

# Wybrane aspekty analizy środowiskowej pomp ciepła

Selected aspects of heat pumps environmental analysis

WOJCIECH TUCHOWSKI, DIANA PIETRYGA

DOI 10.36119/15.2024.4.2

W dobie transformacji energetycznej coraz częściej analizie poddaje się zasadność wymiany źródeł ciepła wykorzystujących paliwa kopalne na odnawialne źródła ciepła. W niniejszym artykule przedstawiono analizę energetyczną oraz środowiskową pomp ciepła. Określono również warunki pracy pompy ciepła, w których będzie się ona cechowała wysokim współczynnikiem efektywności energetycznej COP. Poddano analizie cykl przemian termodynamicznych zachodzących w klasycznym obiegu Lindego uwzględniając przegrzanie par oraz dochłodzenie cieczy czynnika chłodniczego. Określono główne czynniki wpływające na kształtowanie się wartości COP pompy ciepła pracującej w trybie grzania. Przeprowadzono analizę środowiskową dwóch urządzeń, w których zastosowano różne czynniki chłodnicze, R 410A oraz R 32. Określono składowe wskaźniki TEWI oraz ich wagę na wartość całkowitą. Jak wynika z obliczeń, substytucja czynnika chłodniczego ma niewielki wpływ na całkowitą emisję dwutlenku węgla do atmosfery przez pompę ciepła. Jak wynika z analizy, pompa ciepła z R 32 cechuje się jedynie 9,5% niższą wartością wskaźnika TEWI. Natomiast różnica co do wskaźnika GWP obu czynników ok. 70% na korzyść R 32. *Słowa kluczowe: pompa ciepła, dolne źródło ciepła, współczynnik efektywności energetycznej, odnawialne źródła energii, wydajność grzewcza*

In the era of energy transformation, the feasibility of replacing heat sources using fossil fuels with renewable heat sources is being increasingly analyzed. This article presents an energy and environmental analysis of heat pumps. The operating conditions of the heat pump were also determined, in which it will be characterized by a high energy efficiency coefficient COP. The cycle of thermodynamic transformations taking place in the classic Linde cycle was analyzed, taking into account the superheating of vapors and subcooling of the refrigerant liquid. The main factors influencing the COP values of a heat pump operating in the heating mode were determined. An environmental analysis was conducted on two units that used different refrigerants, R 410A and R 32. The components of the TEWI index and their weight for the total value were determined. As the calculations show, the substitution of the refrigerant has little impact on the total emission of carbon dioxide into the atmosphere by the heat pump. According to the analysis, a heat pump with R 32 has only a 9.5% lower TEWI value. However, the difference in the GWP of both factors is approximately 70% in favor of R 32.

*Keywords: heat pump, lower heat source, coefficient of energy performance, renewable energy sources, heating capacity*

## Wstęp

W obecnych czasach pompy ciepła stanowią dobrą alternatywę w stosunku do tradycyjnych rozwiązań grzewczych opartych na spalaniu paliw kopalnych. W dobie kryzysu energetycznego oraz pogarszającej się sytuacji geopolitycznej zauważa się duże zapotrzebowanie na te urządzenia. Jak wskazuje PORT PC (Polska Organizacja Rozwoju Technologii Pomp Ciepła) w swoim raporcie z roku 2023 [1], cały rynek pomp ciepła w 2022 roku wzrósł o 120% w stosunku do roku 2021. Na uwagę zasługuje również fakt, że ogólny przyrost tych urządzeń w ogrzewaniu budynków wzrósł aż

o 130%. Podobnie sytuacja ma się na rynku europejskim. W Niemczech nastąpił wzrost sprzedaży o ok. 53%, w Norwegii o ok. 25%, w Szwajcarii o ok. 23%, we Francji o ok. 30%. Na Słowacji, podobnie jak w Polsce sprzedaż pomp ciepła uległa podwojeniu [1].

W całej Europie największy udział w rynku posiadają pompy ciepła powietrze/powietrze oraz powietrze/woda. [2]. Przy czym należy zaznaczyć, że pompy ciepła powietrze/powietrze w większości to popularne klimatyzatory typu split. Biorąc pod uwagę inne dostępne źródła ciepła, powietrze jest najtańszym czynnikiem. Wymaga ono zastosowania najmniej skomplikowane-

go układu do odzysku ciepła, łatwo również zastosować technologię rewersyjną, dzięki czemu możliwa jest produkcja chłodu. Nie bez znaczenia jest również cena tych urządzeń. Są to najtańsze pompy ciepła ze względu na źródło. Niestety największą wadą tych urządzeń jest duża niekoherentność temperatury źródła i wymaganej wydajności grzewczej. Spadek temperatury powietrza znacząco wpływa na pogorszenie charakterystyk energetycznych, zarówno wydajności jak i efektywności energetycznej.

Innymi źródłami ciepła mogą być grunt lub woda. W przypadku tego pierwszego, możliwe jest uzyskiwanie wyższych wydajności i efektywności, ale wymaga to dużego

nakładu inwestycyjnego na budowę źródła. W celu pozyskania ciepła z gruntu konieczne jest zastosowanie wymienników poziomych lub pionowych. Koszty posiadawców wymiennika w gruncie zależą głównie od technologii oraz głębokości odwiertów bądź robót ziemnych. Dodatkowo w przypadku wymienników pionowych potrzebne jest uzyskanie odpowiednich zgód. Wykonanie takiej instalacji podlega m.in. pod Ustawę z dnia 20 lipca 2017r. – Prawo wodne (Dz.U. 2017 poz. 1566), Prawo geologiczne i górnicze (Dz.U. 2011 nr 163 poz. 981), Prawo ochrony środowiska (Dz.U. 2001 nr 62 poz. 627), Prawo budowlane (Dz.U. 2023 poz. 682). Natomiast w przypadku wymienników poziomych należy dysponować dużą powierzchnią działki. Powierzchnia wymiennika zależy od rodzaju gruntu oraz wymaganej wydajności dolnego źródła ciepła. Obecnie prowadzonych jest wiele badań oraz analiz porównawczych dotyczących kosztów eksploatacyjnych różnych źródeł ciepła. Przykładowo w pracy [21] autorzy przeanalizowali aspekt wpływu zmienności parametrów pracy pompy ciepła na jej efektywność energetyczną oraz koszty eksploatacji. Analiza obejmowała pracę gruntowej pompy ciepła oraz powietrznej pompy ciepła w szerokim spektrum temperatur skraplania. Wyniki analizy wskazują, że grunt jest stabilnym źródłem ciepła, zwłaszcza w okresie zimy, w którym zachodzi duża niekoherentność między potrzebami cieplnymi obiektu, a wydajnością dolnego źródła ciepła.

Największą zaletą wody, jako źródła ciepła jest jej wysokie ciepło właściwe. W temperaturze 4 °C, przy największej gęstości, wynosi ono 4206 J/kgK i jest najwyższe w kontekście innych źródeł ciepła. Niestety wodne pompy ciepła w Polsce stanowią jedynie niewielki procent wszystkich sprzedawanych urządzeń. Wpływ na taki stan rzeczy ma m.in. niekorzystane ustawodawstwo, które uwzględnia ceny za energetyczne wykorzystanie wód [3]. W przypadku wykorzystywania wód gruntowych, dochodzą dodatkowo wysokie koszty wykonania studni czerpalnej i chłonnej. W przypadku wód powierzchniowych, konieczne jest uzyskanie pozwoleń organów państwowych zgodnie z obowiązującym Prawem wodnym [3].

Dużym problemem wynikającym z chęci wykorzystania wód powierzchniowych jest ich podatność na temperatury powietrza zewnętrznego. Gdy temperatura powietrza spada poniżej 0°C i utrzymuje się przez dłuższy czas, powierzchnia zbiornika wodnego zamarza. W takiej sytuacji istnieje duże niebezpieczeństwo zamarznięcia parownika. Sytuacja jest tożsama dla wszystkich wariantów wodnych pomp ciepła, pracujących z bezpośrednim odparowaniem,

wykorzystując obiegi pośrednie lub instalacje, w których woda jest przepompowywana przez wymienniki ciepła.

Obecnie na świecie istnieje już rozwiązanie technologiczne, które ograniczają wpływ tego zjawiska na pracę instalacji. Opierają się one głównie na skomplikowanych konstrukcjach wymiennika ciepła. Istnieją również rozwiązania, które w pewnym obszarze wykorzystują fakt zamarzania parownika do celów efektywności energetycznej. Konstrukcja taka powstała na Wydziale Techniki Morskiej i Transportu Zachodniopomorskiego Uniwersytetu Technologicznego w Szczecinie. Jej poglądowy opis został zamieszczony w patencie nr 209839 z dnia 4 maja 2009 roku – Wodna pompa ciepła i sposób optymalizacji pracy wodnej pompy ciepła [14].

Badania prowadzone są również w zakresie poszukiwania nowych czynników chłodniczych, które wykazują niski wpływ na środowisko naturalne, a właściwości termodynamiczne predysponują je do zastosowań zwłaszcza w pompach ciepła. W tym celu komponowane są nowe mieszaniny zeotropowe, które wykazują relatywnie do czynników jednorodnych, niskie wskaźniki GWP. Czynniki te posiadają duże poślizgi temperaturowe co może przynosić duże korzyści energetyczne zwłaszcza w skraplaczach, w których woda ogrzewana jest w przeciwnym kierunku [20].

## Analiza cyklu pracy pompy ciepła

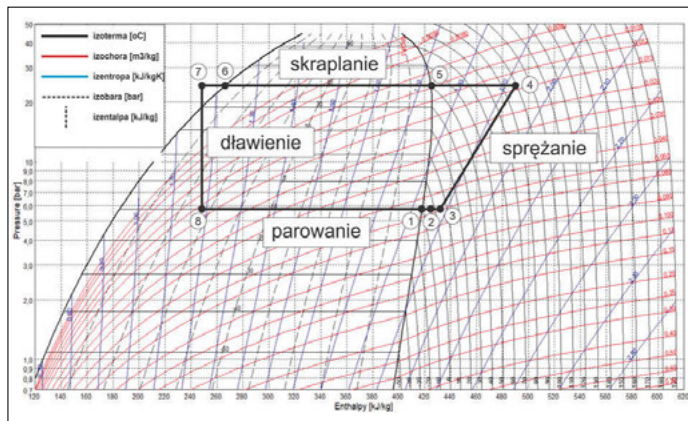
Pompy ciepła klasyfikowane są przez UE jako urządzenia korzystające z odnawialnych źródeł energii. Podstawowe źródła tej energii to powietrze, woda i grunt. Wszystkie oddają ciepło zmagazynowane wcześniej, dzięki promieniowaniu słonecznemu. Udział energii odnawialnej w ogólnym bilansie energetycznym pompy ciepła zależy od jej efektywności. Obecnie eksploatowane pompy ciepła pracujące w trybie grzania, charakteryzują się współczynnikiem efektywności energetycznej (COP – Coefficient of performance) równym 3÷4. Współczynnik ten określa stosunek mocy grzewczej (ilości ciepła uzyskanej w skraplaczu) do ilości mocy jaką urządzenie zużyje do produkcji tego ciepła. W przypadku COP = 3÷4, pompy ciepła korzystają z energii odnawialnej w granicach 66 – 75%. Pozostałe 25 – 33% stanowi energia elektryczna potrzebna do realizacji procesów zachodzących w instalacji (sprężarka, wentylatory, pompy, zawory, sterowanie), a która w głównej mierze w Polsce produkowana jest w oparciu o spalanie węgla kamiennego i brunatnego.

Wzrost zastosowania pomp ciepła na świecie jest jedną z głównych przyczyn ob-

serwowanego w ostatnich latach postępu technologicznego i technicznego, jaki dokonał się w tej dziedzinie. Stosowane obecnie systemy pomp ciepła charakteryzują się wysokim współczynnikiem efektywności energetycznej COP, który jak pokazują analizy literatury oraz dane pozyskane od wiodących producentów [4-10], jest blisko o ok. 35% wyższy niż w przypadku analogicznych rozwiązań sprzed 20 lat. Obecnie, na świecie istnieje wiele ośrodków badawczych, które pracują nad nowymi rozwiązaniami technologii pomp ciepła skupiając się głównie na zwiększeniu ich efektywności. Jedne z głównych kierunków prac w tym aspekcie związane są z modyfikacjami obiegu termodynamicznego pompy ciepła.

Na rysunku 1 przedstawiono obieg pompy ciepła na wykresie ciśnienie – entalpia właściwa. Obieg ten jest obiegiem Lindego, porównawczym sprężarkowej pompy ciepła. Do celów analizy dokonano szeregu uproszczeń związanych z rzeczywistym charakterem przemian termodynamicznych. Nie uwzględniono sprawności wewnętrznej sprężarki oraz oporów hydraulicznych na drodze przepływu czynnika chłodniczego. Uwzględniono przegrzanie czynnika w parowniku, w rurociągu ssawnym oraz dochłodzenie cieczy w skraplaczu. Realizowane są tutaj następujące przemiany termodynamiczne:

- Izotropowe sprężanie czynnika chłodniczego zachodzi w sprężarce, następuje podniesienie ciśnienia i temperatury czynnika chłodniczego – przemiana 3 – 4 na rys. 1,
- Izobaryczne oddawanie ciepła w rurociągu tłocznym (o ile nie jest zaizolowany, a temperatura tłoczenia czynnika chłodniczego jest znacznie wyższa od temperatury otoczenia). W praktyce zjawisko to istotne jest z punktu widzenia urządzeń chłodniczych, w pompach ciepła z kolei, proces schładzania par zachodzi w pierwszych sekcjach skraplacza a następnie po uzyskaniu stanu z krzywej granicznej pary nasyconej suchej (punkt 5' na rys. 2), następuje skraplanie właściwe ze zmianą fazy – przemiana 5-6 na rys. 1,
- Izobaryczno – izotermiczne oddawanie ciepła w skraplaczu (w przypadku czynników jednorodnych), następuje przekazanie ciepła do czynnika ogrzewanego, wody lub powietrza – przemiana 5-6 na rys. 1,
- Izobaryczne dochłodzenie skroplonego czynnika chłodniczego (może zachodzić w skraplaczu właściwym lub w zewnętrznym wymienniku ciepła), następuje obniżenie temperatury cieczy czynnika – przemiana 6-7 na rys. 1,



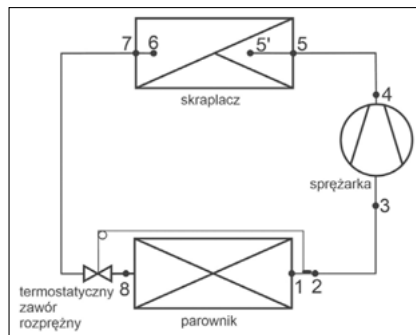
**Rys. 1**  
**Termodynamiczne przemiany czynnika chłodniczego w obiegu pompy ciepła przedstawione na diagramie chłodniczym dla czynnika R 410a**  
**Fig. 1. Thermodynamic transformations of the refrigerant in the heat pump circuit presented in the refrigeration diagram for R 410a**

- e. Izentalpowe dławienie czynnika chłodniczego – zachodzi w elemencie rozprężnym (w przypadku pomp ciepła zazwyczaj w termostycznym zaworze rozprężnym lub elektronicznym zaworze rozprężnym), następuje obniżenie ciśnienia i temperatury czynnika chłodniczego od ciśnienia skraplania do ciśnienia parowania – przemiana 7 – 8 na rys. 1,
- f. Izobaryczne – izotermiczne pobieranie ciepła z dolnego źródła ciepła (w przypadku pomp ciepła może to być powietrze, woda, grunt lub ciepło odpadowe), następuje odparowanie czynnika chłodniczego kosztem obniżenia temperatury źródła – przemiana 8-1 na rys. 1,
- g. Izobaryczne przegrzanie czynnika chłodniczego w parowniku poprzedzone wrzeniem w warunkach nasycenia – przegrzew par czynnika korzystny jest z punktu widzenia pracy sprężarki (możliwy w przypadku termostycznego zaworu rozprężnego oraz elektronicznego zaworu rozprężnego), przyczynia się natomiast do spadku wydajności wymiennika ciepła – przemiana 1-2 na rys. 1,
- h. Przegrzanie par czynnika na trasach ssawnych sprężarki (występuje głównie w przypadku niez izolowanego przewodu ssawnego oraz dużej różnicy temperatur między rurociągiem a otoczeniem). W praktyce proces ten istotny jest z punktu widzenia urządzenia chłodniczego, w pompach ciepła, zwłaszcza powietrze/woda jest pomijany w trakcie analizy strat ciepła – przemiana 2-3 na rys. 1.

Przemiany te przedstawione zostały na rysunku 1, a punkty charakterystyczne naniesione na schemat ideowy sprężarkowej pompy ciepła przedstawiony na rysunku 2.

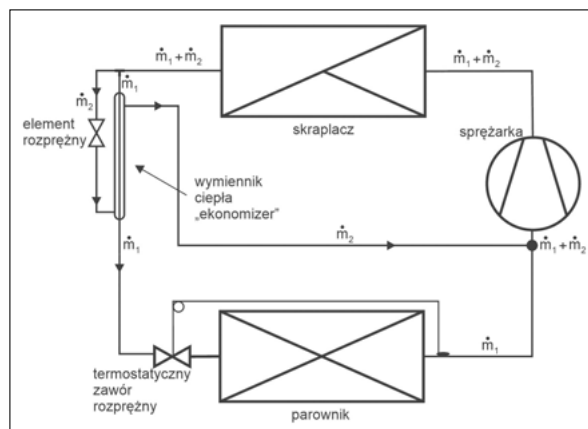
Obecnie, w przypadku pomp ciepła o wydajności grzewczej do 30 kW, najczęściej spotyka się pompy ciepła realizujące obiegi chłodnicze określane jako:

- obieg przegrzany z dochłodzeniem,
- obieg z regeneracją ciepła,



**Rys. 2.**  
**Schemat ideowy pompy ciepła wraz z punktami węzłowymi zgodnymi z rys. 1**  
**Fig. 2. Schematic diagram of the heat pump with nodal points consistent with Fig. 1**

**Rys. 3.**  
**Schemat ideowy pompy ciepła wykorzystującej dodatkowy wymiennik ciepła oraz dodatkowy element rozprężny**  
**Fig. 3. Schematic diagram of a heat pump using an additional heat exchanger and an additional expansion element**



- obieg jednostopniowy z dodatkowym wtryskiem par czynnika.

Modyfikacje te mają różne formy zależnie od producenta urządzeń.

W pompach ciepła, dzięki zastosowaniu zaworów rozprężnych (termoregulacyjnych) uzyskujemy płynną regulację ilości czynnika wprowadzanego do parownika. Jest ona zależna od chwilowego obciążenia źródła ciepła. Kolejną zaletą stosowania termostycznych zaworów rozprężnych, jest uzyskiwanie przegrzania par czynnika zasysanego przez sprężarkę. Odbywa się to kosztem zmniejszenia wykorzystania powierzchni parownika. Dlatego też, aby zwiększyć wydajność chłodniczą układu stosuje się dochłodzenie ciekłego czyni-

ka. Może być ono realizowane w skraplaczu właściwym lub z wykorzystaniem dodatkowego wymiennika ciepła – dochładzacza.

W ostatnich latach firmy produkujące pompy ciepła zaczęły stosować tzw. „ekonomizer”. Jest to technologia, która z powodzeniem była i jest stosowana w przemysłowych instalacjach amoniakalnych. Przykładowy schemat ideowy takiego rozwiązania przedstawiono na rysunku 3. Polega ona na rozdzieleniu strumienia czynnika chłodniczego za skraplaczem na dwa,  $m_1$  oraz  $m_2$ . Przy czym należy zaznaczyć, że  $m_1 > m_2$ . Strumień  $m_1$  kierowany jest do dodatkowego wymiennika ciepła, strumień  $m_2$  kierowany jest bezpośrednio na dodatkowy element rozprężny (element ten znajduje się przed wymiennikiem ciepła – ekonomizerem). Po rozprężeniu, strumień  $m_2$  kierowany jest na ekonomizer, gdzie dochtładza strumień czynnika  $m_1$ . Pary czynnika chłodniczego (strumień  $m_2$ ) zasysane są przez dodatkowy króciec sprężarki w celu obniżenia temperatury par czynnika w sprężarce oraz obniżeniu temperatury końca sprężania. Dzięki zastosowaniu tej technologii pompa ciepła może uzyskiwać stałą wydajność nawet w niskich temperaturach dolnego źródła ciepła.

### Analiza energetyczna pomp ciepła

Praca pomp ciepła w warunkach niskich temperatur zewnętrznych musi zabezpieczać zapotrzebowanie na ciepło. W związku z tym stosowane są różne rozwiązania w celu zabezpieczenia potrzeb cieplnych i uzyskania założonej efektywności urządzenia. Zależnie od wykorzystywanego w dolnym źródle nośnika ciepła (powietrze, woda, grunt) występują określone klimatem zmiany temperatur tych nośników. Warunki obliczeniowe temperatury powietrza zewnętrznego podaje m.in. norma [11], która określa wymagania dla obliczeń cieplnych obiektów. Temperatury nośników ciepła, takich jak

woda i grunt określają wyniki wieloletnich obserwacji.

Rozpatrując np.: powietrze, jako nośnik ciepła, dla Świnoujścia parametry obliczeniowe w okresie zimowym to  $t_p = -16^\circ\text{C}$ , wilgotność względna  $\phi = 100\%$ . W tych warunkach muszą być zabezpieczone potrzeby cieplne obiektu. Ponieważ praca urządzenia w takich warunkach cechuje się niską efektywnością (COP  $\sim 2$ ), często stosowane są rozwiązania, w których wykorzystuje się dodatkowe źródło ciepła – rozwiązanie biwalentne. W większości takich przypadków ogranicza się pracę pompy ciepła wartością temperatury powietrza zewnętrznego, do której pompa ciepła pokrywa całkowite zapotrzebowanie na ciepło. Poniżej tej umówionej wartości uruchamiane jest dodatkowe źródło grzewcze.

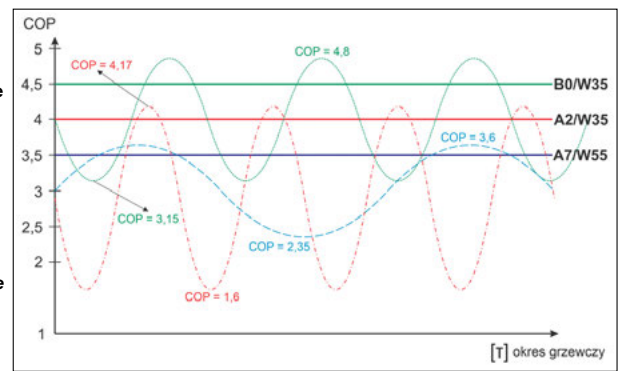
Drugim ważnym aspektem niniejszej analizy jest wysokość temperatury skraplania i wymaganej temperatury nośnika ciepła górnego źródła. W normach [12], [13] określono warunki znamionowe badań, dla których wyznacza się dane charakterystyczne pomp ciepła (m.in. wydajność grzejną czy wskaźnik efektywności energetycznej COP) oraz warunki znamionowe zastosowania.

W przypadku pomp ciepła, gdzie nośnikiem ciepła w górnym źródle jest woda, norma podaje wartości temperatury nośnika na wejściu i wyjściu z wymiennika. Natomiast w przypadku powietrza w normie określona jest jedynie wartość jego temperatury na wlocie do wymiennika. Takie postawienie sprawy, daje dużo swobody przy doborze temperatury skraplania dla systemu powietrznego. Zgodnie z wytycznymi normy [12], dla systemu ogrzewania wodnego niskotemperaturowego (podłogowego lub podobnego zastosowania) temperatura nośnika ciepła powinna wynosić odpowiednio  $+30^\circ\text{C}$  na wejściu i  $+35^\circ\text{C}$  na wyjściu z wewnętrznego wymiennika stanowiącego górne źródło ciepła (skraplacza). Dla pozostałych typów ogrzewania wodnego, temperatury te wynoszą odpowiednio  $+40^\circ\text{C}$  na wejściu i  $45^\circ\text{C}$  na wyjściu z wymiennika oraz w niektórych warunkach temperatura nośnika na wyjściu z wymiennika może wynieść  $+55^\circ\text{C}$ . W przypadku ogrzewania powietrznego (z powietrzem obiegowym), temperatura powietrza na wlocie do wymiennika może wynosić  $+20^\circ\text{C}$ .

Na rysunku 4 przedstawiono zakres zmienności chwilowej wartości współczynnika efektywności energetycznej COP dla trzech różnych pomp ciepła.

Na rysunku 4 linią zieloną oznaczono zmienność wskaźnika COP dla pompy ciepła pracującej w układzie pośrednim z wykorzystaniem glikolu, jako cieczy pośredniczącej w wymianie ciepła między np. grun-

**Rys.4** Profile chwilowych wartości współczynnika efektywności energetycznej COP w trakcie trwania sezonu grzewczego – analiza teoretyczna – opracowanie własne na podstawie zebranych danych rzeczywistych  
**Fig.4** Profiles of momentary values of the coefficient of performance COP during the heating season – theoretical analysis – own study based on collected real data



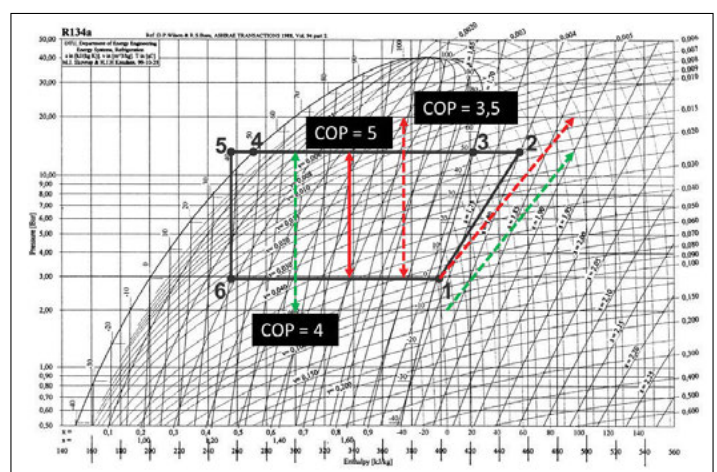
tem lub wodą powierzchniową, a parownikiem. Symbol **B0/W35** zgodnie z normą PN EN 14511 określa warunki przy jakich powinno się badać pompę ciepła, aby współczynnik COP był miarodajny i porównywalny z innymi urządzeniami. **B0** oznacza temperaturę glikolu na wejściu do parownika (B, brein – solanka, obecnie nie używana jako ciecz pośrednicząca z uwagi na jej działanie korozyjne). **W35** oznacza temperaturę wody (W, water) która zasila instalację grzewczą. Kolorem czerwonym i niebieskim oznaczono zmienność wskaźnika COP dla pomp ciepła powietrze/woda. Ciepło pobierane jest z powietrza atmosferycznego i przekazywane do wody grzewczej. **A2** oraz **A7** (a, air) oznacza odpowiednio, temperaturę powietrza zewnętrznego, przy której mierzone jest COP:  $2^\circ\text{C}$  oraz  $7^\circ\text{C}$ . Jak można zauważyć na rysunku 2 wartość chwilowa współczynnika efektywności energetycznej może znacznie różnić się od jego wartości sezonowej SCOP (lub SPF). Największy wpływ na kształtowanie się COP mają temperatury dolnego i górnego źródła ciepła. O ile temperatura medium zasilającego instalację grzewczą jest wartością stałą (zależną od systemu dystrybucji ciepła), o tyle dolne źródło ciepła cechuje się znacznymi wahaniami temperatur w ciągu roku. W skrajnych przypadkach wartość COP może być ponad dwukrotnie mniejsza od wartości obliczonej dla parametrów znamionowych. W warunkach znacznego obni-

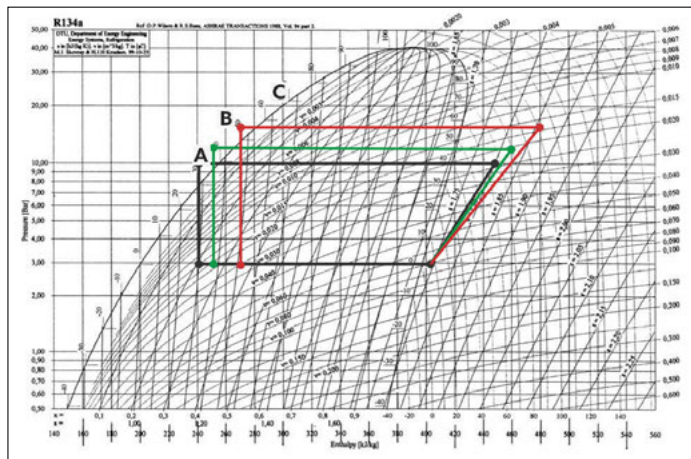
żenia temperatury dolnego źródła ciepła pompa ciepła traci swoją wydajność oraz możliwości uzyskania wymaganej temperatury medium zasilającego instalację grzewczą.

Na rysunku 5 przedstawiono wpływ temperatury skraplania oraz parowania na kształtowanie się współczynnika efektywności energetycznej COP.

Im większa różnica temperatur między dolnym, a górnym źródłem tym mniejsza efektywność energetyczna. Zależność ta jest prawdziwa zarówno dla pomp ciepła jak i dla urządzeń chłodniczych. Należy również zauważyć, że sprężarka pracująca w większym zakresie ciśnień wykazuje niższą sprawność izentropową. Izentropa w obszarze pary przegrzanej wykazuje większe pochylenie w stronę wzrostu wartości entalpii. Wpływa to na zwiększenie jednostkowej pracy sprężania. W większości przypadków urządzeń jednostopniowych (bez chłodzenia korpusu sprężarki) podwyższenie temperatury skraplania zwiększa jednocześnie temperaturę końca sprężania. Może to powodować pogorszenie się jakości oleju smarującego elementy trące sprężarki poprzez zmniejszenie jego lepkości. Z powyższej analizy wynika, że pompa ciepła jako urządzenie grzewcze wymaga optymalizacji parametrów pracy dostosowanej do potrzeb obiektu. Obieg czynnika chłodniczego ukazujący współpracę pompy ciepła z różnymi systemami dystrybucji ciepła przedstawiono na

**Rys.5.** Charakterystyka przemian termodynamicznych realizowanych przez pompę ciepła  
**Fig.5.** Characteristics of thermodynamic changes carried out by the heat pump





**Rys. 6.** Przemiany termodynamiczne czynnika chłodniczego w kontekście instalacji dystrybucji ciepła  
*Fig. 6. Refrigerant thermodynamic transformations in the context of heat distribution installations*

**Tabela 1** Analizowane temperatury skraplania oraz wody grzewczej na zasilaniu instalacji grzewczej

**Tab. 1. Analyzed condensing and heating water temperatures in the heating system feed**

Ogrzewanie	Podłogowe	Powietrzne	Grzejnikowe
Temperatura skraplania	$t_k = 40^\circ\text{C}$	$t_k = 45^\circ\text{C}$	$t_k = 55^\circ\text{C}$
Temperatura wody/powietrza na wylocie	$t_{w\ out} = 35^\circ\text{C}$	$t_{pow\ out} = 35^\circ\text{C}$	$t_{w\ out} = 50^\circ\text{C}$

rysunku 6. Temperatury charakterystyczne przedstawiono w tabeli 1.

Na rysunku 6 przedstawiono przemiany termodynamiczne czynnika chłodniczego w obiegu pompy ciepła współpracującej z różnymi typami ogrzewania. Kolorem czarnym na wykresie oznaczono najkorzystniejszy z punktu widzenia efektywności energetycznej pompy ciepła rodzaj ogrzewania, ogrzewanie podłogowe. Jest to ogrzewanie płaszczyznowe, które cechuje się relatywnie niewielkimi temperaturami czynnika grzewczego (wody) w obiegu. W związku z tym wymagana temperatura skraplania czynnika chłodniczego w skraplaczu jest niska i zazwyczaj w takich przypadkach wynosi ok.  $t_k = 40^\circ\text{C}$  (utrzymujące różnicę temperatur między temperaturą wody opuszczającej skraplacz  $t_{w\ out}$ , a temperaturą skraplania  $\Delta T = 5\text{K}$ ). Kolorem zielonym na rysunku 6 przedstawiono obieg pompy ciepła współpracujący z ogrzewaniem powietrznym (nadmuchowym). Taki system dystrybucji ciepła wymaga już nieco wyższych temperatur skraplania. Wynika to bezpośrednio z konieczności utrzymywania wyższych różnic temperatur, między temperaturą skraplania a temperaturą powietrza wylotowego. W przypadku ogrzewania nadmuchiwanego temperatura w nagrzewnicy powietrza (skraplaczu) powinna być min. 10K wyższa od temperatury powietrza na wylocie. Wyższa różnica podyktowana jest dużo mniejszym ciepłem właściwym powietrza w stosunku do wody ( $c_{w\ powietrza} = 1005\text{ J/kgK}$ ;  $c_{w\ wody} = 4189\text{ J/kgK}$  w temperaturze  $20^\circ\text{C}$ ). Kolorem

czzerwonym na wykresie przedstawiono obieg pompy ciepła współpracujący z ogrzewaniem grzejnikowym. Taki rodzaj ogrzewania nie jest najlepszym rozwiązaniem dla pompy ciepła. Nie mniej jednak w ostatnich latach tendencja zaczyna się zmieniać, a na rynku zaczęły pojawiać się rozwiązania grzejników ściennych, które bardzo dobrze współpracują z pompami ciepła. Grzejniki te (klimakonwektory) mają dobrze rozwiniętą powierzchnię grzewczą, a w niektórych modelach znajduje się wentylator, który dodatkowo wymusza ruch powietrza na powierzchni grzewczej. Współczynniki przejmowania ciepła  $\alpha\text{ [W/m}^2\text{K]}$  z powierzchni grzejnej do powietrza są wtedy znacznie wyższe, co sprzyja szybkości nagrzewania pomieszczenia.

Analizie poddano również instalację pompy ciepła pracującą z grzejnikami ściennymi zasilanymi wodą o temperaturze  $50^\circ\text{C}$ . Temperatura skraplania czynnika chłodniczego ustawiona jest na minimalną różnicę, czyli na  $55^\circ\text{C}$ . Tak wysoka temperatura skraplania sprawia, że takie rozwiązanie cechuje się najniższą efektywnością energetyczną spośród przedstawionych na rysunku 5. Należy jednak zaznaczyć, że nowe klimakonwektory wymagają znacznie niższej temperatury wody na zasilaniu (ok.  $40 - 45^\circ\text{C}$ ). W takim przypadku współczynnik efektywności energetycznej COP może być porównywalny z ogrzewaniem podłogowym.

### Analiza środowiskowa pompy ciepła

Norma PN EN 378 wprowadza wskaźnik TEWI (*Total Equivalent Warming Impact*) – całkowity równoważny wskaźnik tworzenia efektu cieplarnianego, jako narzędzie do szacunkowej oceny wpływu eksploatacji pomp ciepła na globalne ocieplenie. Uwzględnia on bezpośrednią emisję czynnika chłodniczego do atmosfery oraz wpływ emisji ditlenku węgla podczas wytwarzania energii niezbędnej do działania pomp ciepła

w okresie odpowiadającym ich trwałości eksploatacyjnej. Dodatkowo jeżeli gazy cieplarniane mogą być emitowane przez izolację lub inne części składowe instalacji pompy ciepła, to do wskaźnika TEWI należy również dodać potencjał globalnego ocieplenia tych gazów [15]. Całkowitą wartość wskaźnika TEWI określa się za pomocą wzoru:

$$TEWI = (GWP \cdot L \cdot n) + (GWP \cdot m_c \cdot (1 - \alpha_{rec})) + (n \cdot E_{an} \cdot \beta) + GWP_i \cdot (1 - \alpha_i) \cdot m_i \text{ [kgCO}_2\text{]}$$

gdzie:

GWP – potencjał globalnego ocieplenia gazu w urządzeniu, odniesiony do  $\text{CO}_2$ ,

L – roczne straty czynnika przez nieuszczelnienia, [kg], [%],

n – czas eksploatacji urządzenia [lata],

$m_c$  – wielkość napełnienia czynnikiem [kg],

$\alpha_{rec}$  – stopień odzysku/uzdatniania ( $0 \div 1$ ),

$\beta$  – wskaźnik emisji  $\text{CO}_2$  podczas produkcji energii [kg/kWh],

$E_{an}$  – roczne zużycie energii [kWh],

$GWP_i$  – potencjał globalnego ocieplenia gazu w izolacji, odniesiony do  $\text{CO}_2$ ,

$\alpha_i$  – udział gazu odzyskanego z izolacji po okresie trwałości eksploatacyjnej, od 0 do 1,

$m_i$  – ładunek gazu w izolacji urządzenia [kg].

Wskaźnik TEWI ujmuje sobą zarówno stosunkowo łatwe do określenia wartości składowych powiązanych z zużyciem energii czy wpływem strat odzysku, jak również znacznie trudniejszą do oszacowania wartość składową uwzględniającą wpływ strat nieuszczelnienia. Należy zauważyć, że określenie wartości wskaźnika TEWI daje również interesującą możliwość porównań dla tych samych zastosowań nie tylko wpływu na proces globalnego ocieplenia alternatywnych czynników chłodniczych, ale również wpływu zmian konstrukcyjnych prowadzących do ograniczenia zużycia energii.

Wykorzystując wskaźnik TEWI, można określić kierunki pracy nad obniżeniem negatywnego wpływu eksploatacji pompy ciepła na rzeczywiste globalne ocieplenie. W tej kwestii należy skupić się przede wszystkim na:

- ograniczeniu do minimum wymagań dotyczących wielkości napełnienia instalacji czynnikiem chłodniczym;
- optymalizacji instalacji pod kątem maksymalnej efektywności energetycznej;
- właściwej konserwacji w celu utrzymania optymalnej charakterystyki energetycznej i zapobiegania ubytkom czynnika chłodniczego przez nieuszczelnienia;
- odzysku i uzdatnianiu/regeneracji używanego czynnika chłodniczego [15].

### Przykład obliczenia TEWI

Analizie poddano dwie pompy ciepła powietrze/woda typu split, pracujące z innymi czynnikami chłodniczymi, R 410a oraz R 32. Moc grzewcza pompy ciepła w obu przypadkach jest taka sama i wynosi 20 kW. Tryb pracy również jest taki sam. Urządzenie pracuje na cele c.w. oraz c.o. Czas pracy pompy ciepła (czas pracy sprężarki) w okresie grzewczym zależy od wielu czynników. Są to m.in. temperatura wody grzewczej, jakość izolacji bufora ciepła, czas rozbioru bufora, jakość izolacji obiektu czy preferencje użytkowników w kwestii komfortu cieplnego. W tym przypadku dokonano uproszczenia, które polega na założeniu, że okres grzewczy trwa 220 dni oraz, że w tym okresie pompa ciepła pracowała 2000 h. Dodatkowo 500 h pracy przyjęto w okresie poza sezonem grzewczym, w którym urządzenie pracowało jedynie na potrzeby c.w.

Większość pomp ciepła posiada sprężarki inwerterowe co sprawia, że płynnie dostosowują one swoją wydajność do rzeczywistych chwilowych potrzeb. Biorąc pod uwagę obecną technologię oraz zróżnicowane preferencje użytkowników, nie jest możliwe wstępne oszacowanie ilości energii jaką zużyje pompa ciepła w ciągu roku. Wartość tą należy zmierzyć za pomocą miernika energii elektrycznej zainstalowanego na zasilaniu instalacji. Powinien on obejmować pracę sprężarki oraz wszystkich odbiorników wykorzystywanych do prawidłowej pracy instalacji, w tym pompy, wentylatory itp. Większość nowych rozwiązań pomp ciepła posiada wewnętrzny licznik zużywanej energii elektrycznej. Dzięki temu na bieżąco można kontrolować pracę urządzenia. W teorii, w analizowanym zakresie zmienności temperatur pompa ciepła z czynnikiem R 32 zużywa mniej energii niż analogiczne urządzenie z R 410a. Różnica wynosi ok. 5% (zgodnie z przeprowadzonymi symulacjami dla tych samych wartości temperatury skraplania i parowania). Taką wartość przyjęto również w niniejszej analizie. W praktyce pompy ciepła z czynnikiem R 32 posiadają inną konstrukcję m.in. wymienników ciepła, co wiąże się finalnie ze zmniejszonym zużyciem energii przez sprężarkę oraz dużo niższym napełnieniem przy zachowaniu tej samej wydajności [25]. W przypadku pompy ciepła z czynnikiem R 410a przyjęto max. moc sprężarki 5 kW, natomiast z czynnikiem R 32, moc sprężarki to 4,75 kW.

Napełnienie czynnikiem chłodniczym urządzenia zależy od jego właściwości fizykochemicznych. W omawianym przypadku zachowując tą samą wydajność grzewczą, pompa ciepła z czynnikiem chłodniczym R 32 charakteryzuje się mniejszym wagowo

napełnieniem niż analogiczna pompa ciepła z czynnikiem R 410a [16]. R 32 jest również tańszy w produkcji. Wszystkie te cechy sprawiają, że wykazuje on znacząco mniejszy negatywny wpływ na tworzenie efektu cieplarnianego. Wadą natomiast jest jego palność. Zgodnie z normą PN – EN 378 oraz standardami amerykańskimi AR 4 czynnik R 32 zaliczany jest do grupy A2L – co oznacza, że jest on trudno zapalny. Zgodnie z kartą charakterystyki difluorometanu (R 32) [22], [23], górna granica palności wynosi 34% (V) a dolna 14% (V). Temperatura samozapłonu wynosi 530°C (R 410a) nie posiada wartości temperatury samozapłonu. W przypadku wycieku należy pamiętać, że jest to gaz cięższy od powietrza i będzie gromadził się w przestrzeniach zamkniętych na poziomie gruntu lub poniżej. Według danych zawartych w literaturze [24], maksymalna prędkość spalania wynosi 6,7 cm/s, a minimalna energia zapłonu od 30 do 100 mJ.

Przyjęty czas pracy urządzenia to 1 rok, stopień odzysku czynnika podczas serwisów lub złomowania to 0,97 (97%). Z tego założenia wynika kolejne uproszczenie, które pozwala przyjąć wartość rocznej straty czynnika przez nieszczelności na poziomie 3%. Uwzględniono tutaj również ubytek czynnika chłodniczego na skutek prac serwisowych. W rzeczywistych urządzeniach suma rocznych wycieków oraz ilości czynnika jest zmienna i nie da się dokładnie tego oszacować. Regularne serwisy oraz pełny monitoring parametrów pracy może zapewnić bezawaryjną pracę i utrzymanie czynni-

kg/kWh. Jest to wartość wskaźnika emisyjności energii elektrycznej u odbiorców końcowych, czyli po uwzględnieniu całej wyprodukowanej energii elektrycznej w kraju z uwzględnieniem instalacji do spalania paliw i energii z odnawialnych źródeł energii (OZE) oraz strat na przesyłce i dystrybucji energii elektrycznej. Wartość ta została podana w raporcie z grudnia 2023 roku traktującym za rok 2022.

W obliczeniach pominięto ostatni człon wskaźnika TEWI, odpowiedzialny za ilość gazu wykorzystywanego do spienienia izolacji. W niniejszej analizie uwzględniono jedynie urządzenie.

**Tabela 2 Parametry środowiskowe pompy ciepła z uwzględnieniem czynnika chłodniczego**  
Tab.2. Environmental parameters of the heat pump including the refrigerant

Lp.	Parametr	R 410a	R 32
1	GWP [-]	2088	675*
2	L [kg], [%]	3% masy	3% masy
3	n [lata]	1 rok	1 rok
4	$m_c$ [kg]	5 kg	4,75 kg
5	$\alpha_{rec}$ [0÷1]	0,97	0,97
6	$\beta$ [kg/kWh]	0,685	0,685
7	$E_{an}$ [kWh]	12 500 kWh	11 875 kWh

\*przyjęto zgodnie z normą PN-EN 378

W tabeli 2 zestawiono dane pomp ciepła wykorzystane do obliczenia wskaźnika TEWI. W tabeli 3 przedstawiono wyniki częściowe składowych TEWI oraz wartość końcową dla urządzenia pracującego z czynnikiem chłodniczym R 410a oraz R 32.

**Tabela 3 Wyniki obliczeń wskaźnika TEWI**  
Tab.3. Results of TEWI index calculations

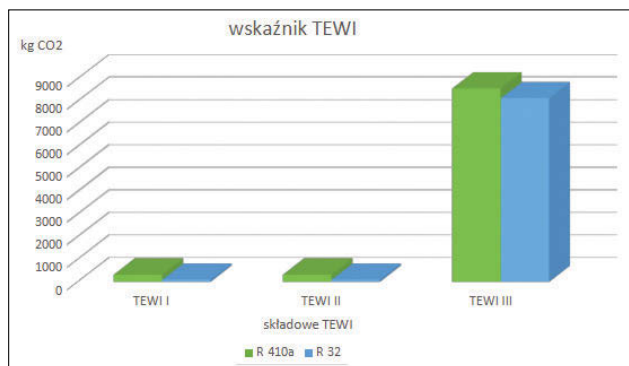
Lp.	Składowa TEWI	R 410a	R 32
1	TEWI I – $(GWP \cdot L \cdot n)$ , składowa uwzględniająca wpływ strat nieszczelności,	<b>313,2</b>	<b>96,1875</b>
2	TEWI II – $(GWP \cdot m_c \cdot (1 - \alpha_{rec}))$ , składowa uwzględniająca wpływ strat podczas odzysku,	<b>313,2</b>	<b>96,1875</b>
3	TEWI III – $(n \cdot E_{an} \cdot \beta)$ , składowa uwzględniająca wpływ zużycia energii,	<b>8562,5</b>	<b>8134,375</b>
4	$\Sigma$ TEWI	9188,9	8326,75

ka chłodniczego na stałym poziomie. Wskaźnik emisyjności przyjęto zgodnie z informacjami podanymi przez Krajowy Ośrodek Bilansowania i Zarządzania Energią (KOBIZE). Dla Polski wynosi on,  $\beta = 0,685$

### Interpretacja wyników TEWI

Na rysunku 7 przedstawiono graficzną interpretację trzech składowych wskaźnika TEWI. Wskaźnik ten określa ilość CO<sub>2</sub> wyrażoną w kg (lub w tonach), wytwarzaną

**Rys.7. Graficzna interpretacja wskaźnika TEWI**  
Fig.7. Graphical interpretation of the TEWI



w okresie eksploatacji urządzenia. Jako horyzont czasowy przyjęto okres 1 rok. Nie uwzględniono czwartej składowej odpowiedzialnej za emisję czynnika służącego jako gaz nośny do spieniania izolacji zimnochronnej. Składowa ta, istotna jest w przypadku analizy urządzeń chłodniczych połączonych z komorą chłodniczą, w której analizowane urządzenie utrzymuje niską temperaturę.

Jak wynika z przedstawionej analizy, wpływ eksploatacji pompy ciepła na środowisko, głównie na podnoszenie efektu cieplarnianego nie jest pochodną zastosowanego czynnika chłodniczego, ale źródła energii elektrycznej zasilającej jej podzespoły.

Urządzenie pracujące z czynnikiem chłodniczym R 410a dla ustalonych warunków pracy, jest odpowiedzialne za emisję 9 188,9 ton ditlenku węgla. Należy zaznaczyć, że dwie pierwsze składowe TEWI I oraz TEWI II, mimo wysokiej wartości GWP wykazują niewielki wpływ na zwiększenie efektu cieplarnianego. W omawianym przypadku, odpowiadają one jedynie za ok 7% emisji CO<sub>2</sub> związanej z analizowaną pompą ciepła. Za ok 93% emisji odpowiedzialny jest trzeci człon wskaźnika TEWI, energetyczny. Podobnie jest dla czynnika R 32. Mimo znacząco niższego wskaźnika GWP, końcowa wartość TEWI dla pompy ciepła jest jedynie o 9,5% niższa. Wynika to z faktu, że w Polsce ponad połowa zużywanej energii elektrycznej produkowana jest w oparciu o spalanie węgla kamiennego i brunatnego [19]. Wartość wskaźnika emisyjności β [kg CO<sub>2</sub>/kWh] obliczana jest w oparciu o dwa wzorce. Pierwszy uwzględnia jedynie wielkość produkcji energii elektrycznej wykazanej z instalacji do spalania paliw w raportach do Krajowej bazy i za rok 2022 wynosi on 0,788 kg CO<sub>2</sub>/kWh. Drugi wzorzec dotyczy energii elektrycznej dostarczonej do odbiorcy końcowego. W tym wariancie uwzględnia się dodatkowo wielkość energii elektrycznej wyprodukowanej z wody, wiatru, innych OZE wraz ze stratami na przesyłce i dystrybucji energii [19]. W tym przypadku wartość wskaźnika emisyjności za rok 2022 dla Polski to 0,685 kg CO<sub>2</sub>/kWh.

## Podsumowanie

Chwilowy współczynnik efektywności energetycznej pompy ciepła COP, określony dla wskazanego zakresu temperatur dolnego i górnego źródła ciepła jest parametrem określającym energochłonność całej instalacji. Poprzez jego interpretację można oszacować energochłonność całej instalacji grzewczej w warunkach normowych. Nie jest on jednak pomocny w określeniu całkowitego rocznego zużycia energii. Aby dokładnie określić oszczędności związane

z zastosowaniem pompy ciepła w stosunku do innych systemów grzewczych, należy obliczyć sezonowy współczynnik efektywności energetycznej SCOP. Informację taką można uzyskać monitorując zużycie energii przez pompę ciepła oraz ilość „wyprodukowanego” ciepła w okresie całego roku. Wartość sezonowa, SCOP (lub SPF) zależy od wielu czynników. Część z nich można w pewnym stopniu przewidzieć i oszacować. Są to m.in. warunki eksploatacyjne, oczekiwania i wymagania użytkownika, stan izolacji budynku, jakość izolacji bufora. Inne są nieprzewidywalne i chcąc włączyć je w algorytm obliczeniowy pozwalający określić zużycie energii możemy bazować jedynie na statystyce. Mowa tutaj np. o warunkach atmosferycznych. Sezonowy współczynnik efektywności energetycznej SCOP wymaga dokładnej analizy w wielu aspektach pracy pompy ciepła i zostanie to podjęte w kolejnych badaniach.

Analiza współczynnika COP pozwala nam na oszacowanie, oprócz kosztów eksploatacji, wpływu urządzenia na środowisko naturalne. Można go powiązać liczbowo z oddziaływaniem pompy ciepła na tworzenie się efektu cieplarnianego. Analizując wyniki wskaźnika TEWI można dostrzec, że substitucja czynnika chłodniczego w urządzeniu, przykładowo z R 410a na R32, nie przynosi wymiernych efektów w kontekście zmniejszenia emisji CO<sub>2</sub> do atmosfery. Mimo znaczącej różnicy w wielkości wartości GWP, decydującą rolę w obliczeniach odgrywa trzeci człon wskaźnika TEWI, odpowiedzialny za zużycie energii elektrycznej do napędu pompy ciepła (oraz urządzeń pomocniczych). Czynniki R 32 charakteryzują o ok. 70% niższą wartość wskaźnika GWP w stosunku do R 410a, natomiast całkowita wartość TEWI jest niższa jedynie o 9,5%.

Aby zmniejszyć wpływ tych urządzeń na emisję CO<sub>2</sub> należy skupić się na działaniach mających na celu wykorzystanie zielonej energii do ich zasilania. W chwili, kiedy będzie ona pochodziła z wiatru lub fotowoltaiki, trzeci człon TEWI może zostać zmniejszony do wartości pomijalnie małej w całej analizie. Zużycie energii w takim przypadku nie będzie brane pod uwagę, ponieważ jej produkcja nie będzie towarzyszyła emisji CO<sub>2</sub> do atmosfery. W analizie pominięte zostały składowe odpowiedzialne za emisję gazów cieplarnianych związane z budową oraz utylizacją urządzeń wytwarzających energię elektryczną.

## PODZIĘKOWANIA

Praca naukowa współfinansowana z Programu Interreg V A Meklemburgia-Pomorze Przednie / Brandenburgia / Polska

w ramach projektu międzynarodowego INT190 MoRE „Modelowy Region Energii Odnawialnych Wysp Wolin i Uznam” i współfinansowanego ze środków Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego w ramach programu pn. „PMW” w latach 2020-2022; umowa nr 5195 / INTERREG VA MV / BB / PL / 2021/2.

## LITERATURA

- [1] <https://portpc.pl/port-pc-2022-rok-pompy-ciepła-w-polsce/>
- [2] <https://www.ehpa.org/market-data/>
- [3] Ustawa z dnia 20 lipca 2017 – Prawo wodne
- [4] <https://www.daikin.pl/>
- [5] [https://www.aircon.panasonic.eu/PL\\_pl/happening/aquarea-heat-pump-line-up/](https://www.aircon.panasonic.eu/PL_pl/happening/aquarea-heat-pump-line-up/)
- [6] <https://www.nibe.eu/pl/pl/produkty/pompy-ciepła>
- [7] <https://www.mhi.info.pl/pompy-ciepła>
- [8] <https://www.stiebel-eltron.pl/pl/produkty-rozwiazania/energia-odnawialna/pompy-ciepła.html>
- [9] <https://www.johnsoncontrols.com/pl/pl/buildings/hvac-equipment>
- [10] <https://www.gazuno.pl/produkty/sprezarkowe-pompy-ciepła/seria-p/>
- [11] PN-76/B-03420-1 Wentylacja i Klimatyzacja. Parametry obliczeniowe powietrza zewnętrznego
- [12] PN-EN-14511 Klimatyzatory, zbiębiarki cieczy i pompy ciepła ze sprężarkami o napędzie elektrycznym, do grzania i ziębienia.
- [13] PN 14825 Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling – Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance
- [14] Rozprawa doktorska „Badania eksperymentalne efektywności pompy ciepła wykorzystującej utajone ciepło zamarzania wody”, Wydział Techniki Morskiej i Transportu, Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie
- [15] PN – EN 378-1:2008. Załącznik B
- [16] Mudhafar A H Mudhafar, Hsuan-Yi Pan: „The fluid flow and heat transfer characteristics of R-32 in a small Tube”. International Journal of Refrigeration, Volume 139, July 2022, Pages 204-213
- [17] [https://www.kobize.pl/uploads/materialy/materialy\\_do\\_pobrania/wskazniki-emisyjnosci/Wskazniki-emisyjnosci-2022.pdf](https://www.kobize.pl/uploads/materialy/materialy_do_pobrania/wskazniki-emisyjnosci/Wskazniki-emisyjnosci-2022.pdf)
- [18] National Energy & Climate Plans (NECPs), Ember calculations. The 19 countries displayed account for > 97% of EU – 27 electricity consumption
- [19] KOBIZE – <https://www.kobize.pl/>
- [20] M. Kruzel, T. Bohdal, K. Dutkowski: „Current research trends in the process of using zeotropic mixtures in energy installations; Lorenz’s comparative cycle” 12/2023 INSTAL S.17-25, DOI: 10.36119/15.2023.12.3
- [21] R. A. Sakowicz, A. J. Werner-Juszczak: „Operating costs of air and ground source heat pumps” 7-8/2022 INSTAL S.33-37, DOI 10.36119/15.2022.7-8.4
- [22] [R32A \(refex.co.in\)](https://www.refex.co.in/)
- [23] [Linde Gaz Polska | Gazy Przemysłowe \(linde-gaz.pl\)](https://www.linde-gaz.pl/)
- [24] [Daikin R32 Handling Brochure EN.pdf \(daikinchem.de\)](https://www.daikinchem.de/)
- [25] [Genetron® 32 \(R-32\) | Europejskie czynniki chłodnicze \(honeywell-refrigerants.com\)](https://www.genetron.com/)