ZESZYTY ENERGETYCZNE
TOM III. *Nowe kierunki rozwoju energetyki cieplnej*
2016, s. 99–107

Badanie chłodziarki Joule'a–Thomsona o wydajności projektowej 50 W, napełnionej mieszaniną gazów oraz pracującej w układzie zamkniętym

Paweł Dorosz

Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczno-Energetyczny
Katedra Inżynierii Kriogenicznej, Lotniczej i Procesowej
E-mail: pawel.dorosz@pwr.edu.pl

REKOMENDACJA: *prof. dr hab. inż. Maciej Chorowski*

STRESZCZENIE

W artykule przedstawione zostały wyniki pomiarów chłodziarki Joule'a–Thomsona (J–T) pracującej w układzie zamkniętym oraz napełnionej mieszaniną gazów. Chłodziarka została zaprojektowana do wytwarzania 50 W mocy chłodniczej. Zastosowanie mieszaniny jako czynnika pozwala na obniżenie ciśnienia roboczego do poziomu ok. 2500 kPa. Chłodziarka została zbudowana z wykorzystaniem komercyjnie dostępnych komponentów chłodniczych, co umożliwia skonstruowanie relatywnie taniej chłodziarki kriogenicznej wytwarzającej kilkadziesiąt W mocy chłodniczej, w temperaturze poniżej 100 K. Wytworzona moc chłodnicza może być wykorzystana do kriostatowania obiektów, w zastosowaniach kriomedycznych, do skraplania gazów takich jak azot, tlen, metan oraz w instalacjach rekondensacji gazu ziemnego.

SŁOWA KLUCZOWE: *chłodziarka Joule'a-Thomsona, mieszanina gazów, chłodzenie oleju*

1. WPROWADZENIE

Jednym ze zjawisk wykorzystywanych do obniżenia temperatury gazu jest efekt Joule'a–Thomsona, tj. efekt zmiany temperatury gazu przepływającego przez element dławiący, np. zawór, kapilarę etc., zachodzący przy stałej entalpii. Temperatura dławionego gazu może wzrosnąć, obniżyć się lub pozostać stała. Zależność zmiany temperatury gazu opisuje różniczkowy współczynnik efektu dławienia (równ. (1)) [1, 2].

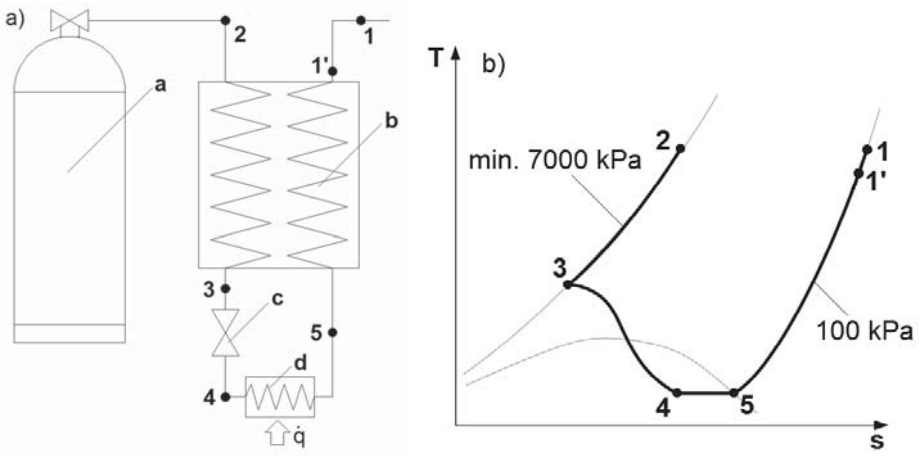
$$\mu_h = \frac{T(\frac{\partial \nu}{\partial T})_p - \nu}{c_p} \tag{1}$$

Za zmianę temperatury gazu odpowiada zmiana energii potencjalnej cząstek. W zależności od tego, czy przeważają siły przyciągania czy odpychania, temperatura gazu odpowiednio maleje lub rośnie. Rozpatrzmy zastosowanie gazu doskonałego, który można opisać równaniem (2) [1].

$$\left(\frac{\partial \nu}{\partial T}\right)_p = \frac{\nu}{T} \tag{2}$$

Podstawiając równanie (2) do równania (1), wartość różniczkowego współczynnika dławienia wynosi 0. Gaz doskonały charakteryzuje się brakiem oddziaływań międzycząsteczkowych, dlatego jego temperatura w procesie dławienia izentalpowego nie zmienia się. Dla gazów innych niż hel, neon oraz wodór, temperatura w wyniku procesu dławienia od temperatury otoczenia obniża się [1].

Chłodziarkami wykorzystującymi proces dławienia izentalpowego są chłodziarki Joule–Thomsona (J–T). Od kilkudziesięciu lat są one obiektem badań w wielu laboratoriach na całym świecie. Ze względu na nieskomplikowaną budowę są najprostszymi urządzeniami pozwalającymi na osiągnięcie temperatur kriogenicznych, umożliwiających skroplenie gazów, tj: azotu, tlenu, metanu etc. Chłodziarki te charakteryzuje brak elementów ruchomych w części niskotemperaturowej, możliwość miniaturyzacji, wysoka niezawodność, niski poziom wibracji i hałasu oraz relatywnie niska cena produkcji. Wadą chłodziarek J–T jest konieczność zapewnienia wysokiego ciśnienia roboczego (dla azotu minimum 7000 kPa), niezbędnego do wytworzenia odpowiedniego efektu chłodniczego oraz niska efektywność energetyczna wynosząca zaledwie kilka % w odniesieniu do efektywności obiegu Carnota. Ze względu na wysokie ciśnienie pracy chłodziarki J–T wykorzystuje się głównie w układach otwartych, gdzie sprężony gaz podawany jest z butli (rys. 1) [2].

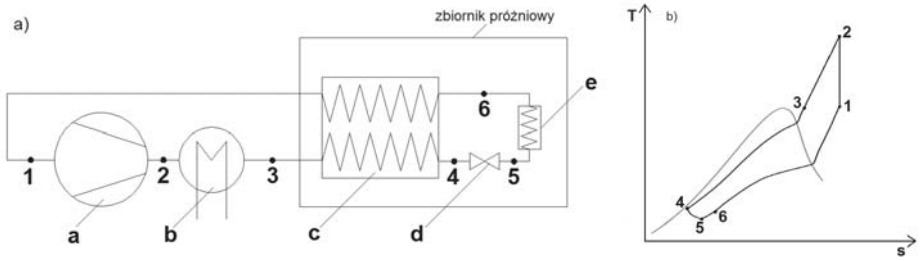


Rys. 1: a) Schemat chłodziarki J–T pracującej w układzie otwartym: a – butla ze sprężonym gazem, b – wymiennik rekuperacyjny, c – zawór dławiący, d – parownik;
b) Odwzorowanie przemian zachodzących w chłodziarce zasilanej sprężonym azotem na wykresie T – s

Dlatego przez lata trwały prace nad zwiększeniem efektywności energetycznej chłodziarki oraz obniżeniem ciśnienia roboczego, co pozwoliłoby na skonstruowanie taniego

i niezawodnego urządzenia pracującego w układzie zamkniętym [1, 2]. W 1971 roku zaproponowano stosowanie mieszaniny gazów jako czynnika roboczego [2, 3]. Składnikami mieszaniny były czynniki o wysokiej temperaturze wrzenia (węglowodory oraz związki CFC), które gwarantowały wytworzenie odpowiedniego efektu chłodniczego oraz czynniki niskowrzące, głównie azot, odpowiadające za osiągnięcie odpowiednio niskiej temperatury [4]. Dawniej stosowano związki CFC, jednak po stwierdzeniu ich destrukcyjnego działania na warstwę ozonową, zaprzestano ich wykorzystywania [5]. Obecnie stosuje się mieszaniny złożone z węglowodorów oraz azotu [6].

Zastosowanie odpowiedniej mieszaniny gazów jako czynnika umożliwia obniżenie ciśnienia do ok. 2000–2500 kPa, czyli do poziomu osiągalnego dla masowo produkowanych kompresorów chłodniczych, co pozwala na pracę w układzie zamkniętym (rys. 2). Na Politechnice Wrocławskiej przez lata prowadzone były badania pod kątem wykorzystania mieszanin w chłodziarkach J-T [7, 8, 9]. Na podstawie przeprowadzonej optymalizacji składu mieszaniny stwierdzono, że najniższą temperaturę oraz najwyższą moc chłodniczą osiągano dla mieszaniny pięcioskładnikowej o następujących udziałach molowych: azot – 0,2, metan – 0,3, etan – 0,1, propan – 0,2, izobutan – 0,2.



Rys. 2: a) Schemat chłodziarki J-T pracującej w układzie zamkniętym napełnionej mieszaniną gazów: a – sprężarka, b – chłodnica, c – wymiennik rekuperacyjny, d – zawór dławiący, e – parownik; b) Odwzorowanie obiegu chłodziarki zasilanej mieszaniną na wykresie T–s

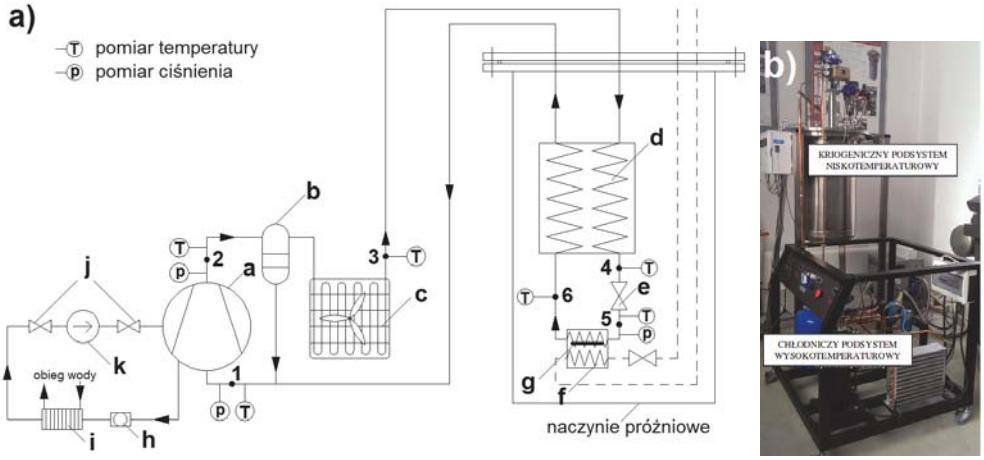
Chłodziarka realizuje obieg w sposób przedstawiony na rys. 2. Mieszanina o parametrach reprezentowanych przez punkt 1 jest sprężana, w wyniku czego wzrasta jej temperatura oraz ciśnienie (przemiana 1–2). Następnie czynnik trafia do chłodnicy gazu, gdzie jego temperatura obniżana jest do temperatury zbliżonej do temperatury otoczenia (2–3). Z ochładzacza mieszanina o wysokim ciśnieniu trafia do wymiennika rekuperacyjnego, gdzie w wyniku wymiany ciepła ze strumieniem o niskim ciśnieniu zostaje ochłodzona (3–4). Potem kierowana jest do zaworu dławiącego, gdzie w wyniku procesu zachodzącego przy stałej entalpii, obniża temperaturę oraz ciśnienie, osiągając parametry reprezentowane na wykresie przez pkt. 5. Z zaworu trafia do parownika, gdzie odparowuje nieizotermicznie, wytwarzając moc chłodniczą (5–6), po czym mieszanina kierowana jest do niskociśnieniowej części wymiennika rekuperacyjnego, gdzie ogrzewa się do temperatury zbliżonej do temperatury otoczenia – przemiana 6–1. Następnie, króćcem ssawnym trafia do sprężarki i obieg się zamyka.

Od lat siedemdziesiątych ubiegłego stulecia pojawiło się wiele publikacji na temat chłodziarek J–T wykorzystujących mieszaniny, pracujących w układzie zamkniętym. Większość urządzeń bazuje na sprężarkach hermetycznych tłokowych [10], jednak istnieje również możliwość zastosowania sprężarek spiralnych [11]. Niezależnie od rodzaju sprężarek, cechą charakterystyczną jest uzyskiwanie mocy chłodniczej rzędu

kilku i kilkunastu watów. Ważnym zagadnieniem eksploatacyjnym jest utrzymanie temperatury tłoczenia poniżej 420 K (a nawet 390 K), tj. temperatury rozkładu termicznego oleju. W przypadku przekroczenia tej temperatury olej traci właściwości smarne i może dojść do zatarcia sprężarki. Omawiana chłodziarka została zaprojektowana do wytwarzania 50 W mocy chłodniczej w zakresie temperatur 90–100 K.

2. Stanowisko pomiarowe

Chłodziarkę J–T można podzielić na dwa podsystemy - kriogeniczny (umieszczony naczyniu próżniowym) i chłodniczy (komponenty znajdują się w warunkach otoczenia) (rys. 3b). Podsystem chłodniczy został zbudowany z komercyjnie dostępnych komponentów chłodniczych. Zastosowano hermetyczną sprężarkę tłokową Maneurop MTZ80, odolejacz Danfoss OUB 1 oraz lamelową chłodnicę z wentylatorem. Podsystem kriogeniczny składa się z dwóch miedzianych wymienników wykonanych w technologii rura w rurze oraz dwóch zaworów kriogenicznych marki Velan. Chłodziarkę zaprojektowano w sposób umożliwiający skroplenie gazów doprowadzonych z zewnątrz (linia przerywana na rys. 3a), jednak niniejszej pracy skupiono się na wyznaczeniu mocy chłodniczej za pomocą grzałki, dlatego ww. komponenty nie zostały wykorzystane podczas pomiarów.



Rys. 3: a) Schemat chłodziarki J–T z zaznaczonymi punktami pomiarowymi: a – sprężarka, b – odolejacz, c – chłodnica, d – wymiennik rekuperacyjny, e — zawór dławiący, f – parownik, g – grzałka, elementy systemu chłodzenia oleju (h – filtr oleju, i – płytowy wymiennik ciepła, j – zawory odcinające, k – pompa oleju), b) Zdjęcie chłodziarki J–T

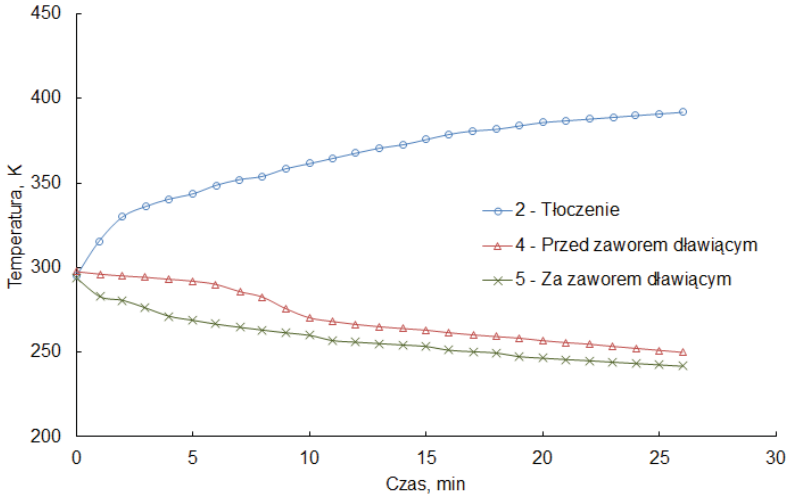
Wszystkie elementy podsystemu kriogenicznego owinięte są wielowarstwową izolacją kriogeniczną – MLI (z ang. Multi Layer Insulation) oraz umieszczone w zbiorniku próżniowym, żeby zminimalizować dopływy ciepła od otoczenia. Na parowniku zamontowano grzałkę wykonaną z drutu oporowego, która umożliwia wytworzenie obciążenia cieplnego chłodziarki, w celu weryfikacji jej wydajności chłodniczej. Pomiar temperatur odbywa się z wykorzystaniem termometrów oporowych Pt-100. Pomiar ciśnień realizowany jest przez manometry analogowe oraz cyfrowe. Na rysunku 3a zazna-

czono również elementy systemu chłodzenia oleju znajdującego się w sprężarce, w które chłodziarka została wyposażona po wstępnych badaniach, co omówiono w dalszej części artykułu. System chłodzenia oleju składa się z filtra oleju, płytowego wymiennika ciepła chłodzonego wodą, pompy oleju oraz dwóch zaworów odcinających (rys. 3a).

3. WYNIKI POMIARÓW

Wykonanie pomiarów z wykorzystaniem chłodziarki J–T poprzedziła procedura napełniania instalacji poszczególnymi składnikami mieszaniny. Przed rozpoczęciem pomiarów w instalacji wytworzono próżnię, następnie dodano poszczególne składniki mieszaniny, notując masę doprowadzonego gazu.

Instalację napełniono mieszaniną o udziałach molowych poszczególnych składników wynoszących: azot – 0,2, metan – 0,3, etan – 0,1, propan – 0,2, izobutan – 0,2. Po uzyskaniu odpowiedniego składu mieszaniny uruchomiono chłodziarkę. Wyniki parametrów pracy podczas pierwszego uruchomienia przedstawiono na rys. 4 (chłodziarka nie była jeszcze wtedy wyposażona w system chłodzenia oleju).

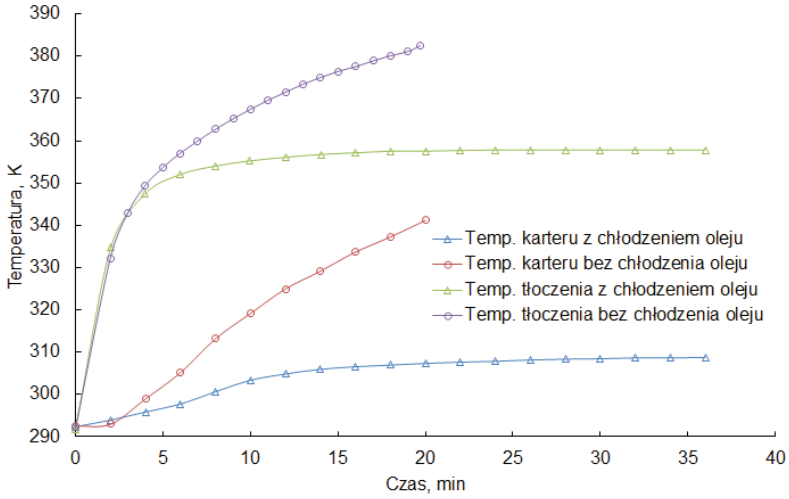


Rys. 4: Wykres temperatur w charakterystycznych punktach chłodziarki podczas pierwszego uruchomienia

Jak można zauważyć, temperatura tłoczenia szybko wzrastała i po upływie 15 minut wynosiła już ponad 375 K. Po 25 minucie pomiaru zbliżała się do dopuszczalnej wartości (przekroczyła 390 K), dlatego pomiar został przerwany. Ciśnienie tłoczenia wynosiło 2200 kPa. W kolejnych próbach problem zbyt wysokiej temperatury tłoczenia powtarzał się, nawet przy próbie obniżenia ciśnienia tłoczenia poniżej 2000 kPa. Ze względu na dużą zawartość azotu i metanu, których stosunek c_p/c_v wynosi odpowiednio 1,4 oraz 1,31, temperatura tłoczenia po sprężaniu od ciśnienia 100 kPa do ok 2000 kPa znacznie przekracza 420K. Z tego powodu chłodziarkę wyposażono w układ chłodzenia oleju (rys. 3a). Ze względu na konstrukcję hermetycznej sprężarki tłokowej, większość ciepła pochłaniana jest przez olej znajdujący się w karterze. Dlatego niezbędne jest jego chłodzenie, co umożliwia utrzymanie temperatury tłoczenia na odpowiednim poziomie.

Korzystny efekt zastosowania systemu chłodzenia oleju został pokazany na rys. 5,

gdzie przedstawiono porównanie temperatury tłoczenia sprężarki oraz temperatury oleju w karterze z włączonym oraz wyłączonym systemem schładzania oleju, przy napełnieniu instalacji mieszaniną pięcioskładnikową.

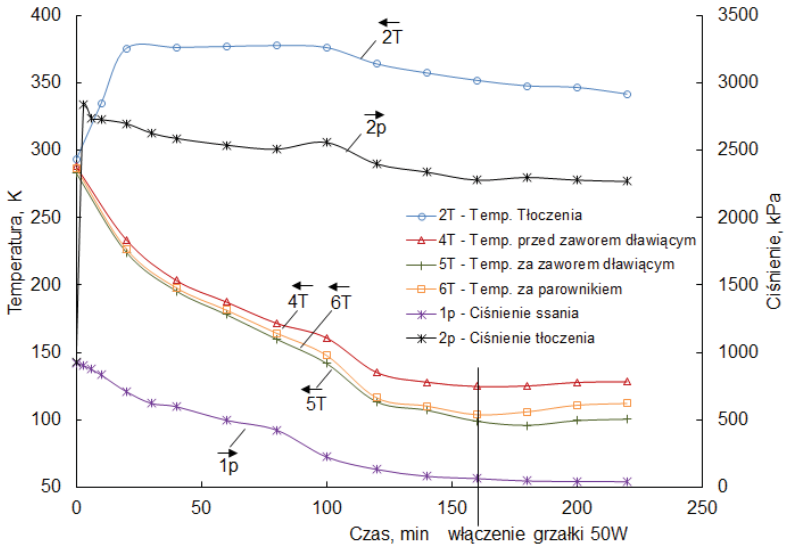


Rys. 5: Porównanie temperatur tłoczenia oraz oleju w sprężarce dla pracy z włączonym oraz wyłączonym systemem chłodzenia oleju

Zaobserwowano, że w przypadku pomiarów bez systemu chłodzenia oleju, temperatura tłoczenia po 20 minutach zaczęła zbliżać się do temperatury 390 K, dlatego pomiar został przerwany. Temperatura oleju w karterze sprężarki również rosła znacząco i w momencie przerwania pomiaru osiągnęła wartość 340 K. W przypadku zastosowania systemu chłodzenia oleju, do ok. piątej minuty pomiaru, temperatura tłoczenia rosła jak podczas pracy bez chłodzenia oleju, osiągając wartość ok. 350 K. Po piątej minucie temperatura zaczęła się stabilizować, osiągając wartość nieco niższą niż 360 K. Temperatura oleju w karterze ustabilizowała się na poziomie 310 K. Chłodziarka pracowała ponad 35 minut, cały czas utrzymując stabilne warunki pracy. Podczas wielu pomiarów wykonywanych w późniejszym czasie, temperatura tłoczenia zawsze stabilizowała się poniżej 380 K, niezależnie od wielkości ciśnienia na tłoczeniu sprężarki.

Po rozwiązaniu problemu przegrzewania się chłodziarki, wykonano pomiary mające na celu określenie wydajności chłodniczej badanego urządzenia. Wyniki zostały przedstawione na rys. 6.

Instalację napełniono mieszaniną pięcioskładnikową, a następnie uruchomiono sprężarkę. Do 160 minuty, tj. do osiągnięcia stałych wartości parametrów, chłodziarka pracowała bez obciążenia cieplnego. W początkowej fazie pomiaru (do ok. 100 minut) trwało wychładzanie elementów konstrukcyjnych chłodziarki. Praca układu była regulowana za pomocą zwiększenia dławienia na zaworze dławiącym. W 150 minucie parametry pracy ustabilizowały się. Podczas pracy bez obciążenia cieplnego najniższa temperatura, tj. temperatura za zaworem dławiącym, wynosiła 95 K. W 160 minucie włączono grzałkę o mocy 50 W. Temperatura za zaworem dławiącym wzrosła o 6 K, do 101 K. Wzrosła również temperatura za parownikiem, na który nawinięta jest grzałka (ze 103 K do 112 K). Temperatura tłoczenia ustabilizowała się na poziomie 350 K.



Rys. 6: Parametry pracy chłodziarki podczas pomiarów wydajności chłodniczej

Ciśnienie za zaworem dławiącym wynosiło 140 kPa (40 kPa nadciśnienia), a ciśnienie tłoczenia wynosiło 2300 kPa. W celu oszacowania efektywności energetycznej chłodziarki, odczytano wartość wydajności objętościowej sprężarki, która dla modelu MTZ80 wynosi $\dot{V}$=23,63 m^3/h. Znając skład, ciśnienie oraz temperaturę mieszaniny na ssaniu sprężarki, w oparciu o równanie stanu Penga-Robinsona, z wykorzystaniem środowiska Aspen HYSYS wyznaczono gęstość mieszaniny $\rho = 1,52$ kg/m^3. Następnie obliczono strumień masy mieszaniny (równ. (3))

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} = 1,52 \ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 23,63 \ \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 35,9 \ \frac{\text{kg}}{\text{h}} \tag{3}$$

Znając parametry na ssaniu oraz tłoczeniu sprężarki, wyznaczono pracę sprężania, która jest równa różnicy entalpii mieszaniny na początku i na końcu sprężania $h_2 - h_1 = 2305$ kJ/kg -1881 kJ/kg $= 424$ kJ/kg. Znając strumień masy oraz pracę obiegu, oszacowano moc pobieraną przez sprężarkę (równ. (4)).

$$P_{spr} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = 35,9 \ \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 424 \ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 4,23 \ \text{kW} \tag{4}$$

Korzystając z obliczonej wartości mocy pobieranej przez sprężarkę P_{spr} =4,23 kW oraz znanej wydajności chłodniczej Q = 50 W wyznaczono efektywność energetyczną chłodziarki (równ. (5)).

$$COP = \frac{Q}{P_{spr}} = \frac{50 \,\text{W}}{4230 \,\text{W}} = 0,012 \tag{5}$$

Uzyskana efektywność jest niewielka, jednak należy ją odnieść do obiegu Carnota (obiegu idealnego). Obieg Carnota można zapisać za pomocą temperatury źródła górnego

oraz dolnego. W rozpatrywanym przypadku temperatura źródła dolnego reprezentowana jest przez najniższą uzyskaną temperaturę i wynosi T_5 =101 K, a temperatura źródła górnego jest równa temperaturze otoczenia $T_1 = 293$ K. Efektywność obiegu Carnota przedstawia się następująco:

$$\varepsilon_C = \frac{T_2}{T_1 - T_2} = \frac{101\text{K}}{293\text{K} - 101\text{K}} = 0,52 \tag{6}$$

Równanie (7) przedstawia efektywność energetyczną obiegu rzeczywistego, odniesioną do efektywności obiegu Carnota.

$$\%_{Carnot} = \frac{COP}{\varepsilon_C} \cdot 100\% = \frac{0,012}{0,52} = 2,31\% \tag{7}$$

Efektywność energetyczna odniesiona do obiegu Carnota pozwala na sprawdzenie jak bardzo przemiany zachodzące w chłodziarce odbiegają od przemian idealnych. Efektywność energetyczna wynosi 2,31% obiegu idealnego. Na podstawie doniesień literaturowych można zauważyć, że efektywność chłodziarek kriogenicznych odniesiona do obiegu Carnota, pracujących w temperaturach ok. 100 K oraz rozwijających moce rzędu kilkudziesięciu W wynosi od kilku do kilkunastu procent [12]. Wyznaczona wartość jest zatem porównywalna z obecnie eksploatowanymi chłodziarkami kriogenicznymi. Należy jednak zwrócić uwagę na fakt, że pobór mocy przez sprężarkę został oszacowany na podstawie parametrów mieszaniny. Wartość ta może odbiegać od wartości rzeczywistego poboru mocy przez silnik sprężarki.

4. PODSUMOWANIE

Przeprowadzone badania wykazały, że możliwe jest skonstruowanie relatywnie taniej chłodziarki J-T napełnionej mieszaniną oraz pracującej w układzie zamkniętym, której wydajność wynosi kilkadziesiąt watów w temperaturze poniżej 100 K. Na podstawie otrzymanych wyników można stwierdzić, że chłodziarka mogłaby pracować z wydajnością przekraczającą 50 W w temperaturze poniżej 110 K. Obecnie nie ma dostępnych chłodziarek o prostej budowie, gwarantujących osiągnięcie takich wydajności w temperaturze rzędu 100 K. Chłodziarki J–T wykorzystujące mieszaniny charakteryzują się mocami rzędu kilku lub kilkunastu W, co sprawia, że zakres ich praktycznego wykorzystania jest mocno ograniczony.

Przewagą chłodziarek J–T o niskiej wydajności jest brak konieczności stosowania systemu schładzania oleju. W przypadku takich chłodziarek wystarczające jest obmywanie kompresora strumieniem powietrza za pomocą wentylatora. W przypadku badanej chłodziarki niezbędne było zastosowanie dedykowanego systemu chłodzenia oleju, co nieznacznie komplikuje układ, oraz zwiększa koszt produkcji chłodziarki. Niemniej jednak, schładzanie oleju można zrealizować przez komponenty doskonale opanowane technicznie oraz dostępne komercyjnie, co w porównaniu do osiąganych efektów znacznego zwiększenia wydajności chłodniczej, nie stanowi dużego problemu.

Badana chłodziarka mogłaby być stosowana do kriostatowania różnych obiektów, np. nadprzewodników wysokotemperaturowych. Jak wcześniej wspomniano, chłodziarka została zaprojektowana w sposób umożliwiający skraplanie gazów doprowadzonych z zewnątrz. Dla osiągniętej wydajności możliwe byłoby skroplenie gazów takich, jak azot, tlen oraz metan w ilościach nawet kilku litrów na godzinę. Możliwe

jest również wykorzystanie chłodziarki do rekondensacji gazu ziemnego w zbiornikach magazynowych. Kolejnym etapem badań chłodziarki będzie skroplenie gazów doprowadzonych z butli oraz pomiar ilości uzyskanych skroplin.

PODZIĘKOWANIA

Projekt zrealizowany w ramach Projektu Strategicznego PS/E/2/66420/10 „Zaawansowane technologie pozyskiwania energii: Opracowanie technologii spalania tlenowego dla kotłów pyłowych i fluidalnych zintegrowanych z wychwytem CO_2", współfinansowanego przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju.

LITERATURA

[1] Chorowski M., *Kriogenika – podstawy i zastosowania*, IPPU MASTA, Gdańsk 2007.

[2] Bodio E., *Zastosowanie wieloskładnikowych mieszanin gazowych w chłodziarkach Linde–Hampsona*, Prace Naukowe Instytutu Techniki Cieplnej i Mechaniki Płynów Politechniki Wrocławskiej: Monografie, Wydawnictwo Politechniki Wroclawskiej, 1989.

[3] Kleemenko A., *One Flow Cascade Cycle*, Proceedings of the 10th International Congress of Refrigeration, **1**, 34–39, 1959.

[4] Boiarski M., Khatri A., Kovalenko V., *Design optimization of the throttle-cycle cooler with mixed refrigerant*, Cryocoolers, **10**, 457–465, 1999.

[5] Li F., Stolarski R., Newman P., *Stratospheric ozone in the post-CFC era*, Atmospheric Chemistry and Physics, **9**, 2207–2213, 2009.

[6] Keppler F., Nellis G., Klein S., *Optimization of the Composition of a Gas Mixture in a Joule-Thomson Cycle*, HVACR Research, **10**, 213–230, 2004.

[7] Chorowski M., *Comparative Exergetic Analysis of Joule–Thomson Liquefiers*, Advances in Cryogenic Engineering: Transcritions of the Cryogenic Engineering Conference – CEC, **49**, 1568–1575, 2004.

[8] Piotrowska A., *Termodynamiczna optymalizacja chłodziarki Joule–Thomsona wspolpracującej z membranowym systemem rozdziału powietrza*, Praca doktorska PWr, 2013.

[9] Dorosz P., *Analiza optymalizacyjna skladu mieszanin roboczych chlodziarki Joule-Thomsona w oparciu o srodowisko Aspen HYSYS*, Praca magisterska PWr, 2006.

[10] Chorowski M., Dorosz P., Piotowska A., *Chłodziarka Joule-Thomsona pracująca w obiegu zamkniętym i zasilana mieszaniną azotu z węglowodorami*, Chłodnictwo, **12**, 12–18, 2015.

[11] Lee J., Lee K., Jeong S., *Experimental study of a mixed refrigerant Joule–Thomson cryocooler using a commercial air-conditioning scroll compressor*, Cryogenics, **55–56**, 47–52, 2013.

[12] Strobridge T.R., *Cryogenic refrigerators – an updated survey*, National Bureau of Standards Technical note, **655**, 1–11, 1974.