

DWUTLENEK WĘGLA JAKO ZAMIENNIK R 22 W DOMOWYCH URZĄDZENIACH KLIMATYZACYJNYCH

Część 2

Artykuł był opublikowany w języku angielskim w oryginale jako: J. S. Brown, Y. Kim, P. Domanski: „Evaluation of Carbon Dioxide as R-22 Substitute for Residential Air-Conditioning”, *ASHRAE Transactions*, 2002, Vol. 108, Part 2, Paper No. HI-02-13-3. Copyrighted by the American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers

J. Steven BROWN, Catholic University of America, Washington
Yongchan KIM, Korea University, Seoul

Piotr A. DOMANSKI, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg

SYMULOWANE UKŁADY I WARUNKI ICH PRACY

Układ pracujący z dwutlenkiem węgla składał się ze sprężarki, chłodnicy gazu, regeneracyjnego wymiennika ciepła, zaworu rozprężnego o zmiennym stopniu otwarcia oraz parownika. Zarówno cały system, jak i jego elementy zostały dobrane tak, aby odzwierciedlać układ badany eksperymentalnie przez Beaver i in. (1999b). Sprężarka posiadała taką samą wydajność objętościową. Chłodnica gazu i parownik miały analogiczne parametry fizyczne, takie jak średnica przewodów czynnikowych, liczba przepływów, czy geometria powierzchni po stronie powietrza. Wzorcowy układ posiadał nominalną wydajność chłodniczą 10,56 kW przy temperaturze powietrza na dopływie do chłodnicy gazu 35°C i temperaturze powietrza na dopływie do parownika 26,7°C. W tych warunkach współczynnik wydajności chłodniczej wynosił 3,3, a sezonowy współczynnik EER 11,25. Sprawność regeneracyjnego wymiennika ciepła była równa 0,24.

Układ z R 22 zawierał sprężarkę, skraplacz, zawór dławiący o zmiennym stopniu otwarcia i parownik, lecz nie obejmował regeneracyjnego wymiennika ciepła. Objętościowa wydajność sprężarki R 22 została zwiększona tak, aby uzyskać taką samą wydajność

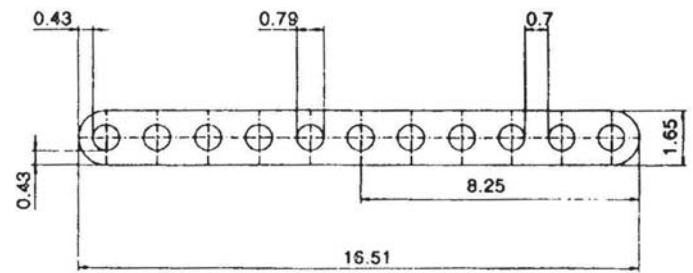
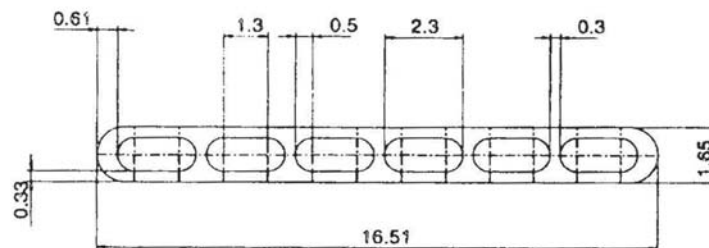
chłodniczą, jak dla CO₂ przy temperaturze otoczenia 35°C. Po stronie powietrza, skraplacz R 22 charakteryzował się taką samą konstrukcją, jak chłodnica dwutlenku węgla. Również parowniki dla obu czynników miały analogiczną budowę po stronie powietrza. Natomiast po stronie czynnika chłodniczego zmieniono organizację przepływu R 22 tak, aby otrzymać umiarkowane spadki jego ciśnienia. W tym celu zwiększono pole powierzchni przekroju poszczególnych kanałów, nie zmieniając wymiarów gabarytowych wymienników. Rysunek 1 ukazuje przekrój kanałów dla CO₂ i R 22. W tabeli 1 zestawiono istotne parametry geometryczne wymienników ciepła, a w tabeli 2 podano odpowiadające im spadki ciśnienia i współczynniki przejmowania ciepła dla temperatury otoczenia 35°C. Geometria zewnętrznej powierzchni wymienników była jednakowa, więc i opór wnikania ciepła po stronie powietrza był taki sam w obu układach, chociaż zwiększenie powierzchni poprzecznego przekroju przepływu R 22 pociągnęło za sobą zmniejszenie współczynnika przejmowania ciepła po stronie tego czynnika, spowodowane obniżeniem gęstości strumienia jego masy. Zaobserwowano, że dominujący opór przekazywania ciepła występował po stronie powietrza, a wpływ różnych współczynników przejmowania ciepła po stronie

czynnika nie był istotny.

Zbiór warunków pracy określono przez trzy wartości temperatury powietrza na dopływie do skraplacza lub chłodnicy gazu: 27,8°C, 35°C i 40,6°C oraz temperaturę powietrza na dopływie do parownika równą 26,7°C. Oprócz opisanych powyżej, podstawowych układów, zasympulowano dodatkowo pracę systemów, w których zwiększono wartości iloczynu UA dla obu powietrznych wymienników ciepła. Rezultaty tych obliczeń pozwalają oszacować oszczędności energii, możliwe do uzyskania drogą ulepszenia konstrukcji wymienników. Wraz ze zwiększeniem wartości iloczynu UA skorygowano wydajność objętościową sprężarki tak, aby utrzymać nominalną wydajność chłodniczą dla 35°C.

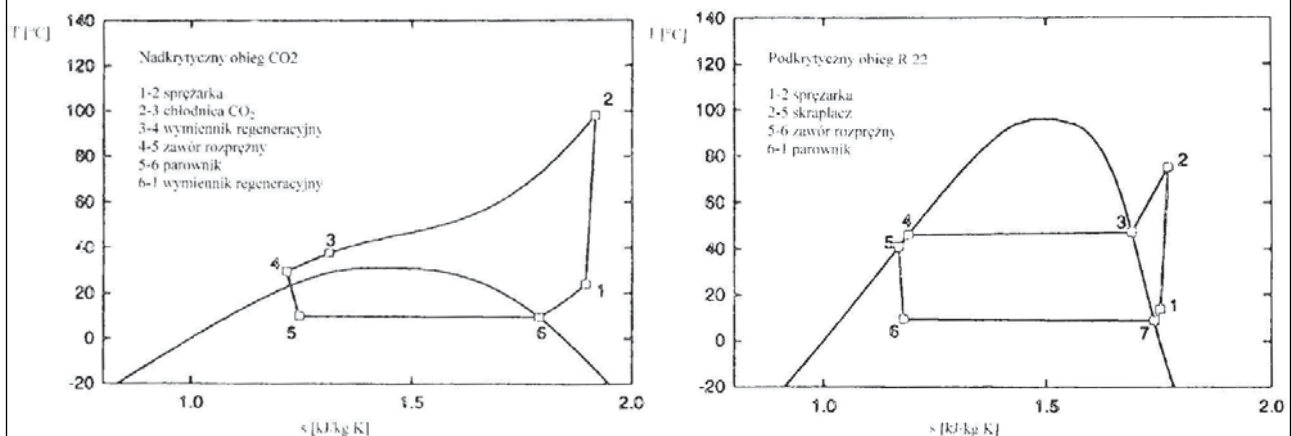
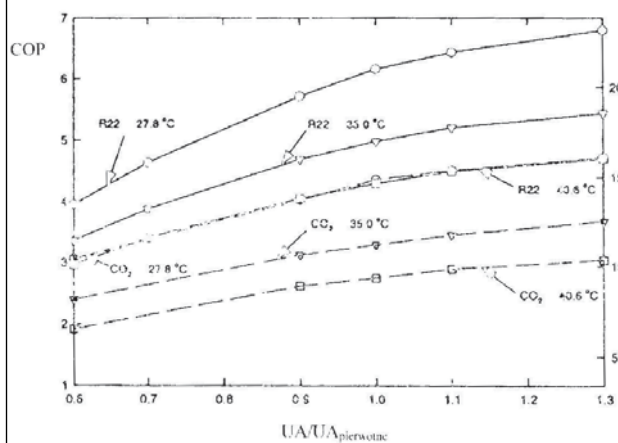
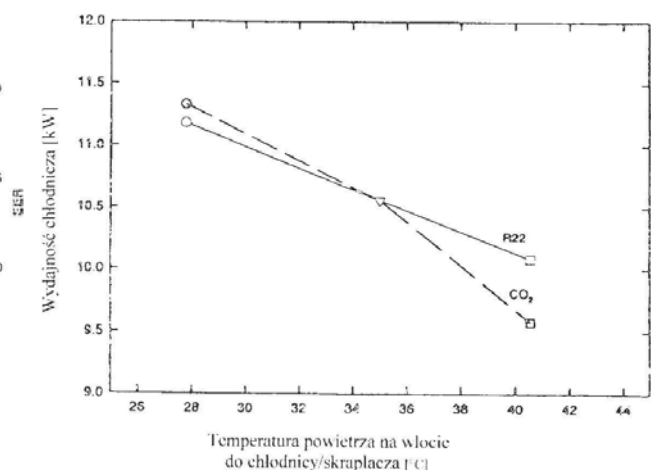
WYNIKI SYMULACJI I DISKUSJA

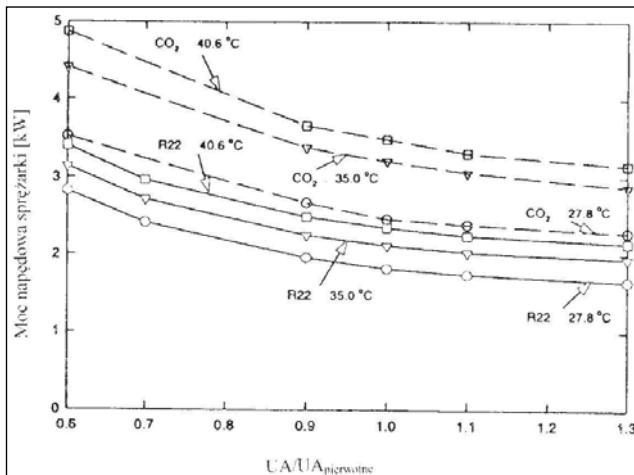
Rysunek 2 odwzorowuje nadkrytyczny obieg CO₂ oraz obieg podkrytyczny, realizowany z czynnikiem R 22, przy temperaturze otoczenia 35°C. Najbardziej widocznymi różnicami są znacznie wyższa temperatura tłoczenia dwutlenku węgla i większa zmiana temperatury CO₂ w wymienniku po stronie wysokiego ciśnienia. Tak duży spadek temperatury jest przyczyną istotnego niedopasowania profilów temperatury w wymienniku powietrz-


 Sekcja wymiennika dla CO₂


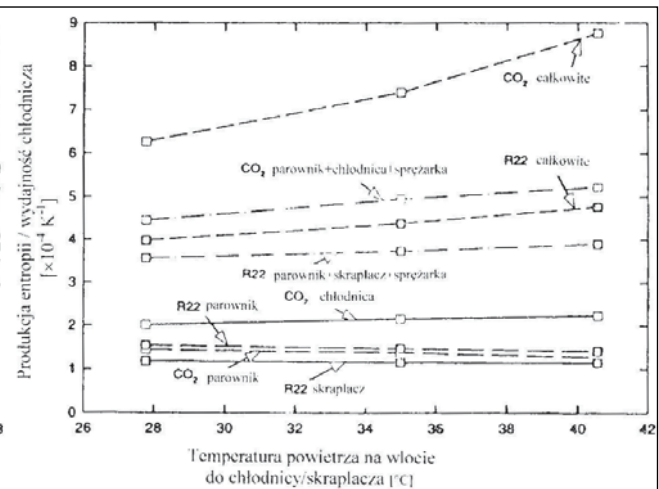
Sekcja wymiennika dla R22

Rys. 1. Przekrój sekcji wymienników ciepła

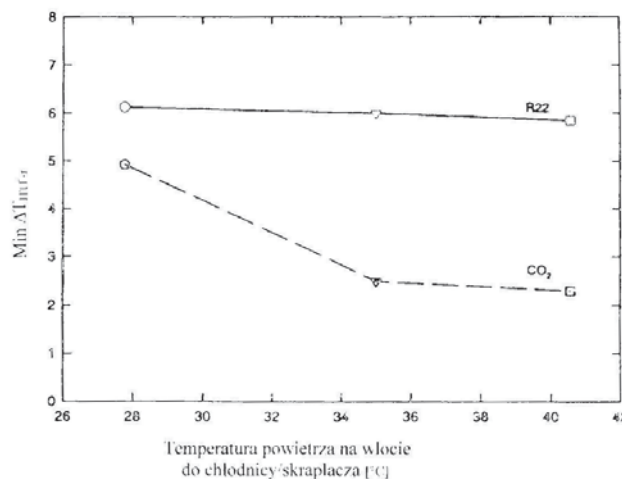

 Rys. 2. Nadkrytyczny obieg CO₂ i podkrytyczny obieg R22 dla temperatury otoczenia 35°C i bazowej wartości UA

 Rys. 3. Porównanie współczynnika wydajności chłodniczej dla układów z CO₂ i R22

 Rys. 4. Wydajność chłodnicza obiegu CO₂ i R22 z bazowymi wymiennikami ciepła



Rys. 5. Moc napędowa sprężarki CO_2 i R22



Rys. 6. Produkcja entropii w podzespołach układu z CO_2 i R22



Rys. 7. Najmniejsza różnica temperatury powietrza i CO_2 w chłodnicy lub R22 w skraplaczu

nym o krzyżowym przepływie mediów. Na rysunku widać również, że temperatura CO_2 za chłodnicą przybliża się do temperatury powietrza bardziej niż to się dzieje w przypadku skroplonego R22, dzięki czemu poprawia się współczynnik COP. Na ten fakt zwróciło uwagę wielu badaczy (np. Pettersen 1999). Jednak, nawet wizualna ocena prezentowanych obiegów pozwala się domyślać, że efekt ten nie rekompensuje strat związanych z niedopasowaniem profilów zmiany temperatury powietrza i dwutlenku węgla.

Na rysunku 3 przedstawiono zależność współczynnika wydajności chłodniczej od temperatury otoczenia i wartości iloczynu UA wymienników ciepła. Dla pierwotnej wartości UA i temperatury powietrza 27,8°C, współczynnik COP układu z R22 jest o oko-

ło 41% wyższy niż dla układu z CO_2 . Różnica ta wzrasta do 52% dla 35°C i do 57% przy 40,6°C. Po zwiększeniu wartości UA , współczynniki wydajności dla obu czynników rosną i zbliżają się do wartości maksymalnych dla zadanych parametrów pracy. Różnica COP dla R22 i CO_2 jest bardziej wyraźna dla większych wymienników ciepła, co świadczy o różnych maksymalnych poziomach współczynnika wydajności chłodniczej dla obu płynów.

Zrównanie współczynników COP dla R22 i CO_2 można uzyskać, jeśli w obiegu R22 występują wymienniki ciepła o wyraźnie niższej wartości UA niż w układzie z dwutlenkiem węgla. Na przykład, w temperaturze otoczenia 27,8°C współczynnik COP dla dwutlenku węgla przy pierwotnej wartości UA odpowiada współczynnikowi dla

R22 i iloczynu UA równego 65% wartości bazowej. Przy 35°C COP układu z CO_2 przyjmuje wartość o około 10% niższą w porównaniu z obiegiem R22. Biorąc pod uwagę wniosek Kima i Bullarda (2001), że wyposażony w rurki żebrowane skraplacz R22 można zastąpić wymiennikiem mikrokanalowym o pojemności mniejszej o 55%, przytoczone wyniki symulacji wyjaśniają powód porównywalnej efektywności pracy układów z CO_2 (i wymiennikami mikrokanalowymi) oraz obiegów z R22 lub R410A (i wymiennikami z rurkami żebrowanymi), uzyskanej w niektórych pracach eksperymentalnych. Podobieństwo współczynników wydajności chłodniczej dla R22 i R410A pracujących w analogicznych układach zostało stwierdzone przez innych autorów, a także wykazane w

Tab. 1. Charakterystyka geometryczna wymienników ciepła

	N	n	L [m]	P _t [mm]	D _H [mm]	A _{HTF} [m ²]	A _r [m ²]	V _{hx} [m ³]
Parownik CO ₂	41	11	0,813	2,48	0,79	22,5	2,73	0,018
Parownik R 22	41	6	0,813	5,74	1,45	22,5	3,45	0,018
Chłodnica CO ₂	80	11	0,626	2,48	0,79	50,4	4,10	0,026
Skrapłacz R 22	80	6	0,626	5,74	1,45	50,4	5,17	0,026

Tab. 2. Spadek ciśnienia i współczynnik przejmowania ciepła w temperaturze otoczenia 35°C

	ΔP [kPa]	ΔT_{sat} [°C]	h [W/m ² K]	$R_{\text{HTF}}/R_{\text{catk}}$ [%]
Parownik CO ₂	54,0	0,49	2518	84
Parownik R 22	18,9	0,92	1087	72
Chłodnica CO ₂	115,0	-	2476	83
Skrapłacz R 22	49,8	1,09	2463	84

symulacjach wykonanych na potrzeby niniejszej pracy, przy wybranych parametrach obiegu. Wyniki dla R 410A były bardzo bliskie rezultatom dla R 22.

Rysunek 4 przedstawia zależność wydajności chłodniczej od temperatury otoczenia. Wydajność dla R 22 i CO₂ jest taka sama przy 35°C, co wynika z zadanych warunków symulacji. Wydajność układu z R 22 spada liniowo wraz ze wzrostem temperatury powietrza. W przypadku CO₂ spadek jest bardziej wyraźny, szczególnie przy wyższej temperaturze otoczenia. Z kolei na rysunku 5 odwzorowano zależność mocy napędowej sprężarki od temperatury otoczenia i wartości iloczynu UA dla wymienników ciepła. Dla 27,8°C i pierwotnej wartości UA moc sprężarki CO₂ jest o około 38% wyższa niż w przypadku R 22.

Wgląd w pracę układów z CO₂ i R 22 oraz ich podzespołów daje również porównanie produkcji entropii, zamieszczone na rysunku 6. Produkcja entropii w danym procesie jest miarą jego nieodwracalności. Z kolei produkcja entropii w układzie stanowi sumę produkcji entropii w jego elementach i jest odzwierciedleniem efektywności jego pracy. Zatem, większa produkcja entropii w systemie odpowiada mniejszemu współczynnikowi COP i na odwrót. Związek pomiędzy COP i produkcją entropii dla dwóch układów pracujących z mieszaninami zeotropowymi omówiono na przykład w publikacji Domanskiego (1994b). Podczas obliczeń produkcji entropii na

potrzeby rysunku 6 posłużono się metodą zaprezentowaną w cytowanej wyżej pracy. Na osi pionowej odmierzone wartości stosunku entropii do wydajności chłodniczej, gdyż wartość absolutna produkcji entropii różni się dla układów o jednakowej efektywności, ale różnej wydajności. Ilość entropii wygenerowanej w parowniku CO₂ jest nieco mniejsza niż w przypadku R 22. Może to być następstwem lepszych właściwości kinetycznych dwutlenku węgla, które skutkują mniejszą różnicą temperatury między powietrzem i CO₂. Z drugiej strony, produkcja entropii w chłodnicy dwutlenku węgla jest znacznie większa niż w skraplaczu R 22. Duży spadek temperatury CO₂ w wymienniku (około 61°C wobec 34°C dla R 22, dla temperatury otoczenia 35°C i bazowej wartości UA) i większa ilość ciepła, jaką trzeba od niego odprowadzić (o 6% więcej w temperaturze 35°C i przy pierwotnej wartości UA), są powodem znacznej produkcji entropii (nieodwracalności procesu przekazywania ciepła) podczas krzyżowego przepływu mediów. Jednak największą różnicę można zaobserwować w procesie zachodzącym w zaworze rozprężnym dla R 22 oraz w zaworze i w regeneracyjnym wymienniku ciepła dla CO₂. Na rysunku 6 odpowiednie ilości entropii są reprezentowane przez odległości pomiędzy liniami całkowitej produkcji entropii w układzie, a liniami sumarycznej produkcji entropii w

sprężarce, parowniku i skraplaczu, bądź chłodnicy gazu. Dla CO₂ ogromny udział produkcji entropii ma miejsce w zaworze rozprężnym; bez regeneracyjnego wymiennika ciepła udział ten byłby jeszcze większy. Zatem, duża produkcja entropii w chłodnicy gazu i w zaworze rozprężnym, to składniki odpowiedzialne za wyższą całkowitą produkcję entropii w układzie z CO₂. Chociaż na rysunku 6 nie pokazano tego wprost, można stwierdzić, że produkcja entropii w sprężarce dwutlenku węgla jest o około 34% większa niż w przypadku R 22, pomimo tego, że sprężarka CO₂ charakteryzuje się wyższą sprawnością izentropową, będącą następstwem niższego sprężu. Efekt ten może wynikać stąd, że analiza produkcji entropii uwzględnia większy pobór mocy napędowej sprężarki CO₂ i różne natężenie przepływu obu czynników, wymagane do osiągnięcia tej samej wydajności chłodniczej. Świadczy to, że sama sprawność izentropowa nie niesie kompletu informacji na temat wpływu procesu sprężania na pracę układu, gdy porównuje się różne płyny robocze.

Analiza produkcji entropii w układzie pozwala zidentyfikować procesy, które należy usprawnić, aby uzyskać lepszy współczynnik wydajności chłodniczej. Otrzymane rezultaty wskazują, że efektywność pracy układu z CO₂ wzrosłaby po włączeniu w obieg urządzenia odzyskującego pracę, które zminimalizowa-

łoby straty dławienia w większym stopniu niż regeneracyjny wymiennik ciepła. Z kolei w chłodnicy dwutlenku węgla znaczna produkcja entropii jest nieunikniona, z uwagi na duży spadek temperatury gazu i krzyżowy przepływ mediów, o ile wykazana zostanie niepraktyczność stosowania przeciwprądowych wymienników ciepła pomiędzy CO₂ i powietrzem, tak jak tego dowiedziono w przypadku domowych urządzeń klimatyzacyjnych z mieszaninami zeotropowymi. Jednakże dwutlenek węgla może wykazać się przewagą w trybie grzania, a duży spadek jego temperatury w chłodnicy może zostać spożytkowany w zastosowaniach do ogrzewania wody.

ZAŁOŻENIA UPRASZCZAJĄCE

Należy wspomnieć o rozwiązaniach wprowadzonych do modeli, a mających odzwierciedlać specyfikę nadkrytycznego obiegu CO₂ oraz o ograniczeniach mogących mieć wpływ na efekt porównania obu czynników. Model daje przewagę sprężarce CO₂ z uwagi na występujący w niej niższy spręż, który przekłada się na wyższą sprawność izentropową, zgodnie z równaniem (2). W ten sposób spełniony został postulat niektórych badaczy. Dla bazowej wartości iloczynu UA i temperatury otoczenia 27,8°C, 35°C i 40,6°C sprawność izentropowa sprężarki dwutlenku węgla wynosi odpowiednio 84,5%, 82,9% i 82,5%. W tych samych warunkach, parametr ten dla sprężarki R 22 wynosi 82,5%, 80,9% i 79,7%.

Wyniki symulacji pozostają w zgodzie z obserwacjami Pettersena (1999), że chłodnica dwutlenku węgla oferuje możliwość większego zbliżenia się temperatury czynnika do temperatury powietrza niż skraplacz układu klimatyzacji samochodowej z R 134a, przy takich samych wymiarach obu wymienników. Tego samego efektu można oczekiwać w odniesieniu do skraplaczy klimatyzatorów domowych, napełnionych R 22 – jak to pokazuje rysunek 7. Najmniejsza różnica temperatury w chłodnicy dwutlenku węgla wynosi od 2,3°C do 4,9°C, podczas gdy w skraplaczu R 22 przyjmuje wartości między 5,8°C a

6,1°C. Efekt ten jednak nie rekompensuje strat termodynamicznych związanych z dużym spadkiem temperatury CO₂, przyczyniającym się do dużej produkcji entropii – co przedyskutowano wyżej. Ponadto, spodziewać się można wystąpienia dalszych nieodwracalności procesu wymiany ciepła w chłodnicy CO₂, spowodowanych nieuwzględnianym w symulacji przewodzeniem ciepła w materiale wymiennika. W aluminium, z którego wykonano chłodnicę, występują znaczne gradienty temperatury, wywołane zmienną na długości aparatu temperaturą gazowego dwutlenku węgla.

Wadą modelu CYCLE-11.UA-CO₂ jest to, że nie zawiera on kompletnych procedur symulacyjnych, które ujmowałyby wszystkie zjawiska występujące lokalnie w wymiennikach ciepła. Na przykład, jak zaznaczono wcześniej, chłodnica gazu jest dzielona na 30 odcinków o równym spadku temperatury, dla których oblicza się lokalne współczynniki przejmowania ciepła po stronie CO₂. Z ich użyciem wyznacza się średni współczynnik przejmowania ciepła. Może się zatem okazać, że nie zostaną uwzględnione efekty związane ze wzrostem współczynnika przejmowania ciepła w pobliżu punktu krytycznego, wynikające z wyraźnej poprawy kinetycznych własności czynnika chłodniczego w tym obszarze. Nie jest to jednakże problem istotny, gdyż zasadnicza część oporu cieplnego (około 80%) występuje po stronie powietrza. W dodatku, owe wyraźne zmiany własności kinetycznych zachodzą w relatywnie wąskim zakresie temperatury, w pobliżu punktu krytycznego, co oznacza, że czynnik o tych parametrach występuje tylko w niewielkiej części chłodnicy gazu. Dzieje się tak, gdyż temperatura dwutlenku węgla spada w chłodnicy w dosyć dużym zakresie, a układ badano przy średnich i wysokich temperaturach otoczenia (27,8°C, 35°C i 40,6°C).

Symulacje modelu CYCLE-11 nie biorą pod uwagę nierównomierności rozdziału czynnika na poszczególne mikrokanaly wymienników ciepła, które mogą wystąpić na skutek niejednorodności w strudze wpływającego dwufazowego czynnika. To uproszczenie promuje czynnik R 22, gdyż sto-

pień nierównomierności rozdziału płynu zależy od różnicy gęstości jego cieczy i pary, a ta jest mniejsza w przypadku CO₂. Na przykład, w parowniku, w temperaturze nasycenia 5°C stosunek gęstości cieczy i pary wynosi 51 dla R 22, a dla dwutlenku węgla 7,9. W skraplaczu, stosunek ten wynosi 14,7 dla R 22 o temperaturze nasycenia 45°C. W chłodnicy gazu CO₂ powinien być jednorodny. Obecnie prowadzone są badania nad sposobami zmniejszenia niejednorodności rozdziału czynnika chłodniczego w mikrokanalowych wymiennikach ciepła. Aktualnie trudno jest ocenić wpływ nieuwzględnienia tego zjawiska na wyniki symulacji.

Dla uproszczenia, podczas symulacji pracy układów z wymiennikami o zmienionej wartości iloczynu UA , taki sam jej przyrost zakładano w parownikach, skraplaczu R 22 i chłodnicy CO₂. Zarzutem może tu być uważa, że w celu regulacji wilgotności powietrza w pomieszczeniu, poprawa współczynnika wydajności chłodniczej odbywać się będzie przede wszystkim drogą zwiększenia wartości UA w skraplaczu, bądź w chłodnicy gazu, podczas gdy zmiany UA parownika będą minimalne. Biorąc pod uwagę fakt, że w parowniku CO₂ panuje wyższa temperatura nasycenia, niż dla R 22, dopuszczany przyrost wartości UA może być nieco większy w przypadku parownika z R 22.

WNIOSKI

W symulacji porównano pracę dwutlenku węgla i czynnika R 22 w domowym urządzeniu klimatyzacyjnym z użyciem modelu obiegu sprężarkowego parowego i nadkrytycznego. Wzięto pod uwagę układ z R 22 o typowej konfiguracji (sprężarka, skraplacz, zawór rozprężny i parownik) oraz obieg CO₂ wyposażony dodatkowo w regeneracyjny wymiennik ciepła. W przedstawionej analizie, do roli parownika i skraplacza w układzie z R 22 zaadaptowano wymienniki przeznaczone dla CO₂, z geometrią po stronie czynnika zmodyfikowaną w celu uzyskania umiarkowanych spadków ciśnienia. Uwzględniono lepsze własności kinetyczne dwutlenku węgla i wyższą sprawność izentropową jego sprę-

zarki, podyktowaną mniejszym sprężem. Inną zaletą CO₂ okazało się większe zbliżenie jego temperatury w chłodnicy do temperatury omywającego ją powietrza.

Wyniki symulacji obu układów wyposażonych w podobne mikrokanałowe wymienniki ciepła wskazują, że dla CO₂ uzyskano znacznie niższy współczynnik wydajności chłodniczej niż w przypadku R 22. Różnica wartości COP dla obu płynów zależy od temperatury otoczenia i iloczynu UA . Dla pierwotnej jego wartości, współczynnik COP układu z CO₂ jest niższy niż w przypadku R 22 o 42% przy 27,8°C do 57% przy 40,6°C. Lepsze własności kinetyczne dwutlenku węgla i wyższa sprawność izentropowa jego sprężarki nie kompensują jednak termodynamicznej przewagi R 22, nawet pomimo zainstalowania w obiegu CO₂ zmniejszającego stratę dławienia regeneracyjnego wymiennika ciepła. Biorąc pod uwagę, że czynnik R 410A

(wiodący zamiennik R 22) i R 22 charakteryzują się podobnymi wartościami COP, można stwierdzić, że porównanie z nim dwutlenku węgla da podobne rezultaty, jak w przypadku R 22. Obliczenia produkcji entropii wykazały niewielką przewagę dwutlenku węgla w parowniku, ale w chłodnicy CO₂ produkcja entropii jest większa niż w skraplaczu R 22, za co odpowiedzialny jest duży spadek temperatury gazu w chłodnicy i większa ilość ciepła, jaka musi być odprowadzona od CO₂. W sprężarce dwutlenku węgla produkcja entropii jest również większa niż w przypadku R 22. Jednak największy stopień nieodwracalności charakteryzuje zawór rozprężny w układzie z CO₂, który wraz z wysokim stopniem nieodwracalności w chłodnicy gazu jest główną przyczyną niskiego współczynnika wydajności chłodniczej. Środkiem do zwiększenia COP może być zainstalowanie w

obiegu CO₂ sprawnego urządzenia do odzysku pracy. O ile dla klimatyzatorów domowych, wyposażonych w chłodnicę gazu o krzyżowym układzie przepływu mediów, dwutlenek węgla jest czynnikiem obciążonym istotnymi wadami, to jego nadkrytyczny obieg może wykazać swoje zalety w układach przeznaczonych do ogrzewania wody w przeciwpływowych wymiennikach ciepła.

Autorzy składają podziękowanie dr P. S. Hrnjakowi za użyczenie wyników eksperymentalnych badań układu z CO₂, wykonanych na Uniwersytecie Illinois oraz dr M.S. Kimowi za uwagi do manuskryptu.

Spis oznaczeń i wykaz literatury zamieszczono w pierwszej części artykułu (TCHK, 3/2005, s. 97).

Tłumaczenie:
Waldemar Targański