



Wybrane aspekty prawno-techniczne i ekologiczne stosowania sprężarkowych pomp ciepła

Tadeusz Bohdal, Henryk Charun, Małgorzata Sikora
Politechnika Koszalińska

1. Wstęp

Gwarancją odtwarzalności populacji ludzkiej jest zagwarantowanie odpowiedniej ilości pożywienia, czystego środowiska oraz energii. Od zarania dziejów energię czerpano ze źródeł naturalnych, tzw. energię pierwotną, którą uzyskiwano przez konwersję energii chemicznej, zawartej w paliwach kopalnych na drodze spalania. Podstawy współczesnej energetyki konwencjonalnej oparte są na spalaniu paliw stałych (węgla kamiennego i brunatnego), paliw ciekłych (głównie ropy naftowej) i paliw gazowych (gaz ziemny i jego pochodne). Kurczące się zasoby energii pierwotnej i degradacja środowiska naturalnego w skali lokalnej, a przede wszystkim globalnej, spowodowały i wymusiły oddziaływania społeczeństw w skali międzynarodowej.

Raport Klubu Rzymskiego stał się podstawą Deklaracji Konferencji Narodów Zjednoczonych w sprawie ochrony środowiska człowieka przyjętej w Sztokholmie 16 czerwca 1972 roku [1]. To tam właśnie sformułowano po raz pierwszy założenia, opisujące zrównoważony rozwój społeczeństw w kontekście politycznym, ekologicznym, ekonomicznym i społecznym. Ideę zrównoważonego rozwoju ujęto nazwą „samopodtrzymującego się rozwoju populacji ludzkiej w skali globalnej”. W krótkim streszczeniu można tę ideę określić słowami: „*żyj racjonalnie, daj żyć innym w tym i w następnych pokoleniach*”. Jak prorocze były

te zapisy świadczą fakty, związane z potwierdzeniem istnienia dziury ozonowej oraz destrukcyjnym efektem cieplarnianym.

W 1985 r. podpisano Konwencję Wiedeńską o Ochronie Warstwy Ozonowej (Polska ratyfikowała postanowienia tej konwencji w roku 1992 [2]). Na Światowym Szczycie Ekologicznym „Ziemia 2000” w Rio de Janeiro w 1992 r. kraje - sygnatariusze podpisały zobowiązanie do redukcji w perspektywie do 2050 roku emisji dwutlenku węgla o połowę, w odniesieniu do stanu z 1987 roku [3]. Prekursorskie zmiany w prawodawstwie międzynarodowym wywołały lawinę porozumień lokalnych i światowych w zakresie szeroko rozumianej ochrony środowiska. Po wejściu Polski do Unii Europejskiej prawodawstwo krajowe musiało implementować dyrektywy, normy i inne obowiązujące przepisy określone przez kraje członkowskie. Szczególnie ważny był tzw. pakiet klimatyczny 3 x 20, zobowiązujący kraje UE do zmniejszenia do 2020 roku emisji CO₂ o 20%, zwiększenia o 20% produkcji energii elektrycznej oraz zwiększenie o 20% udziału energii ze źródeł odnawialnych (OZE) w bilansie energetycznym kraju.

Wobec takich radykalnych wyzwań konieczne było i jest poszukiwanie metod pozyskiwania energii w ramach proekologicznej energetyki niekonwencjonalnej. Pod tą nazwą należy rozumieć pozyskiwanie energii ze źródeł przyjaznych otaczającemu środowisku. Zgodnie z harmonogramem wzrostu udziału energii ze źródeł odnawialnych (OZE), przyjętym w krajach Unii Europejskiej, tempo tego wzrostu nie jest jednak zadowalające. Szczególnie widać to na przykładzie Polski, gdzie dopiero w marcu 2015 r. doszło do uchwalenia przez Sejm RP Ustawy o Odnawialnych Źródłach Energii (w innych krajach Unii Europejskiej zrobiono to znacznie wcześniej). Poza tym obecnie przepisy polskie nie kwalifikują np. pompy ciepła (w tym Ustawa Prawo Energetyczne [4]) do odnawialnych źródeł. Według Ustawy [4]: *„odnawialnym źródłem energii jest źródło wykorzystujące w procesie przetwarzania energię wiatru, promieniowania słonecznego, aerothermalną, hydrothermalną, geothermalną, fal prądów i pływów morskich, spadku rzek oraz energię pozyskiwaną z biomasy, biogazu”*.

Brak właściwego usankcjonowania prawnego przysługującego pompie ciepła, w której wykorzystuje się rzeczywiście energię z niskopotencjalnych źródeł środowiska (powietrze, woda, grunt itp.) utrudnia w znaczący sposób rozpowszechnienie tej formy pozyskiwania energii

oraz ogranicza lub uniemożliwia pomoc finansową dla użytkowników, którzy podejmują takie przedsięwzięcia (w wielu krajach Unii Europejskiej wspomaganie takich inwestycji jest normą).

W opracowaniu przedstawiono wybrane problemy techniczno-prawne i ekologiczne związane z wprowadzeniem inwestycji energetycznych pod nazwą „pompa ciepła” do obszaru energetyki niekonwencjonalnej.

2. Transformacja przepływu energii w pompie ciepła

Samorzutny przepływ ciepła może następować tylko ze źródła o temperaturze wyższej do źródła o temperaturze niższej. Jeżeli chcemy zrealizować przepływ w kierunku odwrotnym, wówczas zgodnie z II zasadą termodynamiki, należy doprowadzić do układu energię napędową z otoczenia (rys. 1).



Rys. 1. Zasada transportu energii w pompie ciepła

Fig.1. Energy transport rule in the heat pump

Z rys. 1 wynika, że transport strumienia ciepła w ilości \dot{Q}_o ze źródła dolnego o temperaturze T_o do górnego o temperaturze $T_k > T_o$ możliwy jest, jeżeli z otoczenia doprowadzi się strumień energii napędowej \dot{E}_N . Wtedy, zgodnie z równaniem bilansu energetycznego (I zasada termodynamiki) do źródła górnego dostarczony zostanie strumień energii w ilości \dot{Q}_k :

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_o + \dot{E}_N. \quad (1)$$

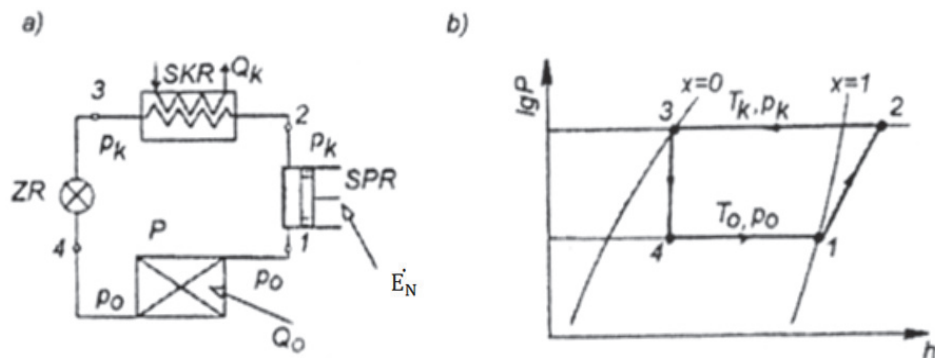
Jeżeli chcemy uzyskać efekt użyteczny w sposób ciągły, wówczas stosuje się obieg lewobieźny. W przypadku, gdy efektem użytecznym uzyskiwanym z obiegu lewobieźnego jest strumień ciepła \dot{Q}_k odprowadzany do źródła górnego o temperaturze T_k strumienia, wtedy mamy do czynienia z pompą ciepła. Gdy efektem tym jest strumień ciepła \dot{Q}_o „podnoszony” ze źródła dolnego o temperaturze T_o – jest to urządzenie chłodnicze. W sensie zasady działania nie ma więc różnicy między urządzeniem chłodniczym i pompą ciepła. W przypadku jednoczesnego wykorzystania dwóch efektów cieplnych, tzn. \dot{Q}_o i \dot{Q}_k urządzenie nazywane jest chłodniczo-grzejnym.

Strumień energii napędowej \dot{E}_N może być doprowadzany różnymi sposobami i stąd uzyskuje się różne nazwy pomp ciepła. W przypadku, gdy \dot{E}_N doprowadza się w postaci strumienia pracy mechanicznej $\dot{E}_N = \dot{W} = P$ (P – moc) mamy sprężarkową pompę ciepła; gdy $\dot{E}_N = \dot{Q}_N$ jest to sorpcyjna pompa ciepła (\dot{Q}_N – strumień ciepła napędowego); gdy $\dot{E}_N = \dot{E}_k$ – strumieniowa pompa ciepła (\dot{E}_k – strumień energii kinetycznej).

Ograniczając zakres opracowania do pomp ciepła sprężarkowych trzeba wskazać, że w zależności od rodzaju czynnika roboczego wyróżnia się pompy ciepła sprężarkowe: gazowe – jeżeli czynnik w obiegu (np. powietrze nie podlega przemianom fazowym) lub parowe – gdy czynnikiem jest płyn, który podlega w obiegu przemianom. Sprężarkowe parowe pompy ciepła są najbardziej rozpowszechnione w różnych obszarach zastosowań i służą przede wszystkim, jako urządzenia grzejne w instalacjach centralnego ogrzewania, ciepłej wody użytkowej, klimatyzacji itp.

3. Zasada działania sprężarkowej pompy ciepła

Przy zastosowaniu czynnika chłodniczego jednoskładnikowego stosuje się zwykle obieg zbliżony do obiegu *Lindego* (rys. 2) z zaworem rozprężnym, natomiast w przypadku czynnika dwuskładnikowego obiegiem wzorcowym jest obieg *Lorenza*.



Rys. 2. Schemat ideowy układu chłodniczego sprężarkowego (a) oraz interpretacja przemian termodynamicznych (b) w obiegu *Lindego* suchym, bez dochłodzenia – w układzie współrzędnych $\lg p - h$ [5]; P – parownik, SPR – sprężarka, SKR – skraplacz, ZR – zawór rozprężny

Fig. 2. Schematic diagram of compressor refrigeration system (a) and interpretation of thermodynamic transformation (b) in dry Linde circuit, without sub cooling, in a coordinate system of $\lg p - h$ [5], P – evaporator, SPR – compressor, SKR – condenser, ZR – expansion valve

Rys. 2 przedstawia schemat ideowy oraz interpretację przemian w obiegu lewobieżnym parowej sprężarkowej pompy ciepła z czynnikiem jednoskładnikowym w układzie współrzędnych $\lg p - h$ (p – ciśnienie, h – entalpia właściwa) [1]. W przedstawionym na rys. 2b) układzie współrzędnych $\lg p - h$ mamy do czynienia z obiegiem *Lindego* suchym, bez dochłodzenia. Jest to obieg lewobieżny, w którym znajduje się 1 kg czynnika chłodniczego. Ten typ obiegu porównawczego składa się z kolejno następujących po sobie przemian termodynamicznych: $1 \rightarrow 2$ – izentropowe sprężanie ($s = \text{const}$; s – entropia właściwa), $2 \rightarrow 3$ izobaryczny proces skraplania (na części przemiany $2'' \rightarrow 3$ jest przemianą izobaryczno-izotermiczną), $3 \rightarrow 4$ izentalpowa przemiana ($h_3 = h_4$) dławienia izentalpowego w zaworze rozprężnym ZR, $4 \rightarrow 1$ jest izobaryczno-izotermiczną przemianą wrzenia czynnika chłodniczego w parowniku P.

W odniesieniu do 1 kg czynnika wyróżnia się charakterystyczne wielkości obiegu *Lindego* (rys. 2):

- jednostkowa masowa wydajność chłodnicza:

$$q_o = h - h_4, \quad (2)$$

- jednostkowa wydajność cieplna skraplania:

$$q_k = h_2 - h_3, \quad (3)$$

- jednostkowa praca napędowa (praca techniczna) doprowadzania do 1 kg czynnika sprężanego w sprężarce *SPR*:

$$w_t = h_2 - h_1. \quad (4)$$

Jeżeli uwzględni się, że masowe natężenie czynnika chłodniczego w obiegu wynosi $\dot{m}[\frac{kg}{s}]$ i pomnoży się wielkości jednostkowe podane wzorami (2)–(4), wtedy otrzymamy:

$$\dot{Q}_o = \dot{m} \cdot q_o, \quad \dot{Q}_k = \dot{m} \cdot q_k, \quad P = \dot{m} \cdot w_t, \quad (5)$$

gdzie:

\dot{Q}_o – strumień ciepła „podnoszony” z dolnego źródła obiegu (tzw. wydajność chłodnicza parownika),

\dot{Q}_k – strumień ciepła odprowadzany do źródła górnego o temperaturze T_k , (wydajność cieplna skraplacza – efekt użyteczny pompy ciepła),

T_k – temperatura skraplania,

P – teoretyczna moc napędowa ($E_d = P$, moc doprowadzana do napędu sprężarki *SPR*).

W rzeczywistych sprężarkowych, parowych pompach ciepła realizowane są obiegi przegrzane. W pompach o małej i średniej wydajności montowane są, jako zawory rozprężne *ZR* (rys. 2), termostaticzne zawory rozprężne (oznaczone symbolem *TZR*), które powodują że stan *I* pary zasysanej przez sprężarkę *SPR* leży w obszarze pary przegrzanej. Oprócz tego, ciecz czynnika opuszczająca skraplacz jest dochłodzona przed zaworem rozprężnym. Dla celów porównawczych będzie w dalszej części artykułu wykorzystany obieg z rysunku 2.

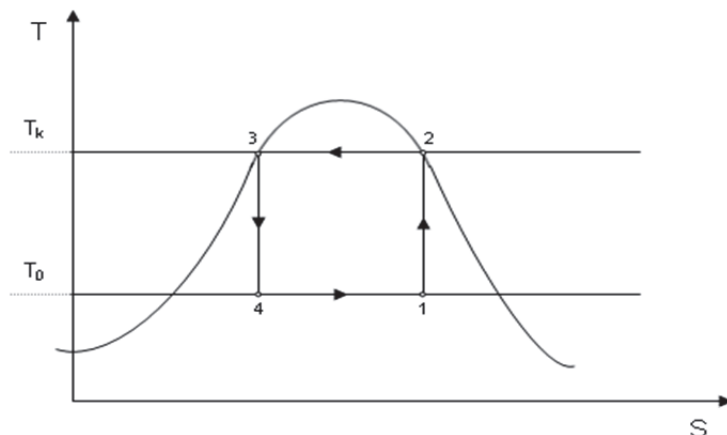
4. Aspekty techniczno-prawne oceny efektywności obiegów sprężarkowych, parowych pomp ciepła

Miarą efektywności obiegu pompy ciepła jest stosunek efektu użytecznego \dot{Q}_k do nakładu – mocy napędowej P , zwany współczynnikiem wydajności cieplnej obiegu pompy i oznaczany symbolem ε_{pc} [5] lub COP (ang. *coefficient of performance*) [6]:

$$\varepsilon_{pc} = COP = \frac{\dot{Q}_k}{P} = \frac{q_k}{w_t}, \quad (6)$$

gdzie w_t jest jednostkową pracą techniczną sprężania w przemianie $1 \rightarrow 2$.

Efektywność pompy ciepła pracującej wg obiegu *Lindego* (lub obiegu przegrzanego) może być porównywana z efektami, które uzyskają się, gdyby pompa ciepła pracowała według odwracalnego, lewobieżnego obiegu *Carnota* (rys. 3).



Rys. 3. Lewobieżny odwracalny obieg *Carnota*

Fig. 3. Reversible *Carnot* left – racing circle

Współczynnik wydajności cieplnej obiegu porównawczego *Carnota* jest opisany zależnością:

$$\varepsilon_{pc_c} = COP_C = \frac{T_k}{T_k - T_o}, \quad (7)$$

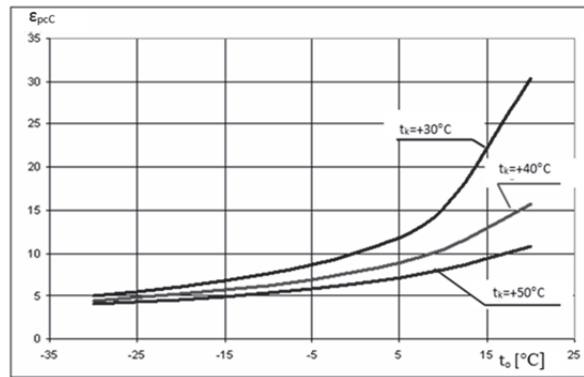
gdzie:

T_o – temperatura parowania [K],

T_k – temperatura skraplania czynnika chłodniczego [K].

W przypadku obiegu *Carnota* wartość współczynnika COP_C nie zależy od rodzaju czynnika chłodniczego, ale od wartości temperatury bezwzględnej źródeł ciepła górnego T_k i dolnego T_o .

Na rysunku 4 przedstawiono zależność współczynnika wydajności cieplnej ε_{pc} obiegu *Carnota*, w zależności od temperatury parowania t_o dla stałego poziomu temperatury skraplania t_k [°C].



Rys. 4. Wykres zależności współczynnika $\varepsilon_{pc} = f(t_o)$ obiegu *Carnota* dla stałego poziomu temperatury skraplania t_k

Fig. 4. Coefficient $\varepsilon_{pc} = f(t_o)$ dependence of Carnot circuit for constant level of condensation temperature t_k

Ocenę jakości energetycznej obiegu realizowanego w sprężarkowej parowej pompie ciepła dokonuje się stosując pojęcie stopnia doskonałości (odwracalności) obiegu [6], zwanego też sprawnością egzergetyczną η_b pompy ciepła [1, 7]:

$$\eta_b = \frac{\varepsilon_{pc}}{\varepsilon_{pcC}} = \frac{COP}{COP_C}. \quad (8)$$

Dla rzeczywistych, sprężarkowych pomp ciepła o małej wydajności i wyposażonych w chłodnicze agregaty hermetyczne można obliczyć współczynnik wydajności cieplnej $\varepsilon_{pc_{rz}}$ ze wzoru [6]:

$$\varepsilon_{pc_{rz}} = COP_{rz} = [1 + \eta_i \cdot (\varepsilon_{pc} - 1)] \cdot \eta_m \cdot \eta_s, \quad (9)$$

gdzie:

ε_{pc} – współczynnik wydajności pompy ciepła pracującej obiegu teoretycznym (np. *Lindego* lub przegrzanego),

η_i – sprawność wewnętrzna sprężarki,

η_m – sprawność mechaniczna sprężarki,

η_s – sprawność silnika elektrycznego.

Dyrektywą 2009/28/WE [7] wprowadzono do oceny pomp ciepła pojęcie sezonowego współczynnika efektywności energetycznej pompy ciepła sprężarkowej *SPF* (ang. *Seasonal Performance Factor*) opisanego wzorem:

$$SPF = \frac{Q}{E_{el}}, \quad (10)$$

gdzie:

Q – ilość ciepła uzyskanego w sezonie grzewczym za pomocą pompy ciepła [kWh],

E_{el} – ilość energii elektrycznej zużytej do napędu pompy [kWh].

Wg [8] współczynnik *SPF* określa stosunek ilości ciepła przekazanego przez pompę ciepła do instalacji grzewczej, do ilości dostarczonej do niej energii elektrycznej. Jako okres porównawczy przyjmuje się jeden rok. Można zdefiniować kilka rodzajów współczynnika *SPF*, tzn.: źródła, systemu, instalacji itp. W dyrektywie unijnej podano metodykę obliczenia *SPF* z zależności [9]:

$$SPF = 1,15 \cdot \frac{1}{\eta}, \quad (11)$$

gdzie η – średnia w Unii Europejskiej sprawność energetycznej konwersji energii pierwotnej na energię elektryczną określona jako stosunek między całkowitą produkcją energii elektrycznej brutto i pierwotnym

zużyciem energii dla celów produkcji energii elektrycznej. Proponuje się [9] stosować jako standardowe, minimalne wartości SPF :

- pompy powietrze – powietrze – 3,0,
- pompy solanka – woda – 3,7,
- pompy woda – woda – 4,0.

W pracy [10] podano, że decyzją Komisji Europejskiej z 1.03.2013 r. nr 2013/114/UE (C(2013), 1083) przedstawiono wytyczne dla państw Unii Europejskiej dotyczące szacowania ilości energii odnawialnej pochodzącej z różnych typów pomp ciepła. Okazuje się, że minimalna wartość SPF dla sprężarkowych pomp ciepła zasilanych energią elektryczną powinna wynosić co najmniej 2,5 ($\eta = 0,455$ do wzoru (11)). Jeżeli współczynnik $SPF \geq 2,5$, wówczas energia może być uznana, jako odnawialna w rozumieniu Dyrektywy 2009/28/WE. Można się spodziewać, że pompy ciepła dostępne na polskim rynku (w tym z dolnym źródłem – powietrzem) będą mogły być traktowane jako *OZE*. Dla pomp ciepła absorpcyjnych $SPF \geq 1,15$. Autor pracy [10] podaje szczegółowe wyjaśnienia na temat metodyki szacowania współczynnika SPF .

Przedstawione powyżej aspekty można uznać jako techniczno-prawne i wynikające z dostosowania prawodawstwa polskiego do unijnego, co w przypadku sprężarkowych pomp ciepła jest szczególnie widoczne i ważne, bowiem przekładają się one na rozliczenia finansowania inwestycji energetycznych.

5. Wybrane aspekty techniczno-ekologiczne oceny sprężarkowych pomp ciepła

Pompy ciepła wymieniane są przez Komisję Europejską ECCP w grupie produktów posiadających duży potencjał wpływu na efekt cieplarniany, przy czym oprócz pomp ciepła wyróżnia się: urządzenia gospodarstwa domowego, systemy o napędzie elektrycznym i systemy *HVAC* (ogrzewanie, wentylacja i klimatyzacja) [11, 12]. Rozporządzenie Ministra Gospodarki i Pracy z 20 maja 2005 r. [13] określa, że w odniesieniu do pomp ciepła trzeba brać pod uwagę następujące kryteria:

1. wskaźnik efektywności obiegu COP ,
2. wskaźnik efektywności energetycznej SPF (EER),
3. rodzaj czynnika chłodniczego,

4. rodzaj czynnika pośredniczącego,
5. hałas,
6. rodzaj substancji negatywnie oddziałującej na środowisko,
7. kompletna dokumentacja instalacji i uprawniony jej eksploatacator.

Omówienie wszystkich uwarunkowań, które mają wpływ na efektywność sprężarkowej pompy ciepła (opisaną współczynnikami *COP* i *SPF*) przekracza ramy niniejszego opracowania. Dlatego rozważania ograniczono do wybranego aspektu techniczno-ekologicznego, dotyczącego wpływu rodzaju czynnika chłodniczego na efektywność energetyczną obiegu sprężarkowej pompy ciepła.

5.1. Wpływ rodzaju czynnika chłodniczego

Przenoszenie strumienia energii (ciepła) \dot{Q}_o z poziomu dolnego źródła ciepła na poziom źródła górnego jest możliwe w sprężarkowych, parowych pompach ciepła, bowiem wykorzystuje się czynnik chłodniczy lub pośredniczący w wymianie ciepła między źródłami. W pracy [5] podano kryteria idealnego czynnika chłodniczego charakteryzującego się takimi właściwościami, jak: odpowiednio niska normalna temperatura wrzenia, mała wartość objętości właściwej i lepkości, mała masa cząsteczkowa, nietoksyczność, niepalność, ekologiczność itp. Oczywiście bierze się pod uwagę czynniki, które posiadają najlepsze właściwości termodynamiczne i ekologiczne oraz mają niewielki stopień odchylenia od czynnika modelowego.

Z punktu widzenia właściwości termodynamicznych najlepszymi czynnikami w zastosowaniu do urządzeń chłodniczych i pomp ciepła sprężarkowych były czynniki chlorowcopochodne, jednorodne z grupy HFC (*chlorofluorowęglowodory*), zwane freonami, w tym freon R12 oraz z grupy HCFC (*wodorochlorofluorowęglowodory*), w tym freon R22 [14]. O ile właściwości termodynamiczne tych czynników spełniały w większości kryteria czynnika idealnego, to jednak ze względu na destrukcyjny wpływ na środowisko zostały one, na mocy postanowień Konwencji Wiedeńskiej i Protokołu Montrealskiego (w pierwszej kolejności freon R12) wycofane z zastosowań.

Do oceny destrukcyjnego wpływu na warstwę ozonową oraz efektu cieplarnianego wprowadzono kilka wskaźników ekologicznych, wśród których najważniejsze to:

- *GWP (Global Warming Potential)* – globalny potencjał efektu cieplarnianego; czynnikiem odniesienia jest CO₂, dla którego *GWP* = 1,
- *ODP (Ozone Depletion Potential)* – potencjał niszczenia ozonu; czynnikiem odniesienia jest freon R11, dla którego *ODP* = 1,
- *HGWP (Halocarbon Global Warming)* – potencjał zdolności to tworzenia efektu cieplarnianego; czynnikiem odniesienia jest freon R11, dla którego *HGWP* = 1.

Oprócz tego stosuje się też inne wskaźniki oceny ekologicznej, w tym *TEWI (Total Equivalent Warming Impact)* – całkowity wskaźnik efektu cieplarnianego. Wskaźnik *TEWI* ujmuje nie tylko bezpośredni wpływ danej substancji na tworzenie efektu cieplarnianego, ale również wpływ pośredni, przez określenie zużycia energii niezbędnej do napędu urządzenia chłodniczego w okresie jego eksploatacji.

Wylimitowanie w pierwszej kolejności z zastosowania w chłodnictwie czynnika – freonu R12, a z dniem 1.01.2010 r. także czynnika R22, spowodowało konieczność znalezienia ich substytutów. W zasadzie problem ten trwa do dnia dzisiejszego, bowiem nie wskazano dotychczas jednoznacznie ich proekologicznych zamienników. Zastąpienie freonu R12 czynnikiem chłodniczym R134a z grupy HFC (*hydrofluorowęglowodory*), pozwoliło na funkcjonowanie tego czynnika przez wiele lat w urządzeniach chłodniczych i pompach ciepła o małej i średniej wydajności. Zakłóceniem tego stanu rzeczy była Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady nr 2006/40/EC z 17 maja 2006 r. [15]. Na mocy tej dyrektywy muszą być wyeliminowane z samochodowych instalacji klimatyzacyjnych czynniki, dla których wskaźnik *GWP* > 150. Aktualnie stosowany czynnik chłodniczy R134a cechuje wartość *GWP* = 1300 [14], co spowoduje jego wycofanie z tych instalacji od dnia 1 stycznia 2017 r. (uprzednio termin ten był ustalony na 1.01.2013 r.). Problem ograniczenia wartości *GWP* czynników chłodniczych znalazł też odzwierciedlenie w polskiej normie PN-EN 378-1÷3 [16]. Do poszukiwania substytutów wycofanych freonów dołączył zatem następny problem, dotyczący wskazania zamienników czynnika R134a (HFC134a).

W zakresie stosowania dopuszczonych do eksploatacji czynników chłodniczych w sprężarkowych, parowych urządzeniach chłodniczych i pompach ciepła można w obecnym stanie wymienić następujące: R407C, R404A, R410A, R1234yf, R1234ze(E) oraz R717(NH₃),

R744(CO₂), a także R290 (propan) i R600 (butan). W tabeli 1 przedstawiono wartości wskaźników destrukcji ekologicznej *ODP* i *GWP* niektórych wybranych czynników chłodniczych.

Zauważa się, że stosowane obecnie w instalacjach chłodniczych i pompach ciepła czynniki, będące mieszaninami zeotropowymi (R404A, R407C, R410A), wyróżniają się wskaźnikiem *GWP* przewyższającym nie tylko *GWP* = 150, ale także wartość *GWP* = 1300, jak dla czynnika R134a. Można się spodziewać, w jakim kierunku pójdą przyszłe oddziaływania proekologiczne instytucji międzynarodowych. Pole zastosowania czynników R290 (propan) i R600a (izobutan), z uwagi na ich właściwości wybuchowe, jest mocno ograniczone. Podobnie jest z czynnikiem R744 (CO₂), który cechuje bardzo wysoka wartość ciśnienia w instalacji.

Tabela 1. Wartości wskaźników destrukcji ekologicznej wybranych czynników chłodniczych do zastosowań w sprężarkowych pompach ciepła

Table 1. Values of indicators ecological destruction of the selected refrigerants to the use in compressor heat pumps [14, 17]

Czynnik chłodniczy	Wskaźnik	
	<i>ODP</i>	<i>GWP</i>
R12	1	10600
R22	0,055	1810
R134a	0	1300
R404A	0	3260
R407C	0	1530
R410A	0	1730
R1234yf	0	4
R1234ze(E)	0	4
R290 (propan)	0	0
R600a (izobutan)	0	3
R717 (NH ₃)	0	<1
R744 (CO ₂)	0	1

Nowymi interesującymi czynnikami chłodniczymi, lansowanymi przez ich producentów (w tym *Honeywell*, *Du Point*, *Solway*) są: R1234yf (HFO – 1234yf) oraz R1234ze(E) (HFO–1234ze(E)), gdzie R1234yf będzie prawdopodobnie zamiennikiem czynnika R134a w sa-

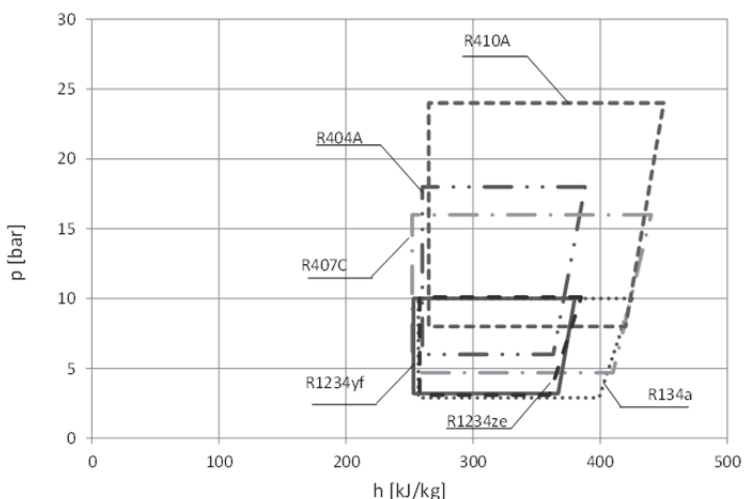
mochodowych instalacjach klimatyzacyjnych od 2017 roku. W odniesieniu do wymienionych czynników stosowane są różne, symboliczne ich oznaczenia. Na przykład czynnik R1234yf oznacza się, jako HFO-1234yf (gdzie: HFO hydro-fluoro-olefin, 1234 – oznacza kolejno: 1 – jedno wiązanie podwójne w strukturze cząstki, 2 – dwa atomy węgla, 3 – trzy atomy wodoru, 4 – cztery atomy fluoru, *yf* – określa, że jest to izomer). W tabelicy 2 porównano charakterystyczne właściwości nowych czynników R1234yf ($C_3H_2F_4$) i R1234ze(E), z już stosowanym czynnikiem R134a (CH_2FCF_3).

Na podstawie różnych źródeł literatury [14, 17, 19, 20] wykonano porównawcze zestawienie wykresu obiegu suchego *Lindego* we współrzędnych $lp - h$ dla czynników chłodniczych: R134a, R404A, R407C, R410A, R1234yf. Zauważa się, że dla poszczególnych czynników krzywe graniczne (lewa - dla $x = 0$ i prawa - dla $x = 1$) mają różną rozpiętość.

Tabela 2. Porównanie charakterystycznych właściwości czynników R1234yf i R1234ze(E) i czynników już stosowanych w pompach ciepła [14, 18, 19]

Table 2. Comparison of the characteristic properties for R1234yf and R1234ze(E) refrigerant used heat pumps [14, 18, 19]

Wyszczególnienie	R134a	R404A	R407C	R1234yf	R1234ze(E)
Względna masa cząsteczkowa M , [kg/kmol]	102,02	97,6	86,2	114,04	114,04
Normalna temperatura wrzenia przy ciśnieniu 1,013 bar, [°C]	-26	-46,2	-43,6	-29	-19
Temperatura krytyczna t_{kr} , [°C]	101	72	86,7	94,7	109,4
Ciśnienie w punkcie krytycznym p_{kr} , [bar]	40,6	37,3	46,0	33,82	36,32



Rys. 5. Porównanie obiegu suchego *Lindego* w układzie współrzędnych $l_{gp} - h$ dla analizowanych czynników chłodniczych

Fig.5. Comparison of dry *Linde* circuit in coordinate system $l_{gp}-h$ for analyzed refrigerants

Tabela 3. Wartość jednostkowego ciepła skraplania r w temperaturze nasycenia $t_k = 40^\circ\text{C}$ (temperatura skraplania) dla analizowanych czynników chłodniczych

Table 3. The unit value of the condensation heat r in a saturation temperature $t_k = 40^\circ\text{C}$ (condensation temperature) for analyzed refrigerants

Czynnik	R134a	R404A	R407C	R410A	R1234yf
r , [kJ/kg]	162,9	123,3	168,3	164,4	130

Dla czynnika R134a rozchylenie krzywych granicznych jest większe, niż dla R1234yf. Ma to oczywiście wpływ na wartość jednostkowego ciepła skraplania r [kJ/kg] – tabela 3.

W ostatnich latach następuje wzrost zainteresowania nowymi czynnikami z grupy HFO-1234, co potwierdza znaczna liczba prac opublikowanych w czasopiśmie o zasięgu światowym i referatów na konferencjach międzynarodowych [21–24]. Mimo tego istnieją duże trudności uzyskania dobrze sprawdzonych i udokumentowanych danych, dotyczących właściwości termodynamicznych i ciepłno-fizycznych czynników z grupy HFO-1234.

5.1. Analiza przydatności nowych czynników chłodniczych do zastosowań w sprężarkowych pompach ciepła

Z tabeli 1 wynika, że nowe czynniki chłodnicze z grupy HFO-1234: R1234ye(E), R1234yf, R1234ze(E), R1234ze(Z) [22], a w szczególności R1234yf, odznaczają się wyjątkowo małą wartością wskaźnika $GWP = 3-4$, co predysponuje do ich proekologicznej eksploatacji. Do tychczas, niektórzy autorzy wykonywali analizy, mające na celu określenie przydatności nowego czynnika R1234yf do zastosowania w instalacjach chłodniczych, obsługujących samochodowe układy klimatyzacyjne. Z ich punktu widzenia brano pod uwagę, przede wszystkim, wpływ na wydajność chłodniczą parownika tej instalacji.

W niniejszym opracowaniu podjęto próbę oceny przydatności czynnika R1234yf w sprężarkowych, parowych pompach ciepła. Autorzy wykonali analizę porównawczą oceny efektywności obiegu *Lindego* suchego (rys. 2) z zastosowaniem czynników chłodniczych: R134a, R407C, R407C i R1234yf. Obieg *Lindego* suchy różni się od obiegu *Carnota* tym, że przemianę rozprężania izentropowego czynnika w obiegu *Carnota* zastąpiono nieodwracalną przemianą dławienia izentalpowego w zaworze rozprężnym. Ocena dotyczy więc, w pierwszym przybliżeniu, określenia wpływu stopnia nieodwracalności dławienia w zaworze na efektywność tego obiegu (pracującego zamiennie z różnymi czynnikami). W budowie porównawczego obiegu suchego *Lindego* (rys. 2) założono:

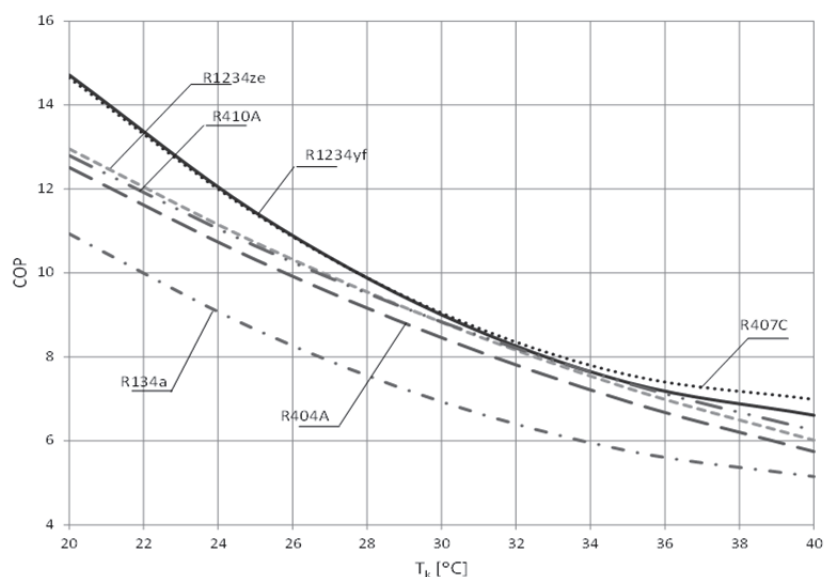
- stałą poziom temperatury parowania $t_o = 0^\circ\text{C}$,
- temperaturę skraplania t_k , w zakresie ($t_k = 20-40^\circ\text{C}$) umożliwiającym realizację obiegu w sprężarkowej pompie ciepła.

Rysunek 6 prezentuje porównawcze zestawienie wyników obliczeń współczynnika wydajności cieplnej COP pompy ciepła pracującej w obiegu suchym *Lindego* z różnymi czynnikami chłodniczymi. Z rysunku 6 wynika, że dla wszystkich czynników chłodniczych wartość współczynnika COP obiegu pompy ciepła zmniejsza się ze wzrostem temperatury t_k (górnego źródła ciepła obiegu). Wartości współczynnika COP dla pompy ciepła pracującej z czynnikiem R1234yf są w podanym zakresie wartości t_k , wyraźnie większe, niż dla czynnika R134a. Może to

świadczą, że czynnik R1234yf może być, z punktu widzenia termodynamicznego, brany pod uwagę jako substytut czynnika R134a.

Teoretyczne, obliczeniowe wartości współczynnika wydajności *COP* pompy ciepła podane na rysunku 6 są relatywnie wysokie, co jest wystarczające dla celów porównawczych, jednak w warunkach rzeczywistych pracy pompy należy mieć na uwadze duży spadek tych wartości.

Wartość współczynnika *COP* nie ma rozstrzygającego wpływu na dobór czynnika chłodniczego do instalacji pompy ciepła, chociaż stanowi bardzo istotną informację dotyczącą wpływu właściwości na charakterystyki energetyczne pompy ciepła.

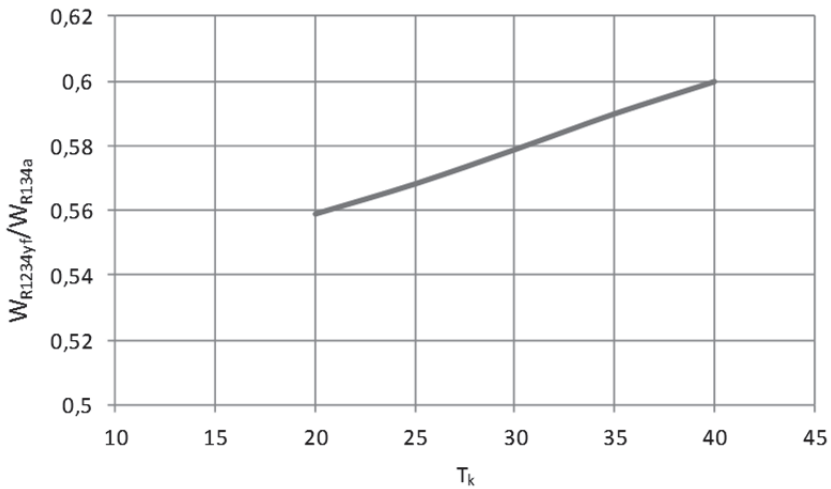


Rys. 6. Porównawcze zestawienie wyników obliczeń współczynnika wydajności *COP* pompy ciepła pracującej według suchego obiegu *Lindego* w zależności od temperatury skraplania t_k (przy $t_o = 0^\circ\text{C}$) z czynnikami chłodniczymi: R134a, R1234yf, R1234ze, R404A, R407C i R410A

Fig. 6. Comparison of heat pump coefficient *COP* calculation results with is working as a dry left – racing Linde circle in dependence on condensation temperature t_k (when $t_o = 0^\circ\text{C}$) with refrigerants: R134a, R1234yf, R1234ze, R404A, R407C i R410A

Wykonując obliczenia do wykresów z rysunku 6 zwrócono uwagę na elementy składowe wielkości współczynnika *COP*, tzn. na wartości

jednostkowej pracy napędowej (praca techniczna w_t odniesiona do 1 kg czynnika) oraz jednostkowej ilości ciepła q_k odprowadzanego przez 1 kg czynnika ze skraplacza. Wobec powyższego pokazano na rysunku 7 zależność stosunku jednostkowych prac napędowych obiegu z czynnikami R1234yf i 134a, $w_{t,R1234yf} / w_{t,R134a} = f(t_k)$ dla obu porównywanych czynników. Na na rys. 8 podano zależność stosunku jednostkowego ciepła skraplania $q_{k,R1234yf} / q_{k,R134a}$, od temperatury skraplania t_k .

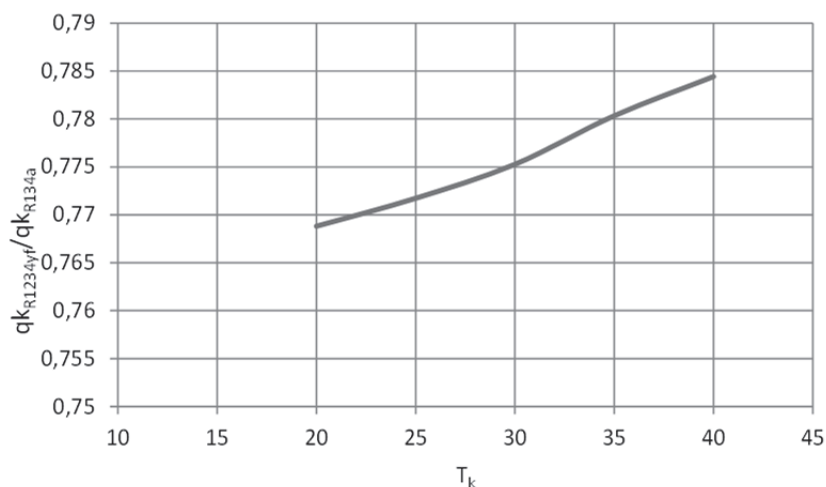


Rys. 7. Porównanie zależności $w_{t,R1234yf} / w_{t,R134a} = f(t_k)$ czynników chłodniczych R134a i R1234yf

Fig. 7. Dependence of $w_{t,R1234yf} / w_{t,R134a} = f(t_k)$ for R134a and R1234yf refrigerants

Wykonując obliczenia do wykresów z rys. 6 zwrócono uwagę na elementy składowe wielkości współczynnika COP , tzn. na wartości jednostkowej pracy napędowej (praca techniczna w_t odniesiona do 1 kg czynnika) oraz jednostkowej ilości ciepła q_k odprowadzanego przez 1 kg czynnika ze skraplacza. Wobec powyższego pokazano na rysunku 7 zależność stosunku jednostkowych prac napędowych obiegu z czynnikami R1234yf i 134a, $w_{t,R1234yf} / w_{t,R134a} = f(t_k)$ dla obu porównywanych czynników. Na rysunku 8 podano zależność stosunku jednostkowego ciepła skraplania $q_{k,R1234yf} / q_{k,R134a}$, od temperatury skraplania t_k .

W zakresie temperatury skraplania $t_k = 20\text{--}40^\circ\text{C}$ można z przebiegów obu wykresów (rys. 7 i 8) określić następujące wnioski: pompa ciepła pracująca z nowym czynnikiem chłodniczym R1234yf wymaga zmniejszonej mocy napędowej, w odniesieniu do czynnika R134a, przy czym ilość ciepła odprowadzana do górnego źródła stanowi 77–78% tej ilości, którą odprowadzałaby pompa z czynnikiem R134a. Wprawdzie współczynnik COP pompy ciepła wskazuje na lepszą efektywność energetyczną pompy z nowym czynnikiem, jednak ilościowo ciepło skraplania jest bezpośrednim efektem użytecznym jej pracy. Problem ten wymaga dokładniejszych badań w oparciu o wyniki eksperymentalne, co wskazałoby możliwość oceny egzergetycznej w odniesieniu do warunków rzeczywistych. Dla urządzenia chłodniczego pracującego zamiennie z czynnikami R134a i R1234yf przedstawiono rozszerzoną wersję analizy egzergetycznej obiegu lewobieżnego przegrzanego z dochłodzeniem w pracy autorów [18].



Rys. 8. Porównanie zależności $q_{k,R1234yf}/q_{k,R134a} = f(t_k)$ czynników chłodniczych R134a i R1234yf

Fig. 8. Dependence of $q_{k,R1234yf}/q_{k,R134a} = f(t_k)$ R124a and R1234yf for refrigerants

W pracy [24] wykazano, że stosując czynnik R1234yf w układach klimatyzacji samochodowej trzeba mieć na uwadze mniejszą o 8–10% wydajność chłodniczą parownika w stosunku do czynnika R134a oraz wzrost mocy napędowej silnika spalinowego pojazdu samochodowego o około 5,4%. Potwierdzają to również badania przedstawione w pracy [25].

Wzrastająca liczba publikacji poświęconych wynikom badań czynników chłodniczych alternatywnych dla R134a dotyczy również wyników badań wymiany ciepła podczas przemian fazowych wrzenia i skraplania. W pracy [26] podano, że wartość współczynnika przejmowania ciepła podczas skraplania czynnika R1234yf jest mniejsza o około 15–30% w porównaniu z R134a. Ma to oczywiście wpływ na wielkość powierzchni wymiany ciepła skraplacza, co jest istotnym problemem w pompie ciepła, ponieważ ciepło wyprowadzone ze skraplacza stanowi efekt użyteczny pracy tej pompy. Dla przemiany fazowej realizowanej w parowniku zauważono [25], że wartość współczynnika przejmowania ciepła w procesie wrzenia jest największa dla R290 i CO₂, natomiast dla R1234yf i R134a wartości są porównywalne, przy czym w przypadku czynnika R1234yf opory przepływu są mniejsze.

Przedstawiona wstępna analiza możliwości zastosowania czynnika chłodniczego R1234yf, jako alternatywnego w sprężarkowych pompach ciepła o małej wydajności wykazała, że pod względem termodynamicznym użycie tego zamiennika wobec czynnika R134a jest na razie problematyczne. Poza tym właściwości fizyczne i ekologiczne nowego czynnika chłodniczego budzą wątpliwości i czynnik jest obecnie nazywany *kontrowersyjnym* [24]. Fluorowany węglowodór R1234yf (C₃H₂F₄) wykazuje bowiem właściwości palne (temperatura zapłonu 405°C). W procesie palenia tego czynnika wydzielą się kwas trójfluorowy oraz fluorek wodoru, szczególnie trujące i szkodliwe dla ludzi i zwierząt, a w przypadku fluorku wodoru uaktywniają się oddziaływania korozyjne. Poza tym, według doniesień [24] w produkcji czynnika R1234yf wykorzystuje się związki HCFC, które jako destrukcyjne ekologicznie zostały już wycofane z zastosowań. Dlatego czynnik R1234yf wzbudza wiele emocji i kontrowersji, zwłaszcza przez niektóre koncerny samochodowe, gdyż od 2017 roku jest proponowanym substytutem czynnika R134a.

Nie budzą więc zdziwienia poszukiwania innych, niż R1234yf, zamienników czynnika R134a. Pomimo bardzo wysokich wartości ciśnienia w instalacjach z czynnikiem CO₂ (R744) oraz konieczności stosowania

obiegów nadkrytycznych (wobec niskiego położenia punktu krytycznego przy $+31,05^{\circ}\text{C}$) dwutlenek węgla jest proponowany przez wielu autorów, jako bardzo dobry, ekologiczny czynnik, alternatywny wobec R134a. Podobne argumenty są przedstawiane dla naturalnych czynników chłodniczych R290 (propan) i R600a (izobutan). Duża liczba publikacji dotyczy szerszego zastosowania propanu R290 w pompach ciepła.

Pompy ciepła są szczególnym typem urządzenia energetycznego, którego efektem jest doprowadzanie ciepła grzewczego, przy czym wprowadzenie do ich eksploatacji wymaga zainwestowania znacznych środków finansowych. Również z tego powodu niepewność, jaką wykazuje nowy czynnik R1234yf (obecnie kilkanaście razy droższy od R134a) ogranicza zastosowanie go w pompach ciepła. Jeżeli czynnik ten zostanie zaakceptowany przez producentów sprężarkowych pomp ciepła można przypuszczać, że będzie brany pod uwagę dla małych wydajności ciepłych.

6. Podsumowanie

W zakończeniu rozważań na temat wybranych aspektów prawno-technicznych i ekologicznych stosowania sprężarkowych pomp ciepła, zwłaszcza w warunkach możliwości wycofywania z eksploatacji czynnika chłodniczego R134a można sformułować następujące wnioski:

1. Pompy ciepła zalicza się do grupy niekonwencjonalnych urządzeń energetycznych, których funkcjonowanie jest aktywnie związane z odnawialnymi źródłami energii (*OZE*).
2. Pompy ciepła nie są w polskim prawodawstwie w sposób bezpośredni zaliczane do *OZE*. Procedury stosowane w Unii Europejskiej i kolejne decyzje Parlamentu Europejskiego i Rady Europy zmierzają do zrealizowania postulatu włączenia tych urządzeń do tej grupy. Oczekiwane są ustawowe orzeczenia w tej sprawie.
3. Pompy ciepła odznaczają się relatywnie niskimi kosztami eksploatacji, jednak wymagają uruchomienia dużych, początkowych nakładów inwestycyjnych.
4. Istotnym problemem w pracy sprężarkowych pomp ciepła jest właściwy dobór czynnika chłodniczego. Konieczność wycofania od 2017 roku z przyczyn ekologicznych, czynnika R134a stosowanego aktualnie w pompach ciepła o średniej i małej wydajności, stwarza potrzebę wprowadzenia jego proekologicznego substytutu.

5. Wśród czynników chłodniczych jednorodnych i jednoskładnikowych proponowanych jako substytuty R134a wymienia się: NH₃ (R718), CO₂ (R744), propan (R290) i izobutan (R600a). Obecnie w pompach ciepła o średniej i dużej wydajności są stosowane mieszaniny azeotropowe: R404A, R407C i R410A.
6. W opracowaniu rozważono możliwość zastosowania czynnika chłodniczego R1234yf (z grupy tzw. fluorowanych węglowodorów) proponowanego, jako substytut czynnika R134a w klimatyzacji samochodowej od 2017 roku, w obiegach sprężarkowych pomp ciepła o małej wydajności.
7. Zastosowanie zamienników czynnika R134a w pompach ciepła w postaci czynnika R1234yf jest możliwe, jednak należy się liczyć z mniejszą wydajnością górnego źródła ciepła i koniecznością zwiększenia pola powierzchni skraplacza. Każdą decyzję o wprowadzeniu tego substytutu należy przeanalizować pod kątem szkodliwych właściwości palnych i trujących.
8. Aktualnie brak jest jednoznacznych decyzji proponowanego substytutu R134a; oprócz R1234yf wymienia się: R744, R290 i R600a. Bezwzględną koniecznością jest wykonanie wielu badań eksperymentalnych pozwalających na określenie rzeczywistych wartości współczynnika COP i przeprowadzenie analizy egzegetycznej dla warunków rzeczywistych pracy pompy.

Pracę wykonano w ramach grantu NCBiR nr ID 246502

Literatura

1. **Charun H.:** *Podstawy gospodarki energetycznej w zarysie, tom 1.* Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2014.
2. Oświadczenie rządowe z dnia 26 maja 1992 r. w sprawie przystąpienia Rzeczypospolitej Polskiej do Protokołu montrealskiego w sprawie substancji zubożających warstwę ozonową, sporządzonego w Montrealu dnia 16 września 1987 (Dz.U. z 1992 r., nr 98, poz. 488, 491 i 490).
3. **Skonieczna J., Ciesielczyk W.:** *Analiza pracy pomp ciepła z czynnikiem roboczym R407C.* Chemia, 106, z4(4), 127–139 (2009).
4. Ustawa Prawo Energetyczne z dnia 10.04.1997 r. z późniejszymi zmianami (tekst jednolity w Dz.U. z 2006, nr 89, poz. 625 – stan tekstu ustawy dostępny w Biurze Prasowym URE w dniu 5.09.2014 r.).

5. **Bohdal T., Charun H., Czapp M.:** *Urządzenia chłodnicze sprężarkowe parowe*. WNT, Warszawa 2003.
6. **Rubik M.:** *Sprężarkowe pompy ciepła w Polsce*. *Chłodnictwo & Klimatyzacja*, 12, 68–78 (2007).
7. Dyrektywa 2009/28/WE Parlamentu Europejskiego i Rady o promowaniu energii ze źródeł odnawialnych.
8. **Lachman P.:** *Spór o minimalną wartość SPF w dyrektywie OZE*. *Polski Instalator*, nr specjalny PI3, 78–83 (2010).
9. **Kubski P.:** *Unijna sprawność*. *Magazyn Instalatora*, 1, 42 (2010).
10. **Lachman P.:** *Kiedy pompy ciepła korzystają z OZE?* *Czysta Energia*, 12, (2013).
11. **Bohdal L., Kukielka L.:** *Application of variational and FEM methods to the modelling and numerical analysis of guillotining process for geometrical and physical nonlinearity*. *Mechanika*, 20(2), 197–204 (2014).
12. **Langman E.:** *Pompy ciepła – projekt europejskich kryteriów ekologicznych*. *Chłodnictwo & Klimatyzacja*, 4, 82–85 (2007).
13. Rozporządzenie Ministra Gospodarki i Pracy z 20.05.2005 r. w sprawie wymagań dotyczących dokumentacji technicznej, stosowania etykiet i charakterystyk technicznych (Dz.U. nr 78 z 2005 r., poz. 825).
14. **Bonca Z., Butrymowicz D., Dambek D., Depta A., Targański W.:** *Czynniki chłodnicze i nośniki ciepła. Własności cieplne, chemiczne i eksploatacyjne*. Wyd. JPPU MASTA, Gdańsk 1997.
15. Directive 2006/40/EC of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 relating to emissions from air-conditioning system In motor vehicles and amending Council Directive 70/156/EC.
16. PN-EN378:2002 Instalacje ziębnicze i pompy ciepłą. Wymagania dotyczące bezpieczeństwa i ochrony środowiska.
17. **Higashi Y., Iwaki J.C.:** *Thermophysical properties of HFO-1234yf and HFO-1234ze(E)*. International Symposium on Next Generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, Tokyo 2010.
18. **Ansari N.A., Yadan B., Kumar J.:** *Theoretical Exergy analysis of HFO-1234yf and HFO-1234ze as an alternative replacement refrigeration system*. *International Journal of Scientific&Engineering Research*, 4(8), 137–144 (2013).
19. Materiały firmy Solway.
20. Materiały firmy Honeywell.
21. **Akasara R., Tanaka K., Higashiy:** *Thermodynamic property modelling for 2,3,3,3 – tetrafluoropropene (HFO-1234yf)*. *International Journal of Refrigeration*, 33, 52–60 (2010).

22. **Brown J.S., Zilio C., Cavallini A.:** *Thermodynamic properties of eight fluorinated defines*. International Journal of Refrigeration, 33, 235–241 (2010).
23. **Minor B., Spatz M.:** *HFO-1234yf low GWP refrigerant update*. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2008, Purdue University.
24. **Wesołowski A.:** *Kontrowersje związane z r1234yf jako czynnikiem chłodniczym*. Chłodnictwo & Klimatyzacja, 10, 16–19 (2010).
25. **Andrzejczyk R., Muszyński T.:** *Alternatywne do R134a czynniki proponowane jako płyny robocze w klimatyzacji samochodowej i innych instalacjach chłodniczych o małej wydajności*. Chłodnictwo, 5 – Część 1, 2012, 6–7 – Część 2, 2013, 10 – Część 3.
26. **Del Col D., Torresie D., Cavallini A.:** *Heat transfer and pressure drop during condensation of the low GWP refrigerant R1234yf*. International Journal of Refrigeration, 33, 1307–1318 (2010).
27. **Baj P., Butrymowicz D.:** *Optymalne ciśnienie robocze dla obiegu dwutlenku węgla w obszarze nadkrytycznym*. Chłodnictwo & Klimatyzacja, 10, 30–34 (2010).

Selected Aspects of Legal, Technical and Ecological Use of Compression Heat Pumps

Abstract

Destructive impact of chlorofluorocarbons refrigerants (CFCs), especially R12 and R22, on the environment (creation of the ozone hole and the greenhouse effect) led to their withdrawal from use in refrigeration and heat pumps. Due to the high global warming potential (GWP=1300) also widely used R134a refrigerant will be withdrawn from use from 2017. Ongoing search for environmentally friendly alternatives refrigerants among which are listed the refrigerants from the R1234 group – especially R1234yf. In previous publications of various authors, was analyzed the use of this refrigerant in refrigeration. The authors have made an attempt on the possibility of the application of this refrigerant in the compressor, steam heat pumps. Made comparative calculations indicate that implementation of this substitute is possible in a limited scope resulting from the reduction of the heating capacity outputted to the upper source.

Słowa klucze:

pompy ciepła, czynniki chłodnicze, R1234yf, R1234ze, COP, GWP, ODP

Keywords:

heat pumps, refrigerants, R1234yf, R1234ze, COP, GWP, ODP