie roztworów roboczych urządzeń absorpcyjnych [9]. Wskaźnik efektywności energetycznej pomp grzewczych ciepłonych może być w przybliżeniu zapisany wzorem:

$$\epsilon_E = \frac{\dot{Q}_g}{\dot{Q}_N} , \quad (7)$$



Rys. 3. Schemat pompy grzewczej cieplnej

P - parowacz, S - skraplacz, A - absorber, w - warnik

Fig. 3. Absorption heat pump

P - evaporator, S - condenser, A - absorber, W - generator

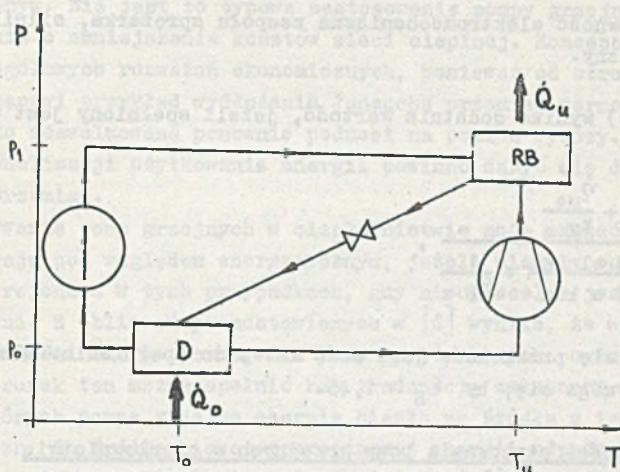
gdzie \dot{Q}_N oznacza ciepło napędowe. We wzorze (7) pominięto moc napędowa pomp, która zwykle jest niewielka w porównaniu z \dot{Q}_N . Wskaźnik skumulowany równy jest:

$$\epsilon_E \text{ kum} = \epsilon_E \eta_E g \text{ kum} , \quad (8)$$

gdzie $\eta_E g \text{ kum}$ jest skumulowaną sprawnością dostarczania ciepła napędowego. Jeżeli pompa grzewcza jest napędzana parą wodną, produkowaną w kotle parowym, to wielkość ta dla warunków polskich wynosi $\eta_E g \text{ kum} \approx 65\%$.

Absorpcyjne pompy grzewcze mają co prawda niższy wskaźnik efektywności energetycznej ϵ_E (zwykle $\epsilon_E \approx 1,2 \div 1,7$), ale pod względem sprawności energetycznej pompom sprężarkowym wiele nie ustępują, a skumulowany wskaźnik $\epsilon_E \text{ kum}$ mają zwykle lepszy. Ważną zaletą pomp absorpcyjnych jest to, że mogą być z powodzeniem instalowane na wolnej przestrzeni, ewentualnie pod niewielkim zadaszaniem i nie wymagają skomplikowanych układów regulacyjnych, tak jak pompy sprężarkowe.

Pewnym połączeniem zalet urządzeń sprężarkowych i absorpcyjnych jest resorpcyjna pompa grzewcza (rys. 4) [10], która jest tańsza zarówno w instalacji, jak i eksploatacji od układu absorpcyjnego. Urządzenia tego typu nie zostały jak dotąd wprowadzone do praktyki przemysłowej.



Rys. 4. Schemat resorpcyjnej pompy grzewczej
RB - resorber, D - desorber

Fig. 4. Resorption heat pump
RB - resorber, D - desorber

Na zakończenie przeglądu typów pomp grzewczych warto jeszcze wspomnieć o chemicznej pompie grzewczej [11]. Urządzenie to nie wyszło jeszcze z etapu badań podstawowych. Niewielka jest także jak dotąd jego efektywność energetyczna. W przyszłości może znaleźć zastosowanie w tych przypadkach, gdzie wymagane są wyższe temperatury czynnika ogrzewanego (ponad 200-250°C). Istnieje tu także możliwość akumulacji energii. Pompa ta wykorzystuje ciepło egzotermicznych i endotermicznych reakcji chemicznych, przebiegających pod różnymi ciśnieniami.

Maszyna zbudowana na zasadzie pompy grzewczej, ale spełniająca równoległe dwa zadania, jest maszyną ziębiąco-grzewczą. Jej zadaniem jest pobieranie ciepła z przestrzeni ziębionej i oddawanie ciepła do przestrzeni ogrzewanej (lub do strumienia czynnika ogrzewanego), przy czym oddawanie ciepła grzewczego jest raczej ubocznym efektem użytecznym. Oszczędność energii chemicznej paliw naturalnych można w rozpatrywanym przypadku wyrazić wzorem [6]:

$$-\Delta \dot{E}_{oh} = \dot{Q}_g \left\{ \frac{1}{\eta_{E o \text{ kum}}} + \frac{1}{\eta_{E e1 \text{ kum}}} \left[\frac{1}{\varepsilon_{E z}} - \frac{1}{\varepsilon_E} \left(1 + \frac{\eta_{me}}{\varepsilon_{E z}} \right) \right] \right\}, \quad (9)$$

gdzie:

- $\varepsilon_{E z}$ - wskaźnik efektywności energetycznej zastąpionej ziębiarki,
- ε_E - wskaźnik efektywności energetycznej dla maszyny ziębiąco-grzewczej potraktowanej jak pompa grzewcza,

η_{me} - sprawność elektromechaniczna zespołu sprężarka, silnik elektryczny.

Ze wzoru (9) wynika dodatnia wartość, jeżeli spełniony jest warunek:

$$\xi_E > \frac{1 + \frac{\eta_{me}}{\xi_E z}}{\frac{\eta_{E \text{ el kum}}}{\eta_{E \text{ o kum}}} + \frac{1}{\xi_E z}}, \quad (10)$$

co, jak można się przekonać, jest dość łatwe do spełnienia. Dla przeciętnych danych wymaga się, by $\xi_E > 1,45$.

2.2. Możliwości stosowania pomp grzejnych w ciepłownictwie

Analiza opłacalności stosowania pomp grzejnych w ciepłownictwie możliwa jest jedynie na podstawie danych literaturowych. Ponadto nie będą przedmiotem rozważań w niniejszej pracy małe pompy grzejne do ogrzewania pojedynczych mieszkań, domków, czy do produkcji ciepłej wody użytkowej. Rozważając bowiem tę kwestię należałoby rozpatrzyć wiele uwarunkowań (por. [5, 6]).

Dla warunków naszego kraju interesująca jest natomiast opłacalność stosowania pomp grzejnych w układach scentralizowanych. Nie budzi dziś żadnych wątpliwości wniosek, że nieopłacalne jest skojarzenie pompy z elektrownią kondensacyjną przy wykorzystaniu entalpii kondensacji pary jako źródła ciepła. Wniosek ten można udowodnić zarówno od strony termodynamicznej, jak i ekonomicznej [12, 13].

Kolejny wniosek, który nie budzi wątpliwości, dotyczy wyższej efektywności energetycznej elektrociepłowni w stosunku do pompy grzejnej. W [6] wykazano na przykład, że dla przeciętnych warunków zastosowanie pompy grzejnej sprężarkowej o napędzie elektrycznym byłoby efektywne w skali kraju pod względem energetycznym w stosunku do elektrociepłowni, gdyby wskaźnik efektywności energetycznej pompy, wynikający ze wzorów (1)-(3), był większy niż 4,9. Wynika to z faktu, że skumulowana sprawność energetyczna dostawy ciepła z elektrociepłowni jest większa od 1. Dla pomp grzejnych absorpcyjnych wskaźnik ten powinien być większy od 1,8-1,9. Do podobnego wniosku dochodzi autor w [14], wykazując że pompa grzejna i elektrociepłownia byłyby termodynamicznie równoważne, gdyby ciśnienie pary z upustów ciepłowniczych było nie niższe niż 1,2 MPa.

Spotyka się jeszcze jedną koncepcję współpracy pompy grzejnej z elektrociepłownią. Pompa byłaby zlokalizowana na granicy sieci rozdzielczej i układu przesyłowego. Pobierałaby ciepło z wody powracającej z sieci rozdzielczej i przekazywałaby go po stronie zasilania, obniżając temperaturę wody w rurociągu powrotnym i zmniejszając ilość przesyłanej wody w ruró-

ciągu zdalnym. Nie jest to typowe zastosowanie pompy grzewczej, bo chodzi tu wyłącznie o zmniejszenie kosztów sieci ciepłej. Koncepcja ta wymagałaby szczegółowych rozważań ekonomicznych, ponieważ od strony termodynamicznej stanowi przykład wydłużania łańcucha przemian termodynamicznych, gdyż ciepło zdewaluowane ponownie podnosi na poziom wyższy. Tymczasem przy racjonalizacji użytkowania energii powinno dążyć się do skrócenia łańcucha przemian.

Zastosowanie pomp grzewczych w ciepłownictwie może okazać się efektywne w skali kraju pod względem energetycznym, jeżeli miałyby one zastąpić kotłownię rejonową w tych przypadkach, gdy nieopłacalna jest budowa elektrociepłowni. Z obliczeń przedstawionych w [6] wynika, że wymagany wskaźnik efektywności energetycznej dla pomp sprężarkowych powinien być większy od 2,7. Warunek ten można spełnić bez trudności, zwłaszcza w tych przypadkach, w których pompa grzewcza czerpie ciepło ze źródła o temperaturze 25-25°C, tzn. że źródła niskotemperaturowej energii odpadowej. Pompa absorpcyjna jest zawsze energetycznie bardziej efektywna niż kotłownia rejonowa. Należy jednak podkreślić, że uzyskanie dodatniego efektu energetycznego nie świadczy jeszcze o celowości instalowania pompy grzewczej. Konieczne jest między innymi przeprowadzenie rachunku ekonomicznego i skontrolowanie czasu zwrotu nakładów inwestycyjnych. Czas ten powinien być nie dłuższy niż dla innych przedsięwzięć służących racjonalizacji użytkowania energii. Tymczasem układy z pompą grzewczą mogą być dość drogie. Z projektu stacji ciepłowniczej przedstawionej w [15], przy typowych założeniach projektowych, wynika, że 1 MW mocy grzewczej pomp absorpcyjnych kosztuje 48,6 tys. rubli, a kotłów wodnych 22,2 tys. rubli. Różnica w nakładach inwestycyjnych jest zatem ogromna. Tym niemniej ciepłownia z pompami grzewczymi zużyłaby rocznie ok. 0,45 tys. t. p.u. na 1 MW mocy grzewczej a klasyczna kotłownia ok. 0,57 tys. t.p.u. Kluczową zatem sprawą przy porównywaniu tych dwóch wariantów jest koszt paliw.

Z przytoczonych rozważań wynika, że celowość wprowadzenia pomp grzewczych do ciepłownictwa zależy przede wszystkim od przyjętej koncepcji rozbudowy sieci ciepłych. Oparcie tej rozbudowy na dużych elektrociepłowniach eliminuje pompy grzewcze. Mogą być one konkurencyjne w stosunku do kotłowni rejonowych, zwłaszcza w tych przypadkach, w których dostępne byłyby duże źródła energii odpadowej. Uwzględnić trzeba w tym przypadku dość znaczne nakłady inwestycyjne. Argumentem przemawiającym na rzecz stosowania pomp grzewczych jest możliwość korzystania z tańszej energii elektrycznej w okresie "dolin" nocnych, co nie zostało uwzględnione w niniejszych rozważaniach. Argument ten dotyczy jednak głównie małych pomp sprężarkowych, stosowanych w budownictwie rozproszonym. Takie pompy wymagałyby ponadto stosowania zasobników ciepła.

Stosowanie pomp grzewczych w ciepłownictwie stało się natomiast powszechne w krajach zachodnich. Dotyczy to zarówno małych pomp, jak i całych systemów ciepłowniczych. Pierwszy taki system o mocy 1,3 MW uruchomiono

w 1973 roku w Balzers w Liechtensteinie. Obecnie szacuje się, że w świecie działa ok. 200 systemów ciepłych opartych na pompach grzejących [16]. Największy uruchomiono w 1986 roku w Ropsten w Szwecji. Zainstalowano tam 6 pomp, napędzanych dwustopniowymi sprężarkami odśrodkowymi, o mocy cieplnej 160 MW. Źródłem ciepła jest woda morska, produkowany czynnik grzewczy ma temperaturę 80°C. Dodatkowo zainstalowano tam dwa kotły elektryczne o mocy 40 MW. Koszt całej stacji wyniósł 53 mln dolarów. Większość pozostałych stacji pomp grzejących dużej mocy także znajduje się w Skandynawii (np. Göteborg, Helsinki-Hanasaari, Frederikshavn w Danii, Baerum i Oslo w Norwegii itp.). Związane to jest zarówno z niskim kosztem energii elektrycznej, produkowanej w elektrowniach wodnych, jak i troską o ochronę środowiska, zwłaszcza w rejonach dużych miast.

Z krajów socjalistycznych systemy ciepłownicze oparte na pompach grzejących można spotkać w Rumunii. W rejonie miasta Pitesti zainstalowano 12 pomp absorpcyjnych o łącznej mocy ok. 12 MW, wykorzystujących energię odpadową zakładów chemicznych.

Największą z dotychczas uruchomionych pomp absorpcyjnych jest bromolitowa pompa produkcji japońskiej, uruchomiona w 1986 roku w Uppsali w Szwecji [17], wykorzystująca ciepło odpadowe zakładów spalania śmieci i pracująca w systemie ciepłowniczym miasta. Moc cieplna pompy wynosi 53 MW, a wskaźnik efektywności energetycznej 1,74. Temperatura produkowanego czynnika grzewczego wynosi 72°C pary napędzającej 160°C, a źródła energii odpadowej 30°C. Warto jednak zauważyć, że poza Skandynawią takie systemy ciepłownicze spotyka się albo w miejscowościach wypozynekowych albo w rejonach występowania wód termalnych (Creil we Francji). Nie spotyka się ich zupełnie np. w USA. W Stanach Zjednoczonych czy w Japonii (Tokio-Ginza) spotyka się natomiast pompy grzejące w budownictwie wysokim bądź rozproszonym, stanowiące element instalacji klimatyzacyjnej.

2.3. Możliwości stosowania pomp grzejących w przemyśle

Wykorzystanie pomp grzejących do racjonalizacji gospodarki energetycznej zakładów przemysłowych jest ograniczone dopuszczalnymi temperaturami czynników roboczych stosowanych w pompach. Ze względu na to, że są to zwykle czynniki ziemnicze, możliwości wykorzystania tych urządzeń ograniczone są do procesów niskotemperaturowych, tzn. do temperatury ok. 120-130°C. Jeżeli urządzenia te mają być tylko źródłem ciepła grzejącego, to ocena ich efektywności energetycznej może przebiegać w sposób analogiczny do przedstawionego w punkcie 2.2. Różnica polega tylko na tym, że w ocenie tej efektywności należy przyjąć wyższe wskaźniki efektywności energetycznej pompy, gdyż zwykle będzie ona korzystała ze źródeł energii odpadowej o dość wysokich temperaturach (60-80°C). Tego typu urządzeń pracuje dziś w krajach zachodnich dość dużo (por. [18, 19, 20, 21]). Nie oznacza to, że są one bardzo popularne. W dalszym ciągu często traktuje się je jako

urządzenia prototypowe. Ponadto są to zwykle urządzenia o niezbyt wielkiej wydajności, rzędu 300-400 kW mocy cieplnej, ale o dość wysokich wskaźnikach efektywności energetycznej (ponad 5 - por. [19]).

Przeważają pompy sprężarkowe, chociaż w Japonii pracuje obecnie około 30 pomp absorpcyjnych, bromolitowych, o mocach powyżej 0,3 MW i wskaźniku efektywności 1,6 [17]. Najbardziej popularnym typem pompy sprężarkowej jest urządzenie o nazwie "Templifier" firmy Westinghouse (obecnie Mo Quay). Pompa ta produkowana jest w wielu odmianach o wydajnościach od 265 kW do 3 MW mocy cieplnej. W USA pracuje obecnie kilkadziesiąt tych maszyn, a ponadto spotkać je można w Kanadzie i Europie Zachodniej.

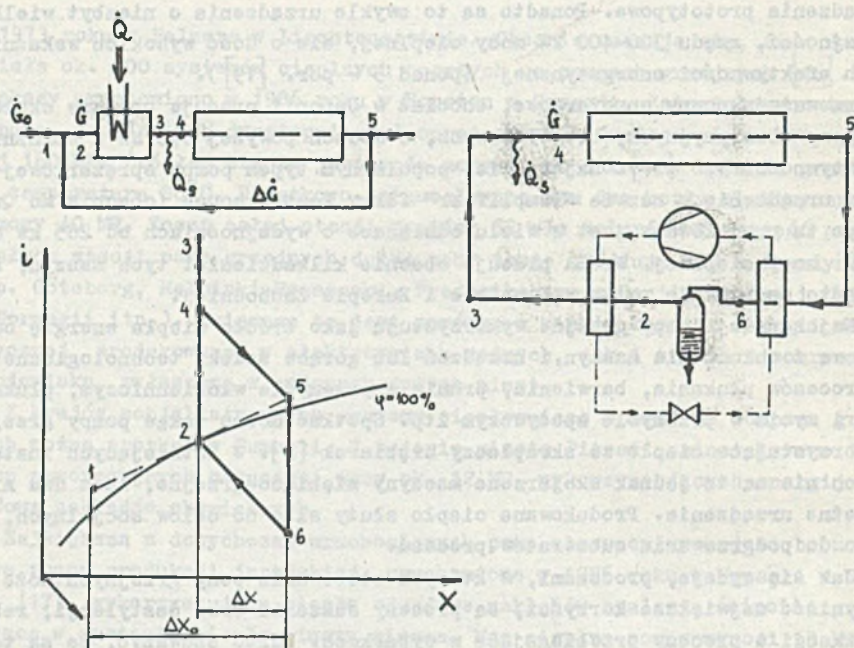
Najczęściej pompy grzejne wykorzystują jako źródło ciepła energię odpadową z ochłodzenia maszyn i urządzeń lub gorące ścieki technologiczne z procesów płukania, barwienia, prania w przemyśle włókienniczym, płukania i mycia w przemyśle spożywczym itp. Spotkać można także pompy grzejne wykorzystujące ciepło ze skraplaczy ziębiarek [2]. W istniejących instalacjach nie są to jednak skojarzone maszyny ziębiąco-grzejne, lecz dwa niezależne urządzenia. Produkowane ciepło służy albo do celów socjalnych, albo do podgrzewania substratów procesu.

Jak się wydaje, procesami, w których stosowanie pomp grzejnych może przynieść największe korzyści, są procesy suszenia oraz destylacji, rektyfikacji i procesy przebiegające w wyparkach. Warto zauważyć, że są to procesy bardzo energochłonne.

W suszarnictwie możliwe są dwa sposoby wykorzystania pomp grzejnych [18, 20]. Po pierwsze pompa może służyć jako tzw. termodynamiczny rekupektor. Jej parowacz umieszczony jest wtedy w strumieniu powietrza opuszczającego suszarkę, a skraplacz w strumieniu powietrza świeżego. Jednak znacznie częściej spotyka się pompy grzejne, której zarówno parowacz, jak i skraplacz umieszczone są w strumieniu powietrza recyrkulującego.

Jak wiadomo, recyrkulacja bardzo korzystnie wpływa na stabilizację procesu suszenia, pozwala między innymi obniżyć temperaturę powietrza do suszenia. Z drugiej strony, ponieważ w układzie z recyrkulacją doprowadza się do suszarni powietrze bardziej zawilżone, to zużycie ciepła na jednostkę odparowanej wilgoci nie ulega zmianie w stosunku do układu bez recyrkulacji. Jeżeli teraz w strumieniu recyrkulującym umieści się parowacz pompy grzejnej, to dzięki oziębieniu powietrza można odprowadzić część zawartej w nim wilgoci. Na rys. 5 przedstawiono schemat suszarki bez pompy i z pompą grzejną oraz przebieg przemian na wykresie i, X , zachodzących w teoretycznej suszarce. Założono, że w obu przypadkach stan czynnikowy w punktach 2, 3, 4, 5 jest taki sam oraz taka sama jest ilość wilgoci odebranej w suszarce. Ponadto założono, że izotermy 5-6 można traktować jako izentalpę, a zatem linie 5-6 oraz 3-4 można uważać za równoległe.

W układzie z pompą grzejną ciepło przejęte przez parowacz, odniesione do strumienia \dot{G} , przedstawia odcinek 5-6, a ciepło oddane przez skraplacz odcinek 3-7. Zatem dla teoretycznej suszarki w obiegu zamkniętym z recyr-



Rys. 5. Schemat klasycznej suszarki z recyrkulacją bez pompy grzewczej i z pompą grzewczą oraz przebieg przemian w teoretycznej suszarce

Fig. 5. Conventional dryer with recirculation, dryer with heat pump and paths followed by the representative wet air point plotted on a wet air diagram for a theoretical dryer

kulacja i pompą grzewczą występuje pewna nadwyżka energii, reprezentowana przez odcinek 3-4, odpowiadający mocy napędowej pompy N_p odniesionej do strumienia \dot{G} . Suszarka taka nie mogłaby pracować w stanie ustalonym. W urządzeniu rzeczywistym występują jednak straty ciepła (do otoczenia, na podgrzanie materiału suszonego itp.) i problem nadwyżki energii nie powstaje.

Poza tym można zastosować dodatkowy wymiennik ciepła przekazujący ewentualny nadmiar energii przez suszarnię. Wspomniane straty ciepła oznaczono na rys. 5 przez \dot{Q}_s i przyjęto, że są one jednakowe w obydwu przypadkach.

Ilość ciepła doprowadzonego do nagrzewnicy w układzie bez pompy grzewczej

$$\dot{Q} = \dot{G}(i_3 - i_2) \quad (11)$$

można wyrazić za pomocą parametrów układu z pompą grzewczą. Wykorzystując zależność

$$\frac{i_2 - i_5}{\Delta X} = \frac{i_1 - i_5}{\Delta X_0} \quad (12)$$

otrzymuje się:

$$\dot{Q} = N_p + \dot{G} q_{wo} \Delta X, \quad (13)$$

gdzie

$$q_{wo} = \frac{i_5 - i_1}{\Delta X_0} = \frac{i_5 - i_2}{\Delta X} \quad (14)$$

jest jednostkowym zużyciem ciepła na kg odparowanej wilgoci dla układu bez pompy grzewczej. Z równania (13) wynika, że na strumień ciepła \dot{Q} składa się moc napędowa pompy grzewczej oraz składnik wynikający ze zmniejszenia stopnia zawilżenia ΔX powietrza recyrkulującego.

Oszczędność energii chemicznej paliw naturalnych można oszacować przyjmując odpowiednie wartości skumulowanej sprawności dostarczania energii elektrycznej do pompy $\eta_{E \text{ el kum}}$ oraz ciepła grzewczego $\eta_{E \text{ g kum}}$. Strumień ciepła oddawanego do parowacza wynika z równania:

$$\dot{Q}_p = \dot{G} \Delta i, \quad (15)$$

gdzie:

$$\Delta i = i_5 - i_6. \quad (16)$$

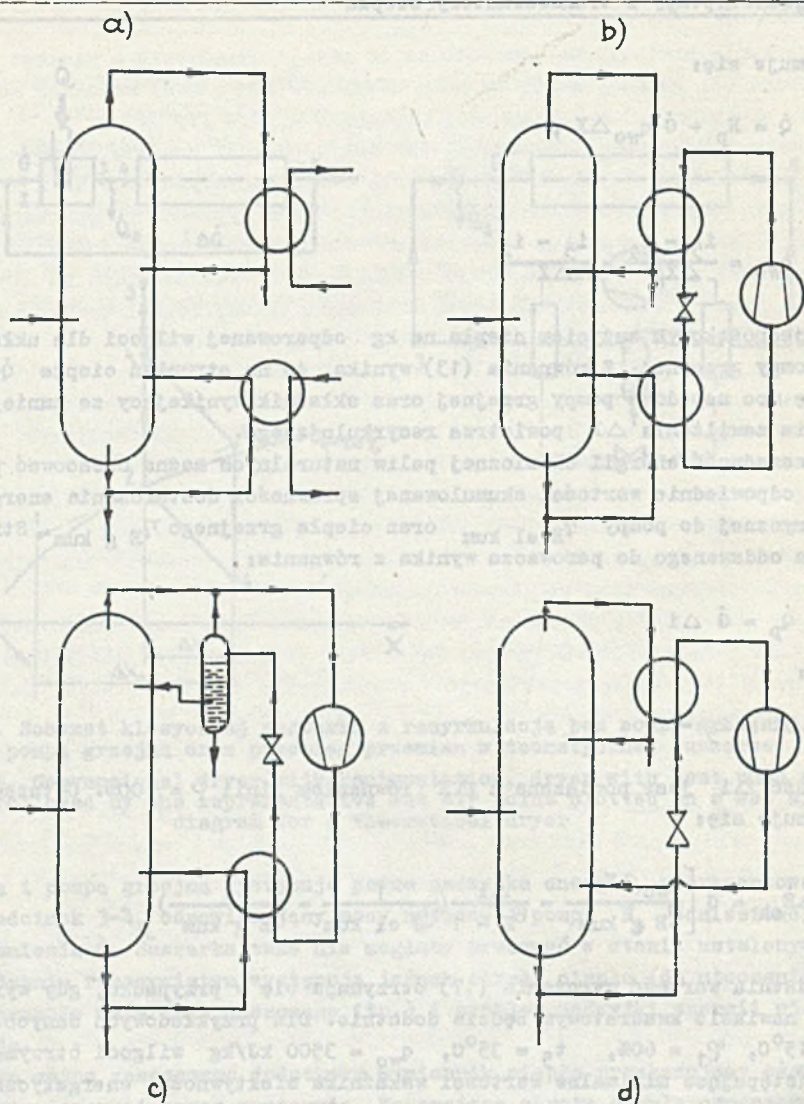
Wielkość Δi jest powiązana z ΔX równaniem linii $\varphi = 100\%$. Ostatecznie otrzymuje się:

$$-\Delta \dot{E}_{ch} = \dot{G} \left[\frac{q_{wo} \Delta X}{\eta_{E \text{ g kum}}} - \frac{\Delta i}{\epsilon_E - 1} \left(\frac{1}{\eta_{E \text{ el kum}}} - \frac{1}{\eta_{E \text{ g kum}}} \right) \right]. \quad (17)$$

Dodatnią wartość wyrażenia (17) otrzymuje się w przypadku, gdy wyrażenie w nawiasie kwadratowym będzie dodatnie. Dla przykładowych danych: $t_1 = 15^\circ\text{C}$, $\varphi_1 = 60\%$, $t_5 = 35^\circ\text{C}$, $q_{wo} = 3500 \text{ kJ/kg}$ wilgoci otrzymuje się następujące minimalne wartości wskaźnika efektywności energetycznej pompy grzewczej:

dla $\Delta X = 0,0022 \text{ kg/kg}$ powietrza	$\epsilon_E > 3,77,$
$\Delta X = 0,0052 \text{ kg/kg}$ powietrza	$\epsilon_E > 3,11,$
$\Delta X = 0,0082 \text{ kg/kg}$ powietrza	$\epsilon_E > 2,93.$

Warto jednak zauważyć, że zwiększenie ΔX , a co za tym idzie Δi powiększa różnicę temperatur między którymi ma pracować pompa i dlatego powinna ona na ogół posiadać wyższe wskaźniki niż minimalne. W przypadkach, w którym dotrzymanie warunku na minimalną wartość wskaźnika efektywności energetycznej może być niemożliwe, stosuje się częściowe obejście parowacza.



Rys. 6. Schemat klasycznego układu kolumny destylacyjnej (a), układ z pompą w układzie zamkniętym (b) oraz podwójnie otwartym (c), (d)

Fig. 6. Conventional distillation system (a) and closed cycle heat pump (b), open-open cycle heat pumps (c) (d), assisted distillation system

W takim przypadku część recyrkulującego powietrza przepływa przez parowaczem, a następnie miesza się z pozostałą częścią przed skraplaczem. Bardzo ważną korzyścią stosowania zamkniętego układu suszarni, możliwego dzięki zastosowaniu pompy grzewczej, jest uniknięcie wpływu parametrów otoczenia na sprawność procesu suszenia.

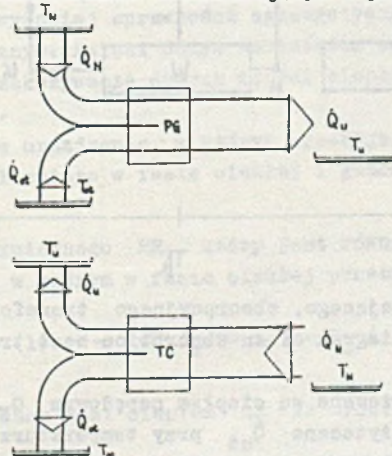
Korzystnie wypada także ocena efektywności energetycznej pompy grzewczej zastosowanej w procesach rektyfikacji czy destylacji. Dotyczy to zwłaszcza przypadku, gdy może być ona zastosowana w układzie podwójnie otwartym. Pozwala to na wyeliminowanie jednego z wymienników ciepła, a ponadto bardzo wysokie są wskaźniki efektywności energetycznej. Na rysunku 6 przedstawiono klasyczny układ kolumny destylacyjnej, układ z pompą w układzie zamkniętym i dwa układy podwójnie otwarte.

Z rozważań tych wynika, że perspektywy zastosowania pomp grzewczych w racjonalizacji gospodarki energetycznej zakładów przemysłowych są o wiele bardziej obiecujące niż w ciepłownictwie. Dotyczy to zwłaszcza mniejszych zakładów, dla których nie jest opłacalna budowa elektrociepłowni. Wniosek ten jednak wymaga gruntownej analizy ekonomicznej. Wydaje się jednak, że zwłaszcza stosowanie maszyn ziębiąco-grzewczych w niektórych zakładach przemysłu spożywczego i chemicznego może być ekonomicznie opłacalne.

3. ROZDZIELAJĄCE TRANSFORMATORY CIEPŁA

Transformatorem ciepła nazywamy urządzenie współpracujące przynajmniej z trzema źródłami ciepła, z których jedno jest źródłem ciepła napędowego \dot{Q}_N o temperaturze T_N . Transformatorem ciepła jest zatem każda ziębiarka i pompa grzewcza absorpcyjna. Przedmiotem rozważań w niniejszym punkcie jest tzw. transformator rozdzielający albo podwyższający [22]. Pobiera on jeden strumień ciepła na pośrednim poziomie temperatury i oddaje dwa na poziome temperatury wyższym i niższym.

Na rys. 7 zilustrowano za pomocą wykresu pasmowego bilansu energii różnicę między transformatorem rozdzielającym a pompą grzewczą.

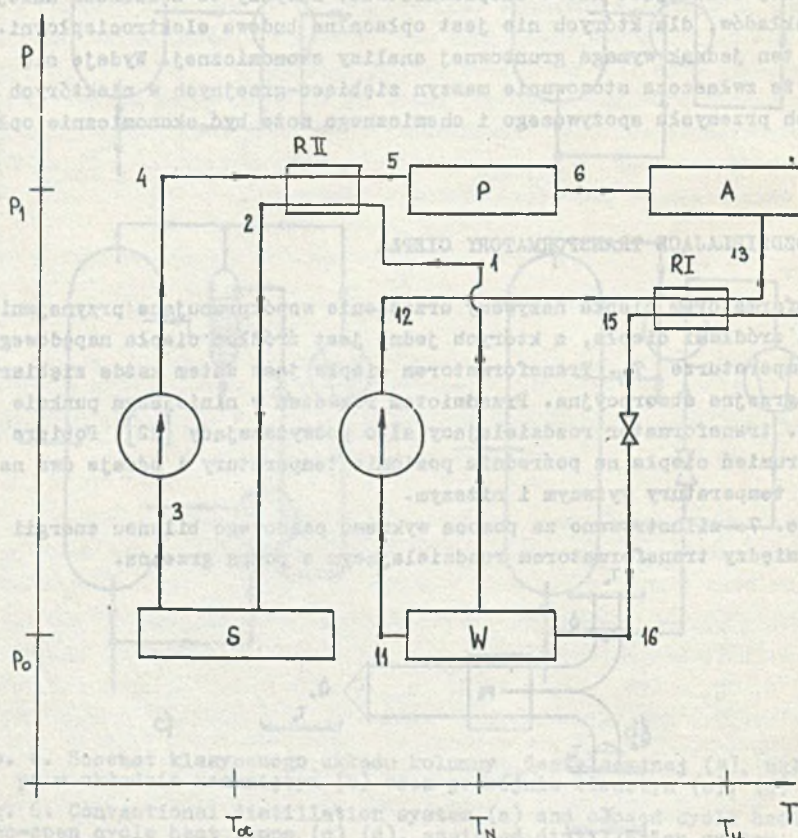


Rys. 7. Pasmowy wykres bilansu energii dla pompy grzewczej PG i rozdzielającego transformatora ciepła TC

Fig. 7. Difference between energy flows for heat pump PG and heat transformer TC

3.1. Przegląd typów transformatorów rozdzielających

Najprostszym typem transformatora jest urządzenie jednostopniowe, absorpcyjne. W urządzeniu tym realizowany jest obieg odwrotny do obiegu ziębiarki absorpcyjnej. Składa się ono z następujących elementów: absorber (A), wernik (W), parowacz (P), skraplacz (S), dwie pompy roztworu, zawory dławiące i zwykle jeden lub dwa wymienniki regeneracyjne (R I i R II). Schemat takiego transformatora z zaznaczonymi poziomami ciśnień i temperatur dla głównych (poza wymiennikami) elementów układu przedstawiono na rys. 8.



Rys. 8. Schemat rozdzielającego, absorpcyjnego transformatora ciepła
Fig. 8. Block diagram of an absorption heat transformer

Wernik i parowacz ogrzewane są ciepłem napędowym Q_N , absorber natomiast produkuje ciepło użyteczne $Q_{uż}$ przy temperaturze $T_u > T_N$. Pozostała część ciepła oddawana jest w skraplaczu przy temperaturze $T_{ot} < T_N$.

Czynnikiem roboczym jest roztwór dwuskładnikowy. Sprawność energetyczna takiego transformatora może być zdefiniowana wzorem:

$$\eta_E = \frac{\dot{Q}_{Uz}}{\dot{Q}_N}, \quad (18)$$

jeżeli pominąć pracę pomp. Sprawność ta jest zawsze mniejsza od 1.

W transformatorze jednostopniowym istnieje maksymalna temperatura $T_{u \max}$, jaką można osiągnąć w absorberze.

Wyższą temperaturę można uzyskać w urządzeniach wielostopniowych. Liczba możliwych realizacji transformatorów wielostopniowych jest bardzo wielka (por. [9, 23, 25]). Należy jednak zauważyć, że urządzenia te są o wiele bardziej skomplikowane, a zatem o wiele droższe. Ponadto sprawność energetyczna transformatorów wielostopniowych jest znacznie niższa (i to często ponad dwukrotnie) od transformatorów jednostopniowych. Celowość budowy tych urządzeń może zatem wynikać jedynie z żądania uzyskania wysokiej temperatury T_u .

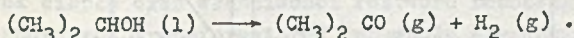
Innym typem transformatorów ciepła jest urządzenie resorpcyjne (por. [23]), składające się z części absorpcyjnej i resorpcyjnej (rys. 9). Może ono pracować przy mniejszej różnicy ciśnień między skraplaczem i parowaczem. Z drugiej strony jest ono bardziej skomplikowane. Także wymienniki regeneracyjne mają tu większe rozmiary.

Podobnie jak w przypadku pomp grzejnych pozytywne rezultaty związane z podwyższeniem efektywności energetycznej może dać skojarzenie transformatora z ziębiarką (por. [23]). W układzie tym proces skraplania i desorpcji odbywa się na poziomie średniego ciśnienia, natomiast absorpcji i parowania na poziomie niskiego i wysokiego ciśnienia.

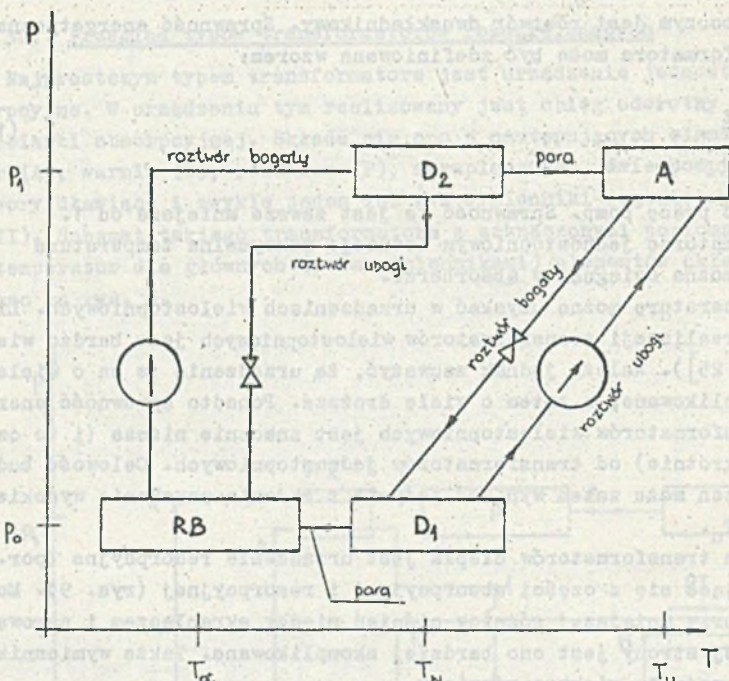
Dość duże przyrosty temperatury przy zadowalającej sprawności energetycznej i bardzo wysokiej sprawności egzergetycznej można uzyskać w transformatorze chemicznym. Dzięki dużym wartościom entalpii reakcji chemicznych umożliwia przekazywanie dużych ilości ciepła. Umożliwia także magazynowanie energii.

W [24] rozważa się urządzenie, w którym reakcje chemiczne przebiegają przy udziale katalizatora w fazie ciekłej i gazowej. Urządzenie to składa się z (rys. 10):

- reaktora endotermicznego RR_1 , który jest równocześnie wężownikiem kolumny destylacyjnej i w którym w fazie ciekłej przebiega reakcja endotermiczna



Reaktor ten ogrzewany jest ciepłem \dot{Q}_N ze źródła o temperaturze T_N ;

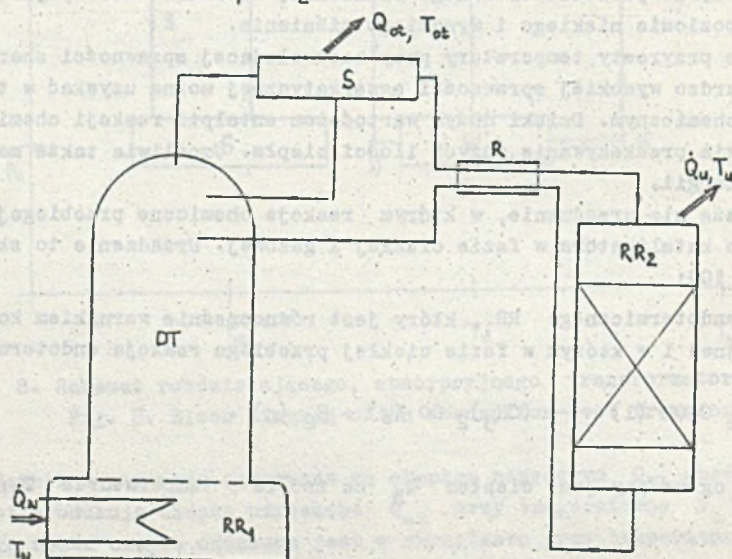


Rys. 9. Schemat resorpcyjnego transformatora ciepła

RB - resorber, D_1 - D_2 - desorbery, A - absorber

Fig. 9. Resorption heat transformer

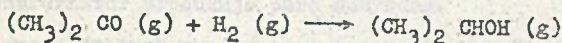
RB - resorber, D_1 - D_2 - desorbers, A - absorber



Rys. 10. Schemat chemicznego transformatora ciepła

Fig. 10. Chemical heat transformer

- reaktora egzotermicznego RR_2 , w którym przebiega w fazie gazowej reakcja



i z którego odprowadza się ciepło użyteczne przy temperaturze reakcji $T_u > T_N$,

- kolumny destylacyjnej DT, stanowiącej wspólną całość z RR_1 ,
- kondensatora S służącego do wykraplania 2-propanolu z roztworu gazów reakcyjnych przepływających z RR_1 do RR_2 , chłodzonego czynnikiem o temperaturze T_{ot} ,
- wymiennika regeneracyjnego R.

Transformator ten może pracować w systemie pracy ciągłej oraz z zasobnikiem energii, umożliwiając jej akumulację.

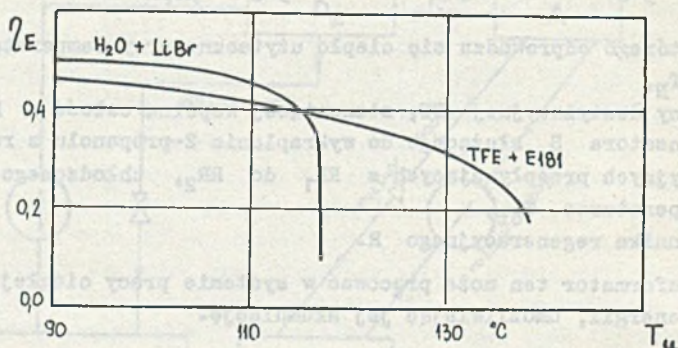
3.2. Czynniki obiegowe transformatorów ciepła

Roztwór roboczy, zastosowany w absorpcyjnym transformatorze ciepła, ma decydujące znaczenie przy wyborze parametrów termicznych jego pracy oraz ma decydujący wpływ na jego sprawność. Roztworem, który jest najczęściej stosowany w istniejących urządzeniach, jest roztwór bromku litu w wodzie. Ma on jednak wiele wad i dlatego trwają poszukiwania roztworu o bardziej korzystnych właściwościach (por. [25]). Do takich zalicza się roztwór trójfluoroetanolu (TFE) w dwumetylowym eterze glikolu czteroetylenowego (E181, DTG, DMETEG, EDGC). W roztworze tym zwraca uwagę duża różnica między temperaturami wrzenia składników, co sprawia, że warunek nie musi być wyposażony w kolumnę rektyfikacyjną. Niskie są ponadto: dynamiczny współczynnik lepkości dla TFE i pojemność cieplna właściwa cieczy. Ponadto jest on stabilny aż do 230°C , niepalny, nietoksyczny i niekorodujący. Jego wadą jest natomiast niewysoka entalpia parowania. Należy jednak zauważyć, że nie wynaleziono jak dotąd roztworu, którego właściwości byłyby idealne. Wynika to chociażby stąd, że niektóre żądania wykluczają się wzajemnie.

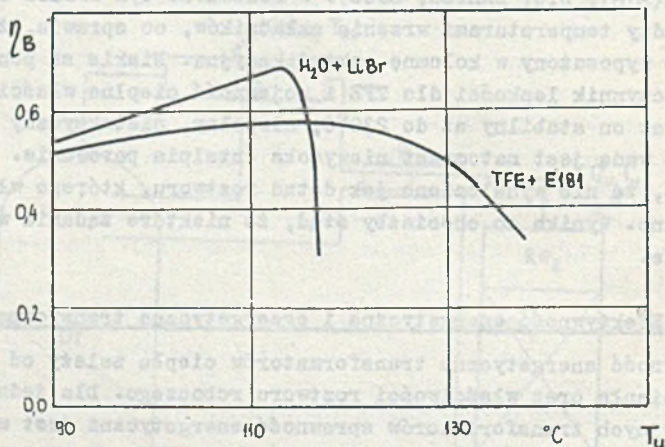
3.3. Efektywność energetyczna i egzergetyczna transformatorów ciepła

Sprawność energetyczna transformatorów ciepła zależy od temperatur źródeł ciepła oraz właściwości roztworu roboczego. Dla jednostopniowych absorpcyjnych transformatorów sprawność energetyczna jest mniejsza od 0,5. Stosunkowo wysoka jest sprawność egzergetyczna η_b , definiowana jako przyrost egzergii źródła ciepła użytecznego do spadku egzergii źródła ciepła napędowego. Na rysunkach 11 i 12 przedstawiono przykładowe wyniki obliczeń sprawności energetycznej i egzergetycznej dla dwóch roztworów roboczych: $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$, TFE-E181 [25]. W obliczeniach tych przyjęto:

$$- T_N = 80^\circ\text{C},$$



Rys. 11. Sprawność energetyczna absorpcyjnego transformatora ciepła
 Fig. 11. Energy efficiency for an absorption heat transformer



Rys. 12. Sprawność egzergetyczna absorpcyjnego transformatora ciepła
 Fig. 12. Exergy efficiency for an absorption heat transformer

- temperatura czynnika chłodzącego skraplacz zmienia się od 25 do 35°C dla $H_2O-LiBr$ oraz 15-20°C dla TFE-E181,
- czynnik napędowy: kondensująca się para,
- transformator produkuje parę nasyconą.

Z rysunków tych wynika przewaga roztworu $H_2O-LiBr$ w zakresie osiągniętych sprawności. Jednakże na podstawie tylko takiej analizy nie można wnioskować o przewadze tego roztworu w ogóle. Warto także zauważyć, że sprawność energetyczna transformatora niewiele zmienia się w szerokim przedziale temperatur.

3.4. Opis istniejących instalacji i możliwości stosowania ich w Polsce

Chociaż idea transformatorów ciepła pochodzi z roku 1920, to pierwsze instalacje badawcze powstały na początku lat 80. Były to małe urządzenia o mocy grzewczej 50 kW, wykorzystujące roztwór $NH_3 - H_2O$. W chwili obecnej pracuje (głównie w krajach Europy Zachodniej) kilkanaście transformatorów ciepła, między innymi w Holandii (moc cieplna 6,78 MW, $\eta_E = 0,49$, $\eta_B = 0,72$, roztwór roboczy $H_2O - LiBr$), w Kanadzie ($Q_{u\dot{z}} = 11$ MW, roztwór $H_2O-NaOH$). Znaczącym producentem tych urządzeń jest japońska firma Hitachi-Zosen. Najwięcej doświadczeń zebrano podczas eksploatacji transformatora ciepła opisanego w [26]. Jego moc grzewcza wynosi 1 MW, a roztworem roboczym jest $H_2O - LiBr$. Produkowany jest przez firmę GEA - GmbH, która przygotowuje całą serię tego typu urządzeń o mocach od 1 do 10 MW. Opisywana instalacja służy do produkcji pary nasyconej o temperaturze 145°C w zakładach przetwórstwa mięsnego. Jest to przykład zakładu, w którym występują liczne procesy technologiczne typu "gorących kąpieli", w których parametry czynnika opuszczającego instalację są nieznacznie niższe od parametrów tego czynnika przy dopływie do instalacji. W opisywanym przykładzie źródłem ciepła napędowego były opary z gotowni produktów mięsnych o temperaturze 92-100°C. Transformator osiągał sprawność energetyczną 0,36-0,40 oraz egzergetyczną 0,57-0,58.

W świetle tych doświadczeń można analizować możliwości stosowania transformatorów w Polsce. Instalowanie transformatorów może być uzasadnione w tych przypadkach, gdy zakład dysponuje pewnymi ilościami nośnika energii odpadowej o temperaturze bliskiej temperaturze czynnika, wykorzystywanego w procesie technologicznym. Tego typu procesy, nazwane "gorącymi kąpielami", występują w przemyśle spożywczym, włókienniczym (farbowanie, bielienie, pranie), drzewnym, papierniczym (warzenie celulozy) oraz chemicznym. Dotychczas ciecz robocza z "gorących kąpieli", zwykle dość zanieczyszczona, kierowana była do ścieków lub służyła do podgrzewania substratów procesu, produkcji ciepłej wody itp. W tych przypadkach celowe wydaje się rozważanie możliwości zainstalowania transformatorów ciepła, zwłaszcza biorąc pod uwagę ich dość wysoką sprawność egzergetyczną,

Znacznie trudniej jest ocenić ich opłacalność ekonomiczną. Roczny efekt ekonomiczny wynikający z zastosowania transformatora ciepła produkującego np. parę niskoprężną może być opisany równaniem:

$$\begin{aligned} -\Delta(EF)_R &= \tau_n e_p \dot{Q}_{u\dot{z}} - \varepsilon(I_0 + j \dot{Q}_{u\dot{z}}) \\ -\tau_n e_{pN} \dot{Q}_N &= \tau_n e_{ot} \dot{Q}_{ot}, \end{aligned} \quad (19)$$

gdzie:

- τ_n - roczny czas wykorzystania wydajności nominalnej,
- e_p - koszt jednostkowy pary produkowanej w urządzeniu zastąpionym przez transformator ciepła,
- ε - stopa reprodukcji rozszerzonej,
- I_0 - stała część nakładu inwestycyjnego,
- j - przyrost względny nakładów inwestycyjnych,
- e_{pN} - koszt jednostkowy transportu odpadowego ciepła napędowego,
- e_{ot} - koszt jednostkowy przitłaczania czynnika chłodzącego skraplacz.

Wykorzystując definicję sprawności energetycznej η_E otrzymuje się:

$$-\Delta(EF)_R = -\varepsilon I_0 - \dot{Q}_{u\dot{z}} \left[\varepsilon j + \frac{e_{pN} \tau_n}{\eta_E} + e_{ot} \tau_n \left(\frac{1}{\eta_E} - 1 \right) - \tau_n e_p \right] \quad (20)$$

Warunkiem koniecznym, aby prawa strona równania (20) była większa od zera, jest ujemna wartość wyrażenia w nawiasie kwadratowym. Jeżeli pominąć w nim koszty dostarczania ciepła napędowego i przetłaczania czynnika chłodzącego otrzymuje się następujący warunek konieczny opłacalności stosowania transformatorów ciepła:

$$M = \frac{\varepsilon j}{\tau_n e_p} < 1. \quad (21)$$

Warunek wystarczający dla danego I_0 opisuje równanie:

$$\dot{Q}_{u\dot{z}} > \dot{Q}_{u\dot{z} \min} = \frac{\varepsilon I_0}{\tau_n e_p (1-M)}. \quad (22)$$

Określenie wartości M i $\dot{Q}_{u\dot{z} \min}$ jest praktycznie dla warunków polskich niemożliwe. Oszacowano je natomiast dla warunków radzieckich, przy założeniu, że początkowo transformatory i tak byłyby importowane [23]. Ponadto można przyjąć, że stosunek j/e_p ma w Polsce zbliżoną wartość do tego stosunku w ZSRR. Przy przyjętych założeniach liczba $M = 0,358 < 1$, a równocześnie

$$\dot{Q}_{u\dot{z}} \text{ min} = 540 \text{ kW} ,$$

a zatem źródło ciepła napędowego powinno być rzędu 1 MW.

Z tych bardzo przybliżonych szacunków wynika, że transformatory ciepła mogą być w warunkach polskich opłacalne. Ich wadą są dość duże nakłady inwestycyjne. Ich zaletą są niewielkie rozmiary, możliwość ustawiania na wolnym powietrzu i niskie koszty eksploatacyjne.

LITERATURA

- [1] Gaziński B., Witkowski A.: Rozwój pomp ciepła i możliwość ich stosowania w klimatyzacji. Chłodnictwo, nr 9 (1982), ss. 9-12.
- [2] Żelazny J., Klejnych A.: Perspektywy przemysłowego zastosowania pomp ciepła - wybrane zagadnienia. Chłodnictwo, nr 10 (1984), ss. 13-15.
- [3] Rubik M.: Pompa ciepła. Zasada działania i możliwości zastosowania w Polsce. Ciepł. Ogrzew. Wentyl., nr 4-5 (1987), ss. 114-118.
- [4] Gomeżauri W.I. i in.: Efektywnost wniedrienija tiepłonasosnyh ustanowok. Tiepłooenergetika, nr 11 (1986), ss. 28-30.
- [5] Brodowicz K.: Analiza uwarunkowań stosowania pomp ciepła w kraju. Biuletyn Informacyjny ITC Pol. Warszawskiej, nr 66 (1985), ss. 3-9.
- [6] Szargut J.: Przydatność pomp grzejnych w gospodarce energetycznej. Energetyka, nr 11 (1988), ss. 393-396.
- [7] Procenko W.P.: Analiz efektywnosti promienienija tiepłonasosnyh ustanowok s gazowym dwigatielem. Prom. Energetika, nr 7 (1986), ss. 30-33.
- [8] Loewer H. (Red.): Absorptions Wärmepumpen, D.F. Muller Verlag, Karlsruhe 1986.
- [9] Berghmans J. (Red.): Heat Pump Fundamentals, Verlag M. Nijhoff, The Hague-Boston-London 1983.
- [10] Maczek K.: Sorpcyjne układy grzewczo-chłodzące, Chłodnictwo, nr 6 (1983), ss. 3-7. Catalytic Reactions. Int. J. of Energy Research, vol. 11.
- [11] Cacciola G. i inni: Chemical Heat Pump Using Heat of Reversible (1987), ss. 519-529.
- [12] Jantowski E.I. i in.: Tiepłonasosnyje stancji w energetikie, Tiepłooenergetika, nr 4 (1978), ss. 13-19.
- [13] Polwarczyn J.: Pompa ciepła i możliwości jej zastosowań praktycznych (maszynopis).
- [14] Monakowa T.I.: Metod sopostowlenija efektywnosti sistem tiepłonasobnienija. Tiepłooenergetika, nr 11 (1986), ss. 34-38.
- [15] Kowyliański J.A. i inni: Ispolzowanije tiepłowych nososow dla centralnogo tiepłochładosnabżenija promyszlennych priedprijatij. Chołodilnaja Tiechnika, nr 1 (1981), ss. 12-15.
- [16] Calm J.M.: District Heating and Cooling with Heat Pumps Outside the US, Trans. ASHRAE, vol. 94, part 1 (1988), ss. 754-762.
- [17] Davidson W.P., Erickson D.C.: Absorption Heat Pumping for District Heating, Trans. ASHRAE, vol. 94, part 1 (1988), ss. 707-715.
- [18] Reay D., Macmichael D.: Heat Pumps Design and Applications, Pergamon Press, Oxford 1979.

- [19] Wright J.R., Steward F.R.: Three Industrial Heat Pump Installations, Operating in Canada, Heat Recovery Systems vol. 5, No 2 (1985), ss. 81-88.
- [20] Camatini E., Kester T. (Red.): Heat Pumps and Their Contribution to Energy Conservation, NATO Adv. Study Inst. Series, Noordhoff - Leyden 1976.
- [21] Sengupta S., Lee S. (Red.): Waste Heat - Utilization and Management, Hem. Publ. Corp. New York 1983.
- [22] Szargut J.: Transformatory ciepła. Problemy, nr 8 (1982), ss. 19-22.
- [23] Analiza termodynamiczna i optymalizacja wybranych urządzeń i systemów odzyskiwania fizycznej energii odpadowej w przemyśle. Praca nauk.-badawcza, realizowana pod kierunkiem J. Szarguta w ITC Pol. Śl. W ramach CPBP 02.22, zadanie 03.19, Gliwice 1988.
- [24] Y. Saito i in.: Catalyst - assisted Chemical Heat Pump..., Int. Journal of Energy Research, vol. 11 (1987), ss. 549-558.
- [25] Stephan K.: Der Wärmetransformator - Grundlagen und Anwendungen, Chem.-Ing. Techn., 60, No 5 (1988), ss. 335-348.
- [26] Paikert P., Suhr L.: Betriebserfahrungen mit dem ersten grosstechnischen Wärmetransformator in Deutschland, Klima-Kälte - Heizung, No 4 (1985), ss. 177-180.

ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ И ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРЫ

Резюме

В работе представлены возможности применения тепловых насосов и термотрансформаторов в системах отопления и в промышленности. Описаны тоже некоторые типы этих установок и приведена для них энергетическая эффективность.

INDUSTRIAL HEAT PUMPS AND HEAT TRANSFORMERS

Summary

Possibilities for applying heat pumps and heat transformers to industrial energy management and heating are presented. Some kinds of these machines are described. Their energy effectivity is discussed.