



POLITECHNIK

BIBLIOTEKA GŁÓWNA
Politechniki Warszawskiej

J11.01622

ISSN 1234-4338

PRACE NAUKOWE • INŻYNIERIA ŚRODOWISKA • z. 60



401000000067860

Maciej Chaczykowski

PROCESY CIEPLNE W STACJI PRZETŁOCZNEJ ZWIĘKSZAJĄCE EFEKTYWNOŚĆ TRANSPORTU GAZU



OFICyna WYDAWNICZA POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ
WARSZAWA 2012

311.01622

POLITECHNIKA WARSZAWSKA



**PRACE NAUKOWE
INŻYNIERIA ŚRODOWISKA z. 60**



WARSZAWA 2012

OFICyna WYDAWNICZA POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ

RADA REDAKCYJNA
Anna Grabińska-Łoniewska, Marek Mitosek, Bernard Zawada

REDAKTOR DZIAŁOWY
Andrzej Kulig

OPINIODAWCY
Stanisław Nagy
Marek Mitosek

© Copyright by Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2012

OFICyna WYDAWNICZA POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ
00-644 Warszawa, ul. Polna 50, tel. 022-825-75-18
Księgarnia internetowa www.wydawnictwopw.pl

PUBLISHING HOUSE OF THE WARSAW UNIVERSITY OF TECHNOLOGY
00-644 Warsaw, Poland, Polna 50, phone 48-22-825-75-18
Internet booksellers www.wydawnictwopw.pl

Maciej Chaczykowski

Wydział Inżynierii Środowiska Politechniki Warszawskiej

PROCESY CIEPLNE W STACJI PRZETŁOCZNEJ ZWIĘKSZAJĄCE EFEKTYWNOŚĆ TRANSPORTU GAZU

Rękopis dostarczono 19.01.2012 r.

Praca stanowi próbę scharakteryzowania procesów cieplnych zwiększających efektywność transportu gazu ziemnego rurociągami. Analizowane procesy cieplne obejmują chłodzenie gazu na wyjściu stacji przetłocznej oraz skojarzone wytwarzanie pracy napędowej sprężarek gazu i energii elektrycznej w układzie gazowo-parowym w stacji przetłocznej. Uwagę skupiono na ocenie wpływu ww. procesów na efektywność energetyczną całego procesu transportu gazu.

Rozważania szczegółowe na temat chłodzenia gazu poprzedzono analizą termodynamiczną systemu przesyłowego. Na analizę termodynamiczną składa się sformułowanie uproszczonych modeli matematycznych sprężarki gazu i jej napędu, chłodnicy gazu oraz gazociągu. Podjęto również próbę sklasyfikowania procesów nieodwracalnych towarzyszących przesyłowi gazu opartą na analizie bilansu egzergii, kładąc nacisk na przypisanie źródeł strat egzergii poszczególnym elementom systemu. Z punktu widzenia efektywności energetycznej przyjęcie takiej metodyki umożliwiło jednolite spojrzenie na wszystkie elementy w systemie przesyłowym. Dostępna literatura z zakresu stacji przetłocznych wskazuje turbosprężarki jako aktualnie preferowaną technologię sprężania gazu, dlatego w pracy rozwinięto analizę efektywności przesyłu gazu przy założeniu, że stosowane są tego typu maszyny. W pracy przeprowadzono ocenę ilościową przyczyn niedoskonałości termodynamicznej i na przykładzie typowego systemu przesyłowego pokazano wzajemne relacje niedoskonałości procesów cieplno-przepływowych w turbinie, sprężarce, chłodnicy i gazociągu.

W analizie wpływu chłodzenia gazu rozważano tylko model chłodnicy powietrznej. Powodem była powszechność stosowania tego typu chłodnic w systemach przesyłu gazu. Model chłodnicy pozwolił na określenie wydajności chłodniczej oraz energii napędowej wymaganej do oceny wpływu chłodzenia gazu na efektywność energetyczną jego przesyłu. Wpływ mocy chłodnic na sprawność egzergetyczną systemu przesyłu gazu zilustrowano na przykładzie polskiego odcinka gazociągu Jamal-Europa.

W zakresie analizy skojarzonego wytwarzania pracy napędowej sprężarek i energii elektrycznej, z wykorzystaniem entalpii spalin z turbiny gazowej, przeprowadzono analizę termodynamiczną siłowni parowej, realizującej obieg Rankine'a z organicznym czynnikiem roboczym (ORC). Powodem były pewne zalety predestynujące silnik cieplny realizujący ten obieg do zastosowań w stacjach przetłocznych, o czym świadczy względna dostępność w literaturze przedmiotu przykładów zastosowania tej technologii. W pracy podjęto dyskusję nad otrzymanymi wcześniej wynikami i uzupełniono je

o rozważania autorskie, obejmujące analizę różnych konfiguracji obiegu oraz czynników roboczych. Formułując model matematyczny silowni ORC, zamierzeniem autora było prowadzenie rozważań na możliwie wysokim stopniu ogólności, tak aby pokazać potencjalne możliwości produkcji energii elektrycznej z wykorzystaniem entalpii spalin z turbiny gazowej, nie przesłaniając ich szczegółowymi rozwiązaniami elementów instalacji. Rozważania ogólne zostały następnie zilustrowane przykładem z wykorzystaniem danych dla zespołu turbokompresora w stacji przetłocznej zlokalizowanej na omawianym w pierwszej części pracy gazociągu Jamal-Europa.

Słowa kluczowe: efektywność energetyczna, analiza energetyczna, system przesyłowy gazu, przetłocznia gazu, chłodzenie gazu, organiczny obieg Rankine'a (ORC)

STOSOWANE OZNACZENIA

- A – powierzchnia
- B – drugi współczynnik wirialny
- C – trzeci współczynnik wirialny / strumień pojemności cieplnej
- c – stosunek strumieni pojemności cieplnej
- c_p – ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu
- c_v – ciepło właściwe przy stałej objętości
- D – średnica
- E – egzergia
- $\dot{E}$ – strumień egzergii
- e – egzergia właściwa
- g – przyspieszenie grawitacyjne
- h – entalpia właściwa
- k – chropowatość powierzchni wewnętrznej gazociągu
- L – długość
- $\dot{m}$ – strumień masy
- N – prędkość obrotowa
- P – moc
- p – ciśnienie
- $\dot{Q}$ – strumień ciepła
- R – indywidualna stała gazowa / oporność cieplna
- s – entropia właściwa
- T – temperatura
- U – współczynnik przenikania ciepła
- $\dot{V}$ – strumień objętości
- v – objętość właściwa
- $\dot{W}$ – moc mechaniczna
- w – prędkość / praca właściwa
- W_d – wartość opałowa
- x – zmienna przestrzenna / udział molowy lub masowy
- z – wysokość / współczynnik ściśliwości

Symbole greckie

- α – współczynnik przejmowania ciepła, nachylenie w kierunku x
 ε – sprawność chłodnicy / wymiennika ciepła
 ζ – współczynnik oporów miejscowych
 η – sprawność
 λ – współczynnik oporów hydraulicznych Darcy'ego
 ρ – gęstość
 φ – wilgotność względna

Indeksy

- 0 – warunki otoczenia (ciśnienie 101,325 Pa, temperatura 288,15 K)
CP – chłodnica powietrzna
CR – czynnik roboczy
f – ciecz nasycona
G – gazociąg
GP – gaz paliwowy
is – izentropa
K – kocioł / parownik
n – wartość nominalna
N – warunki normalne (ciśnienie 101,325 Pa, temperatura 273,15 K)
OT – olej termalny
P – pompa
p – wartość projektowa
Q – ciepło
ref – warunki odniesienia
S – skraplacz
SG – sprężarka gazu
T – turbina (parowa)
TG – turbina gazowa
SPG – system przesyłowy gazu
W – praca

Akronimy

- GA – algorytm genetyczny
ORC – obieg Rankine'a z organicznym czynnikiem roboczym (*Organic Rankine Cycle*)
PP – punkt *pinch* (minimalna różnica temperatury między nośnikiem ciepła a wytwarzanym czynnikiem)

1. WSTĘP

Wysokie i wciąż rosnące ceny gazu ziemnego oraz możliwość ograniczenia jego dostępności powodują wzrost zainteresowania z jednej strony wysoce sprawnymi technologiami użytkowania gazu jako surowca i paliwa, z drugiej zaś efektywnymi technologiami przesyłu i dystrybucji gazu. Jednocześnie rosnące ceny energii elektrycznej powodują żywe zainteresowanie niewykorzystanymi dotychczas źródłami energii.

Efektywność energetyczna technologii przesyłu gazu rurociągami stopniowo rośnie, głównie za sprawą rozwoju dyscyplin naukowych, takich jak inżynieria komputerowa i materiałowa. Rozwój metod numerycznych w mechanice płynów i przepływie ciepła (elementy skończone), umożliwiający m.in. optymalizację kształtu w procesie projektowania maszyn przepływowych, a także dokonujący się postęp w dziedzinie inżynierii materiałowej, umożliwiły znaczące zwiększenie sprawności sprężarek i ich napędów. Jednocześnie dzięki rozwojowi metod numerycznych i malejącym kosztom mocy obliczeniowej otworzyły się nowe możliwości dokładniejszego modelowania procesów przepływowych w systemach gazowniczych. Obecnie, pakiety oprogramowania wykorzystujące algorytmy symulacji i optymalizacji sieci należą do podstawowych narzędzi wspomagających podejmowanie decyzji odnośnie do sposobu prowadzenia ruchu sieci i pozwalają na znaczące obniżenie kosztów transportu gazu.

Wiele procesów przemysłowych, które były rozwijane w okresie łatwo dostępnej i taniej energii posiada niską sprawność energetyczną, co powoduje, że w wielu krajach są one objęte programami oszczędności energii. Programy te dotyczą najbardziej energochłonnych gałęzi przemysłu, takich jak przemysł hutniczy, cementowy, chemiczny, petrochemiczny, papierniczy, przetwórstwa spożywczego. Przykładowo, w pracy Schroedera i Lesliego (2010) oszacowano, że w gospodarce USA ciepło odpadowe o temperaturze w zakresie (149÷538°C) pozwala na wyprodukowanie 63 GW energii elektrycznej. Gazownictwo jest sektorem energetyki, w którym również emitowane są duże ilości ciepła odpadowego. W raporcie Hedmana (2008) stwierdzono, że w przemyśle gazowniczym USA istnieje 90÷100 stacji przetłocznych wyposażonych w turbiny gazowe o mocy powyżej 11 MW i wskaźniku obciążenia powyżej 60% (5250 h/rok), które pozwalają na potencjalne wytworzenie 500÷600 MW energii elektrycznej z ciepła odpadowego i spełniają warunki konieczne dla uzyskania pozytywnych wyników oceny opłacalności inwestycji. Dla porównania, aktualnie na terenie Polski znajduje się dziewięć stacji przetłocznych gazu wyposażonych w turbosprężarki: cztery stacje w krajowym systemie przesyłowym (Hołowczyce, Jeleniów, Krzywa, Kotowo), przy czym w budowie jest kolejna stacja w Goleniowie,

oraz pięć stacji należących do systemu gazociągów tranzytowych (Kondratki, Zambrów, Ciechanów, Włocławek, Szamotuły). Przykładowo, w każdej z pięciu stacji przetłocznych należących do systemu gazociągów tranzytowych znajduje się od trzech do czterech turbin gazowych o mocy 25,4 MW i sprawności 35,1%. Są to zatem obiekty charakteryzujące się dużą ilością dostępnego ciepła odpadowego.

Niniejsza praca jest poświęcona zagadnieniom efektywności energetycznej w procesie transportu gazu rurociągami, w szczególności dwóm procesom cieplnym w stacji przetłocznej umożliwiającym zwiększenie efektywności przesyłu: chłodzeniu gazu na wyjściu stacji oraz konwersji ciepła odpadowego z turbiny gazowej na energię elektryczną. Chłodzenie gazu na wyjściu stacji przetłocznej ogranicza niepożądane skutki zjawisk nieodwracalnych przy przepływie gazu w gazociągu i jest od kilkunastu lat stosowane w polskim przemyśle gazowniczym, natomiast produkcja energii elektrycznej w stacji przetłocznej z wykorzystaniem entalpii spalin z turbiny gazowej jest rozwiązaniem dotychczas nie analizowanym i nie stosowanym w warunkach polskich. Aktualnie, spaliny z silników cieplnych w stacjach przetłocznych, zarówno gazociągu tranzytowego, jak i krajowego systemu przesyłowego, są bezużytecznie odprowadzane do atmosfery. Celem pracy jest przedstawienie możliwości obniżenia energochłonności procesu transportu gazu poprzez:

- określenie źródeł strat termodynamicznych, w tym ilości rozpraszanej energii w systemie przesyłowym; z dostępnych danych literaturowych nie wynika ile energii ulega dyssypacji w elementach systemu,
- analizę wpływu mocy chłodniczej w stacji przetłocznej na efektywność energetyczną transportu gazu,
- analizę silnika realizującego obieg cieplny Rankine’a z wykorzystaniem energii odpadowej zawartej w spalinach z turbiny gazowej, z punktu widzenia możliwości dodatkowego wytwarzania energii elektrycznej w stacji przetłocznej, w tym wskazanie odpowiednich do tego celu konfiguracji obiegu oraz wytypowanie odpowiednich czynników roboczych.

Rozważania ogólne, w tym sformułowanie modelu matematycznego systemu przesyłowego, zilustrowano przykładem dotyczącym systemu gazociągów tranzytowych Jamał–Europa, który jest systemem przesyłowym o nominalnej średnicy DN1400 oraz maksymalnym ciśnieniu roboczym 8,4 MPa. System ma 680 km długości i został zbudowany na terenie Polski w 1999 r., docelowo na potrzeby dostarczania gazu ziemnego pochodzącego ze złóż rosyjskich na półwyspie Jamał do Europy Zachodniej. Nominalna przepustowość gazociągu wynosi 90,1 mln metrów sześciennych gazu dziennie. Gaz jest sprężany w 5 stacjach przetłocznych, wyposażonych w 3–4 równolegle połączone dwustopniowe sprężarki, każda napędzana przez turbinę gazową o mocy 25,4 MW.

Praca jest podzielona na dwie części. Pierwsza część jest poświęcona analizie termodynamicznej systemu przesyłowego w aspekcie chłodzenia gazu na wyjściu stacji przetłoczonej. W części drugiej skoncentrowano się na analizie procesu skojarzonego wytwarzania pracy napędowej i energii elektrycznej w stacji przetłoczonej.

W rozdziale 2 omówiono stacje przetłoczone i stosowane w nich rozwiązania technologiczne, jako elementy systemu przesyłu gazu.

Rozdział 3 zawiera sformułowanie uproszczonych modeli matematycznych sprężarki gazu, turbiny gazowej i gazociągu. Rozdział ten zawiera również analizę egzergetyczną systemu przesyłu gazu w celu oceny stopnia niedoskonałości termodynamicznej procesów towarzyszących transportowi rurociągowemu. Zdefiniowano pojęcia efektywności transportu gazu i przedyskutowano różne wskaźniki służące do jej określania. Pozostałą część rozdziału poświęcono analizie procesu chłodzenia gazu na wyjściu stacji przetłoczonej. Sformulowano uproszczony model chłodnicy powietrznej. Do określenia wydajności chłodnicy wykorzystano model oparty na pojęciu współczynnika sprawności.

Model matematyczny silnika cieplnego realizującego obieg Rankine'a został przedstawiony w rozdziale 4, zawierającym analizę trzech wariantów obiegu oraz dyskusję właściwości termodynamicznych kilkunastu potencjalnych czynników roboczych, z uwzględnieniem ograniczeń wynikających z ochrony środowiska. Przedstawiono możliwości aplikacyjne układu kogeneracyjnego na przykładzie przetłoczni gazociągu tranzytowego Jamał–Europa.

Pracę zamyka rozdział 5, stanowiący podsumowanie i próbę określenia dalszych kierunków badań.

Wyniki omawiane w pracy były częściowo prezentowane w wybranych publikacjach autora (Chaczykowski, 2009a), (Chaczykowski i in., 2011). Uzupełniono je o elementy oryginalne, na które składają się przede wszystkim rozdział 4 oraz fragmenty rozdziału 3 w części poświęconej uproszczonym modelom matematycznym elementów systemu. Wyniki symulacji komputerowych uzyskano na podstawie oprogramowania własnego autorstwa.

2. STACJE PRZETŁOCZONE

Stacja przetłoczna jest jednym z podstawowych obiektów w systemie przesyłu gazu. Zadaniem stacji przetłocznych jest sprężanie gazu w celu pokonania oporów hydraulicznych spowodowanych siłami tarcia przy przepływie gazu i utrzymania wymaganych wartości ciśnienia lub natężenia przepływu gazu w systemie. Systemy przesyłowe gazu posiadają od kilku do kilkudziesięciu stacji przetłocznych rozmieszczonych co 100÷140 km wzdłuż gazociągów.

2.1. ELEMENTY STACJI PRZETŁOCZNYCH

Głównymi elementami stacji przetłoczonej (rys. 2.1) są sprężarki gazu i ich napędy, chłodnice gazu, filtry i odwadniacze gazu, orurowanie, armatura zaporowa.



Rys. 2.1. Widok stacji przetłoczonej gazu: 1 – budynki turbokompresorów, 2 – chłodnice gazu, 3 – filtry i odwadniacze gazu, 4 – układy zaporowe; źródło: Gerwatowski (2006)

Fig. 2.1. View of a gas compressor station; from: Gerwatowski (2006)

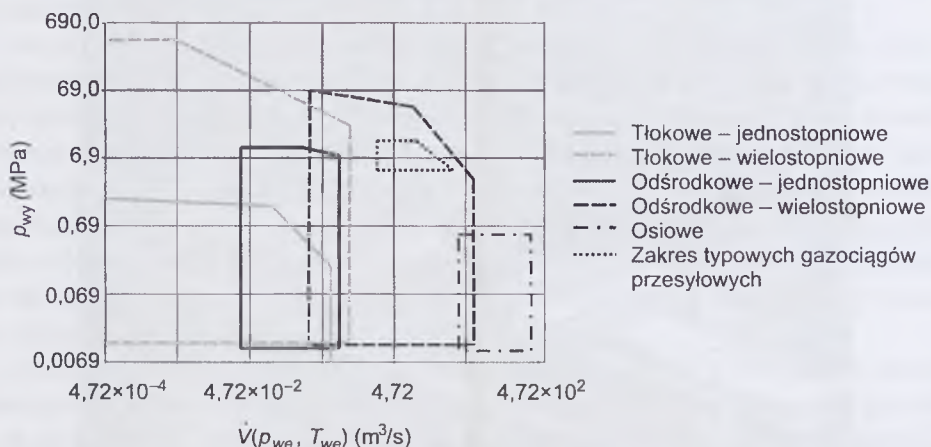
W stacjach przetłocznych gazu ziemnego zazwyczaj stosowane są dwa typy sprężarek: tłokowe i odśrodkowe. Sprężarki tłokowe zwykle są napędzane silnikami elektrycznymi lub silnikami tłokowymi, natomiast sprężarki odśrodkowe są napędzane turbinami gazowymi lub silnikami elektrycznymi. W pracy Mokhataba i in. (2007) wymieniono podstawowe kryteria wyboru rodzaju sprężarek:

- wysoka sprawność, w dostatecznie szerokim zakresie zmian przepływu,
- niskie koszty eksploatacji,
- akceptowalne nakłady inwestycyjne,
- wysoka niezawodność maszyn.

Przy wyborze odpowiedniego typu maszyny przeprowadza się analizę hydrauliczną systemu przesyłowego dla najbardziej prawdopodobnego lub najczęściej występującego punktu pracy, biorąc pod uwagę zakres ciśnienia roboczego gazociągów po stronie ssania i tłoczenia oraz wymaganą przepustowość maszyny. Dobór konkretnej maszyny wymaga uwzględnienia odpowiedniego zakresu zmian prędkości obrotowej.

Na rys. 2.2 zostały przedstawione zakresy ciśnienia tłoczenia oraz przepływu (strumień objętości gazu w warunkach ciśnienia i temperatury na ssaniu) dla różnych typów sprężarek, na podstawie danych zawartych w raporcie INGAA

(2010). Widocznym jest, że typowy zakres przepustowości gazociągów przesyłowych gazu ziemnego należy do zakresu wydajności wielostopniowych sprężarek odśrodkowych. W rozważaniach prowadzonych w niniejszej pracy przyjęto w związku z tym założenie, że proces sprężania gazu odbywa się w sprężarkach odśrodkowych.



Rys. 2.2. Wykres doboru sprężarki (na podstawie: INGAA, 2010)

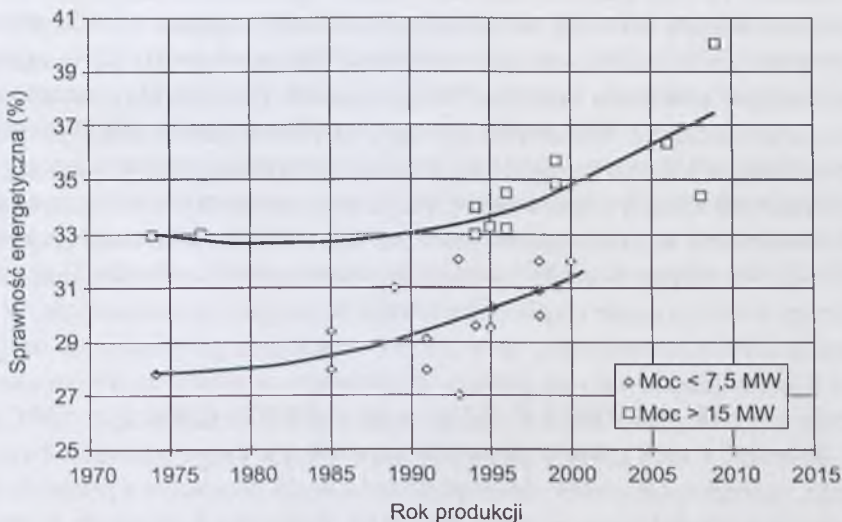
Fig. 2.2. Compressor selection chart (based on: INGAA, 2010)

Argumentami za wyborem silników elektrycznych zamiast turbin gazowych do napędu sprężarek jest większa przepustowość systemu przesyłowego o wartości strumienia gazu paliwowego oraz wysokie koszty przeglądów wykonywanych po każdych 30÷40 tys. godzin pracy turbiny, które zwiększają koszty eksploatacji maszyn. Z kolei w przypadku turbin gazowych, istotnym elementem przemawiającym za ich wyborem jest kwestia dostępności i pewności zasilania w energię elektryczną. Wiąże się to m.in. z ryzykiem przerw w dostawach energii elektrycznej. W warunkach polskich, wszystkie budowane bądź modernizowane w ostatnich latach stacje przetłoczone posiadają napędy sprężarek w postaci silników tłokowych lub turbin gazowych. Należy pamiętać, że w Polsce, podobnie jak w innych krajach Europy Środkowo-Wschodniej, będzie w najbliższych latach wysokie prawdopodobieństwo krótkotrwałych spadków napięcia w sieci oraz przerw w dostawach energii elektrycznej spowodowanych awariami w systemie energetycznym (popularnie określanymi zapożyczeniami *brownout* i *blackout*). W perspektywie do 2020 roku konieczna jest szeroka modernizacja infrastruktury przesyłowej oraz źródeł wytwarzania (Bank Światowy, 2010). W związku z powyższym, w niniejszej pracy elektryczny napęd sprężarek w stacjach przetłoczeniowych nie jest rozważany i przyjęto założenie, że do napędu sprężarek wykorzystywane są turbiny gazowe.

Moc turbin gazowych stosowanych jako maszyny napędowe sprężarek gazu jest około jeden rząd wielkości mniejsza w porównaniu do mocy turbin stoso-

wanych w elektroenergetyce. Ponadto, praktycznie wszystkie turbiny są konstrukcjami dwuwałowymi, pozwalającymi na pracę przy zmiennej prędkości obrotowej sprężarki (w zakresie 60÷105% wartości projektowej). Na rys. 2.3 przedstawiona została ewolucja technologii turbin gazowych w zastosowaniach do napędu mechanicznego na podstawie danych zawartych w opracowaniu INGAA (2010). Obserwowany jest stały wzrost sprawności energetycznej turbin, która w przypadku maszyn o mocy powyżej 15 MW aktualnie osiągnęła wartość 40%.

Ważnym elementem stacji przetłocznej jest chłodnica gazu. Chłodnice gazu mogą być zainstalowane na wejściu stacji lub jako chłodnice międzystopniowe (pomiędzy szeregowo połączonymi sprężarkami) w celu zmniejszenia wymaganej mocy sprężarek i niedopuszczenia do przekroczenia maksymalnej temperatury gazu podczas sprężania. Najczęściej jednak chłodnice są instalowane na wyjściu stacji przetłocznej w celu obniżenia temperatury gazu poniżej maksymalnej dopuszczalnej wartości około 65°C, ze względu na ryzyko zniszczenia zewnętrznej izolacji gazociągu w przypadku wysokiej temperatury gazu. Ważną zaletą usytuowania chłodnic na wyjściu stacji przetłocznej jest możliwość jednoczesnego zmniejszenia spadku ciśnienia w gazociągu incydentnym do tłoczni po stronie wyjściowej. Niższa temperatura gazu powoduje mniejszy strumień objętości gazu w warunkach rzeczywistych, przez co mniejszą prędkość przepływu gazu i mniejszy spadek ciśnienia w gazociągu. Te czynniki powodują zmniejszenie wymaganej mocy sprężarki i zmniejszenie zużycia paliwa.



Rys. 2.3. Wzrost sprawności turbin gazowych w zastosowaniach do napędu mechanicznego; źródło: INGAA, 2010

Fig. 2.3. Gas turbine efficiency improvements in mechanical drive applications; from: INGAA, 2010

Z uwagi na czynnik chłodniczy w przemyśle gazowniczym stosowane są dwa typy chłodnicy gazu: powietrzna i wodna. W analizie procesu chłodzenia przeprowadzonej w niniejszej pracy nie porównywano obu typów chłodnicy pod względem ekonomicznym, jednak jako regułę przyjmuje się, że koszty eksploatacji chłodnic wodnych są znacznie wyższe w porównaniu z kosztami eksploatacyjnymi chłodnic powietrznych. Mohitpour i in. (2003) konkludują, że jeśli pozwala na to temperatura powietrza, w systemach gazowniczych stosuje się chłodnice powietrzne. W polskim systemie przesyłowym wszystkie chłodnice w stacjach przetłoczonych są chłodnicami powietrznymi i takie założenie przyjęto również w tej pracy na potrzeby analizy termodynamicznej systemu przesyłowego.

Chłodnice powietrzne stosowane w stacjach przetłoczonych mają kompaktową budowę, charakteryzującą się dużym udziałem powierzchni wymiany ciepła w stosunku do powierzchni zabudowy. Typowym rozwiązaniem są poziome konstrukcje krzyżowych wymienników ciepła, w których powietrze przepływa w poprzek pęku ożebrowanych rur, w których płynie gaz. Przepływ powietrza jest wymuszany za pomocą wentylatorów o zmiennej lub stałej prędkości obrotowej. Stosowane są trzy rozwiązania jeśli chodzi o regulację mocy chłodnic: zmiana liczby wentylatorów, zmiana kąta nachylenia łopatek wentylatorów lub zmiana prędkości obrotowej wentylatora.

Wszystkie turbiny gazowe pracujące w stacjach przetłoczonych w Polsce działają w układach otwartych, w których spaliny odprowadzane bezpośrednio do atmosfery są źródłem znacznych strat egzergii. Na przykład, temperatura i strumień spalin z turbiny gazowej zainstalowanej w przetłoczni gazociągu tranzytowego Jamał-Europa wynoszą w warunkach ISO odpowiednio 543°C i $80,4\text{ kg/s}$. Rzeczywiste wartości temperatury i strumienia spalin zmieniają się w zależności od parametrów powietrza oraz chwilowego punktu pracy turbiny, wynikającego z obciążenia sprężarki. Niezależnie od tego, sprężanie gazu w stacji przetłocznej jest procesem, w którym mamy do czynienia z dużą ilością ciepła przekazywanego do otoczenia (ciepła odpadowego), przy czym parametry źródła ciepła świadczą o dostatecznie wysokim potencjale z punktu widzenia konwersji energii.

W ostatnim czasie wzrosło na świecie zainteresowanie instalacjami umożliwiającymi wykorzystanie ciepła odpadowego w stacjach przetłoczonych. W pracy Hedmana (2009) stwierdzono, że w 2009 r. w stacjach przetłoczonych na terenie USA i Kanady znajdowało się piętnaście systemów opartych na silniku cieplnym realizującym obieg Rankine'a z organicznym czynnikiem roboczym (ORC), przy czym dziewięć z nich zostało oddanych do użytku w ciągu ostatnich dwóch lat. Ponadto, ogłoszonych zostało dziesięć dodatkowych projektów z przewidywanymi terminami uruchomienia w ciągu dwóch lat. Federalna Komisja ds. Energetyki w USA przyjęła strategiczny plan przeprowadzenia studiów wykonalności systemów odzysku ciepła odpadowego dla wszystkich gazociągów międzystanowych podlegających działalności regulacyjnej Komisji do roku 2014 (Murrell, 2010).

W artykule Gutiérreza i Lópeza (2009) podano, że pierwsza instalacja w Europie rozpoczęła funkcjonowanie w 2009 w Almendralejo (Hiszpania). Wszystkie wyżej wymienione systemy wykorzystują gaz ziemny jako paliwo do skojarzonego wytwarzania pracy napędowej sprężarki gazu i energii elektrycznej, która jest dostarczana do sieci elektroenergetycznej.

2.2. STACJE PRZETŁOCZNE JAKO OBIEKT BADAŃ NAUKOWYCH

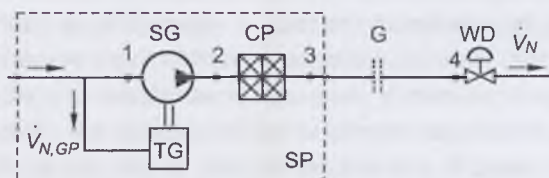
Stacje przetłoczone umieszcza się najczęściej w kontekście nurtu badawczego związanego z modelowaniem, symulacją i optymalizacją sieci gazowych. W zakresie modelowania, istotną kwestią jest poszukiwanie sposobów uwzględnienia równań opisujących parametry pracy stacji przetłoczonej w algorytmach symulacji i optymalizacji sieci gazowych, umożliwiającących ich efektywne rozwiązanie. W przypadku symulacji w stanach ustalonych, modelowaniu stacji przetłoczonych, jako elementu systemu przesyłu gazu, poświęcone są publikacje (Osiadacz, 1987), (Letniowski, 1993), (Wu i in., 2000) (Woldeyohannes i Majid, 2011). W przypadku symulacji w stanach nieustalonych, równania algebraiczne opisujące parametry pracy stacji przetłoczonej stanowią jedno z warunków brzegowych w zagadnieniach granicznych dla układów równań różniczkowych cząstkowych opisujących przepływy w gazociągach (Osiadacz, 1987), (Herty, 2007). W zakresie symulacji stacji przetłoczonych można wymienić prace (Botros i in., 1991), (Botros, 1994), (Kurz i Ohanian, 2003). Dziedzina optymalizacji obejmuje głównie minimalizację kosztów paliwa w stacjach przetłoczonych za pomocą zadań programowania nieliniowego (NLP) (Osiadacz, 1980), (Abbaspour i in., 2005, 2007), programowania mieszanego (MINLP) (Tabkhi i in., 2009), a także algorytmów genetycznych (Goldberg, 1989), (Sun i in., 2000), (Nguyen i Chan, 2006).

Drugim kierunkiem badawczym jest analizowane w tej pracy zagadnienie wykorzystania ciepła odpadowego w stacji przetłoczonej do produkcji energii elektrycznej. Obecnie, ten kierunek jest coraz intensywniej rozwijany, o czym świadczą niedawne publikacje (Leslie i in., 2009), (Gutiérrez i López, 2009), (Saavedra i in., 2010).

3. CHŁODZENIE GAZU NA WYJŚCIU STACJI PRZETŁOCZONEJ

Chłodzenie gazu na wyjściu stacji przetłoczonej jest pierwszym z dwóch omawianych w tej pracy procesów cieplnych zwiększających efektywność transportu gazu. Na rysunku 3.1 przedstawiono schemat blokowy stacji przetłoczonej.

Stacja składa się z turbosprężarki, tj. sprężarki gazowej (SG) napędzanej turbiną gazową (TG), oraz chłodnicy gazu, zazwyczaj w postaci chłodnicy powietrznej (CP). Sprężarki odśrodkowe napędzane turbinami gazowymi są aktualnie preferowaną technologią dla stacji przelotowych gazu. Typowa chłodnica gazu jest przeponowym wymiennikiem ciepła, w którym ciepło zawarte w strumieniu gazu jest przekazywane do strumienia powietrza. Natężenie strumienia powietrza jest najczęściej regulowane za pomocą zmian liczby włączonych wentylatorów, w zależności od aktualnego natężenia przepływu gazu przez stację przelotową.



Rys. 3.1. Schemat blokowy systemu przesyłu gazu: SG – sprężarka gazu, TG – turbina gazowa, CP – chłodnica powietrzna, SP – stacja przelotowa, G – gazociąg, WD – węzeł dostawy gazu, $\dot{V}_N$ – strumień objętości gazu, $\dot{V}_{N,GP}$ – strumień objętości gazu paliwowego

Fig. 3.1. Structure of the gas transmission system: SG – gas compressor, TG – gas turbine, CP – air cooler (after cooler), SP – compressor station, G – pipeline, WD – delivery node, $\dot{V}_N$ – gas volumetric flow rate, $\dot{V}_{N,GP}$ – fuel-gas volumetric flow rate

3.1. MODELE MATEMATYCZNE ELEMENTÓW SYSTEMU PRZESYŁU GAZU

Ocena efektywności chłodzenia gazu w stacji przelotowej zostanie przeprowadzona na podstawie sformułowanego w niniejszym podrozdziale modelu matematycznego systemu przesyłowego gazu. Model matematyczny systemu jest zbiorem równań zachowania masy, pędu i energii, opisujących procesy cieplne i hydrauliczne zachodzące w podstawowych obiektach systemu, tj. gazociągu i elementach stacji przelotowej. Założono, że system pracuje w stanie ustalonym, a zmiennymi zależnymi są wartości ciśnienia i temperatury gazu w poszczególnych węzłach systemu. Model stacji przelotowej powinien w szczególności umożliwić określenie z odpowiednią dokładnością sprawności sprężarek, turbin gazowych i chłodnic powietrza przy pełnym i częściowym obciążeniu maszyn.

Rozwiązanie modelu stacji przelotowej wymaga znajomości warunków brzegowych, którymi są wartości ciśnienia i temperatury gazu na wejściu stacji, ciśnienia i temperatury powietrza, natężenie przepływu gazu na wyjściu stacji, skład gazu i powietrza, a także zadane wartości parametrów sterujących maszyn i urządzeń stacji. Rezultatem obliczeń jest m.in. zużycie paliwa i pobór energii elektrycznej w elementach stacji.

W stanie ustalonym, warunkami brzegowymi dla modelu przepływu gazu w gazociągu są wartości ciśnienia, temperatury i natężenia przepływu gazu w węźle początkowym. Rezultatem obliczeń są wartości ciśnienia i temperatury gazu w węźle końcowym. Poniżej zostały przedstawione uproszczone modele matematyczne elementów systemu przesyłowego, opracowane na potrzeby obliczeń symulacyjnych w tej pracy, na podstawie danych literaturowych.

3.1.1. Sprężarka odśrodkowa

Model matematyczny sprężarki można sformułować opierając się na równaniach zachowania lub przy użyciu np. sieci neuronowych. Można wskazać przykłady prac, w których zaprezentowano rezultaty tego typu badań, odpowiednio dla sprężarki odśrodkowej (Jiang i in., 2006) i osiowej (Yu i in., 2007). Jednak ze względu na złożoność modeli oraz liczbę wymaganych danych wejściowych, w algorytmach symulacji i optymalizacji sieci gazowych powszechnie stosowane są modele wykorzystujące eksperymentalnie wyznaczone charakterystyki maszyn.

Charakterystyki sprężarek są zazwyczaj podawane we współrzędnych stopień sprężania oraz strumień objętości w warunkach rzeczywistych, bądź strumień zredukowany, z wykresami sprawności oraz prędkości obrotowej jako parametrami. Praktyczne aspekty różnych technik modelowania sprężarek na potrzeby algorytmów symulacji sieci gazowych zostały omówione w artykule Kurza i Ohaniana (2003). Wymagana moc sprężarki może być bezpośrednio wyznaczona na podstawie danych projektowych stacji przetłoczonej, tj.: składu gazu, parametrów na ssaniu (ciśnienie i temperatura) oraz ciśnienia tłoczenia. Oznaczając indeksem 1 parametry na ssaniu oraz indeksem 2 parametry na tłoczeniu, zgodnie z oznaczeniami na rys. 3.1, sprawność izentropową sprężarki możemy zapisać formułą

$$\eta_{is} = \frac{h(p_2, T_{2,is}) - h(p_1, T_1)}{h_2 - h_1} \quad (3.1)$$

Indeks 2,is oznacza stan termodynamiczny gazu na tłoczeniu, przy założeniu przemiany izentropowej podczas sprężania. W równaniu (3.1) pominięte zostały zmiany energii kinetycznej i potencjalnej pomiędzy strumieniem gazu na ssaniu i tłoczeniu. Wyrażenia w mianowniku i liczniku są wówczas odpowiednio pracą właściwą oraz pracą właściwą w procesie izentropowym. Pobór mocy przez sprężarkę wynosi

$$P = \frac{1}{\eta_m \eta_{is}} \rho_N \dot{V}_N [h(p_2, T_{2,is}) - h(p_1, T_1)] \quad (3.2)$$

Wymagana moc sprężarki określana jest na podstawie sprawności i pracy właściwej w procesie izentropowym. Temperaturę gazu na wyjściu sprężarki przy

przemianie izentropowej wyznacza się z równania stanu. W przypadku zmian entropii mamy następującą zależność termodynamiczną

$$ds = \frac{c_p}{T} dT - \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dp = c_p \frac{dT}{T} - R \left[z + T \left(\frac{\partial z}{\partial T} \right)_p \right] \frac{dp}{p} \quad (3.3)$$

Dla określonego równania stanu, dysponując parametrami gazu na ssaniu i przyjmując dla procesu izentropowego $ds = 0$, po scałkowaniu równania (3.3) otrzymujemy równanie umożliwiające określenie temperatury na tłoczeniu przy przemianie izentropowej $T_{2,1s}$. Przyrost entalpii gazu w sprężarce jest wyznaczany z ogólnej zależności termodynamicznej na zmiany entalpii

$$dh = c_p dT + \left[v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dp = c_p dT - \frac{RT^2}{p} \left(\frac{\partial z}{\partial T} \right)_p dp \quad (3.4)$$

Całkując równanie (3.4) dla stanu początkowego i końcowego układu odpowiadającego parametrom ssania i tłoczenia, a następnie podstawiając pracę właściwą $h_2 - h_1$, wyznaczoną z równania (3.1), otrzymujemy równanie umożliwiające określenie rzeczywistej temperatury gazu na tłoczeniu. W praktyce często przyjmuje się model gazu doskonałego do określenia parametrów gazu po sprężeniu i przedstawiona wyżej procedura znacznie się upraszcza. Systemy przesyłu gazu pracują jednak zazwyczaj przy ciśnieniu roboczym gazu od 4 do 12 MPa, co powoduje konieczność stosowania równań stanu opisujących model gazu rzeczywistego. W pracy Ransoma i in. (2007) przeprowadzono analizę wrażliwości modelu sprężarki na wybór równania stanu gazu. Badano wpływ modelu gazu na obliczoną moc sprężarki, przy czym porównywano model gazu doskonałego oraz modele gazu rzeczywistego: Redlich-Kwong-Soave, Peng-Robinson, Lee-Kesler-Plöcker oraz Benedict-Webb-Rubin-Starling. Autorzy wykazali, że przyjęcie modelu gazu doskonałego może prowadzić do znaczących błędów w obliczonych wartościach mocy, rzędu nawet kilkudziesięciu procent. Natomiast błędy w wartościach mocy uzyskanych przy zastosowaniu ww. równań stanu gazu rzeczywistego (mierzone wartością odchylenia standardowego) nie przekraczały 2%, co może być znaczącą wartością, z uwagi na to, że deklarowana przez producentów maszyn sprawność powinna być określana z niepewnością $\pm 1\%$ (Brun i Nored, 2006). Stan gazu oraz funkcje termodynamiczne entalpii i entropii zostały wyznaczone w niniejszej pracy na podstawie wirialnego równania stanu zgodnie z procedurą GERG-88 (ISO 12213-3:1997).

Równania (3.1) oraz (3.2) należy uzupełnić rodziną charakterystyk, opisujących sprawność sprężarki w funkcji prędkości obrotowej, oraz równaniami określającymi dopuszczalny zakres pracy sprężarki. Wygodnym sposobem na uwzględnienie charakterystyk w modelu sprężarki jest ich aproksymacja wielomianami. Podstawowymi wielkościami opisującymi pracę sprężarki jest prędkość

obrotowa N , strumień objętości gazu na wejściu sprężarki Q_1 , praca właściwa w procesie izentropowym $\Delta h_{is} = h(p_2, T_{2, is}) - h(p_1, T_1)$ oraz izentropowa sprawność sprężarki η_{is} . Aproksymację wielomianami przeprowadza się dla następujących wielkości, wynikających z równań podobieństwa dynamicznego: H_{is}/N^2 , $\dot{V}_1/N$ oraz η_{is} (Gresh, 2001). Z reguły charakterystyki przybliżane są wielomianami drugiego stopnia bądź trzeciego stopnia (Walton, 1986), (Percell i in., 1987), (Wu i in., 2000), (Odom i Muster, 2009)

$$\frac{\Delta h_{is}}{N^2} = a_1 + a_2 \left(\frac{\dot{V}_1}{N} \right) + a_3 \left(\frac{\dot{V}_1}{N} \right)^2 + a_4 \left(\frac{\dot{V}_1}{N} \right)^3 \quad (3.5)$$

$$\eta_{is} = a_5 + a_6 \left(\frac{\dot{V}_1}{N} \right) + a_7 \left(\frac{\dot{V}_1}{N} \right)^2 + a_8 \left(\frac{\dot{V}_1}{N} \right)^3 \quad (3.6)$$

Strumień objętości gazu na wejściu sprężarki wyznacza się z równania ciągłości

$$\dot{V}_1 = \frac{p_N}{p_1} \dot{V}_N = \frac{p_N}{p_1} z R T_1 \dot{V}_N \quad (3.7)$$

Dopuszczalny zakres pracy sprężarki wynika z ograniczeń na maksymalną i minimalną prędkość obrotową sprężarki, granicy niestabilnej pracy sprężarki spowodowanej pompazem oraz ograniczenia na maksymalną wydajność sprężarki

$$N_{\min} < N < N_{\max} \quad (3.8)$$

$$\left(\frac{\dot{V}_1}{N} \right)_{\min} < \frac{\dot{V}_1}{N} < \left(\frac{\dot{V}_1}{N} \right)_{\max} \quad (3.9)$$

Stałe $a_1 - a_8$ wyznacza się dla danej maszyny w oparciu o zbiór danych rzeczywistych.

3.1.2. Turbina gazowa

Wiele prac badawczych poświęcono modelowaniu turbin gazowych, w tym stosunkowo dokładnym modelom matematycznym w stanach nieustalonych (Kim i in., 2001), (Camporeale i in., 2006), (Chacartegui i in., 2011), charakterystykom statycznym turbin gazowych (Zhang i Cai, 2002), (Varbanov i in., 2004), (RTO, 2007). Warto także wymienić prace polskich autorów (Miller i in., 1998), (Chmielniak, 2005, 2008), (Badyda, 2010). Dostępnych jest również kilka komercyjnych pakietów oprogramowania, pozwalających na modelowanie turbin gazowych w zastosowaniach praktycznych, np. AspenTech (2011), GE Energy (2011), TU Delft (2011).

Generalnie, w zastosowaniach do napędu sprężarek w stacjach przetłocznych, stosowane są dwuwałowe turbiny, w których występują dwa moduły turbinowe

połączone przepływowo. Dzięki takiemu rozwiązaniu, turbina mocy, czyli moduł napędzający maszynę roboczą (sprężarkę gazu), może mieć różną prędkość obrotową od modułu napędzającego sprężarkę turbiny, nazywanego generatorem gazu. Dzięki temu zwiększa się elastyczność silnika przy zmiennym obciążeniu i zmiennej prędkości obrotowej sprężarki gazu.

Zużycie paliwa przez turbinę gazową oblicza się w następujący sposób

$$\dot{V}_{N,GP} = \frac{P}{\eta \rho_N W_d} \quad (3.10)$$

gdzie $\dot{V}_{N,GP}$ jest strumieniem objętości gazu paliwowego w warunkach normalnych (m^3/s), η jest sprawnością turbiny gazowej.

Sprawność turbiny wyznacza się dla danych wartości mocy i prędkości obrotowej, wynikających z punktu pracy sprężarki gazu. Ogólnie, specyfikacja techniczna turbiny w zastosowaniach do napędu mechanicznego obejmuje: nominalną moc i sprawność w warunkach ISO (ciśnienie i temperatura otoczenia odpowiednio 101,325 kPa oraz 15°C), prędkość obrotową, rodzaj paliwa, spręż., temperaturę i strumień masy spalin, emisję NO_x . Istnieje konieczność uwzględnienia poprawek na sprawność turbiny w rzeczywistych warunkach pracy (warunki projektowe), ze względu na wartości wysokości bezwzględnej i temperatury w miejscu instalacji turbiny innych niż warunki ISO. Ponadto, wprowadza się poprawki ze względu na pracę turbiny przy częściowym obciążeniu oraz pracę z prędkością obrotową różną od prędkości projektowej.

Zmiany temperatury otoczenia powodują zmianę mocy, prędkości obrotowej, oraz sprawności turbiny. Poprawki ze względu na temperaturę otoczenia mogą mieć następującą postać:

$$\bar{P} = a_1 \bar{T} + a_2 \bar{T}^2 + a_3 \bar{T}^3 \quad (3.11)$$

$$\bar{N} = a_4 \bar{T} + a_5 \bar{T}^2 + a_6 \bar{T}^3 \quad (3.12)$$

$$\bar{\eta} = a_7 \bar{T} + a_8 \bar{T}^2 + a_9 \bar{T}^3 \quad (3.13)$$

gdzie: $\bar{P} = P_p / P_n$

$$\bar{N} = N_p / N_n$$

$$\bar{\eta} = \eta_p / \eta_n$$

$$\bar{T} = T_0 / T_{0,ISO}$$

$$P_n = P(T_{0,ISO}), \quad N_n = N(T_{0,ISO}), \quad \eta_n = \eta(T_{0,ISO})$$

Według Zhang i Cai (2002) oraz Verbanova i in. (2004) zależność $\eta_p = \eta(T_0)$ jest liniowa.

Sprawność turbiny gazowej znacząco zmniejsza się przy częściowym obciążeniu maszyny. Wynika to z faktu, że efektywna moc turbiny jest różnicą pomię-

dzy mocą turbiny a mocą sprężarki powietrza, przy czym powszechnie wiadomo, że sprawność maszyn przepływowych przy częściowym obciążeniu silnie maleje. Poprawki ze względu na częściowe obciążenie turbiny mogą mieć następującą postać:

$$\bar{N} = a_{10}\bar{P} + a_{11}\bar{P}^2 + a_{12}\bar{P}^3 + a_{13}\bar{P}^4 \quad (3.14)$$

$$\bar{\eta} = a_{14}\bar{P} + a_{15}\bar{P}^2 + a_{16}\bar{P}^3 + a_{17}\bar{P}^4 \quad (3.15)$$

gdzie: $\bar{N} = N_{\text{opt}}/N_p$, $\bar{P} = P_{\text{max}}/P_p$, $\bar{\eta} = \eta_{\text{max}}/\eta_p$. Wartości N_{opt} , P_{max} i η_{max} oznaczają odpowiednio optymalną prędkość obrotową oraz maksymalną moc i sprawność przy częściowym obciążeniu turbiny. W przypadku turbiny napędzającej sprężarkę gazu (turbiny mocy), wartość prędkości obrotowej turbiny jest często różna od wartości optymalnej N_{opt} i wynika z aktualnego punktu pracy sprężarki gazu. Moc P i sprawność turbiny η ulegają zmniejszeniu w jednakowych proporcjach, przy czym równanie opisujące tę zależność jest następującej postaci (Kurz i Ohanian, 2003)

$$\bar{P} = \bar{\eta} = 2\bar{N} - \bar{N}^2 \quad (3.16)$$

gdzie: $\bar{P} = P/P_{\text{max}}$, $\bar{\eta} = \eta/\eta_{\text{max}}$, $\bar{N} = N/N_{\text{opt}}$. Wartości P i N oznaczają odpowiednio moc oraz prędkość obrotową turbiny (wynikają z punktu pracy sprężarki), natomiast wartość η jest sprawnością turbiny gazowej.

3.1.3. Chłodnica gazu

Model chłodnicy gazu pozwala określić temperaturę gazu na wyjściu stacji przetłoczonej. Efektem ubocznym sprężania gazu ziemnego jest wzrost jego temperatury, co zwiększa spadek ciśnienia wzdłuż gazociągu. W wyniku wyższej temperatury gazu, średnia objętość gazu w gazociągu zwiększa się, powodując wzrost prędkości przepływu i dodatkowy spadek ciśnienia w gazociągu. W celu ograniczenia niepożądanych skutków wzrostu temperatury gazu, na wyjściu stacji umieszcza się chłodnice gazu, zwykle z wykorzystaniem powietrza jako czynnika chłodzącego. Chłodzenie gazu na wyjściu stacji może być również niezbędne dla ochrony powłok izolacji przeciwwilgociowej rurociągów.

Chłodnice gazu są zwykle umieszczone za sprężarkami i stosuje się w nich kompaktowe, poziome wymienniki ciepła, o krzyżowym przepływie gazu i powietrza. W chłodnicach tych, przepływ powietrza chłodzącego odbywa się na zewnątrz wiązki ożebrowanych rur z przepływającym w środku gazem. Istnieją dwie znane metody projektowania wymienników ciepła: metoda oparta na średniej logarytmicznej różnicy temperatury i równaniu Pécleta, oraz metoda oparta na tzw. efektywności wymiennika ε -NTU. Na potrzeby analizy systemu przesyłu gazu w tej pracy, metoda ε -NTU (Kays i London, 1984), wydaje się bardziej odpowiednia,

ponieważ w prowadzonych rozważaniach głównym celem jest określenie strumienia ciepła i temperatury gazu na wyjściu chłodnicy.

W stanie ustalonym, równanie bilansu ciepła jest następujące

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{\max} = \rho_N \dot{V}_N (h_2 - h_3) \quad (3.17)$$

gdzie $\dot{Q}$ jest mocą cieplną wymiennika, określającą rzeczywisty strumień ciepła przekazanego między gazem a powietrzem chłodzącym (W), ε jest współczynnikiem efektywności (sprawności) wymiennika, $\dot{Q}_{\max}$ jest mocą cieplną nieskończenie wielkiego wymiennika, odpowiadającą maksymalnemu strumieniowi ciepła przekazywanego między gazem a powietrzem chłodzącym (W).

Maksymalny strumień ciepła może być wyznaczony na podstawie znanych wartości temperatury początkowej płynów wymieniających ciepło i ich strumieni masy

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} (T_{\text{gaz, we}} - T_{\text{powietrze, we}}) \quad (3.18)$$

gdzie $C_{\min}$ jest mniejszą z wartości strumienia pojemności cieplnej płynów (W/K), tzn. $C_{\min} = \min(\dot{m}_{\text{powietrze}} c_{p, \text{powietrze}}, \rho_N \dot{V}_N c_p)$.

Efektywność chłodzenia zależy od wymiarów geometrycznych wymiennika ciepła, w tym m.in. od konfiguracji przepływu. Chłodnice powietrza są wymiennikami krzyżowymi, w których strugi powietrza opływają okrągłe żebra i nie są prowadzone oddzielnie, tak jak w przypadku żeber płytowych. Formuły do określenia współczynnika efektywności dla tego typu wymiennika, podane w pracy Kaysa i Londona (1984), są następujące:

- przy strugach płynu o $C_{\max}$ nie prowadzonych oddzielnie i strugach płynu o $C_{\min}$ prowadzonych oddzielnie

$$\varepsilon = c^{-1} (1 - \exp\{-c[1 - \exp(-NTU)]\}) \quad (3.19)$$

- przy strugach płynu o $C_{\min}$ nie prowadzonych oddzielnie i strugach płynu o $C_{\max}$ prowadzonych oddzielnie

$$\varepsilon = 1 - \exp\{-c^{-1}[1 - \exp(-cNTU)]\} \quad (3.20)$$

gdzie c jest stosunkiem strumieni pojemności cieplnej, natomiast NTU jest tzw. liczbą przenikania ciepła, równą przyrostowi temperatury czynnika o mniejszym strumieniu pojemności cieplnej, przypadającemu na każdy stopień średniej różnicy temperatury między płynami (Kalinowski, 1995).

W równaniach (3.18)–(3.20) przyjęto założenie upraszczające stałych strumieni pojemności cieplnej płynów. Liczba przenikania ciepła i stosunek strumieni pojemności cieplnej są równe odpowiednio $NTU = UA/C_{\min}$ i $c = C_{\min}/C_{\max}$, gdzie U jest współczynnikiem przenikania ciepła odniesionym do powierzchni po stronie powietrza (W/(m²·K)), A jest całkowitą powierzchnią wymiany ciepła po stronie powietrza (powierzchnia żeber i niezakryte żebrami elementy powierzchni

rur, w których żebra te są osadzone) (m^2), $C_{\max}$ jest większą z wartości strumienia pojemności cieplnej płynów (W/K), tzn. $C_{\max} = \max(\dot{m}_{\text{powietrze}} c_{p,\text{powietrze}}, \rho_N \dot{V}_N c_p)$. Współczynnik przenikania ciepła odniesiony do powierzchni po stronie powietrza jest wyznaczany z zależności (Incropera i DeWitt, 2001)

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_{\text{gaz}} (A_{\text{gaz}}/A)} + AR + \frac{1}{\eta_o \alpha_{\text{powietrze}}} \quad (3.21)$$

gdzie A_{gaz} jest powierzchnią wymiany ciepła po stronie gazu, (m^2), η_o jest sprawnością powierzchni żebrowanej, α_{gaz} i $\alpha_{\text{powietrze}}$ są współczynnikami przejmowania, odpowiednio po stronie gazu i powietrza.

Sprawność powierzchni żebrowanej określa się z zależności

$$\eta_o = 1 - \frac{A_z}{A} (1 - \eta_z) \quad (3.22)$$

gdzie A_z jest zewnętrzną powierzchnią samych żeber (m^2), η_z jest sprawnością żeber.

Dane dotyczące sprawności żeber, wymiarów geometrycznych chłodnicy, oraz wartości współczynników przenikania dla warunków projektowych dostępne są zazwyczaj w specyfikacji technicznej chłodnicy. Wartości współczynników przenikania dla dowolnych warunków pracy chłodnicy można określić na podstawie danych literaturowych, np. (Incropera i DeWitt, 2001), (Annaratone, 2010).

Wyznaczenie temperatury gazu na wyjściu chłodnicy odbywa się, całkując równanie (3.4) dla stanów początkowego i końcowego układu odpowiadających parametrom na wejściu i wyjściu chłodnicy, przyjmując różnicę entalpii $h_2 - h_3$, wyznaczoną z równania (3.17).

W przypadku zmian obciążenia chłodnicy i związanych z tym zmian prędkości obrotowej wentylatora, podstawowe wielkości opisujące pracę wentylatora można wyznaczyć z równań podobieństwa dynamicznego. Zakładając, że chłodnice posiadają stały kąt nachylenia łopatek wentylatora, co jest typowym rozwiązaniem w przypadku powietrznych chłodnic gazu (Mohitpour i in., 2003), prędkość wentylatora w nowym punkcie pracy otrzymuje się z równania

$$N_{CP} = N_{CP,p} \frac{\dot{m}_{\text{powietrze}}}{\dot{m}_{\text{powietrze,p}}} \frac{T_{\text{powietrze}}}{T_{\text{powietrze,p}}} \quad (3.23)$$

Wymagana moc silnika dla nowej prędkości obrotowej wentylatora jest określana na podstawie następującej zależności

$$P_{CP} = P_{CP,p} \left(\frac{N_{CP}}{N_{CP,p}} \right)^3 \frac{T_{\text{powietrze,p}}}{T_{\text{powietrze}}} \quad (3.24)$$

W równaniach (3.23) i (3.24) indeks p oznacza wartość w warunkach projektowych, przy założeniu tych samych współczynników sprawności.

3.1.4. Gazociąg

Systemy przesyłu gazu składają się z szeregowo połączonych gazociągów o średnicy nominalnej w zakresie 600÷1400 mm oraz stacji przetłoczeniowych, rozmieszczonych co 100÷140 km wzdłuż gazociągów. Proporcje wymiarów geometrycznych powodują, że modele przepływu w gazociągach są wyłącznie modelami przepływu jednowymiarowego.

Modele matematyczne stosowane w algorytmach symulacji sieci gazowych są zwykle modelami w stanach nieustalonych w celu uwzględnienia akumulacji gazu w systemie. Jednak wiele problemów związanych z projektowaniem rozwiązuje się, używając modeli stanu ustalonego, najczęściej w postaci uproszczonych równań algebraicznych, opisujących spadek ciśnienia w rurociągu w funkcji strumienia objętości gazu w warunkach normalnych.

W ostatnich latach dokładność modelowania przepływu gazu w gazociągach znacząco wzrosła, dzięki modelom nieizotermicznym, pozwalającym na określenie profilu zmian temperatury wzdłuż gazociągu. W pracy (Osiadacz i Chaczykowski, 2001) przedstawiono porównanie izotermicznych i nieizotermicznych modeli przepływu gazu w gazociągu. W modelu nieizotermicznym przyjęto uproszczoną formę równania zachowania energii, ze stałą wartością współczynnika ściśliwości i członem reprezentującym wymianę ciepła z otoczeniem bez uwzględnienia akumulacji ciepła w gruncie. Wykazano, że istnieje znacząca różnica w profilach zmian ciśnienia wzdłuż gazociągu między modelem izotermicznym i nieizotermicznym.

Praktyczne aspekty różnych technik modelowania procesów wymiany ciepła w gruncie otaczającym gazociąg zostały omówione przez Modisetego (2002). Autor stwierdził, że w celu uzyskania poprawnych wartości temperatury gazu w gazociągu, nieizotermiczne modele przepływu powinny uwzględniać zjawisko akumulacji ciepła w gruncie otaczającym gazociąg.

W artykule (Chaczykowski, 2003) porównano profile zmian ciśnienia wzdłuż gazociągu uzyskane przy zastosowaniu modelu izotermicznego i nieizotermicznego w stanie ustalonym, z uwzględnieniem modelu gazu rzeczywistego. Stwierdzono znaczący wpływ odchylenia gazu rzeczywistego od właściwości gazu doskonałego na profil zmian temperatury w gazociągu.

Nieizotermiczny przepływ gazu w stanie nieustalonym badali niedawno Abaspour i Chapman (2008). Autorzy analizowali przepływ gazu w gazociągu, uwzględniając model gazu rzeczywistego oraz uproszczony model wymiany ciepła, w którym założono ustalony proces wymiany ciepła między gazem o otoczeniem gazociągu. Badania potwierdziły znaczące różnice w wartościach przepływu uzyskane przy zastosowaniu modelu izotermicznego i nieizotermicznego.

W artykule (Chaczykowski, 2010) badano wpływ modelu wymiany ciepła oraz efektów wykazywanych przez gaz rzeczywisty na wyniki obliczeń ciśnienia,

temperatury, strumienia objętości oraz ilości gazu w gazociągu w stanie nieustalonym. Stwierdzono potrzebę uwzględniania akumulacji ciepła w gruncie oraz konieczność stosowania modelu gazu rzeczywistego w opisie termodynamicznym przepływu gazu w gazociągu.

Podstawowe równania opisujące jednowymiarowy, nieizotermiczny przepływ gazu w stanie ustalonym wynikają z równań zachowania masy, pędu i energii (Shapiro, 1953)

$$\frac{d}{dx}(\rho w) = 0 \quad (3.25)$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} + w \frac{dw}{dx} = -\frac{\lambda w |w|}{2D} - g \sin \alpha \quad (3.26)$$

$$\rho w \frac{d}{dx} \left(h + \frac{w^2}{2} \right) = -\frac{4U}{D} (T - T_{\text{grunt}}) - \rho w g \sin \alpha \quad (3.27)$$

Układ równań (3.25)–(3.27) jest układem trzech równań różniczkowych zwyczajnych z czterema zmiennymi zależnymi: ciśnieniem, gęstością, temperaturą oraz prędkością gazu. Powyższe równania zachowania, uzupełnione równaniem stanu gazu, tworzą zamknięty układ równań.

Bialecki i Kruczek (1996) przedstawili rozwiązanie układu równań (3.25)–(3.27) opisującego nieizotermiczny, ustalony przepływ pary w rurociągu, z równaniem stanu gazu rzeczywistego w postaci jawnej ze względu na objętość właściwą.

W pracy (Chaczykowski i in., 2011) przedstawiono nieizotermiczny model przepływu gazu, w którym równaniem stanu gazu zamykającym układ równań zachowania było równanie wirialne postaci

$$z = 1 + B\rho_m + C\rho_m^2 \quad (3.28)$$

gdzie ρ_m jest gęstością molową, B i C są odpowiednio drugim i trzecim współczynnikiem wirialnym. Uzyskane równania pozwalające na wyznaczenie profili zmian ciśnienia i temperatury wzdłuż gazociągu są następujące

$$\frac{dp}{dx} = \frac{2p\lambda w |w| (c_v + RT^2 z Z_{T,p} Z_{T,p} + w^2 Z_{T,p}) - 4UzRTw(T - T_{\text{grunt}}) Z_{T,p}}{pDc_v w^2 Z_{p,T} - zRTD(c_v + RT^2 z Z_{T,p} Z_{T,p})} \quad (3.29)$$

$$\frac{dT}{dx} = \frac{dp}{dx} \left(\frac{Z_{p,T}}{Z_{T,p}} - \frac{zRT}{p w^2 Z_{T,p}} \right) - \frac{2\lambda |w|}{D w Z_{T,p}} \quad (3.30)$$

$$\text{gdzie: } Z_{p,T} = \left[\frac{1}{p} - \frac{1}{z} \left(\frac{\partial z}{\partial p} \right)_T \right], \quad Z_{T,p} = \left[\frac{1}{T} + \frac{1}{z} \left(\frac{\partial z}{\partial T} \right)_p \right], \quad Z_{T,p} = \left[\frac{1}{T} + \frac{1}{z} \left(\frac{\partial z}{\partial T} \right)_p \right].$$

W powyższych równaniach prędkość gazu (w) zostaje zastąpiona strumieniem objętości gazu w warunkach normalnych ($\dot{V}_N$), ponieważ jest to wielkość podlegająca pomiarom podczas rozliczeń między kontrahentami w przemyśle gazowniczym

$$w = \frac{\rho_N \dot{V}_N z RT}{p A} \quad (3.31)$$

Równania będące pochodnymi współczynnika ściśliwości po ciśnieniu i temperaturze, przy założeniu, że szereg równania wirialnego jest ograniczony do trzeciego współczynnika są postaci (Chaczykowski, 2009)

$$\left(\frac{\partial z}{\partial p}\right)_T = \frac{B}{RT} + \frac{2(C - B^2)}{(RT)^2} p \quad (3.32)$$

$$\left(\frac{\partial z}{\partial T}\right)_p = \frac{p}{RT} \left(\frac{dB}{dT} - \frac{B}{T}\right) + \frac{p^2}{(RT)^2} \left(\frac{dC}{dT} - 2B \frac{dB}{dT}\right) + \frac{2p^2}{R^2 T^3} (B^2 - C) \quad (3.33)$$

$$\left(\frac{\partial z}{\partial T}\right)_p = \frac{p}{zRT} \frac{dB}{dT} + \frac{p^2}{(zRT)^2} \frac{dC}{dT} \quad (3.34)$$

W niniejszej pracy wartości współczynników wirialnych wyznaczono metodą GERG-88 (ISO 12213-3:1997). Metoda ta jest szeroko stosowana do obliczeń współczynnika ściśliwości na potrzeby pomiarów rozliczeniowych przez operatorów systemów przesyłowych gazu w Europie, w tym także przez operatora gazociągu Jamal-Europa, przedstawionego w przykładzie w dalszej części tego rozdziału. Późniejszy model, GERG 2004 (Kunz i in., 2007) wykorzystuje wysokiej dokładności referencyjne równania stanu dla każdego składnika gazu ziemnego i szereg innych równań korelacyjnych opracowanych z danych eksperymentalnych dla wielu mieszanin dwuskładnikowych. Referencyjne równania stanu stosowane w modelu są równaniami jawnymi ze względu na energię swobodną Helmholtza, a nie współczynnik ściśliwości, jak to ma miejsce w metodach GERG-88 (ISO 12213-3:1997) oraz AGA-8 (1992), opartych na wirialnym równaniu stanu. Model GERG 2004 pozwala określić parametry stanu i funkcje termodynamiczne gazu z większą dokładnością, jednak niedogodnością tej metody, w porównaniu z metodą GERG-88, jest konieczność znajomości pełnego składu gazu, którego wyznaczenie może być kosztowne finansowo (instalacja odpowiedniej liczby chromatografów procesowych w systemie) lub kosztowne w sensie nakładu obliczeniowego w przypadku symulacji systemów gazowniczych dużej skali.

Szczegółową analizę wrażliwości nieustalonego, nieizotermicznego modelu przepływu gazu w gazociągu na wybór równania stanu przeprowadzono w pracy Chaczykowski (2009b). Porównywano modele gazu rzeczywistego: Benedict-

-Webb-Rubin, Soave-Redlich-Kwong, AGA-8 oraz GERG-88. Wyniki porównania wartości parametrów przepływu pokazały stosunkowo niewielki wpływ rodzaju zastosowanego równania stanu na wyniki symulacji systemu przesyłowego gazu. Wyjątek stanowiły rezultaty obliczeń masy gazu akumulowanego w systemie. Stwierdzono również, że postać równania stanu może być czynnikiem wpływającym np. na funkcjonowanie systemów wykrywania nieszczelności opartych na metodach bilansowych (Osiańczak i Chaczykowski, 1998).

3.2. ANALIZA TERMODYNAMICZNA SYSTEMU PRZESYŁU GAZU W ASPEKCIE CHŁODZENIA GAZU W STACJI PRZETŁOCZNEJ

Celem analizy termodynamicznej przeprowadzonej w niniejszym rozdziale jest oszacowanie strat termodynamicznych spowodowanych przez nieodwracalność procesów cieplno-przepływowych w systemie przesyłu gazu. W stacjach przetłoczonych wykorzystywane są dwie postaci energii – chemiczna gazu i elektryczna, ponieważ turbiny gazowe do napędu sprężarek zasilane są gazem ziemnym jako paliwem, natomiast chłodnice gazu są chłodnicami powietrznymi, w których do napędu wentylatorów stosowane są silniki elektryczne. W związku z wykorzystaniem dwóch postaci energii, wymagana jest pewna wspólna „metryka”, która mogłaby posłużyć jako kryterium oceny efektywności energetycznej. Taką wielkością jest egzergia, która charakteryzuje energię pod względem jakościowym. Analiza egzergetyczna jest metodyką wykrywania i oceny przyczyn niedoskonałości termodynamicznej procesów, która jest z powodzeniem stosowana do analizy procesów konwersji energii (Szargut i Ziębik, 1998), (Dincer i Rosen, 2007). Opierając się na bilansie egzergii przeprowadzono w niniejszym rozdziale analizę strat egzergii w elementach systemu przesyłowego.

W pracy Harrisona i Deana (1978) analizowano straty egzergii w dwufazowym przepływie pary i wody z odwiertu geotermalnego do siłowni parowej. Zdaniem autorów, zmiany egzergii, wyrażone jako stosunek egzergii fizycznej strumienia w węźle początkowym rurociągu do egzergii fizycznej strumienia w węźle końcowym, są w tym przypadku bardziej użytecznym wskaźnikiem do oceny strat hydraulicznych niż spadek ciśnienia, ponieważ w bezpośredni sposób informują o spadku mocy siłowni.

W pracy Wolneberg i Ertesvåga (2008) analiza egzergetyczna posłużyła do oceny efektywności energetycznej różnych konfiguracji tłoczni gazu na platformie wiertniczej. Porównywano różne warianty zasilania sprężarek gazu, napędzanych zarówno turbinami gazowymi, jak i silnikami elektrycznymi, przy czym turbiny gazowe zainstalowane na platformie pracują w układzie skojarzonego wytwarzania pracy napędowej sprężarek i ciepła do procesów rafineryjnych. Rezultatem przedstawionych wariantów zasilania były różne postaci energii na wej-

ściu i wyjściu układu, związane z paliwami, pracą mechaniczną, energią elektryczną, parą do procesów rafineryjnych, dlatego jako kryterium porównania wariantów zastosowano sprawność egzergetyczną.

Analiza egzergetyczna systemu przesyłu gazu została przeprowadzona w pracy Evenko (1997). Sformułowano bilans egzergii dla pojedynczego odcinka gazociągu, a następnie szacowano straty egzergii w systemie przesyłu gazu i zestawiono je ze stratami w systemie elektroenergetycznym o porównywalnej drodze przesyłu. W pracy przyjęto założenie upraszczające modelu gazu doskonałego w obliczeniach egzergii fizycznej gazu ziemnego.

W niniejszej pracy, bilans egzergii przeprowadzony na potrzeby analizy termodynamicznej systemu przesyłowego gazu zawiera bardziej szczegółowy opis procesów cieplno-przepływowych w systemie, dzięki: (i) zastosowaniu modelu gazu rzeczywistego, uwzględniającego zmiany współczynnika ściśliwości, entalpii i entropii w funkcji ciśnienia, temperatury i składu gazu, (ii) opisowi przepływu gazu w gazociągu modelem nieizotermicznym, (iii) uwzględnieniu sprawności zespołu turbosprężarki w warunkach innych niż projektowe, tzn. biorąc pod uwagę wpływ zmian prędkości obrotowej sprężarki gazu na jej sprawność, oraz wpływ zmian temperatury otoczenia, obciążenia i prędkości obrotowej na sprawność turbiny. Analizę przeprowadzono dla odcinka systemu przesyłowego składającego się z dwóch podstawowych elementów: stacji przetłoczonej i gazociągu przesyłowego. Traktując wspomniane elementy jako pewien bazowy moduł, dowolny system przesyłowy będzie stanowił kombinację szeregowo połączonych tego typu modułów.

3.2.1. Bilans egzergii w systemie przesyłu gazu

Ocenę efektywności metod konwersji energii w systemach energetycznych, a także szczegółową ocenę sprawności maszyn i urządzeń w procesach technologicznych, wygodnie jest prowadzić na gruncie II zasady termodynamiki i wynikającej z niej analizy egzergetycznej oraz metody minimalizacji entropii. Wynika to z faktu, że ilość generowanej entropii jest miarą nieodwracalności procesów, która jest źródłem strat termodynamicznych w systemach energetycznych, instalacjach procesowych itp. Powszechnie uważa się, że do oceny niedoskonałości termodynamicznej należy stosować funkcję egzergii, której bilans pozwala na oszacowanie nieodwracalności procesów związanych z generacją entropii, wykonywaniem pracy oraz wymianą ciepła i masy.

Bilans egzergii w stanie ustalonym dla systemu przesyłu gazu pokazanego na rys. 3.1 jest w formie bilansu egzergii dla systemu otwartego

$$E_Q - E_W + E_{we} - E_{wy} - \Delta E = 0 \quad (3.35)$$

gdzie E_Q jest egzergią źródeł ciepła (J), E_W jest pracą mechaniczną i elektryczną wykonaną przez układ (J), E_{we} , E_{wy} są egzergiami substancji odpowiednio do-

prowadzonych do układu i wyprowadzonych z układu (J), ΔE jest stratą egzergii w systemie (J).

Poszczególne składniki bilansu w odniesieniu do systemu przesyłu gazu w formie strumieni egzergii są następujące

$$\dot{E}_Q = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q} \quad (3.36)$$

$$\dot{E}_{H'} = P \quad (3.37)$$

$$\dot{E}_{we} - \dot{E}_{wy} = \sum [(\rho_N \dot{V}_N)_i e_i]_{we} - \sum [(\rho_N \dot{V}_N)_i e_i]_{wy} \quad (3.38)$$

gdzie $\dot{Q}$ jest strumieniem ciepła przez powierzchnię kontrolną układu (W), P jest mocą mechaniczną i elektryczną wymienioną przez układ (W), e jest egzergią właściwą strumienia gazu (J/kg), która jest określona zależnością

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{w^2}{2} + gz + e^{CH} \quad (3.39)$$

gdzie e^{CH} jest egzergią chemiczną gazu ziemnego (J/kg).

Indeks 0 oznacza wartość funkcji w stanie odniesienia, którym są parametry otoczenia układu. Konwencja znaków w równaniu (3.35) jest taka, że strumień ciepła oddanego przez układ i praca dostarczona do układu są ujemne.

Oprócz strat egzergii związanych z odprowadzeniem do otoczenia spalin z turbiny gazowej, straty egzergii w systemie przesyłu gazu wiążą się głównie z tarciem podczas przepływu gazu w gazociągu, oraz nieodwracalnym przepływem ciepła w chłodnicy gazu, gazociągu i maszynach przepływowych w stacji przetłoczonej. W wielu przypadkach straty egzergii wygodnie jest szacować nie według przyczyn, lecz według miejsc występowania. W niniejszej pracy, klasyfikację strat egzergii przeprowadzono, opierając się na kryterium przynależności do poszczególnych elementów systemu przesyłowego. W ten sposób otrzymano cztery kategorie, związane z: turbiną gazową, sprężarką, chłodnicą gazu i gazociągiem.

Informację o wielkości dyssypacji energii w sprężarce gazu dostarczają nam wartości sprawności izentropowej i mechanicznej sprężarki. Dysponując danymi producenta maszyny w postaci charakterystyk, straty egzergii w sprężarce możemy wyrazić

$$\Delta \dot{E}_{SG} = P_{SG} (1 - \eta_{is} \eta_m) \quad (3.40)$$

Zakładając, że zapotrzebowanie energii przez urządzenia pomocnicze jest pomijalne w porównaniu z mocą turbokompresorów, straty egzergii w turbinie możemy zapisać

$$\Delta \dot{E}_{TG} = \rho_N \dot{V}_{N,GP} e_{GP} - P_{SG} \quad (3.41)$$

gdzie e_{GP} jest egzergią właściwą strumienia gazu paliwowego (J/kg).

W równaniu (3.41) przyjęto egzergię strumienia gazu z uwzględnieniem egzergii fizycznej i chemicznej, ponieważ użyteczna praca napędowa turbiny wykorzystywana jest z wykorzystaniem gazu paliwowego o parametrach (ciśnieniu i temperaturze) w węźle wejściowym stacji przetłoczonej. W związku z pomijalnie małą wartością energii potencjalnej gazu, zakładając dodatkowo zaniedbywalną wartość energii kinetycznej strumienia gazu paliwowego, otrzymujemy

$$e_{GP} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + e^{CH} \quad (3.42)$$

Jako paliwo węglowodorowe, gaz ziemny zawiera wiele składników. Egzergię chemiczną poszczególnych składników gazu można określić na podstawie danych literaturowych. Te dane są zamieszczane dla stanu odniesienia 101,325 kPa i 25°C, dla określonych wartości wilgotności względnej, dlatego powinny być skorygowane dla warunków otoczenia, w których są eksploatowane gazociągi. Egzergia chemiczna węglowodorów jest malejącą funkcją zarówno temperatury, jak i wilgotności, przy czym zmiany egzergii ze względu na różne warunki otoczenia mogą być znaczące (Ertesvåg, 2007). Formuła, pozwalająca na określenie egzergii chemicznej paliwa dla niestandardowych warunków otoczenia, określonych przez wartości ciśnienia i temperatury (p_0 , T_0), wyprowadzona w pracy Zanchiniego i Terlizese (2009) jest następująca

$$\begin{aligned} e_i^{CH}(p_0, T_0) = & \Delta G_i(p_{ref}, T_{ref}) - [\Delta H_i(p_{ref}, T_{ref}) - \Delta G_i(p_{ref}, T_{ref})] \left(\frac{T_0}{T_{ref}} - 1 \right) + \\ & - \sum_j v_j \left[c_{p,j}(T_{ref} - T_0) + T_0 \left(c_{p,j} \ln \frac{T_0}{T_{ref}} - R \ln \frac{p_0}{p_{ref}} \right) \right] + \\ & + RT_0 \sum_{j \neq F} v_j \ln \frac{p_{j,0}}{p_0} \end{aligned} \quad (3.43)$$

gdzie ΔG i ΔH są odpowiednio: normalną swobodną energią i entalpią tworzenia składników gazu ziemnego, p_{ref} jest ciśnieniem odniesienia (101,325 kPa), T_{ref} jest temperaturą odniesienia (25°C), v_j jest współczynnikiem stechiometrycznym j -tego składnika w reakcji spalania paliwa z tlenem $C_xH_y + (x+y/4) O_2 \rightarrow xCO_2 + y/2 H_2O$ (ujemnym, jeśli j -ty składnik jest reagentem, dodatnim, jeśli j -ty składnik jest produktem reakcji), $p_{j,0}$ jest ciśnieniem cząstkowym w atmosferze, $j \neq F$ oznacza indeksy współreagenta (O_2) i produktów (CO_2 i H_2O). W równaniu (3.43) przyjęto założenie, że paliwo, tlen i produkty reakcji są gazami doskonałymi, jednak jest to założenie zgodne z najczęściej przyjętą konwencją w tablicach normalnej swobodnej entalpii tworzenia.

Egzergia chemiczna pojedynczych składników gazu obecnych w atmosferze jest obliczana następująco

$$e_i^{CH} = -RT_0 \ln x_i \quad (3.44)$$

Egzergia chemiczna gazu ziemnego jako mieszaniny

$$e^{\text{CH}} = \sum_i x_i e_i^{\text{CH}} + RT_0 \sum_i x_i \ln x_i \quad (3.45)$$

gdzie e_i^{CH} są otrzymywane z równania (3.43) lub z równania (3.44). Ostatni człon równania (3.45) reprezentuje zmniejszenie egzergii związane z procesem mieszania składników paliwa.

Szargut (2007) podaje przydatną w praktyce inżynierskiej, przybliżoną metodę wyznaczania egzergii chemicznej paliw organicznych, w której $e^{\text{CH}} = aW_d$, gdzie współczynnik a dla gazu ziemnego wynosi 1,04, W_d jest wartością opalową paliwa. Uproszczony sposób liczenia egzergii chemicznej paliwa zastosowano w pracy (Chaczykowski, 2009a), natomiast w pracy (Chaczykowski i in., 2011) porównano wyniki obliczeń strat egzergii w systemie przesyłowym uzyskane przy zastosowaniu uproszczonej metody obliczania egzergii chemicznej gazu z wynikami uzyskanymi, stosując metodę dokładną (równanie (3.43)). Rezultaty porównania świadczą o możliwości stosowania uproszczonej metody na potrzeby obliczeń inżynierskich.

Biorąc pod uwagę ciśnienie i temperaturę gazu paliwowego dla turbiny, odpowiadające parametrom na wejściu stacji przetłoczonej (parametrom na ssaniu), egzergia strumienia paliwa jest obliczana z równania (3.46), podstawiając egzergię chemiczną mieszaniny gazu ziemnego wyznaczaną z równania (3.45)

$$e_{\text{GP}}(T, p) = h(T, p) - h(T_0, p_0) - T_0 [s(T, p) - s(T_0, p_0)] + e^{\text{CH}}(T_0, p_0) \quad (3.46)$$

Określenie strat egzergii w chłodnicy gazu wymaga uwzględnienia pracy na pokonanie oporów hydraulicznych po stronie gazu i powietrza oraz strat egzergii związanych z wymianą ciepła. Przy założeniu, że moc wymagana do przetłoczenia gazu przez chłodnicę jest zaniedbywalna, straty egzergii w chłodnicy powietrza zapisujemy jako

$$\Delta \dot{E}_{\text{CP}} = - \left(1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{\text{powietrze}}} \right) \dot{Q} + P_{\text{CP}} + \rho_N \dot{V}_N \left[(h_2 - h_3) - T_0 (s_2 - s_3) + \left(\frac{w_2^2 - w_3^2}{2} \right) \right] \quad (3.47)$$

gdzie $\bar{T}_{\text{powietrze}}$ jest średnią temperaturą powietrza na wyjściu chłodnicy (K), P_{CP} jest mocą silników elektrycznych napędzających wentylatory w chłodnicy powietrza (W).

Zgodnie z konwencją znaków w równaniu (3.35), pierwszy człon po prawej stronie równania (3.47) jest ujemny, co wynika z mniejszych strat egzergii w przypadku, gdy ciepło z układu zwiększa egzergię zewnętrznego źródła ciepła, np. przy wykorzystaniu energii odpadowej. W przypadku chłodnicy powietrznej, zagospodarowanie ciepła przekazywanego do powietrza nie jest w praktyce realizowane, z uwagi na bardzo niską wartość jego entalpii. Przy-

rost egzergii czynnika chłodzącego jest więc traktowany jako strata egzergii, mimo że, co do zasady, chłodnica powietrzna nie jest elementem odpowiedzialnym za tę stratę, ponieważ odbywa się ona poza granicami układu. W celu uwzględnienia wszystkich strat towarzyszących procesowi chłodzenia gazu, a nie tylko tych w granicach układu związanego z chłodnicą, na potrzeby niniejszej analizy rozważano rozszerzony układ, który obejmuje otoczenie chłodnicy, tzn. temperatura na granicy układu jest równa temperaturze otoczenia T_0 , przy czym równanie wyrażające straty egzergii w chłodnicy powietrznej upraszcza się do postaci

$$\Delta \dot{E}_{CP} = P_{CP} + \rho_N \dot{V}_N \left[(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3) + \left(\frac{w_2^2 - w_3^2}{2} \right) \right] \quad (3.48)$$

Straty egzergii podczas adiabatycznego przepływu gazu w gazociągu można określić z równania (3.38). Bilans egzergii dla przepływu nieizotermicznego wymaga uwzględnienia dodatkowego członu reprezentującego zmiany egzergii związane z wymianą ciepła między gazem a otoczeniem gazociągu

$$\Delta \dot{E}_G = - \int \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{grunt}}} \right) \delta \dot{Q} + \rho_N \dot{V}_N \left[(h_3 - h_4) - T_0(s_3 - s_4) + \left(\frac{w_3^2 - w_4^2}{2} \right) + g(z_3 - z_4) \right] \quad (3.49)$$

gdzie T_{grunt} jest temperaturą gruntu (nie jest stała wzdłuż gazociągu) (K), $\delta \dot{Q}$ jest strumieniem ciepła przez powierzchnię gazociągu (W).

Ponownie rozważania dotyczą rozszerzonego układu, który odzwierciedla skutki nieodwracalności przepływu ciepła na zewnątrz gazociągu i równanie (3.49) ulega redukcji w celu uwzględnienia strat egzergii związanych z przepływem ciepła do otoczenia

$$\Delta \dot{E}_G = \rho_N \dot{V}_N \left[(h_3 - h_4) - T_0(s_3 - s_4) + \left(\frac{w_3^2 - w_4^2}{2} \right) + g(z_3 - z_4) \right] \quad (3.50)$$

3.2.2. Wskaźniki na potrzeby porównania efektywności przesylu gazu

Sposób określania efektywności procesów energetycznych w analizach opartych na II zasadzie termodynamiki zależy przede wszystkim od badanego systemu, wymaganych danych wejściowych, czasami również od koniecznego nakładu obliczeniowego (Rosen, 1999). Podstawowym wskaźnikiem w analizie egzergetycznej jest sprawność egzergetyczna, wynikająca bezpośrednio z bilansu egzergii. W ogólnym przypadku sprawność egzergetyczna procesu jest stosunkiem użytecznego efektu egzergetycznego (egzergii substancji, pracy mechanicznej lub elek-

trycznej) do zużycia egzergii napędowej (Szargut i Ziębik, 1998, 2006). W niniejszej pracy sprawność egzergetyczna określa relację strat egzergii w systemie przesyłowym do egzergii gazu ziemnego (jako surowca i paliwa) na wejściu systemu przesyłowego oraz egzergii napędowej

$$\eta_{\text{SPG}} = \frac{\dot{E}_{\text{wy}}}{\dot{E}_{\text{we}}} = 1 - \frac{\Delta \dot{E}}{\dot{E}_{\text{we}}} \quad (3.51)$$

Strumień egzergii gazu w węźle dostawy wynosi

$$\dot{E}_{\text{wy}} = \rho_N \dot{V}_N \left[(h_4 - h_0) - T_0 (s_4 - s_0) + e^{\text{ch}} \right] \quad (3.52)$$

Strumień egzergii gazu na wejściu do systemu i strumień egzergii napędowej chłodnicy gazu (założono, że jest on równy mocy elektrycznej dostarczanej do chłodnicy) wynoszą

$$\dot{E}_{\text{we}} = \rho_N (\dot{V}_N + \dot{V}_{N,\text{GP}}) \left[(h_1 - h_0) - T_0 (s_1 - s_0) + e^{\text{ch}} \right] + P_{\text{CP}} \quad (3.53)$$

W równaniach (3.52) i (3.53) przyjęto, że różnice energii kinetycznej i potencjalnej gazu w węźle początkowym systemu przesyłowego i w węźle dostawy gazu są pomijalne.

Jako alternatywę zaproponowano uproszczone podejście w celu zilustrowania efektywności procesu przesyłu gazu, opierając się na minimalizacji egzergii napędowej, wyrażonej jako suma strumienia egzergii paliwa dla turbiny i mocy elektrycznej do napędu wentylatorów w chłodnicy

$$\dot{E}_{\text{SPG}} = \rho_N \dot{V}_{N,\text{GP}} \left[(h_1 - h_0) - T_0 (s_1 - s_0) + e^{\text{ch}} \right] + P_{\text{CP}} \quad (3.54)$$

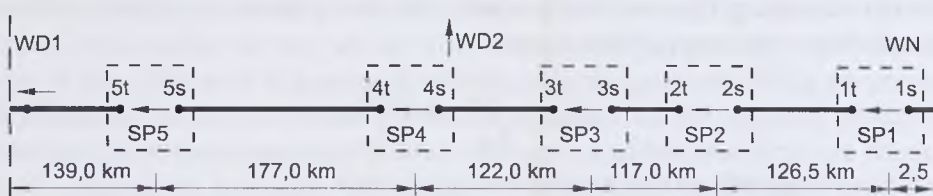
Wskaźnik ten jest analogiczny do zużycia paliwa, które jest powszechnie stosowane jako funkcja celu w zadaniach minimalizacji kosztów przesyłu gazu.

3.3. EFEKTYWNOŚĆ CHŁODZENIA GAZU W STACJI PRZETŁOCZNEJ NA PRZYKŁADZIE SYSTEMU PRZESYŁOWEGO JAMAŁ-EUROPA

W celu zilustrowania wpływu chłodzenia gazu w stacji przetłoczonej na efektywność energetyczną przesyłu gazu, w niniejszym podrozdziale przedstawiono wyniki analizy termodynamicznej gazociągu tranzytowego Jamał-Europa. Przedstawiona analiza ma również na celu pokazanie relacji między wartościami strat egzergii w poszczególnych elementach systemu przesyłowego i usystematyzowanie ich pod względem wielkości.

Na terenie Polski, omawiany system przesyłowy składa się z pięciu tłoczní, zlokalizowanych w Kondratkach, Zambrowie, Ciechanowie, Włocławku i Szamotułach oraz pięciu szeregowo połączonych gazociągów o średnicy nominal-

nej DN 1400, maksymalnym ciśnieniu roboczym MOP = 8,4 MPa i długości od 117 do 177 km (rys. 3.2).



Rys. 3.2. Schemat gazociągu tranzytowego Jamal-Europa na terytorium Polski: WN – węzeł nadawczy, WD1, WD2 – węzły odbiorcze, SP1–SP5 – oznaczenia stacji przetłoczeniowych, s – węzeł na ssaniu, t – węzeł na tłoczeniu

Fig. 3.2. Structure of the Yamal-Europe gas transmission system on Polish territory: WN – sending node, WD1, WD2 – delivery nodes, SP1–SP5 – denotes compressor stations, s – suction node, t – discharge node

Stacje przetłoczeniowe SP1 i SP4 posiadają po cztery dwustopniowe sprężarki odśrodkowe napędzane turbinami gazowymi, natomiast pozostałe stacje wyposażone są w trzy zespoły turbosprężarek. Jako regułę przyjęto założenie, że przynajmniej jedna maszyna w każdej ze stacji znajduje się w trybie czuwania. Nominalna moc turbin gazowych wynosi $P_n = 25,40$ MW, przy sprawności $\eta_n = 35,1\%$ i odpowiadającej jej prędkości obrotowej turbiny $N_n = 7700$ obr/min.

Za każdą turbosprężarką zainstalowano chłodnicę powietrzną gazu o powierzchni wymiany ciepła wynoszącej $A_{CP} = 36\,152$ m², z ośmioma wentylatorami o mocy $P_{CP,i} = 60$ kW i wydajności $\dot{m}_{\text{powietrze},i} = 167,0$ kg/s. Nominalna moc chłodnicy przy temperaturze powietrza 20°C wynosi 14 MW, przy następujących parametrach projektowych: ciśnienie gazu 8,45 MPa, przepływ gazu 1 950 000 m³/h. Wartość współczynnika przenikania ciepła chłodnicy dla warunków projektowych wg danych zawartych w specyfikacji technicznej producenta $U_{CP} = 39,0$ W/(m²·K) (podziałka żeber $n = 10$ żeber/cal, $A_z/A_{CP} = 0,954$).

Izotropową sprawność sprężarki w warunkach innych niż projektowe uzyskano z charakterystyki sprężarki, podanej w specyfikacji technicznej producenta. Przyjęto stałą wartość sprawności mechanicznej sprężarki $\eta_m = 98,5\%$. Rzeczywista sprawność turbiny w warunkach częściowego obciążenia została przybliżona za pomocą wielomianów aproksymujących zgodnie z procedurą przedstawioną w podrozdziale 3.1.2.

Paliwo dla turbin gazowych w stacjach przetłoczeniowych stanowi transportowany gaz ziemny o wartościach ciśnienia i temperatury w węźle wejściowym stacji. Obliczenia egzergii chemicznej gazu przeprowadzono na podstawie wartości opałowej, funkcji Gibbsa i ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu podanych w monografii (Wark, 1995). Udziały molowe składników gazu były następujące: 98,346% CH₄, 0,610% C₂H₆, 0,157% C₃H₈, 0,055% C₄H₁₀, 0,010% C₅H₁₂, 0,030% N₂, i 0,792% CO₂. Udziały molowe składników powietrza wynosiły:

77,183% N₂, 20,699% O₂, 0,923% Ar, 0,038% CO₂, 1,154% H₂O i 0,003% innych gazów. Odpowiada to względnej wilgotności powietrza 50%. Wartości temperatury i ciśnienia powietrza atmosferycznego przyjęto odpowiednio 20°C i 101,325 kPa.

Współczynnik oporów liniowych został wyznaczony ze wzoru Colebrooka-White'a (Colebrook, 1939)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2,0 \log \left(\frac{k}{3,7D} + \frac{2,51}{\text{Re}\sqrt{\lambda}} \right) \quad (3.55)$$

Często w modelach wykorzystuje się uproszczone korelacje eliminujące konieczność iteracyjnego obliczania współczynnika. Szczegółowe wyniki kalibracji współczynników modelu dla analizowanego gazociągu przedstawiono w pracy (Osiadacz i Chaczykowski, 2010b). Układ równań (3.29)–(3.30) stanowiący model przepływu gazu w gazociągu w stanie ustalonym rozwiązany został metodą Rungego-Kutty czwartego rzędu.

Przeprowadzona analiza obejmuje dwa przypadki prowadzenia ruchu systemu, odpowiadające pracy w warunkach bliskich pełnemu wykorzystaniu przepustowości gazociągu oraz w warunkach częściowego wykorzystania przepustowości gazociągu. W pierwszym przypadku wszystkie stacje przetłoczone są włączone, natomiast w drugim przypadku pracują jedynie dwie stacje przetłoczone – w Kondratkach i we Włocławku, oznaczone na rys. 3.2 odpowiednio symbolami SP1 i SP4.

3.3.1. Straty energii w systemie przy pełnym wykorzystaniu przepustowości układu

Obliczenia strat energii w elementach systemu przesyłowego przeprowadzono dla dwóch wariantów pracy stacji przetłoczonych: z wyłączonymi i włączonymi chłodnicami gazu na wyjściu stacji.

Dane wejściowe dotyczące parametrów pracy systemu przy pełnym wykorzystaniu przepustowości gazociągu przedstawiono w tabelicy 3.1.

Tabela 3.1. Dane wejściowe do symulacji systemu przesyłowego przy pełnym wykorzystaniu przepustowości układu

Table 3.1. Input data for the simulation of the gas transmission system under full-capacity condition

Element	Parametr	Wartość
WN	Ciśnienie	6,10 MPa
	Temperatura	10,5°C
WD1	Pobór	$\dot{V}_{N,WD1} = 3,9 \times 10^6 \text{ m}^3/\text{h}$
	Minimalne ciśnienie	5,75 MPa
WD2	Pobór	$\dot{V}_{N,WD2} = 0,2 \times 10^6 \text{ m}^3/\text{h}$
	Minimalne ciśnienie	5,75 MPa
SP1–SP5	Ciśnienie tłoczenia	8,40 MPa

Tablica 3.2. Wyniki obliczeń parametrów systemu przesyłowego przy pełnym wykorzystaniu przepustowości układu
 Table 3.2. Calculation results of the parameters of the gas transmission system under full-capacity conditions

Parametr	Węzeł											Wariant pracy ^{a)}
	WDI	SP5t	SP5s	SP4t	SP4s	SP3t	SP3s	SP2t	SP2s	SP1t	SP1s	
p (MPa)	5.75	7.72	6.00	8.35	6.59	8.35	6.65	8.35	6.51	8.35	6.55	BC
T (°C)	13.7	45.4	12.0	48.8	16.8	48.6	17.6	49.3	15.8	46.2	13.0	
z	0.886	0.904	0.878	0.903	0.876	0.902	0.876	0.903	0.875	0.899	0.872	
w (m/s)	11.83	9.99	11.22	9.36	10.92	9.86	10.89	9.92	11.10	9.82	11.08	
$\dot{V}_N$ (m³/s)	1083.33	1083.33	1087.37	1087.37	1146.82	1146.82	1150.70	1150.70	1154.86	1154.86	1158.91	ZC
p (MPa)	5.75	7.68	6.08	8.35	6.66	8.35	6.71	8.35	6.56	8.35	6.55	
T (°C)	12.0	34.3	10.8	36.3	14.3	36.5	15.0	37.7	14.0	37.3	13.0	
z	0.883	0.889	0.875	0.884	0.870	0.885	0.871	0.886	0.872	0.886	0.872	
w (m/s)	11.73	9.53	11.00	8.81	10.65	9.30	10.63	9.39	10.90	9.40	11.08	ZC
$\dot{V}_N$ (m³/s)	1083.33	1083.33	1087.21	1087.21	1146.57	1146.57	1150.55	1150.55	1154.70	1154.70	1158.90	

^{a)} praca bez chłodnic (BC), praca z chłodnicami (ZC)

Wyniki obliczeń wybranych parametrów przepływu w systemie pracującym przy pełnym wykorzystaniu przepustowości przedstawiono w tablicy 3.2. Wyniki obliczeń pokazują, że chłodzenie gazu na wyjściu stacji przetłoczonej zmniejsza spadki ciśnienia w gazociągach, a co za tym idzie, wymagane wartości ciśnienia tłoczenia. Gdy temperatura gazu jest mniejsza, wzrasta jego gęstość, a zatem zmniejsza się strumień objętości i prędkość przepływu. Przy mniejszych prędkościach przepływu mniejsza jest wartość bezwzględna pierwszego członu po prawej stronie równania (3.26), reprezentującego opory wywołane siłami tarcia, przez co spadki ciśnienia wykazywane przez model przepływu gazu w gazociągu są mniejsze. Zakres wartości współczynnika ściśliwości od 0,870 do 0,904 świadczy o tym, że przy wartościach ciśnienia gazu typowych dla gazociągów przesyłowych konieczny jest opis gazu za pomocą równania stanu gazu rzeczywistego lub korelacji. Podstawowym spostrzeżeniem jeśli chodzi o wartości temperatury gazu na ssaniu stacji przetłoczonej jest to, że gaz osiąga stan równowagi termicznej z otoczeniem tylko w stacji SP5 (przyjęto temperaturę gruntu 12°C), w wariantcie bez chłodzenia gazu (BC). W przypadku chłodzenia (ZC), temperatura gazu spada poniżej temperatury otoczenia gazociągu, jako rezultat zależności entalpii od ciśnienia i temperatury, co powoduje ochładzanie rozprężającego się gazu przy przepływie w gazociągu (efekt Joule’a-Thomsona, gdy proces jest izentalpowy). Efekt ten jest widoczny tylko w stacji SP5, ponieważ ma ona najdłuższy odcinek gazociągu poprzedzającego stację.

W tablicy 3.3 przedstawiono wyniki obliczeń strumieni energii i egzergii w stacjach przetłoczonej systemu przesyłowego dla wariantu bez chłodzenia gazu i wariantu z chłodzeniem. Chłodzenie gazu zmniejsza wymaganą moc stacji przetłoczonej położonych wzdłuż gazociągu za rozważaną stacją, bez obniżania przepustowości systemu przesyłowego. Jest to spowodowane otrzymywaniem gazu pod wyższym ciśnieniem i przy niższej temperaturze na ssaniu. W przypadku wariantu z chłodzeniem (ZC), można zauważyć, że w porównaniu do wariantu bez chłodzenia (BC), moc potrzebna do sprężania gazu zmniejszyła się o 7,54 MW, z 250,60 MW do 243,06 MW, a tym samym strumień paliwa niezbędnego do napędu sprężarek zmniejszył się o 0,424 m³/s (1526 m³/h) z 20,442 m³/s do 20,018 m³/s.

Udział poszczególnych elementów systemu przesyłowego w ogólnym bilansie strat egzergii w systemie przedstawiono w tablicy 3.4 i na rysunku 3.3. Mając na uwadze sprawność turbin gazowych, oczywiście największe straty egzergii dotyczą turbin (70–71%), następnie rurociągów (20–23%), przy stosunkowo niewielkich stratach w sprężarkach i chłodnicach gazu, odpowiednio 6 oraz 3 procent. Zgodnie z oczekiwaniami, chłodzenie gazu zmniejsza straty egzergii we wszystkich elementach systemu przesyłu gazu (tablica 3.4). Suma strat egzergii oraz wartość sprawności egzergicznej pozwalają na jednoznaczne porównanie efektywności energetycznej przesyłu gazu. Wskaźniki pokazują, że w wariantcie z chłodzeniem gazu występują mniejsze wartości strat egzergii i egzergii napędowej, wynoszące odpowiednio 721,96 MW i 758,40 MW. Wariant ten charaktery-

zuje się również wyższą sprawnością egzergetyczną, wynoszącą 98,22%. Porównując sprawności egzergetyczne analizowanych rozwiązań należy jednak stwierdzić, że ich różnice mieszczą się w granicach błędu, dlatego w dalszej części badań przeprowadzono analizę wrażliwości strat egzergii w systemie przesyłowym na zmiany mocy chłodniczej w stacjach przetłoczonych, przy czym istotnym elementem było sprawdzenie przebiegu zmian sprawności egzergetycznej systemu przesyłu gazu, a także jej ewentualnej korelacji z wartością całkowitych strat egzergii oraz wartością egzergii napędowej w procesie przesyłu gazu.

Tabela 3.3. Podstawowe dane dotyczące stacji przetłoczonych przy pełnym wykorzystaniu przepustowości układu

Table 3.3. Key data for the compressor stations under full-load conditions

Parametr	Stacja przetłoczona ^{a)}					Suma ^{b)}	Wariant pracy
	SP5	SP4	SP3	SP2	SP1		
Moc P_{TG} (MW)	24.83	23.44	24.54	26.55	25.94	250.60	BC
Strumień paliwa TG $\dot{V}_{N,GP}$ (m ³ /s)	2.017	1.944	2.012	2.143	2.105	20.442	
Strumień energii paliwa TG $W_d \dot{V}_{GP}$ (MW)	72.43	69.81	72.24	76.94	75.58	734.00	
Strumień egzergii paliwa TG $\dot{E}_{GP}$ (MW)	76.17	73.43	76.00	80.93	79.51	772.08	
Moc P_{TG} (MW)	23.51	22.61	23.91	25.57	25.93	243.06	ZC
Strumień paliwa TG $\dot{V}_{N,GP}$ (m ³ /s)	1.939	1.905	1.985	2.079	2.101	20.018	
Strumień energii paliwa TG $W_d \dot{V}_{GP}$ (MW)	69.61	68.41	71.27	74.63	75.44	718.72	
Strumień egzergii paliwa TG $\dot{E}_{GP}$ (MW)	73.21	71.96	74.97	78.50	79.36	756.00	
Moc wentylatorów CP (MW)	0.24	0.24	0.24	0.24	0.24	2.40	

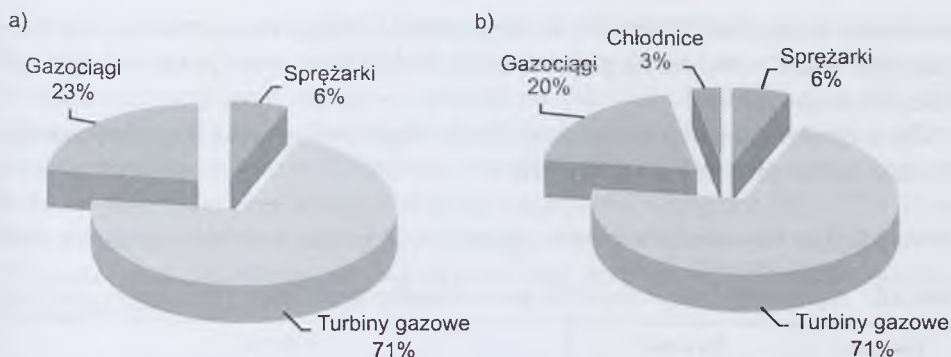
^{a)} dane dla jednego turbokompresora (połowa mocy stacji przetłoczonej)

^{b)} dane dla całego systemu przesyłowego

Tabela 3.4. Straty egzergii w elementach system przesyłowego

Table 3.4. Exergy destruction in the elements of gas transmission system

Parametr	Wariant pracy	
	BC	ZC
Straty egzergii:		
Sprężarki $\Delta \dot{E}_{SG}$ (MW)	47.20	45.60
Turbiny gazowe $\Delta \dot{E}_{TG}$ (MW)	521.45	512.95
Chłodnice powietrzne $\Delta \dot{E}_{CP}$ (MW)	—	17.51
Gazociągi $\Delta \dot{E}_G$ (MW)	164.29	145.90
Suma $\Sigma \Delta \dot{E}$ (MW)	732.94	721.96
Sprawność η_{SPG} (%)	98.19	98.22
Strumień egzergii napędowej $\dot{E}_{SPG}$ (MW)	772.07	758.40



Rys. 3.3. Procentowy udział strat egzergii w każdym z elementów systemu przesyłu gazu przy pełnym wykorzystaniu zdolności przepustowych gazociągu: a) praca bez chłodziw (BC), b) praca z chłodziwami (ZC)

Fig. 3.3. Percentage of the exergy loss in each component of the gas transmission system under full-capacity conditions: a) operation without gas coolers BC, b) operation with gas coolers (ZC)

3.3.2. Wpływ chłodzenia gazu na efektywność przesyłu przy częściowym wykorzystaniu przepustowości systemu

W poprzednim przykładzie pokazano, że chłodzenie gazu na wyjściu stacji przetłoczonej zmniejsza całkowite straty egzergii w systemie przesyłu gazu. Chłodzenie gazu zmniejsza straty egzergii w gazociągu i zespole turbokompresora, jednak wiąże się z dodatkowymi stratami egzergii w chłodnicy gazu. Ograniczeniem na moc chłodziw gazu jest wzrost egzergii napędowej, którą jest egzergia energii elektrycznej dla silników napędzających wentylatory w chłodnicach. Celem niniejszego przykładu jest pokazanie wpływu chłodzenia gazu na efektywność energetyczną jego przesyłu. Badano zależność sprawności egzergetycznej systemu przesyłu gazu od mocy chłodziw, na przykładzie systemu przesyłowego Jamál-Europa, przy częściowym wykorzystaniu przepustowości systemu.

Należy podkreślić, że w praktyce ograniczeniem na zadaną wartość temperatury gazu na wyjściu stacji przetłoczonej jest ryzyko tworzenia się hydratów w gazociągu, które w skrajnym przypadku mogą spowodować zablokowanie przepływu gazu. Należy w taki sposób planować pracę systemu przesyłowego, aby wykluczyć warunki tworzenia się hydratów w gazociągu. Identyfikacja warunków tworzenia się hydratów możliwa jest przy zastosowaniu algorytmów symulacji sieci gazowych z wykorzystaniem nieizotermicznych modeli przepływu gazu (Osładacz i in., 2008).

Wartość mocy chłodnicy zadawana jest poprzez zmiany strumienia powietrza. Aby zapobiegać spadkowi temperatury gazu poniżej wartości minimalnej, wentylatory powietrza mogą być wyposażone w silniki o zmiennej prędkości obrotowej. W przypadku wentylatorów z silnikami o stałej prędkości obrotowej,

sterowanie mocą chłodnicy odbywa się poprzez zmianę liczby pracujących wentylatorów. Takie rozwiązanie posiada analizowany w tej pracy polski odcinek gazuociągu Jamał-Europa.

Dane dotyczące parametrów pracy przy częściowym wykorzystaniu przepustowości przedstawiono w tabelicy 3.5.

Tablica 3.5. Dane wejściowe do symulacji systemu przesyłowego przy częściowym wykorzystaniu przepustowości układu

Table 3.5. Input data for simulation of the gas transmission system under part-capacity conditions

Element	Parametr	Wartość
WN	Ciśnienie	6,10 MPa
	Temperatura	10,5°C
WD1	Pobór	$\dot{V}_{N,WD1} = 2,7 \times 10^6 \text{ m}^3/\text{h}$
	Minimalne ciśnienie	5,75 MPa
WD2	Pobór	$\dot{V}_{N,WD2} = 0,2 \times 10^6 \text{ m}^3/\text{h}$
	Minimalne ciśnienie	5,75 MPa
SP1	Ciśnienie tłoczenia	Zadana wartość ciśnienia została przyjęta tak, aby utrzymać minimalne ciśnienie w węźle 4s (na ssaniu następnej stacji przetłoczonej)
SP4	Ciśnienie tłoczenia	Zadana wartość ciśnienia została przyjęta tak, aby utrzymać minimalne ciśnienie w węźle WD1 (dostawy gazu)

Tablica 3.6. Wyniki obliczeń parametrów systemu przesyłowego przy częściowym wykorzystaniu przepustowości układu

Table 3.6. Calculation results of the parameters of the gas transmission system under part-load operation

Parametr	Węzeł					Wariant pracy ^{a)}
	WD1	SP4t	SP4s	SP1t	SP1s	
p (MPa)	5,750	7,836	5,750	8,412	6,1	BC
T (°C)	10,5	49,6	10,1	52,0	10,5	
z	0,881	0,909	0,880	0,906	0,876	
w (m/s)	8,06	6,94	8,7	7,0	8,3	
$\dot{V}_N$ (m ³ /s)	750,00	750,00	808,95	808,95	812,65	
p (MPa)	5,750	7,814	5,750	8,384	6,1	ZC
T (°C)	10,5	35,0	10,1	37,2	10,5	
z	0,881	0,888	0,880	0,885	0,876	
w (m/s)	8,06	6,50	8,67	6,56	8,3	
$\dot{V}_N$ (m ³ /s)	750,00	750,00	808,94	808,94	812,62	

^{a)} praca bez chłodnic (BC), praca z chłodnicami (ZC)

Wyniki obliczeń parametrów systemu przy częściowym wykorzystaniu przepustowości podano w tablicy 3.6. Chłodzenie gazu na wyjściu stacji przetłoczonej spowodowało zmniejszenie spadków ciśnienia na odcinku SP4-WD1 oraz SP1-SP4 odpowiednio o 22 kPa i o 28 kPa. W związku z tym chłodnice pozwalają na utrzymanie minimalnych wartości ciśnienia na ssaniu stacji przetłoczonej SP4 i w węźle dostawy gazu WD1 przy niższych stopniach sprężania w stacjach SP1 i SP4. Z danych przedstawionych w tablicy 3.7 wynika, że przy częściowym wykorzystaniu przepustowości chłodzenie gazu na wyjściu stacji zmniejszyło wymaganą moc turbin gazowych o 0,86 MW.

Tablica 3.7. Podstawowe dane dotyczące stacji przetłocznych przy częściowym wykorzystaniu przepustowości układu

Table 3.7. Key data for the compressor stations under part-load conditions

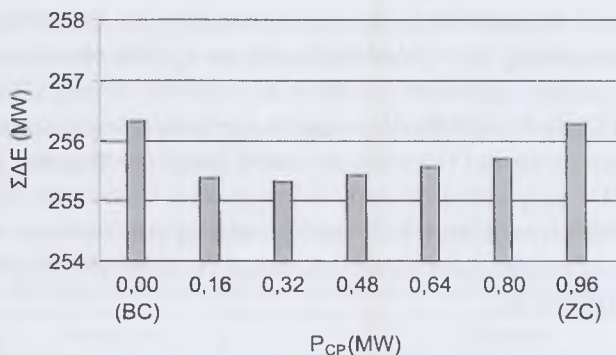
Parametr	Stacja przetłoczna ^{a)}		Suma ^{b)}	Wariant pracy
	SP4	SP1		
Moc P_{TG} (MW)	19,73	22,28	84,02	BC
Strumień paliwa TG $\dot{V}_{NGP}$ (m ³ /s)	1,702	1,856	7,116	
Strumień energii paliwa TG $\dot{W}_d \dot{V}_{GP}$ (MW)	61,14	66,65	255,58	
Strumień egzergii paliwa TG $\dot{E}_{GP}$ (MW)	64,29	70,10	268,78	
Moc P_{TG} (MW)	19,56	22,02	83,16	ZC
Strumień paliwa TG $\dot{V}_{NGP}$ (m ³ /s)	1,692	1,841	7,066	
Strumień energii paliwa TG $\dot{W}_d \dot{V}_{GP}$ (MW)	60,76	66,09	253,70	
Strumień egzergii paliwa TG $\dot{E}_{GP}$ (MW)	63,89	69,50	266,78	
Moc wentylatorów CP (MW)	0,24	0,24	0,96	

^{a)} dane dla jednego turbokompresora (połowa mocy stacji przetłoczonej)

^{b)} dane dla całego systemu przesyłowego

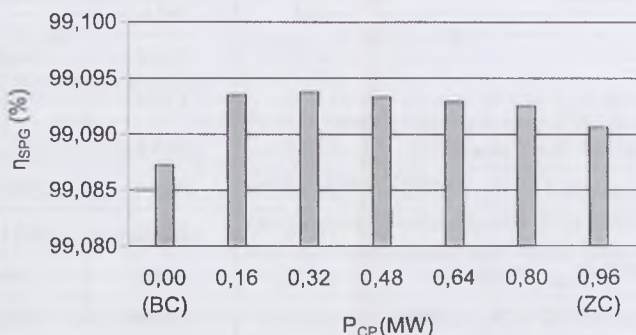
Na rys 3.4–3.6 przedstawiono wyniki analizy wrażliwości wskaźników efektywności przesyłu gazu na zmianę wydajności chłodnic gazu. Wykresy powstały przy założeniu, że moc silników elektrycznych napędzających wentylatory w każdej chłodnicy systemu zmienia się w zakresie od 80 kW do 480 kW z krokiem 80 kW.

Wyniki pokazują, że zmniejszenie mocy chłodniczej w stosunku do mocy nominalnej (960 kW) prowadzi do bardziej efektywnej pracy systemu przesyłowego gazu z punktu widzenia efektywności energetycznej. Na rysunku 3.4 przedstawiono wpływ zmian mocy chłodniczej na straty egzergii w systemie przesyłu gazu. Różnice w wartościach całkowitej straty egzergii były zauważalne, ponieważ w całym zakresie mocy elektrycznej wentylatorów straty wynosiły od 255,31 do 256,28 MW. Zmiany sprawności egzergicznej systemu przesyłu gazu obliczonej



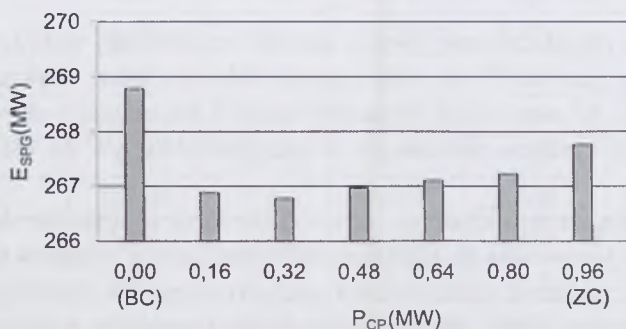
Rys. 3.4. Straty egzergii w funkcji mocy wentylatorów w chłodnicach (dane dla całego systemu przesyłowego)

Fig. 3.4. Variation of exergy loss with fan power under part-capacity conditions (figures for total system)



Rys. 3.5. Sprawność egzergetyczna systemu przesyłu gazu w funkcji mocy wentylatorów w chłodnicach

Fig. 3.5. Variation of exergetic efficiency of the gas transmission system with fan power under part-capacity conditions



Rys. 3.6. Egzergia napędowa dla systemu przesyłu gazu w funkcji mocy wentylatorów w chłodnicach

Fig. 3.6. Variation of total exergy consumption with fan power under part-capacity conditions

z równania (3.51) w funkcji mocy elektrycznej silników w chłodnicach gazu pokazano na rysunku 3.5. Wartości wskaźników na rysunkach 3.4 i 3.5 pokazują, że wszystkie wartości mocy chłodniczej odpowiadające mocy elektrycznej wentylatorów powyżej 0,32 MW należy uznać za niekorzystne z punktu widzenia termodynamiki procesu. Na rysunku 3.6 widoczne jest, że egzergia napędowa w systemie również jest najniższa w przypadku mocy wentylatorów w chłodnicy wynoszącej 0,32 MW, co świadczy o tym, że istnieje możliwość poprawnego szacowania efektywności energetycznej procesu przesyłu gazu za pomocą wartości egzergii napędowej.

4. KONWERSJA ENERGII ODPADOWEJ NA ENERGIĘ ELEKTRYCZNĄ

W niniejszym rozdziale przedstawiono analizę termodynamiczną siłowni parowych z organicznym czynnikiem roboczym (określanych w dalszej części pracy siłowniami ORC), wykorzystujących energię odpadową zawartą w spalinach z turbiny gazowej. Sformułowano model matematyczny siłowni ORC dla trzech wariantów obiegu czynnika roboczego i przeprowadzono badania symulacyjne parametrów pracy siłowni ORC w stacji przetłocznej na gazociągu Jamał-Europa. Zaproponowano główne parametry obiegu, tj. schemat instalacji, odpowiednie czynniki robocze i nominalne parametry projektowe, a następnie oceniono bezpośrednie zasoby energii odpadowej.

Ilość energii, jaką można uzyskać w urządzeniach odzyskowych zasilanych spalinami z turbiny gazowej jest funkcją liczby godzin pracy turbiny oraz temperatury i strumienia gazów spalinowych, które z kolei zależą od chwilowej mocy turbiny. W niniejszej pracy przeprowadzono wstępne szacunki, dotyczące zasobów energii przy nominalnych parametrach pracy turbiny. Podobnie jak w poprzednim rozdziale, w rozważaniach pominięto aspekty ekonomiczne i skupiono się na przewidywanych korzyściach z termodynamicznego punktu widzenia. Oceniając zasoby energii odpadowej z turbin gazowych przez pryzmat zastosowań urządzeń odzyskowych w stacjach przetłocznych, należałoby przyjąć założenie, że lokalnie produkowana energia elektryczna mogłaby być wykorzystana wewnątrz na obiekcie (do zasilania urządzeń stacji, w tym wentylatorów w chłodnicach gazu), a pozostała część mogłaby być sprzedana na rynku energii (i przekazana do sieci energetycznej). Dlatego pełna analiza zasobów energii powinna określić przewidywane zasoby bezpośrednie, jak i zasoby skumulowane (Szargut i Ziębik, 1998).

4.1. SIŁOWNIE ORC Z WYKORZYSTANIEM ENTALPII SPALIN Z TURBINY GAZOWEJ

Wiele badań naukowych w zakresie siłowni ORC wykorzystujących ciepło niskotemperaturowe jest aktualnie prowadzonych w różnych ośrodkach na świecie i obszerna jest również literatura przedmiotu. Wymieńmy tylko ostatnie artykuły zawierające przeglądowe omówienie prac w tym zakresie: Schuster i in. (2009), Quoilin i Lemort (2009), Chen i in. (2010). Wśród licznych przykładów zastosowań siłowni ORC niedawno dyskutowanych w literaturze można wymienić: elektrownie słoneczne (Rayegan i Tao, 2011), układy kogeneracyjne małej skali (Facão i Oliveira, 2009), instalacje odsalania wody (Delgado-Torres i García-Rodríguez, 2010), wykorzystanie ciepła odpadowego silników spalinowych (Vaja i Gambrotta, 2009) i siłowni parowych (Mohamed i in. 2010). Ostatnie publikacje polskich autorów dotyczą siłowni z wykorzystaniem ciepła odpadowego z procesów przemysłowych (Połecki, 2008), (Borsukiewicz-Gozdur i Nowak, 2009), (Kalina, 2009), (Borsukiewicz-Gozdur, 2010b), (Lewandowski i in., 2010), siłowni z wykorzystaniem ciepła z kotła opalanego biomasą (Milewski i in., 2007), (Nowak i in., 2008), małej skali układu kogeneracyjnego (Mikielewicz i Mikielewicz, 2010), obiegów siłowni zasilanych wodą geotermalną (Nowak i Stachel, 2005), (Borsukiewicz-Gozdur, 2010a). Przykładem wcześniej prowadzonych w Polsce prac badawczych w zakresie siłowni ORC jest praca Alabdullaha (1991), w której analizowano możliwości zagospodarowania ciepła odpadowego w zakładzie przemysłowym. Siłownie ORC umieszcza się także w kontekście nurtu badawczego maszyn przepływowych, w tym problemów procesowo-konstrukcyjnych rozprężarek (Gnutek i Bryszewska-Mazurek, 2001) oraz turbin (Magiera i in., 2009). Natomiast stosunkowo mało uwagi poświęcono do tej pory siłowniom ORC w układach kombinowanych z turbinami gazowymi, z prostego powodu, że para wodna jest najczęściej stosowanym czynnikiem roboczym w elektrociepłowniach gazowo-parowych.

W pracy Najjara i Radhwana (1988) wykazano, że skojarzenie obiegu Braytona z obiegiem Rankine'a, w przypadku turbiny gazowej z regeneracją ciepła, pozwoliłoby na uzyskanie sprawności układu kombinowanego powyżej 45%. Jako czynnik roboczy wybrano R22.

Larjola (1995) badał siłownię ORC zasilaną strumieniem spalin o temperaturze 425°C. Wykorzystując toluen jako czynnik roboczy, uzyskał sprawność siłowni ORC na poziomie 26%.

W pracy Hung (2002) przedstawiono koncepcję złożonego obiegu elektrociepłowni gazowo-parowej, składającej się z obiegu Braytona oraz dwóch kaskadowych obiegów Rankine'a, z wykorzystaniem wody i czynnika organicznego. Jako źródło ciepła dla obiegu siłowni ORC przewidziano czynnik chłodniczy ze skraplacza pary oraz spaliny z turbiny gazowej (wykorzystano entalpię spalin na wyj-

ściu kotła odzyskowego parowego). Analiza pokazała, że odpowiedni dobór obie-
gów pozwala na osiągnięcie sprawności całkowitej siłowni przekraczającej 60%.

Lee i Kim (2006) oraz Invernizzi i in. (2007) badali możliwość wykorzystania
entalpii spalin z mikroturbin gazowych w siłowni ORC. Temperatura spalin z mi-
kroturbin jest znacznie niższa od temperatury spalin z turbin gazowych i układy
kombinowane gazowo-parowe nie mają szans powodzenia ze względu na nie-
możność osiągnięcia akceptowalnych sprawności układu. Jest to spowodowane
brakiem chłodzenia turbiny, które w tego typu aplikacjach nie jest realizowane
zarówno z ekonomicznego, jak i z technicznego punktu widzenia, co powoduje,
że maksymalna temperatura spalin na wlocie turbiny musi być niższa. Ponadto,
stopnie sprężania w mikroturbinach są stosunkowo małe i praktycznie wszyst-
kie aplikacje wykorzystują regenerację ciepła. Badania wykazały, że w przypad-
ku mikroturbiny gazowej o sprawności elektrycznej 30%, uzyskano w układzie
kombinowanym całkowitą sprawność 39%. Czynnikiem roboczymi zapewniają-
cymi największą sprawność były R123 oraz olej silikonowy MM (związek z gru-
py polimetylosiloksanów).

Wyniki badań poświęconych układom gazowo-parowym z czynnikiem or-
ganicznym w obiegu turbiny parowej zostały niedawno przedstawione w pracy
Chacartegui i in. (2009). Przedmiotem analizy były średnie i duże aplikacje tur-
bin gazowych z regeneracją ciepła skojarzone z siłownią ORC. Wyniki pokazały,
że siłownie ORC są interesującym rozwiązaniem w przypadku turbin gazowych
o wysokiej sprawności, charakteryzujących się niską temperaturą spalin. Wśród
analizowanych czynników roboczych toluen i cykloheksan okazały się czynnika-
mi zapewniającymi najwyższe sprawności układu kombinowanego, odpowied-
nio powyżej 58% i 57%.

W artykule Wiśniewskiego i Borsukiewicz-Gozdur (2010) badano prosty
układ turbiny gazowej małej mocy skojarzony z siłownią ORC. W przypadku za-
stosowania toluenu jako czynnika roboczego, badania pokazały wzrost sprawno-
ści układu kombinowanego o 11,7 punktu procentowego, z 30,5% do 42,2%.

Liczne przykłady funkcjonujących elektrociepłowni gazowo-parowych na
świecie wynikają z ich efektywności ekonomicznej, gdyż spaliny z turbiny ga-
zowej można wykorzystać do produkcji pary lub gorącej wody wykorzystywa-
nej w zależności od potrzeb na obiekcie, w sąsiednich zakładach przemysłowych,
a także w systemach ciepłowniczych. Stacje przetłoczone charakteryzują się jed-
nak niewielkim zapotrzebowaniem na ciepło i są z reguły położone poza terenami
zurbanizowanymi, gdzie dostawa ciepła do systemu ciepłowniczego nie jest moż-
liwa. Alternatywnym rozwiązaniem w stosunku do produkcji ciepła jest konwer-
sja energii odpadowej na pracę napędową w obiegu Clausiusa-Rankine'a i wyko-
rzystanie jej do napędu dodatkowej sprężarki lub generatora prądu elektrycznego.
W Europie, układy parowe w stacjach przetłocznych, w których turbina parowa
napędzała dodatkową sprężarkę gazu zostały zrealizowane w połowie lat osiem-

dziesiątych ubiegłego wieku w Niemczech i Włoszech, przy czym były prezentowane odpowiednio w artykułach Urbana (1987) oraz Cocchiego i in. (1988).

Według Lesliego i in. (2009), w latach 1968–1970 w Stanach Zjednoczonych zostały zainstalowane cztery turbiny parowe w stacjach przetłocznych, a kolejna, jedna turbina została zainstalowana w 1980 roku. W latach 1992–2000 w Kanadzie (Ontario), uruchomiono pięć układów parowych wykorzystujących entalpię spalin z turbin gazowych w stacji przetłocznej, w celu powiększenia mocy sąsiedniej elektrociepłowni. W jednym z gazowo-parowych bloków energetycznych w Kanadzie (Alberta), początkowo przewidzianym do pracy z wodą jako czynnikiem roboczym, problemy związane z zamarzaniem doprowadziły do zmiany wody na czynnik organiczny (Leslie i in., 2009).

Powyższe przykłady są rzadkie, głównie z powodu tego, że turbiny gazowe do napędu sprężarek w stacjach przetłocznych są w przybliżeniu jeden rząd wielkości mniejsze od bloków energetycznych w elektrowniach gazowo-parowych, co prowadzi do małej mocy układów parowych, których jednostkowe nakłady inwestycyjne (na kW mocy) są znacząco wyższe. Ponadto, bezpośredni napęd sprężarek gazu powoduje, że parametry pracy turbiny mogą przez długi okres czasu być różne od parametrów w warunkach projektowych, ponieważ w systemach gazowniczych występują sezonowe zmiany poboru gazu. Nierównomierność poboru gazu powoduje, że turbiny gazowe muszą umożliwiać pracę sprężarek przy częściowym obciążeniu, przez co mogą występować okresy spadku temperatury i strumienia objętości spalin z turbiny.

Według Hung i in. (2001), przy temperaturze źródła ciepła poniżej 370°C, konwencjonalny, parowy obieg Clausiusa-Rankine’a nie pozwala na skuteczną konwersję ciepła na pracę napędową. W takich przypadkach ORC jest uważany za lepsze rozwiązanie jako układ energetyczny, w szczególności jeśli chodzi o wykorzystanie źródeł ciepła o zmiennej temperaturze w energetyce rozproszonej małych mocy. W niedawno przeprowadzonych badaniach Nguyen i in. (2010) wykazali, że w przypadku źródeł ciepła o temperaturze w zakresie 100–225°C, siłownia kondensacyjna z wykorzystaniem pary wodnej jako czynnika roboczego charakteryzuje się najniższą wydajnością jeśli chodzi o ilość wyprodukowanej energii elektrycznej w porównaniu z siłowniami, w których zastosowano amoniak, propan, izopentan, benzen i heptan. Warto również wspomnieć, że w zakresie niskiego ciśnienia, mielibyśmy bardzo duże strumienie objętości pary i trudności ze zrealizowaniem obiegu parowego ze względu na rozmiary elementów siłowni i związane z tym wysokie koszty inwestycji.

4.1.1. Siłownie ORC w aspekcie zastosowań w stacjach przetłocznych

W artykule Gutiérreza i Lópeza (2009) omówiono doświadczenia z etapu projektowania i wykonania pierwszej w Europie siłowni ORC w stacji przetłocz-

nej. Przedstawiono rezultaty analizy, z której wynika, że w przypadku sezonowych zmian natężenia przepływu gazu w gazociągu, w skali rocznej siłownia ORC generuje więcej energii elektrycznej niż siłownia kondensacyjna. W artykule Bronickiego i Schocheta (2005) wymieniono dodatkowe korzyści siłowni ORC w porównaniu z tradycyjnymi siłowniami parowymi w odniesieniu do stacji przetłocznych gazu:

- prostota budowy turbiny (mniejsze stopnie ekspansji) i systemu sterowania, mniejsze średnice przewodów i wymiary elementów instalacji (kotłów i skraplaczy) jako efekt mniejszej objętości właściwej czynnika organicznego w porównaniu z parą wodną,
- możliwość chłodzenia powietrzem dzięki mniejszym powierzchniom skraplacza, przez co siłownie ORC mogą być stosowane na obszarach gdzie odpowiednie zasoby wodne nie są dostępne *in situ*,
- niskie ciśnienie robocze czynnika w instalacji, umożliwiające zdalną obsługę, przez co obniżenie kosztów eksploatacji (duża liczba stacji przetłocznych w USA pracuje bez stałego nadzoru bezpośrednio na obiekcie). Na mocy przepisów obowiązujących w większości stanów USA zdalne sterowanie konwencjonalną siłownią parową nie jest możliwe i konieczne jest zatrudnienie uprawnionego operatora.

Gutiérrez i López (2009) wskazują ponadto, że siłownie ORC w stacjach przetłocznych przyczyniają się do uniezależnienia produkcji energii od zewnętrznych dostawców, co zaleca dyrektywa Unii Europejskiej w sprawie promowania kogeneracji (2004/8/EC).

W pracy (Saavedra i in., 2010) badano wpływ temperatury kondensacji czynnika roboczego na moc siłowni ORC przy użyciu pakietu (AspenTech, 2011). Źródłem ciepła były spaliny z turbiny gazowej o mocy 2,6 MW, napędzającej sprężarkę w stacji przetłocznej gazu ziemnego. Badano trzy warianty rozwiązań technicznych skraplacza: skraplacz chłodzony powietrzem, przy temperaturze kondensacji 50°C, oraz dwa warianty skraplacza chłodzonego wodą, odpowiednio przy temperaturze 35°C i 90°C (produkcja ciepłej wody na potrzeby ogrzewania lub chłodzenia w chłodziarce absorpcyjnej). Wśród branych pod uwagę piętnastu czynników roboczych, przy temperaturze kondensacji 35°C największą moc netto siłowni 1,22 MW uzyskano w przypadku toluenu, natomiast przy temperaturach kondensacji 50°C i 90°C, największą moc użyteczną siłowni, odpowiednio 1,08 MW i 0,78 MW, zapewniał pentafluorobenzen.

Bezpieczeństwo i ewentualne konsekwencje awarii są podstawowymi czynnikami, które powinny być brane pod uwagę przy projektowaniu obiektów stacji przetłocznych. Jako nośnik ciepła między spalinami z turbiny a organicznym czynnikiem roboczym stosowany jest olej termalny (rys. 4.2). Zaletą dodatkowego pośredniego nośnika ciepła jest możliwość stosowania mniej skomplikowanej armatury i urzą-

dzeń zabezpieczających po stronie turbozespołu gazowego, uproszczenie nadzoru, a także brak osadów kamienia kotłowego. Natomiast wadą jest wydłużenie łańcucha procesów wymiany ciepła i związane z tym dodatkowe straty egzergii.

Rozwiązania polegające na zastosowaniu pośredniego nośnika ciepła są zwykle stosowane w aplikacjach, w których temperatura źródła ciepła jest stosunkowo wysoka, np. elektrociepłownie opalane biomasą (Drescher i Brüggemann, 2007), elektrownie słoneczne z wykorzystaniem ORC (Delgado-Torres i García-Rodríguez, 2007). Jako nośnik ciepła zazwyczaj stosowany jest olej syntetyczny, który krąży w obiegu pomiędzy wymiennikiem ciepła spaliny – olej, a następnie układem szeregowo połączonych wymienników ciepła w kotle-parowniku instalacji ORC. W wyniku bezwładności cieplnej, pośredni nośnik ciepła gwarantuje większą stabilność działania systemu ORC. Olej termalny stanowi również dodatkowe zabezpieczenie dla funkcjonowania systemu, gdyż zmniejsza ryzyko związane z palnością czynnika roboczego, oraz pozwala na eksploatację wymiennika ciepła spaliny–olej pod ciśnieniem atmosferycznym. Ponadto, istnieje możliwość odbioru ciepła z przewodów spalinowych różnych turbozespołów, co jest szczególnie ważne w przypadku sprężarek połączonych równolegle, gdzie tylko część jednostek pracuje przy częściowym obciążeniu rurociągu.

Korzyści wynikające z zastosowania pośredniego nośnika ciepła osiągane są kosztem niższej sprawności całkowitej siłowni, wynikającej z dodatkowych strat egzergii w procesie wymiany ciepła. Co więcej, w systemie istnieją dwa punkty *pinch* zamiast jednego: na początku parownika (podobnie jak w siłowniach ORC z wykorzystaniem źródeł ciepła niskotemperaturowego), oraz drugi, na początku podgrzewacza czynnika roboczego (ekonomizera), co wpływa na ograniczenie sprawności siłowni ORC (patrz rozdział 4.2). W celu eliminacji ograniczeń wynikających z jednoczesnego istnienia dwóch punktów *pinch*, Drescher i Brüggemann (2007) zaproponowali zmodyfikowany schemat instalacji, z oddzielnymi obiegami oleju termalnego w podgrzewaczu i parowniku.

4.1.2. Wybór czynnika roboczego

Odpowiedni dobór organicznego czynnika roboczego jest niezbędny dla osiągnięcia wysokiej efektywności konwersji energii. Generalnie, najkorzystniejsze dla systemów ORC są tzw. suche i izentropowe czynniki robocze, tzn. czynniki, których krzywe nasycenia mają nieujemne nachylenie na wykresie w układzie współrzędnych T – s . Ich ekspansja przebiega w obszarze pary przegrzanej, przez co nie stanowi ryzyka kondensacji, która w przeciwnym przypadku mogłaby prowadzić do uszkodzenia łopatek turbiny na skutek intensywnej erozji oraz uderzeń wodnych podczas przepływu czynnika.

Wybór czynnika roboczego i jego wpływ na sprawność układów ORC był przedmiotem wielu badań, przy czym niektóre prace podejmują próby sformu-

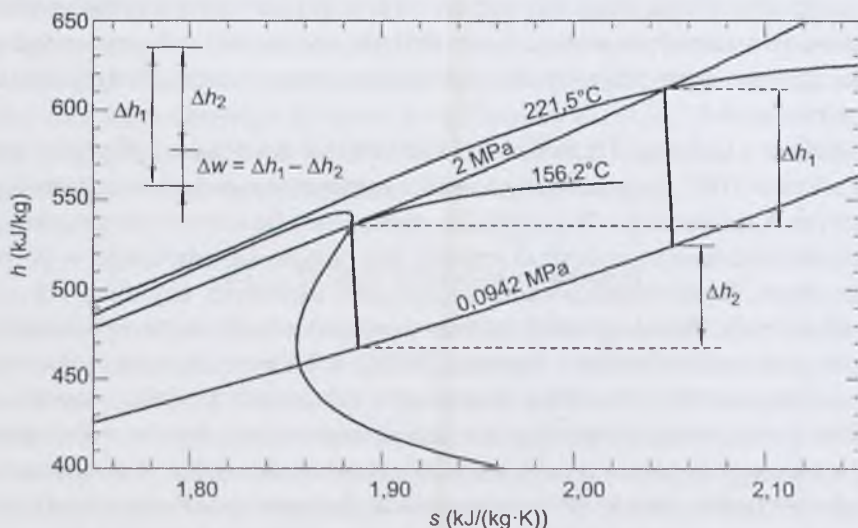
lowania kryteriów oceny przydatnych przy wyborze czynnika. Badr i in. (1985) wskazują wydajność cieplną, trwałość chemiczną, dostępność, koszt i bezpieczeństwo użytkowania jako podstawowe elementy, które należy wziąć pod uwagę w procedurze wyboru. Lee i in. (1993) badali wydajność cieplną niektórych potencjalnych czynników roboczych dla systemów ORC w celu wykorzystania niskotemperaturowego ciepła odpadowego. Ich wyniki pokazały, że sprawność cieplna siłowni ORC koreluje z masą cząsteczkową płynu, normalną temperaturą wrzenia i ciśnieniem krytycznym.

Z punktu widzenia efektywności procesów wymiany ciepła, siłownie ORC wymagają czynnika roboczego charakteryzującego się małą entalpią parowania, która pozwala na schłodzenie spalin będących źródłem ciepła dla układu do temperatury znacznie niższej w porównaniu z siłowniami parowymi i odpowiednie dopasowanie pojemności cieplnych strumienia czynnika roboczego i nośnika ciepła odpadowego (Larjola, 1995). Z innej perspektywy, Maizza i Maizza (1996) za pożądane właściwości czynnika roboczego z termodynamicznego punktu widzenia uznają dużą wartość entalpii parowania i małą wartość ciepła właściwego cieczy, co powoduje, że krzywa graniczna odpowiadająca stanowi cieczy wrzącej w układzie współrzędnych $T-s$ jest zbliżona do pionowej. Płyn o takich właściwościach pobiera możliwie największą ilość ciepła ze źródła podczas zmiany fazy i pozwala uzyskać kształt obiegu rzeczywistego zbliżony do kształtu obiegu Carnota, bez konieczności stosowania regeneracji ciepła w obiegu. Chen i in. (2010) pokazali powyższy efekt „karnotyzacji” obiegu, wyprowadzając wyrażenie na zależność pracy właściwej turbiny od entalpii parowania czynnika roboczego dla modelu gazu doskonałego i potwierdzili, że czynniki o dużej entalpii parowania i gęstości zapewniają wysoką moc turbiny, przy ograniczeniu jej wymiarów geometrycznych.

Angelino i Colonna Di Paliano (1998) badali możliwości poprawy sprawności siłowni ORC poprzez zastosowanie mieszaniny związków organicznych jako czynnika roboczego. W przypadku mieszaniny liniowych siloksanów, dzięki nieizotermicznemu procesowi zmiany fazy czynnika roboczego w parowniku, uzyskano lepsze dopasowanie pojemności cieplnych czynnika roboczego i nośnika ciepła. Podobny efekt zaobserwowano w badaniu przeprowadzonym przez Borsukiewicz-Gozdur i Nowaka (2007), w którym uzyskano różne wartości mocy siłowni ORC dla różnych udziałów masowych propanu i etanu w mieszaninie zeotropowej (z poślizgiem temperaturowym). Innym rozwiązaniem w celu lepszego dopasowania pojemności cieplnej strumienia jest zastosowanie obiegów nadkrytycznych. W porównaniu z obiegami podkrytycznymi, obiegi nadkrytyczne pozwalają na bardziej efektywne wykorzystanie niskotemperaturowych źródeł ciepła odpadowego z gradientem temperatury (Chen i in., 2006), (Karellas i Schuster, 2008). Ostatnio przeprowadzone badania (Chen i in., 2011) pokazały, że nadkrytyczny obieg z wykorzystaniem zeotropowej miesza-

ny czynników chłodniczych R134a i R32 pozwolił na zwiększenie sprawności energetycznej układu o 10÷30% w porównaniu do podkrytycznego obiegu z wykorzystaniem R134a jako czynnika roboczego.

Hung i in. (1997), a później także Mago i in. (2007), przedstawili analizę siłowni ORC z różnymi czynnikami roboczymi w świetle nieodwracalności procesów termodynamicznych na gruncie drugiej zasady termodynamiki. Wyniki pokazują, że tzw. suche czynniki robocze powinny być rozprężane od stanu początkowego na linii nasycenia (pary nasyconej suchej), ponieważ przegrzewanie czynnika roboczego zwiększa całkowite straty egzergii w systemie, przy sprawności energetycznej pozostającej w przybliżeniu na stałym poziomie. Podobny wniosek został wysunięty przez Saleha i in. (2007), którzy wskazywali, że w przypadku podstawowego obiegu siłowni ORC z maksymalną temperaturą 100°C, wzrost sprawności cieplnej w wyniku przegrzania był na tyle niewielki, że zdaniem autorów nie wart realizacji. W ogólnym przypadku, elementem determinującym wpływ przegrzewania pary na sprawność obiegu jest szybkość zbieżności izobar na wykresie we współrzędnych $h-s$ (rys. 4.1). Jeśli iloraz $\Delta w/\Delta h_1 = (\Delta h_1 - \Delta h_2)/\Delta h_1$ jest większy od sprawności energetycznej obiegu bez przegrzewu, wówczas przegrzewanie pary powoduje wzrost sprawności energetycznej obiegu. Izobary niektórych suchych czynników roboczych są prawie równoległe, co może prowadzić do zmniejszonych, niezmiennych lub tylko nieznacznie zwiększonych sprawności siłowni ORC w wyniku przegrzewania par czynnika (Hung i in., 1997), (Chen i in., 2010).



Rys. 4.1. Wpływ przegrzewu pary na sprawność energetyczną obiegu (R-141b jako czynnik roboczy, skala procesów zniekształcona dla czytelności)

Fig. 4.1. Effect of superheating on energy efficiency of the cycle (R-141b as a working fluid, scale of processes distorted for clarity)

Liu i in. (2004) badali wpływ temperatury krytycznej czynnika roboczego na sprawność siłowni ORC. Wysokie wartości temperatury krytycznej czynnika pozwalają na wykorzystanie źródeł ciepła o wyższej temperaturze, bez konieczności przegrzewania pary. Stwierdzono, że sprawność siłowni z czynnikami o niskiej temperaturze krytycznej jest mniejsza. Wniosek ten został potwierdzony w pracy Rayegana i Tao (2011). Ponadto, autorzy określili stopień ekspansji pary w turbinie jako jeden z ważniejszych czynników wpływających na funkcjonowanie siłowni ORC. Wysoka wartość stopnia ekspansji przy jednocześnie małej wartości pracy właściwej turbiny świadczy o potrzebie stosowania turbin o dużych przekrojach i dużej liczbie stopni, co z kolei może powodować generowanie entropii i ewentualne straty egzerгии towarzyszące nieciągłościom przepływu.

Wybór czynników roboczych odbywa się najczęściej na drodze przeglądu baz danych (niekiedy obszernych) związków organicznych z wartościami parametrów i funkcji termodynamicznych. Przykładem badań, w których stosowano tego typu podejście są prace Dreschera i Brüggemanna (2007), Rayegana i Tao (2011). Dzięki badaniom „przesiewowym” dużej liczby związków, eliminuje się arbitralność wyboru, zważywszy na wielość – niekiedy sprzecznych – czynników, mających wpływ na sprawność układu ORC. Stosując bardziej usystematyzowane podejście, Papadopoulos i in. (2010) przedstawili ogólną procedurę doboru czynnika roboczego w oparciu o wspomagane komputerowo projektowanie molekularne. Podejście to idzie jeden krok dalej, przypisując czynnikom roboczym miary w czterech podstawowych kategoriach, związanych z termodynamiką, środowiskiem, bezpieczeństwem i procesem, które zostały następnie wykorzystane jako kryteria oceny w procedurze wyboru kolejnych cząsteczek. Autorzy konkludują, że metodologia prowadzi do identyfikacji zarówno konwencjonalnych, jak i nowych struktur molekularnych związków proponowanych jako czynniki robocze, przez co rozszerza zakres dotychczasowych metod przeglądu.

4.1.3. Dobór parametrów pracy siłowni ORC

Ciśnienie i temperatura par czynnika roboczego na wejściu turbiny w oczywisty sposób wpływają na całkowitą sprawność i moc siłowni ORC. Ciśnienie na wyjściu turbiny jest rezultatem założonej temperatury kondensacji i wynika z przyjętej technologii chłodzenia czynnika roboczego. Wiele badań w zakresie sprawności systemów ORC jest dostępnych w literaturze przedmiotu. Większość dotyczy doboru parametrów obiegu, stosując sprawność energetyczną jako kryterium. Sprawność energetyczną definiujemy na podstawie I zasady termodynamiki, w analizowanym zagadnieniu jest nią stosunek mocy elektrycznej uzyskanej z siłowni ORC do strumienia ciepła doprowadzonego do siłowni w spalinach z turbiny gazowej. Sprawność egzergetyczna siłowni ORC, definiowana na podstawie II zasady termodynamiki jako strumień egzerгии wyprowadzonej z obie-

gu do strumienia egzergii napędowej, również jest stosowana jako kryterium do wyznaczania parametrów obiegu, co wynika z licznych przykładów badań publikowanych w literaturze, np. Wei i in. (2007), Mago i in. (2008), Dai i in. (2009), Wang i in. (2009), Tchanche i in. (2010). Wyniki analiz na podstawie drugiej zasady termodynamiki umożliwiają dobór czynnika roboczego i konfiguracji układu, które pozwalają na maksymalizację stopnia wykorzystania egzergii ciepła doprowadzonego do układu.

W przypadku prostej siłowni ORC bez przegrzewu czynnika roboczego, dobór parametrów obiegu wymaga przeprowadzenia analizy wrażliwości na zmiany temperatury na wejściu turbiny. W ogólnym przypadku, optymalny dobór parametrów układu wymaga rozwiązywania zagadnienia programowania nieliniowego z ograniczeniami. Funkcja celu, którą może być np. moc turbiny lub jedna z ww. sprawności siłowni ORC, ma raczej skomplikowaną postać, wynikającą z konieczności stosowania modeli gazu rzeczywistego do obliczeń funkcji termodynamicznych. W przypadku, gdy zmiennymi decyzyjnymi są np. ciśnienie i temperatura czynnika przed turbiną, ograniczenia mogą mieć postać tzw. ograniczeń kostkowych (w których wartości parametrów są ograniczane jedynie do przedziału). Rozwiązanie powyższego zadania maksymalizacji funkcji celu metodami dokładnymi wymagałoby dużego nakładu obliczeń, dlatego ostatnio w literaturze znane są przykłady doboru parametrów układu ORC za pomocą algorytmu genetycznego (AG) (Chacartegui i in., 2009), (Dai i in., 2009), (Wang i in., 2009). AG jest niedeterministyczną, iteracyjną procedurą przeszukiwania mierzalnej przestrzeni (Goldberg, 2003), (Michalewicz, 2004), często stosowaną w „trudnych” zadaniach optymalizacji i określaną jako metoda „ostatniej szansy”, gdyż z reguły nie wykorzystuje ona informacji o specyficznych właściwościach funkcji celu, jak to ma miejsce w przypadku metod poszukiwania ekstremum w kierunku. Metody przeszukiwania przestrzeni oparte na AG znalazły zastosowanie w wielu obszarach badawczych, także w technice cieplnej (Gosselin i in., 2009). Algorytm ten wykorzystano również w niniejszej pracy do doboru parametrów układu ORC.

Problem doboru parametrów siłowni ORC w tej pracy polega na znalezieniu „punktu” x określającego parametry modelu ORC maksymalizujące funkcję celu $f(x)$ (np. moc netto obiegu), przy ograniczeniach wynikających z kryteriów projektowych. Szczegółowe sformułowanie problemu różni się w zależności do konfiguracji siłowni ORC i zostanie przedstawione w następnym podrozdziale.

4.2. MODEL SIŁOWNI ORC

Siłownia ORC składa się z czterech przemian, identycznych jak w przypadku siłowni parowej: sprężania czynnika roboczego przez pompę, podgrzewania czynnika w kotle-parowniku, rozprężania par czynnika o wysokiej temperaturze

i ciśnieniu w turbinie i ochładzaniu czynnika w chłodnicy-skraplaczu. Częste modyfikacje obiegu polegają na przegrzewaniu par czynnika oraz regeneracji, polegającej na zwiększaniu średniej temperatury doprowadzania ciepła do obiegu, co zwiększa sprawność energetyczną i egzergetyczną siłowni. Z danych literaturowych wynika, że wprowadzenie dodatkowych przemian do obiegu ORC nie zawsze prowadzi do znaczącej poprawy sprawności silnika (McMahan, 2006), (Desai i Bandyopadhyay, 2009), (Tchanche i in., 2010), dlatego w ramach tej pracy przeprowadzono analizę termodynamiczną trzech konfiguracji siłowni ORC o różnym stopniu złożoności. Analiza została przeprowadzona przy założeniu stanu ustalonego, w oparciu o równania bilansu masy i energii w układzie. Pominięte zostały straty ciepła i spadki ciśnienia w wymiennikach ciepła i przewodach, ponieważ ich wyznaczenie wymagałoby szczegółowej znajomości konstrukcji wymienników ciepła i wymiarów geometrycznych rurociągów. Analizowany był prosty obieg siłowni ORC oraz dwa warianty obiegu z regeneracją, zachowując względnie prostą konfigurację obiegu.

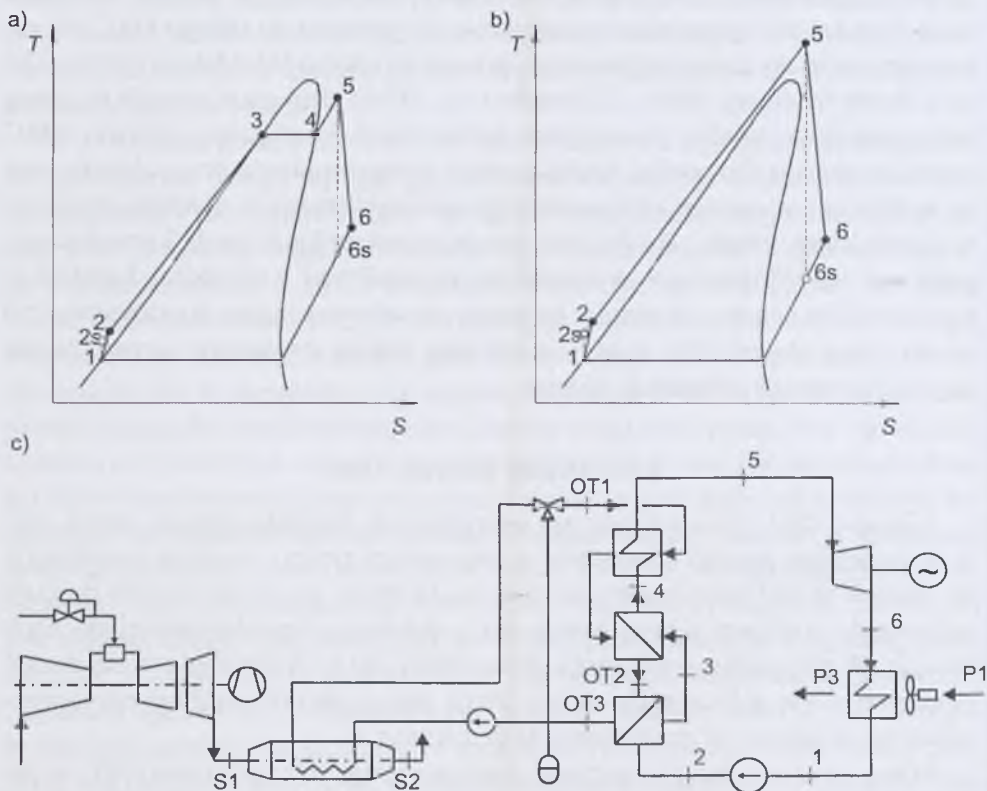
4.2.1. Prosta siłownia ORC

Siłownie ORC jako technologia energetyczna posiadają pewną cechę, która w szczególności odpowiada oczekiwaniom rynku – prostotę konstrukcji. W zakresie źródeł geotermalnych i spalarni biomasy jest to już w pełni dojrzała technologia, z tysiącami megawatów mocy elektrycznej produkowanej na całym świecie. W przypadku kolektorów słonecznych jest to technologia mniej rozwinięta, przy czym aplikacje dla innych źródeł, takich jak mikroturbiny czy ogniwa paliwowe są jeszcze w początkowej fazie rozwoju.

Mimo zwykle niższej sprawności podstawowego obiegu siłowni ORC w porównaniu do obiegów z regeneracją, w pracy wykonano obliczenia dla obiegu podstawowego (rys. 4.2), które posłużyły następnie za „punkt odniesienia” dla pozostałych wariantów obiegu.

Przy założonej temperaturze kondensacji T_1 , entalpię właściwą i entropię właściwą na wejściu pompy uzyskuje się jako wartości funkcji termodynamicznych cieczy nasyconej (cieczy wrzącej) $h_1 = h_f(T_1)$ i $s_1 = s_f(T_1)$. Dla przemiany izentropowej 1–2 (sprężanie w pompie) mamy $s_{2s} = s_1 = \text{idem}$. Entalpia właściwa czynnika roboczego na wyjściu pompy w przypadku sprężania przy przemianie izentropowej wynosiłaby $h_{2s} = h(p_2, s_{2s})$, gdzie $p_2 = p_5$, zgodnie z założeniem izobarycznego podgrzewania czynnika w kotle i braku spadku ciśnienia w przewodach. Entalpia właściwa i entropia właściwa na wejściu turbiny wynoszą odpowiednio $h_5 = h(p_5, T_5)$ oraz $s_5 = s(p_5, T_5)$, przyjmując zadaną wartość ciśnienia p_5 i temperatury T_5 jako zmienne niezależne (zmienne decyzyjne w procedurze doboru parametrów siłowni ORC). Analogicznie dla przemiany izentropowej 5–6 otrzymujemy $s_{6s} = s_5 = \text{idem}$. Entalpia właściwa czynnika na wyjściu turbi-

ny w przypadku izentropowego rozprężania wynosiłaby $h_{6s} = h(p_6, s_{6s})$, gdzie $p_6 = p_1$ na mocy założenia o izobarycznym odprowadzaniu ciepła w skraplaczu i braku spadku ciśnienia w przewodach.



Rys. 4.2. Prosta siłownia ORC w stacji przetłoczającej: a) obieg podkrytyczny, b) obieg nadkrytyczny, c) schemat procesu technologicznego w siłowni ORC z obiegiem podkrytycznym; S – spaliny.

OT – olej termalny, P – powietrze

Fig. 4.2. Basic ORC configuration in compressor station: a) subcritical, b) supercritical, c) flow-sheet of subcritical ORC plant; S – exhaust gas, OT – heat transfer fluid, P – air

Bilanse strumieni energii dla elementów układu, tj. turbiny, skraplacza, pompy i kotła są następujące

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{CR} (h_6 - h_5) = \dot{m}_{CR} \eta_T (h_{6s} - h_5) \quad (4.1)$$

$$\dot{Q}_S = \dot{m}_{CR} (h_6 - h_1) \quad (4.2)$$

$$\dot{W}_P = \dot{m}_{CR} (h_2 - h_1) = \frac{\dot{m}_{CR}}{\eta_P} (h_{2s} - h_1) \quad (4.3)$$

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_{CR} (h_5 - h_2) \quad (4.4)$$

Obliczenia sprawności silowni muszą uwzględniać przybliżoną moc pompy wymagana do przetłoczenia oleju termalnego. Pomijając rozszerzalność cieplną płynu otrzymujemy

$$\dot{W}_{p,OT} = \dot{m}_{OT} \int_{p_{min}}^{p_{max}} v dp = \frac{8 \bar{\lambda} \dot{m}_{OT}^3 L}{\rho_{OT}^2 \pi^2 D^5} \quad (4.5)$$

gdzie $\bar{\lambda}$ jest średnią wartością współczynnika oporów Darcy'ego, D , L są odpowiednio średnicą i długością rurociągu z olejem termalnym, ρ_{OT} jest średnią gęstością oleju termalnego.

Przy założeniu, że powietrze będzie służyć jako czynnik chłodzący w skraplaczu, obliczenia mocy elektrycznej netto silowni ORC powinny uwzględniać moc potrzebną do napędu wentylatorów

$$\dot{W}_{p, \text{powietrze}} = \Delta p_{\text{powietrze}} \dot{V}_{\text{powietrze}} \quad (4.6)$$

gdzie $\Delta p_{\text{powietrze}}$ jest spadkiem ciśnienia po stronie powietrza w skraplaczu, $\dot{V}_{\text{powietrze}}$ jest strumieniem objętości powietrza.

Spadek ciśnienia może być wyrażony w postaci stałej określającej współczynnik oporu miejscowego

$$\zeta = \frac{\Delta p_{\text{powietrze}}}{\rho_{\text{powietrze}} w_{\text{powietrze}}^2 / 2} \quad (4.7)$$

Prędkość przepływu i strumień objętości powietrza w funkcji strumienia masy powietrza wynoszą

$$w_{\text{powietrze}} = \dot{V}_{\text{powietrze}} / A = \dot{m}_{\text{powietrze}} / (\rho_{\text{powietrze}} A) \quad (4.8)$$

Uwzględniając równania (4.7) i (4.8), równanie (4.6) przyjmuje postać

$$\dot{W}_{p, \text{powietrze}} = \frac{\zeta \dot{m}_{\text{powietrze}}^3}{2 \rho_{\text{powietrze}}^2 A^2} \quad (4.9)$$

Ostatecznie moc silowni netto wynosi

$$\dot{W}^{\text{net}} = \dot{W}_T - \dot{W}_p - \dot{W}_{p,OT} - \dot{W}_{p, \text{powietrze}} \quad (4.10)$$

Strumienie masy: oleju termalnego $\dot{m}_{OT}$, czynnika roboczego $\dot{m}_{CR}$ oraz powietrza $\dot{m}_{\text{powietrze}}$ uzyskuje się na podstawie analizy procesów wymiany ciepła przedstawionej w podrozdziale 4.3.

Podstawowym zagadnieniem w tej pracy jest porównanie obiegów o różnych konfiguracjach i stosowanych czynnikach roboczych, przyjmując jako kryterium moc netto obiegu, przy założeniu tych samych parametrów źródła ciepła i jednakowych warunków chłodzenia czynnika w obiegu. Przyjmując ciśnienie i temperaturę na wejściu turbiny jako zmienne decyzyjne $\mathbf{x} \equiv (p_5, T_5)^T$ i oznaczając

funkcję celu jako $f(\mathbf{x}) = \dot{W}^{\text{net}}$, problem doboru parametrów prostej siłowni ORC może być zapisany jako

Znajdź $\mathbf{x}$ takie, że

$$\max \dot{W}^{\text{net}} \quad (4.11)$$

przy ograniczeniach

$$p_5 \leq p_5^{(G)} \quad (4.12)$$

$$T_5 \leq T_5^{(G)} \quad (4.13)$$

Graniczna wartość ciśnienia $p_5^{(G)}$ wynika ze względów bezpieczeństwa, natomiast graniczna wartość temperatury $T_5^{(G)}$ wynika z wymagań w zakresie trwałości chemicznej i niepalności czynnika roboczego. W przypadku obiegów podkrytycznych, wprowadzono dodatkowe ograniczenie, definiujące maksymalny stopień przegrzania pary (ΔT_{4-5}). Jego wprowadzenie ma na celu ograniczenie wymaganej powierzchni przegrzewacza (a więc pośrednio kosztu materiałów do budowy przegrzewacza), w związku z mniejszymi współczynnikami przewodzenia ciepła w fazie gazowej w porównaniu z fazą ciekłą.

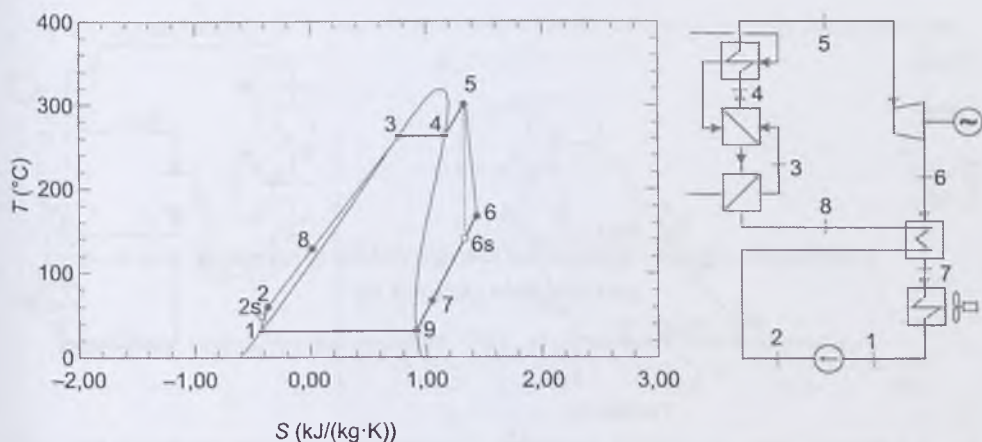
4.2.2. Obieg siłowni ORC z regeneracją: wariant I

W przypadku suchych czynników roboczych, dodatnie nachylenie krzywej nasycenia powoduje, że czynnik na wyjściu turbiny posiada jeszcze pewną ilość ciepła przegrzania. Ciepło to może być wykorzystane do regeneracji, polegającej na wstępnym podgrzaniu czynnika roboczego, przez co zwiększeniu temperatury cieczy na wejściu kotła. W rezultacie, komercyjnie dostępne, kompaktowe układy ORC zwykle posiadają regeneratory (rys. 4.3), które są przeciwprądowymi, przeponowymi wymiennikami ciepła.

Efektem regeneracji jest obniżenie średniej różnicy temperatury między nośnikiem ciepła (olejem termalnym) i czynnikiem roboczym w kotle, co prowadzi do mniejszych strat egzergii. Obecność regeneratora nie komplikuje w znaczący sposób układu, jednak należy pamiętać, że każde dodatkowe urządzenie powoduje wzrost nakładów inwestycyjnych. Przyjęto, że regenerator jest adiabatycznym wymiennikiem ciepła o określonym współczynniku sprawności. W przypadku analizowanych układów ORC, płynem o mniejszym strumieniu pojemności cieplnej jest strumień pary z turbiny. W związku z tym współczynnik efektywności regeneratora jest określony następująco

$$\varepsilon = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_{7,\min}} \quad (4.14)$$

gdzie $h_{7,\min}$ jest minimalną entalpią właściwą strumienia o mniejszej pojemności cieplnej na wyjściu wymiennika (nieskończenie wielkiego wymiennika), obliczoną na podstawie temperatury T_2 , czyli $h_{7,\min} = h(p_1, T_2)$.



Rys. 4.3. Siłownia ORC z regeneracją (toluen jako czynnik roboczy, skala przemian 1–2 i 4–5 zniekształcona dla czytelności)

Fig. 4.3. Regenerative ORC (toluene as working fluid, scale of processes 1–2 and 4–5 distorted for clarity)

Entalpia właściwa w punkcie 7 wynosi

$$h_7 = h_6 - \varepsilon(h_6 - h_{7,\min}) \quad (4.15)$$

Entalpia właściwa w punkcie 8 wyznaczana jest z bilansu strumieni energii w adiabatycznym regeneratorze

$$h_8 = h_2 + h_6 - h_7 \quad (4.16)$$

Bilans energii w kotle jest następujący

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_{CR}(h_5 - h_8) \quad (4.17)$$

Sformułowanie problemu doboru parametrów siłowni ORC z regeneracją w tym wariantcie pozostaje bez zmian.

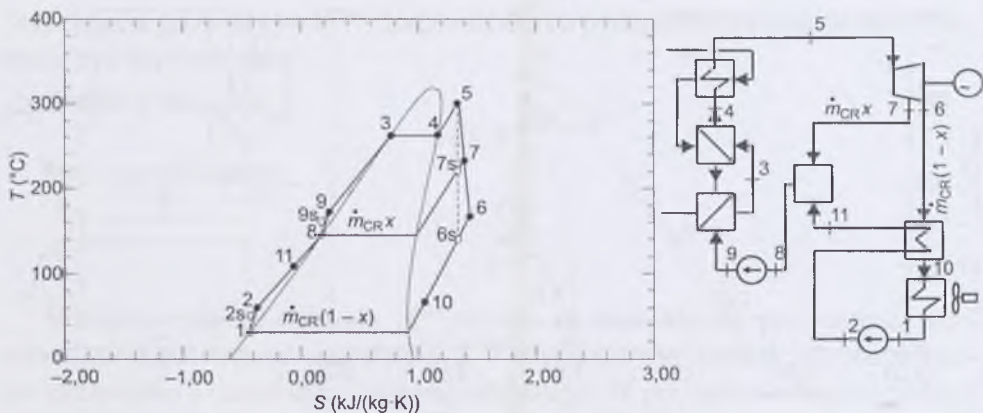
4.2.3. Obieg siłowni ORC z regeneracją: wariant II

W tej konfiguracji obiegu zakłada się, że czynnik roboczy zanim trafi do kotła jest podgrzewany w podgrzewaczu mieszankowym, podobnie jak w przypadku regeneracyjnego podgrzewania wody zasilającej w siłowniach parowych. Podgrzewacz mieszankowy jest bezprzepływowym wymiennikiem ciepła, w którym para z upustu turbiny miesza się z cieczą czynnika roboczego opuszczającego regeneratora (rys. 4.4).

Entalpia właściwa czynnika w punkcie 11 (na wejściu podgrzewacza mieszankowego) jest obliczana na podstawie sprawności regeneratora

$$h_{11} = h_2 + \varepsilon(h_6 - h_{10,\min}) \quad (4.18)$$

gdzie $\varepsilon = \frac{h_6 - h_{10}}{h_6 - h_{10,\min}}$.



Rys. 4.4. Silownia ORC z regeneracją za pomocą podgrzewacza mieszkankowego (toluen jako czynnik roboczy, skala przemian 1–2, 4–5 i 8–9 zniekształcona dla czytelności)

Fig. 4.4. Regenerative ORC with feed-liquid heater (toluene as working fluid, scale of processes 1–2, 4–5 and 8–9 distorted for clarity)

Strumień pary z upustu regeneracyjnego wyznaczono z bilansu energii

$$\dot{m}_{CR} x (h_7 - h_8) = \dot{m}_{CR} (1 - x) (h_8 - h_{11}) \quad (4.19)$$

Z równania (4.19) otrzymano udział masowy pary upustowej

$$x = \frac{h_8 - h_{11}}{h_7 - h_{11}} \quad (4.20)$$

Moc turbiny, pompy oraz strumień ciepła dostarczonego w kotle wyznaczono z zależności

$$\dot{W}_T = \dot{m}_{CR} \eta_T [(h_5 - h_{6s}) + x(h_{6s} - h_{7s})] \quad (4.21)$$

$$\dot{W}_P = \frac{\dot{m}_{CR}}{\eta_P} [(1 - x)(h_{2s} - h_1) + \dot{m}_{CR} (h_{9s} - h_8)] \quad (4.22)$$

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_{CR} (h_5 - h_9) \quad (4.23)$$

Zmiennymi decyzyjnymi w procesie doboru parametrów układu są ciśnienie i temperatura na wejściu turbiny, oraz stosunek różnicy ciśnienia określający ciśnienie w podgrzewaczu mieszkankowym (i miejsce upustu pary w turbinie) $x \equiv (p_5, T_5, \varepsilon)^T$, gdzie $\varepsilon = \frac{p_7 - p_6}{p_5 - p_6}$. Problem doboru parametrów silowni ORC dla tej konfiguracji można sformułować w następujący sposób.

Znajdź x takie, że

$$\max \dot{W}_{TKE} \quad (4.24)$$

przy ograniczeniach

$$p_5 \leq p_5^{(G)} \quad (4.25)$$

$$T_5 \leq T_5^{(G)} \quad (4.26)$$

$$0 \leq \varepsilon \leq 1 \quad (4.27)$$

4.2.4. Wskaźniki efektywności konwersji energii odpadowej na energie elektryczna

Sprawność energetyczna systemu ORC wyznaczana jest następująco

$$\eta_l = \frac{\dot{W}^{net}}{\dot{Q}_s} \quad (4.28)$$

gdzie $\dot{Q}_s$ jest strumieniem ciepła odebranym od spalin.

Strumień ciepła spalin jest obliczany z zależności

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_s (h_{s1} - h_{s2}) \quad (4.29)$$

gdzie $\dot{m}_s$ jest strumieniem masy spalin z turbiny gazowej, h_{s1} jest entalpią właściwą spalin na wejściu podgrzewacza oleju termalnego, h_{s2} jest entalpią właściwą spalin na wyjściu podgrzewacza.

Sprawność egzergetyczna systemu ORC jest wyrażona przez stosunek egzergii wyprowadzonej z układu do egzergii napędowej. W przypadku stacji przetłoczeniowych, jedynym produktem użytecznym działania siłowni ORC jest wytwarzana moc elektryczna, dlatego przyjęto, że strumień egzergii wyprowadzonej z układu jest równy mocy netto siłowni ORC. Egzergią napędową jest egzergia ciepła przekazanego do układu w podgrzewaczu oleju termalnego (wymiennik spaliny–olej termalny)

$$\eta_e = \frac{\dot{W}^{net}}{\dot{E}_s} \quad (4.30)$$

gdzie $\dot{E}_s = \dot{Q}_s \left(1 - \frac{T_0}{T_{OT}} \right)$.

Zważywszy, że spaliny opuszczające podgrzewacz oleju termalnego odprowadzane są do atmosfery, w niniejszej pracy uwzględniono również straty egzergii z tym związane, co w pewien sposób upraszcza obliczenia egzergii spalin. Egzergią napędową jest wówczas egzergia strumienia spalin na wejściu podgrzewacza oleju termalnego $\dot{E}_s = \dot{E}_{s1}$. Pomijając egzergię kinetyczną i potencjalną, egzergia fizyczna strumienia spalin na wejściu podgrzewacza oleju termalnego wynosi

$$\dot{E}_{s1} = \dot{m}_s [(h_{s1} - h_{s0}) - T_0 (s_{s1} - s_{s0})] \quad (4.31)$$

Egzergia strumienia powietrza na wejściu skraplacza nie jest brana pod uwagę przy obliczaniu egzergii napędowej układu, ponieważ wentylator skraplacza znajduje się w granicach rozważanego tutaj układu i został uwzględniony w równaniu (4.10).

Z punktu widzenia oceny zasobów energii odpadowej, celem jest maksymalizacja mocy netto siłowni ORC. Dla danego strumienia egzergii spalin z turbiny gazowej, moc netto siłowni ORC jest skorelowana ze sprawnością egzergetyczną wyznaczaną z równania (4.30) z uwzględnieniem równania (4.31), tzn. obieg o największej mocy netto jest jednocześnie tym, który pozwala na konwersję największej ilości dostępnej energii źródła ciepła (spalin z turbiny) na pracę mechaniczną. Moc netto siłowni ORC mogłaby być również skorelowana ze sprawnością energetyczną siłowni, pod warunkiem, że jednakowy strumień ciepła podlegałby konwersji na pracę mechaniczną. Jednak ilość ciepła odebranego ze spalin w podgrzewaczu oleju termalnego jest zależna od przebiegu procesów wymiany ciepła w układzie siłowni ORC, co powoduje, że sprawność energetyczna i sprawność egzergetyczna nie są silnie skorelowane.

4.3. PRZYKŁAD ANALIZY DLA SYSTEMU PRZESYŁOWEGO JAMAŁ-EUROPA

4.3.1. Dane dotyczące źródła ciepła

W pięciu stacjach przetłocznych gazociągu Jamał-Europa na terenie Polski znajdują się turbiny gazowe SGT-600, przeznaczone do napędu mechanicznego o maksymalnej mocy 25 MW, które pracują przy stosunkowo stabilnym obciążeniu przez cały rok, ze względu na realizację dostaw gazu na podstawie wieloletnich kontraktów. Według danych producenta (Siemens AG, 2010) moc netto jednostki w warunkach ISO jest równa 25,40 MW, temperatura i strumień masy spalin wynoszą odpowiednio $T_{st} = 543^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_s = 80,4 \text{ kg/s}$. Powyższe dane świadczą o dużej ilości energii odpadowej, potwierdzonej w praktyce przez operatora gazociągu, więc turbiny wydają się być źródłem wysokiej jakości ciepła dla siłowni ORC.

Korzystając z powyższych informacji, przy założeniu następującego składu spalin (udziały molowe): 75,4% N_2 , 13,6% O_2 , 3,4% CO_2 , 6,6% H_2O , 1,0% Ar , strumień ciepła odprowadzonego do atmosfery przy temperaturze powietrza 15°C możemy szacować na 46,2 MW. Wartość ta dotyczy jednej turbosprężarki i odpowiada 1/3 lub 1/2 mocy stacji przetłocznej, ponieważ przynajmniej jeden turbokompresor w każdej ze stacji znajduje się w trybie czuwania. Oczywiście, z powodu braku jakiegokolwiek systemu zagospodarowania energii odpadowej, ta znacząca ilość egzergii spalin jest aktualnie tracona.

Biorąc pod uwagę dane dotyczące parametrów spalin z turbiny gazowej, ilość ciepła odprowadzanego aktualnie do atmosfery wynosi

$$\dot{Q}_{S1} = \dot{m}_S (h_{S1} - h_{S0}) \quad (4.32)$$

gdzie h_{S0} jest entalpią właściwą spalin w warunkach otoczenia (stan odniesienia).

Główna część tego ciepła jest przekazywana do oleju termalnego $\dot{Q}_{OT}$, znaczna część jest obecna w spalinach opuszczających podgrzewacz oleju $\dot{Q}_{S2}$, a niewielka część jest stratą w rezultacie wymiany ciepła z otoczeniem $\dot{Q}_{straty}$. Zgodnie z równaniem zachowania energii otrzymujemy

$$\dot{Q}_{S1} = \dot{Q}_{OT} + \dot{Q}_{S2} + \dot{Q}_{straty} = \dot{Q}_{OT} + \dot{m}_S (h_{S2} - h_{S0}) + \dot{Q}_{straty} \quad (4.33)$$

Przyjmując temperaturę i ciśnienie spalin odpowiednio $T_{S1} = 543^\circ\text{C}$ i $p_{S1} = 0,1058$ MPa, oraz temperaturę i ciśnienie powietrza atmosferycznego wynoszące odpowiednio $T_0 = 15^\circ\text{C}$ i $p_0 = 0,1013$ MPa, obliczone zostały wartości entalpii właściwej spalin na wejściu podgrzewacza oleju (h_{S1}) oraz entalpii właściwej spalin w warunkach odniesienia (h_{S0}). Zakładając stratę w wymienniku spaliny–olej termalny na poziomie $\approx 1,5\%$, otrzymano $\dot{Q}_{straty} = 692,7$ kW. Uwzględniając równania (4.32) i (4.33), strumień ciepła dostarczonego do układu w wymienniku spaliny–olej wynosi

$$\dot{Q}_S = \dot{Q}_{S1} - \dot{Q}_{S2} = \dot{m}_S (h_{S1} - h_{S2}) = \dot{Q}_{OT} + \dot{Q}_{straty} \quad (4.34)$$

Wyznaczenie strumienia ciepła dostarczonego do układu w wymienniku spaliny–olej $\dot{Q}_S$ oraz strumienia ciepła przekazanego do oleju termalnego $\dot{Q}_{OT}$ wymaga określenia entalpii spalin na wyjściu podgrzewacza oleju h_{S2} . Procedura określania tej wartości zostanie przedstawiona w następnym podrozdziale.

4.3.2. Założenia dotyczące procesów wymiany ciepła

Z równań (4.1)–(4.10) wynika, że moc netto silowni jest funkcją strumienia masy czynnika roboczego, oleju termalnego i powietrza. W związku z tym uwagę skupimy teraz na procesach wymiany ciepła w podgrzewaczu oleju, kotle i skraplaczu.

Z uwagi na obliczeniową temperaturę powietrza zewnętrznego w zimie w miejscach, gdzie znajdują się stacje przetłoczone, wynoszącą -22°C , na potrzeby niniejszej analizy wybrany został syntetyczny, diatermiczny olej (Dow, 2001), którego zakres temperatury stosowania wynosi od -35°C do 330°C . Dostępne w literaturze równania korelacyjne między entalpią i temperaturą oleju są następujące (NREL, 2009)

$$h_{OT}(T) = 1,51461 \cdot T^2 + 1,59867 \times 10^3 \cdot T - 2,50596 \times 10^0 \quad (4.35)$$

$$T_{OT}(h) = 6,186 \times 10^{-17} \cdot h^3 - 2,2211 \times 10^{-10} \cdot h^2 + 5,9998 \times 10^{-4} \cdot h + 7,7742 \times 10^{-1} \quad (4.36)$$

gdzie $[h] = \text{J/kg}$, a $[T] = ^\circ\text{C}$.

Wykres przedstawiony na rys. 4.5a ilustruje przebieg tzw. krzywych kompozycyjnych dla strumienia czynnika roboczego (CR), oleju termalnego (OT) oraz spalin (S), dających wgląd w sposób połączenia wymienników ciepła, w sposób analogiczny jak w metodzie *pinch* (Linnhoff i Hindmarsh, 1983) (Szargut i Ziębik, 1998). Zadana wartość maksymalnej temperatury oleju termalnego (T_{OT1}) w celu zapewnienia trwałości chemicznej płynu wynosi 330°C, natomiast zadana wartość różnicy temperatury między olejem termalnym a czynnikiem roboczym w punkcie nasycenia ΔT_{pp1} (punkt *pinch* PP1) wynosi 10°C. Temperatura oleju termalnego na początku parownika wynosi zatem $T_{OT2} = T_3 + \Delta T_{pp1}$, a odpowiadająca jej wartość entalpii oleju termalnego jest wyznaczona z równania (4.35).

Temperaturę oleju termalnego na wyjściu kotła można uzyskać, rozwiązując równania bilansu energii odpowiednich części kotła. Na przykład dla obiegu z regeneracją (wariant I) otrzymujemy następujące równania:

– dla parownika i przegrzewacza

$$\dot{m}_{OT}(h_{OT1} - h_{OT2}) = \dot{m}_{CR}(h_5 - h_3) \quad (4.37)$$

– dla podgrzewacza (ekonomizera)

$$\dot{m}_{OT}(h_{OT2} - h_{OT3}) = \dot{m}_{CR}(h_3 - h_8) \quad (4.38)$$

gdzie $h_3 = h_f(T_3)$ jest entalpią właściwą cieczy nasyconej przy temperaturze nasycenia $T_3 = T_f(p_2)$ (odpowiadającej ciśnieniu p_2).

Z równań (4.37) i (4.38), zakładając zgodnie z założeniami metody *pinch* stałe pojemności cieplne płynów w rozpatrywanych zakresach temperatury, wyznaczono entalpię oleju termalnego na wyjściu kotła h_{OT3} . Odpowiadająca jej wartość temperatury oleju termalnego na wyjściu kotła jest obliczana z równania (4.36).

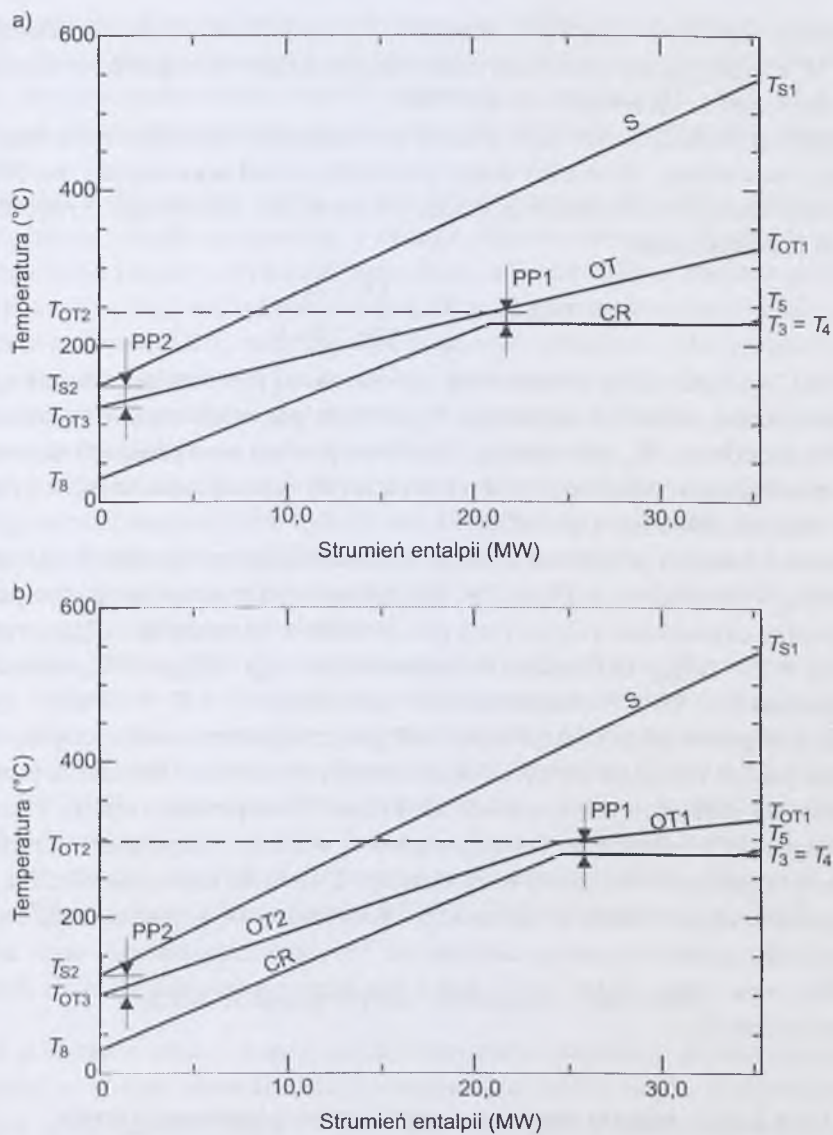
Założono, że zadana wartość minimalnej różnicy temperatury między olejem termalnym a spalinami (na wyjściu podgrzewacza oleju) ΔT_{pp2} (punkt *pinch* PP2) wynosi 30°C. Temperatura spalin na wyjściu podgrzewacza oleju wynosi więc $T_{S2} = T_{OT3} + \Delta T_{pp2}$. Odpowiadająca jej wartość entalpii $h_{S2} = h(p_{S2}, T_{S2})$ pozwala na obliczenie strumienia ciepła dostarczonego do układu $\dot{Q}_8$ oraz strumienia ciepła przekazanego do oleju termalnego $\dot{Q}_{OT}$ z zależności (4.34).

Strumień masy czynnika roboczego wyznaczany jest z równania

$$\dot{m}_{OT} = \frac{\dot{Q}_{OT}}{h_{OT1} - h_{OT3}} \quad (4.39)$$

Dla adiabatycznego kotła $\dot{Q}_K = \dot{Q}_{OT}$ i na podstawie równania (4.17) określono strumień masy czynnika roboczego

$$\dot{m}_{CR} = \frac{\dot{Q}_K}{h_5 - h_8} \quad (4.40)$$



Rys. 4.5. Przykład krzywych kompozycyjnych dla procesów wymiany ciepła w siłowni ORC z re-generatorem (wariant I). S – spaliny, OT – olej termalny, CR – czynnik roboczy: a) jeden obieg OT, b) oddzielne obiegi OT w podgrzewaczu i parowniku, PP – punkt *pinch*

Fig. 4.5. Composite curves illustrating thermal matching of exhaust gas (S), heat transfer fluid (OT), and working fluid (CR) in regenerative ORC (case I): a) single OT cycle, b) two separate OT cycles in economizer and evaporator, PP – pinch point

Testowano również wariant instalacji z dwoma oddzielnymi obiegami oleju termalnego (rys. 4.5b). Wyniki pokazały, że w przypadku niektórych czynników roboczych ograniczenia wynikające z istnienia dwóch punktów *pinch* przy jed-

nym obiegu oleju termalnego powodują zmniejszenie ilości ciepła odebranego od spalin. W ich przypadku powyższa modyfikacja układu wymienników ciepła poprawia moc netto i sprawność siłowni ORC.

Przyjętym rozwiązaniem jeśli chodzi o chłodzenie czynnika roboczego był skraplacz powietrzny. Strumień masy powietrza został wyznaczony na podstawie bilansu energii w dwufazowej części wymiennika. Dla obiegu z regeneracją (wariant I) otrzymujemy

$$\dot{m}_{\text{powietrze}} = \dot{m}_{\text{CR}} \frac{(h_o - h_i)}{(h_{p2} - h_{p1})} \quad (4.41)$$

gdzie $\dot{m}_{\text{powietrze}}$ jest strumieniem masy powietrza, h_o jest entalpią właściwą pary nasyconej suchej czynnika roboczego, h_i jest entalpią właściwą cieczy nasyconej czynnika roboczego, h_{p2} jest entalpią właściwą powietrza w punkcie odpowiadającym minimalnej różnicy temperatury płynów, h_{p1} jest entalpią właściwą powietrza na wejściu chłodnicy (rys. 4.2).

Wartości entalpii powietrza zostały wyznaczone odpowiednio z zależności $h_{p2} = h(p_{p2}, T_{p2})$ oraz $h_{p1} = h(p_o, T_o)$. Zakładając minimalną różnicę temperatury pomiędzy czynnikiem roboczym a powietrzem w skraplaczu ΔT_{pp3} otrzymujemy $T_{p2} = T_1 - \Delta T_{pp3}$. Obliczenia przeprowadzono dla $\Delta T_{pp3} = 5^\circ\text{C}$, temperatury skraplania $T_1 = 30^\circ\text{C}$, oraz temperatury powietrza $T_{p1} = T_o = 15^\circ\text{C}$.

W pracy porównano efektywność energetyczną trzech omówionych wcześniej wariantów obiegu z różnymi czynnikami roboczymi. Obliczenia przeprowadzono dla jednakowych wartości strumienia i temperatury spalin z turbiny oraz temperatury powietrza. Przyjęto tę samą wartość temperatury skraplania. Stosunek współczynnika oporu miejscowego ζ do kwadratu powierzchni przekroju strumienia powietrza w skraplaczu w równaniu (4.9) jest funkcją wymiarów i układu geometrycznego skraplacza. Przyjęto stałą wartość tego współczynnika, wynoszącą $2 \cdot 10^{-7} \text{ m}^{-4}$, która jest odpowiednia dla tej skali skraplaczy powietrznych.

4.3.3. Założenia dotyczące parametrów eksploatacyjnych

Wyznaczenie ciśnienia i temperatury w pobliżu punktu krytycznego jest zadaniem źle uwarunkowanym, co powoduje niestabilne rozwiązania. Drescher i Brüggemann (2007) zaproponowali ograniczenie zadanej wartości ciśnienia pary nasyconej 0,1 MPa poniżej wartości ciśnienia krytycznego. Takie założenie przyjęto również w tej pracy w przypadku obiegów podkrytycznych.

Niskie współczynniki przewodzenia ciepła w fazie gazowej powodują zwiększenie powierzchni przegrzewaczy. W celu ograniczenia ewentualnych kosztów wymiennika ciepła, przyjęto dodatkowe ograniczenie na stopień przegrzania $\Delta T_{4-5} \leq 5^\circ\text{C}$.

Analizowano również obiegi nadkrytyczne, jednak ze względu na ograniczenia związane z projektowaniem, kosztami materiałów i bezpieczeństwem eksploatacji, przyjęto maksymalną wartość ciśnienia w obiegu ORC $p_5^{(U)} = 8,4$ MPa, która jest równa maksymalnemu ciśnieniu roboczemu w orurowaniu stacji przetłocznej.

Zgodnie z równaniem (4.10), w obliczeniach użytecznej mocy siłowni ORC uwzględniona została moc pompy w obiegu oleju termalnego. Wynika to z faktu, że potencjalne projekty wykorzystania ciepła odpadowego w stacjach przetłocznych musiałyby być realizowane w ramach prac modernizacyjnych i lokalizacja elementów siłowni ORC mogłaby być w pewnej odległości od wymiennika ciepła spaliny–olej, z powodu braku wolnej powierzchni pod zabudowę instalacji, lub w związku ze strefami zagrożenia wybuchem stacji. Wobec powyższego założono, że obieg oleju ma całkowitą długość przewodów 300 m. Przyjęte wartości sprawności maszyn przepływowych wynosiły 85% dla pompy i 80% dla turbiny, a sprawność regeneratora była równa 80%. Należy podkreślić, że w przypadku stacji przetłocznych urządzenia siłowni ORC musiałyby być wykonane z elementów spełniających wymagania iskrobezpieczeństwa, z możliwością zainstalowania w strefie zagrożenia wybuchem.

Dla każdej kombinacji wariantu obiegu i czynnika roboczego, przeprowadzone zostały obliczenia mające na celu określenie parametrów eksploatacyjnych obiegu z wykorzystaniem procedury przeglądu opartej na algorytmie genetycznym. Obliczenia przeprowadzono z wykorzystaniem procedury PIKAIA 1.2 (Charbonneau, 2002). Prawdopodobieństwa krzyżowania i mutacji zostały przyjęte jako równe odpowiednio 85% i 20%. Populacja liczyła 200, obliczenia GA obejmowały 100 pokoleń. Stan i funkcje termodynamiczne czynników roboczych, spalin i powietrza uzyskano z bazy danych REFPROP 8.0 (Lemmon i in., 2007).

4.3.4. Wstępny wybór czynników roboczych

Na podstawie relacji między ciśnieniem pary nasyconej, dopuszczalnym ciśnieniem w obiegu siłowni ORC i temperaturą źródła ciepła, przeprowadzono wstępny wybór potencjalnych czynników roboczych z bazy danych REFPROP 8.0. W przypadku stacji przetłocznych, problemy związane z możliwą toksycznością czynnika roboczego mogłyby być łatwiej rozwiązane, dzięki istniejącym strefom zagrożenia wybuchem stacji przetłocznej i lokalizacji instalacji na otwartej przestrzeni. Preferowane czynniki robocze powinny mieć minimalny potencjał niszczenia ozonu ODP (charakteryzujący wpływ czynnika na intensywność rozkładu ozonu) i stosunkowo niskie wskaźniki potencjału globalnego ocieplenia GWP (oznaczającego wpływ czynnika na wzmacnianie globalnego ocieplenia). W związku z tym, wycofane zgodnie z Protokołem montreal skim chlorowcopochodne węglowodorów (CFC) nie były brane pod uwagę, podobnie jak czynni-

ki z grupy HCFC (wodorochlorofluorowęglowodory), wycofane na mocy przepisów Unii Europejskiej (Rozporządzenie UE, 2000). Mimo braku ograniczeń czasowych dotyczących fluorowcopochodnych węglowodorów (HFC) i aktualnie powszechnego ich stosowania jako czynników chłodniczych, jednak ze względu na wyraźne tendencje w działaniach na rzecz ochrony klimatu w związku z tzw. efektem cieplarnianym, nie analizowano również czynników z tej grupy, a uwagę skupiono na 17 suchych czynnikach roboczych przedstawionych w tabelicy 4.1. Poza acetonem, przedstawione związki są węglowodorami, które można uznać za czynniki o wysokiej wydajności cieplnej i niskim koszcie, w porównaniu z tradycyjnymi czynnikami chłodniczymi z grupy HFC.

Tabela 4.1. Wstępny wybór czynników roboczych (dane dot. funkcji termodynamicznych dla 30°C)
Table 4.1. Preselcted working fluids for ORCs (properties data based on 30°C)

Oznaczenie ASHRAE	Nazwa	Masa cząsteczkowa (kg/kmol)	T_c (°C)	P_c (MPa)	c_p (cieczy wrzącej) (kJ/(kg·K))	Entalpia parowania (kJ/kg)	Równanie stanu
	Aceton	58,08	234,95	4,70	2,16	529,10	Lemmon i Span (2006)
	Benzen	78,11	288,90	4,89	1,71	429,54	Polt i in. (1992)
R-600	Butan	58,12	151,98	3,80	2,47	356,30	Buecker i Wagner (2006)
	Buten	56,11	146,14	4,01	2,34	354,80	Lemmon i Ihmels (2005)
	Cis-buten	56,11	162,60	4,23	2,27	387,20	Lemmon i Ihmels (2005)
	Cykloheksan	84,16	280,49	4,08	1,85	389,24	Penoncello i in. (1995)
	Heptan	100,20	266,98	2,74	2,26	362,01	Span i Wagner (2003)
	Heksan	86,18	234,67	3,03	2,27	362,17	Span i Wagner (2003)
R-600a	Izobutan	58,12	134,66	3,63	2,46	323,33	Buecker i Wagner (2006)
	Izobuten	56,11	144,94	4,01	2,41	353,25	Lemmon i Ihmels (2005)
	Izoheksan	86,18	224,55	3,04	2,26	344,00	Lemmon i Span (2006)
R-601a	Izopentan	72,15	187,20	3,38	2,30	341,60	Lemmon i Span (2006)
	Neopentan	72,15	160,59	3,20	2,34	299,25	Lemmon i Span (2006)
R-601	Pentan	72,15	196,55	3,37	2,34	362,40	Span i Wagner (2003)
R-290	Propan	44,10	96,74	4,25	2,78	326,70	Lemmon i in. (2009)
	Toluen	92,14	318,60	4,13	1,72	409,90	Lemmon i Span (2006)
	Trans-buten	56,11	155,46	4,03	2,35	376,09	Lemmon i Ihmels (2005)

Z danych przedstawionych w tabelicy 4.1 wynika, że masa cząsteczkowa informuje o gęstości płynu, a tym samym wielkości (średnicach i powierzchniach przekroju) elementów instalacji, natomiast wartości temperatury i ciśnienia krytycznego sugerują możliwy zakres temperatury i ciśnienia roboczego instalacji. W skrócie, można oczekiwać, że czynniki o wysokiej gęstości, małej wartości ciepła właściwego cieczy, dużej wartości entalpii parowania powinny zapewnić wysoką moc siłowni ORC. Widocznym jest, że aceton, benzen i tolueń są obiecującymi czynnikami roboczymi o relatywnie wysokiej temperaturze krytycznej, dużej entalpii parowania i małym cieple właściwym cieczy. W ostatniej kolumnie tabelicy 4.1 podano równania stanu wykorzystane w tej pracy, zgodnie z danymi

w bazie REFPROP 8.0.

Tabela 4.2. Ograniczenia na parametry eksploatacyjne silowni ORC dla przyjętych czynników roboczych

Table 4.2. Operational limits of the ORC components for preselected working fluids

Czynnik roboczy	Temperatura topnienia (°C)	Punkt zapłonu (°C)	Maksymalna temperatura (°C)	Maksymalna temperatura wrzenia (°C)	Minimalne ciśnienie (kPa)
Aceton	-95	465	276	234	37,9
Benzen	6	498	362	287	15,9
Butan	-138	365	302	150	283,4
Buten	-185	385	252	145	344,9
Cis-buten	-139	324	252	161	250,3
Cykloheksan	7	260	427	279	16,2
Heptan	-91	285	327	264	7,8
Heksan	-95	225	327	232	25,0
Izobutan	-160	460	302	133	404,7
Izobuten	-140	465	277	143	353,9
Izoheksan	-153	264	277	222	34,6
Izopentan	-160	420	227	185	109,2
Neopentan	-17	450	277	159	200,6
Pentan	-129	309	327	195	82,0
Propan	-190	450	352	95	1079,0
Toluen	-93	480	427	317	4,9
Trans-buten	-105	324	252	154	273,3

Możliwe zakresy temperatury i ciśnienia roboczego instalacji zostały bardziej szczegółowo przedstawione w tabelicy 4.2, która przedstawia wartości temperatury topnienia, temperatury zapłonu, maksymalnej temperatury czynnika roboczego ze względu na trwałość chemiczną płynu, maksymalnej temperatury płynu ze względu na ograniczenie ciśnienia pary nasyconej (0,1 MPa poniżej wartości ciśnienia krytycznego) oraz minimalne ciśnienie obiegu (ciśnienie kondensacji) ze względu na przyjętą wartość temperatury skraplania. Biorąc pod uwagę obliczeniową wartość temperatury zewnętrznej w miejscu, gdzie znajdują się stacje przetłoczone gazociągu Jamał-Europa, czynniki robocze o temperaturze topnienia powyżej -22°C wymagałyby dodatkowych działań zapobiegających zamarzaniu czynnika roboczego w czasie gdy przetłocznia nie pracuje.

Wartości maksymalnej temperatury czynnika zostały zaczerpnięte z bazy REFPROP 8.0, przy czym wartości te powinny być w pobliżu temperatury rozkładu czynnika. Obawy o trwałość chemiczną są głównym źródłem niepewności przy ocenie przydatności czynnika do zastosowań w silowniach ORC. Dostępne

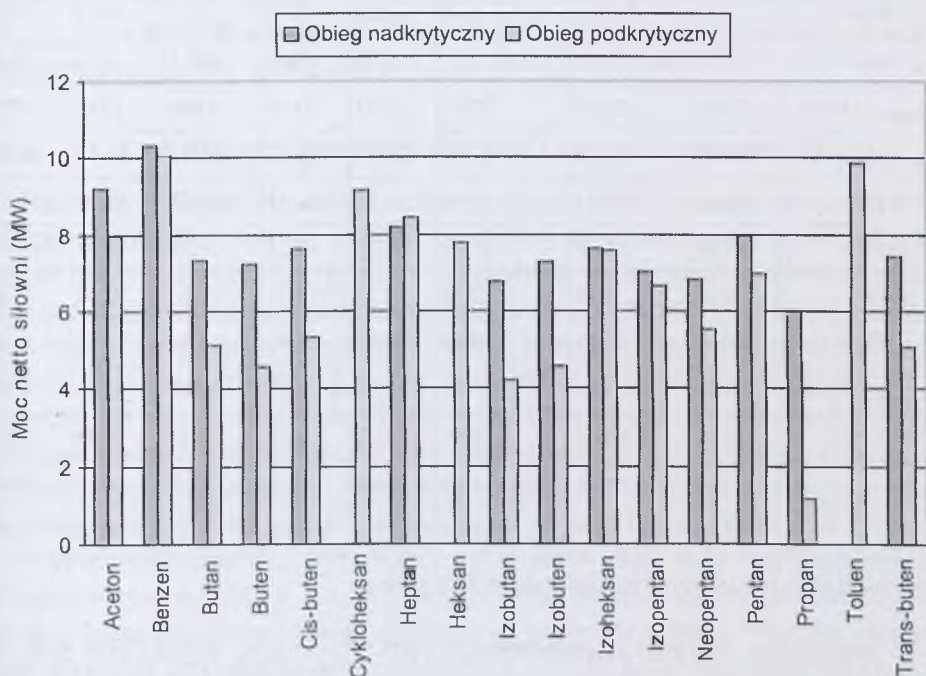
dane literaturowe dotyczące stabilności chemicznej czynników są niewystarczające, dlatego wgląd w zakres temperatury stosowania czynnika może dać analiza kinetyki rozkładu termicznego (Schroeder i Leslie, 2010). W niniejszej pracy, wartość maksymalnej dopuszczalnej temperatury czynnika została przyjęta jako mniejsza z wartości maksymalnej temperatury czynnika i temperatury zapłonu (tablica 4.2), z wyjątkiem: benzenu, toluenu i propanu, dla których maksymalna temperatura była ograniczona do $T_s^{(U)} = 320^\circ\text{C}$ i wynikała z ograniczenia na maksymalną temperaturę oleju termalnego, z uwzględnieniem przyjętej różnicy temperatury między czynnikami wymieniającymi ciepło (na tzw. gorącym końcu przegrzewacza), równej 10°C .

Wartości temperatury zapłonu w tablicy 4.2 należy traktować jako orientacyjne, a ostateczna wartość dopuszczalnej temperatury czynnika w instalacji powinna być dostatecznie niska, aby zagwarantować bezpieczeństwo. Maksymalna temperatura wrzenia odpowiada ograniczeniu na ciśnienie pary nasyconej, które zostało ustalone na poziomie 0,1 MPa poniżej ciśnienia krytycznego. Wartości ciśnienia w ostatniej kolumnie tablicy 4.2 są minimalnymi wartościami ciśnienia w obiegu, równymi ciśnieniu kondensacji dla przyjętej temperatury skraplania 30°C . Dane te są pewnym wskaźnikiem, jeśli chodzi o możliwe problemy eksploatacyjne, związane z infiltracją powietrza do instalacji procesowej siłowni ORC. Jeśli ciśnienie panujące w skraplaczu jest znacznie poniżej ciśnienia atmosferycznego, może występować problem infiltracji powietrza do instalacji, w konsekwencji wysokie podciśnienie prowadzi do zmniejszenia wydajności systemu ORC i wiąże się z koniecznością wykonywania częstych przeglądów instalacji. Dla analizowanych czynników roboczych, najniższe ciśnienie wrzenia przy temperaturze 30°C ma toluen (poniżej 5 kPa). Temperatura kondensacji może być podwyższona, jeśli jest to niezbędne do utrzymania określonego ciśnienia czynnika w skraplaczu, ale taka zmiana odbywa się oczywiście kosztem mocy siłowni.

4.3.5. Wyniki symulacji: prosta siłownia ORC

Wyniki obliczeń mocy netto prostej siłowni ORC dla różnych czynników roboczych przy jednakowych wartościach temperatury i strumienia spalin na wejściu podgrzewacza oleju termalnego oraz temperatury powietrza chłodzącego skraplacz przedstawiono na rysunku 4.6. Zauważalna jest największa wartość mocy użytecznej siłowni w przypadku czynników takich, jak: benzen, toluen, aceton i cykloheksan, które należy uznać za najlepsze czynniki robocze dla tej aplikacji z punktu widzenia efektów cieplnych. Wyniki te potwierdzają korelację między entalpią parowania, temperaturą krytyczną i mocą netto obiegu. Benzen, toluen i cykloheksan okazały się czynnikami o największym potencjale wykorzystania energii odpadowej w obiegu podkrytycznym, podczas gdy po-

nownie benzen, aceton i heptan w obiegu nadkrytycznym. Nadkrytyczne parametry czynnika wydają się nie zwiększać mocy siłowni ORC w znaczący sposób przy zastosowaniu powyższych czynników roboczych. Jednakże, w przypadku czynników o niskich wartościach temperatury krytycznej, takich jak propan i izobuten, mają one widoczny wpływ na moc netto obiegu, w wyniku lepszego dopasowania krzywych kompozycyjnych oleju termalnego i czynnika roboczego. Brak danych dotyczących nadkrytycznych obiegów cykloheksanu, heksanu i toluenu wynika z faktu, że cykloheksan i heksan mają temperaturę krytyczną powyżej temperatury zapłonu, natomiast temperatura krytyczna toluenu jest zaledwie $1,4^{\circ}\text{C}$ poniżej maksymalnej temperatury obiegu, wynoszącej 320°C , co w przypadku obiegu nadkrytycznego powoduje ekspansję czynnika w obszarze pary nasyconej.



Rys. 4.6. Moc netto prostej siłowni ORC

Fig. 4.6. Power output from basic ORC

W tabelicy 4.3 przedstawiono szczegółowe zestawienie wyników symulacji dla czynników roboczych, które zapewniają największą wartość mocy netto prostej siłowni ORC. Największą wartość mocy $\dot{W}^{\text{net}} = 10,31 \text{ W}$ otrzymano przy nadkrytycznym obiegu z wykorzystaniem benzenu, następnie 10,05 MW i 9,86 MW w przypadku obiegów o parametrach podkrytycznych, przy użyciu odpowiednio benzenu i toluenu.

Tablica 4.3. Wyniki obliczeń prostej siłowni ORC (wybrane czynniki robocze)

Table 4.3. Results of the calculations for basic cycle (selected working fluids)

Czynnik roboczy	Benzen	Benzen	Toluen	Aceton	Cykloheksan	Heptan	Heptan	Aceton
Parametry pracy	$> P_c$	$< P_c$	$< P_c$	$> P_c$	$< P_c$	$< P_c$	$> P_c$	$< P_c$
P_5 (MPa)	5.33	4.79	2.43	4.80	2.95	2.64	3.26	4.42
T_5 (°C)	320.0	292.2	281.1	276.0	260.0	269.4	285.0	236.0
ΔT_{4-5} (°C)	—	5.0	4.1	—	5.0	5.0	—	—
v_6 (m ³ /kg)	2.01	2.01	5.56	1.11	1.83	3.21	3.21	1.11
v_6/v_5	396	416	573	126	245	578	831	146
$\dot{m}_{CR}$ (kg/s)	50.6	58.5	55.8	48.0	57.0	53.1	49.8	59.4
$\dot{m}_{OT}$ (kg/s)	67.6	74.1/65.3 ^a	102.9/58.7 ^a	67.6	66.5	66.5	67.6	66.4
$\dot{m}_{powietrze}$ (kg/s)	2090	2414	2200	2443	2134	1846	1735	3022
$\dot{Q}_{OT}$ (MW)	39.71	41.41	41.50	39.73	41.47	41.48	39.78	40.89
$\dot{Q}_S$ (MW)	28.66	30.13	30.41	29.41	31.52	31.53	31.12	31.97
$\dot{W}_T$ (MW)	11.44	11.68	11.29	10.70	10.22	9.21	8.97	10.37
$\dot{W}_P$ (MW)	0.39	0.40	0.20	0.37	0.27	0.26	0.30	0.42
$\dot{W}_{P,OT}$ (MW)	0.11	0.27	0.50	0.11	0.10	0.10	0.11	0.10
$\dot{W}_{P, powietrze}$ (MW)	0.63	0.96	0.73	1.00	0.67	0.43	0.36	1.89
$\dot{W}^{net}$ (MW)	10.31	10.05	9.86	9.22	9.18	8.42	8.20	7.96
η_c (%)	51.9	49.8	48.9	46.4	45.5	41.7	41.2	39.4
η_l (%)	25.5	23.9	23.4	22.8	21.8	20.0	20.3	19.1

^a dwa obiegi oleju termalnego (two heat transfer fluid cycles)

W przypadku obiegów o parametrach nadkrytycznych, widocznym jest, że uzyskane rozwiązania oparły się na ograniczeniu maksymalnej temperatury obiegu, zatem można stwierdzić, że osiągnięcie wysokiej mocy siłowni ORC wymaga maksymalnej temperatury czynnika roboczego na wejściu turbiny.

Dla tego samego czynnika roboczego, sprawności energetyczne odpowiadające maksymalnej mocy netto siłowni są wyższe w przypadku obiegów nadkrytycznych, w porównaniu ze sprawnościami obiegów podkrytycznych. Ze względu na ograniczenia związane z procesami wymiany ciepła i wynikające z tego różne ilości ciepła dostarczonego do układu, sprawność energetyczna η_l i egzergetyczna η_c nie są silnie skorelowane, czego przykładem może być podkrytyczny i nadkrytyczny obieg z użyciem heptanu jako czynnika roboczego.

W przypadku obiegów podkrytycznych można zauważyć, że benzen i toluen wymagają modyfikacji układu siłowni, polegającej na zastosowaniu dwóch obiegów oleju termalnego w celu pełnego wykorzystania dostępnego strumienia entalpii spalin. Zalety podwójnego obiegu oleju termalnego były szczególnie widoczne w przypadku toluenu, dla którego modyfikacja układu spowodowała wzrost mocy netto siłowni o 0,88 MW. W przypadku benzenu wartość ta wynosiła 0,21 MW.

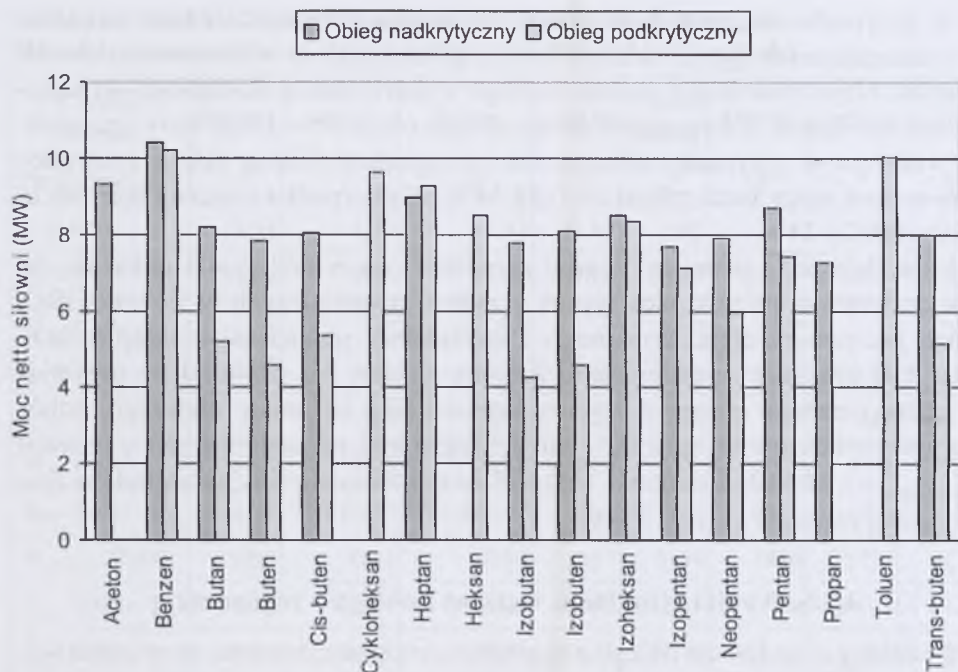
Dane dotyczące strumieni energii przedstawione w tablicy 4.3 pokazują, że zapotrzebowanie na moc elektryczną urządzeń pomocniczych w siłowni ORC, takich jak pompy oleju termalnego i wentylatory powietrza w skraplaczach, może być znaczące w porównaniu z mocą turbiny. Na przykład, w przypadku podkrytycznego obiegu z użyciem acetonu jako czynnika roboczego, pobór mocy wentylatorów skraplacza – największy wśród prezentowanych – wynosił $\dot{W}_{P, \text{powietrze}} = 1,89 \text{ MW}$ i stanowił 18% całkowitej mocy turbiny, która była w tym przypadku równa $\dot{W}_T = 10,37 \text{ MW}$.

4.3.6. Wyniki symulacji: wariant I obiegu z regeneracją

Rezultaty obliczeń dla obiegu z regeneratorem przedstawiono na rysunku 4.7. Obiegi z użyciem benzenu, toluenu i cykloheksanu nadal mają największy potencjał konwersji energii, przy czym regeneracja ma niewielki wpływ na zwiększenie mocy. Analizując wyniki można stwierdzić, że w przypadku obiegów z regeneracją i czynnikami roboczymi o niskiej temperaturze krytycznej, takimi jak propan, izobutan i izobuten, przyrost mocy układu jest większy w obiegach nadkrytycznych w porównaniu do obiegów podkrytycznych. Brak danych dotyczących podkrytycznego obiegu acetonu i propanu na rys. 4.7 wynika z faktu niemożności zastosowania regeneracji w przypadku tych dwóch czynników, z uwagi na relację wartości temperatury czynnika na wejściu regeneratora $T_2 > T_c$.

Wyniki obliczeń dla wybranych czynników przy tym wariantcie obiegu przedstawiono w tablicy 4.4. Widocznym jest, że największą moc netto obiegu uzyskano dla obiegu nadkrytycznego i podkrytycznego benzenu, dla których wynosiła ona odpowiednio 10,40 MW i 10,19 MW, następnie dla podkrytycznego obiegu toluenu i cykloheksanu, dla których wartości mocy były równe 10,07 MW i 9,88 MW.

Jedną ze specyficznych cech siłowni ORC w stacjach przetłoczych jest możliwość występowania przerw w zasilaniu ciepłem odpadowym, spowodowanych wyłączeniami turbokompresorów, w efekcie nierównomiernego odbioru gazu z systemu przesyłowego. W związku z tym, czynniki robocze o wysokiej temperaturze topnienia, np. benzen i cykloheksan, mogą być nieodpowiednie dla tych konkretnie aplikacji. Spośród pozostałych płynów, toluen, aceton, heptan i pentan zapewniają największą moc netto siłowni z regeneracją.



Rys. 4.7. Moc netto silowni ORC z regeneratorem

Fig. 4.7. Power output from regenerative ORC

Małe wartości objętości właściwej pary wskazują potencjalnie mniejsze wymiary regeneratora i chłodnicy, co wiąże się z mniejszymi nakładami inwestycyjnymi. Toluen odznacza się najwyższą wartością objętości właściwej czynnika na wyjściu turbiny $v_6 = 5,56 \text{ m}^3/\text{kg}$, co wiąże się z potrzebą większych wymiarów geometrycznych wymienników ciepła. Poza tym charakteryzuje się najmniejszą wartością ciśnienia kondensacji (patrz minimalne ciśnienie w tablicy 4.2), która sugeruje, że będzie istniała potrzeba częstszych przeglądów urządzeń ze względu na trudności z uszczelnieniem instalacji. Toluen jest jedynym czynnikiem, dla którego stopień przegrzania pary ΔT_{4-5} przy maksymalnej mocy netto obiegu jest mniejszy niż 5°C , co oznacza, że wyższe stopnie przegrzania nie są korzystne dla zwiększenia mocy w jego przypadku. Dla obiegu podkrytycznego z zastosowaniem toluenu efektem regeneracji ciepła było zwiększenie mocy netto obiegu $\dot{W}^{\text{net}}$ o 2,1% z 9,86 MW do 10,07 MW, przy jednoczesnym zmniejszeniu mocy cieplnej skraplacza $\dot{Q}_S$ o 17,2% z 30,41 MW do 25,17 MW i zmniejszeniu mocy kotła $\dot{Q}_{\text{OT}}$ o 11,9% z 41,50 MW do 36,56 MW. Możliwość zmniejszenia powierzchni skraplacza (lub zmniejszenia mocy silników elektrycznych napędzających wentylatory) jest główną zaletą obiegu z regeneracją w porównaniu do obiegu prostego. Mniejsze strumienie ciepła po stronie zasilania układu ORC, pozwalające na zmniejszenie powierzchni kotła są również istotne z punktu widzenia nakładów inwestycyjnych.

Tablica 4.4. Wyniki obliczeń silowni ORC z regeneracją

Table 4.4. Flow parameters and performance parameters for regenerative cycle with recuperator (selected working fluids)

Czynnik roboczy	Benzen	Benzen	Toluen	Cykloheksan	Aceton	Heptan	Heptan	Pentan
Parametry pracy	$> P_c$	$< P_c$	$< P_c$	$< P_c$	$> P_c$	$< P_c$	$> P_c$	$> P_c$
P_5 (MPa)	5,51	4,79	2,40	3,98	4,80	2,64	6,61	8,40
T_5 (°C)	320,0	292,2	280,0	283,5	276,0	269,4	320,0	308,9
$\Delta T_{4,5}$ (°C)	—	5,0	4,1	5,0	—	5,0	—	—
v_6 (m ³ /kg)	2,01	2,01	5,56	1,83	1,11	3,21	3,21	0,41
v_6/v_5	424	416	562	414	126	578	1579	128
$\dot{m}_{CR}$ (kg/s)	51,7	59,6	57,5	58,6	48,8	59,3	51,8	51,1
$\dot{m}_{OT}$ (kg/s)	72,6	75,6/67,6 ^a	104,5/61,2 ^a	71,5	69,8	73,1	78,4	51,1
$\dot{m}_{powietrze}$ (kg/s)	2135	2461	2266	2193	2483	2065	1803	1779
$\dot{Q}_{OT}$ (MW)	34,87	38,23	36,56	35,72	37,24	34,55	31,66	31,32
$\dot{Q}_S$ (MW)	23,67	26,73	25,17	24,98	26,75	24,54	21,99	22,04
$\dot{W}_T$ (MW)	11,62	11,91	11,60	11,11	10,87	10,30	10,30	10,15
$\dot{W}_P$ (MW)	0,41	0,41	0,20	0,38	0,37	0,29	0,63	0,86
$\dot{W}_{P,OT}$ (MW)	0,14	0,29	0,53	0,13	0,12	0,14	0,18	0,18
$\dot{W}_{P,powietrze}$ (MW)	0,67	1,02	0,80	0,72	1,05	0,60	0,40	0,39
$\dot{W}_{net}$ (MW)	10,40	10,19	10,07	9,88	9,33	9,27	9,09	8,72
η_c (%)	52,3	50,5	49,9	48,9	46,9	45,9	45,7	43,8
η_i (%)	29,2	26,2	27,0	27,1	24,6	26,3	28,1	27,2

^a dwa obiegi oleju termalnego (two heat transfer fluid cycles)

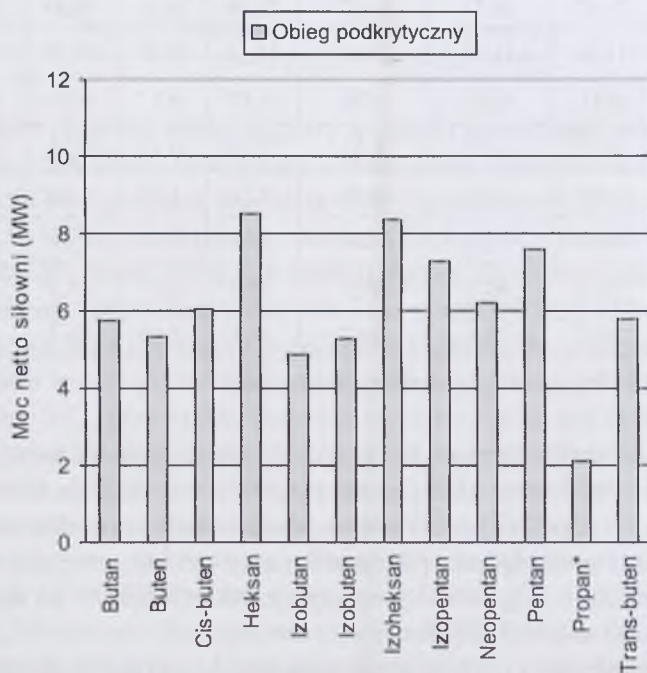
W odniesieniu do obiegów nadkrytycznych, heptan posiada najwyższy stopień ekspansji pary v_6/v_5 , równy 1579, co niewątpliwie wskazuje na konieczność stosowania turbiny o większej liczbie stopni. Skrajnie odmienną charakterystykę obserwujemy pod tym względem w przypadku acetonu, który ma najniższy stopień ekspansji, wynoszący 126, jednak towarzyszy mu największa wydajność cieplna skraplacza $\dot{Q}_S$, równa 26,75 MW.

Czynnikiem roboczym często stosowanym w komercyjnie dostępnych systemach ORC współpracujących z niskotemperaturowymi źródłami ciepła jest pentan. W przypadku analizowanej w tej pracy aplikacji, zaletą jego stosowania byłby stosunkowo niewielkich rozmiarów skraplacz, o wymaganej mocy cieplnej

22,04 MW, przy nieco niższej, lecz nadal relatywnie wysokiej mocy netto siłowni, wynoszącej 8,72 MW. Wśród płynów wymienionych w tabelicy 4.4, charakteryzujących się najlepszymi efektami cieplnymi, pentan posiada także zaletę w postaci najmniejszego podciśnienia w skraplaczu, która jest głównym powodem wyboru tego czynnika w wielu istniejących na świecie siłowniach ORC.

4.3.7. Wyniki symulacji: wariant II obiegu z regeneracją

Wyniki obliczeń mocy netto siłowni ORC z regeneratorem i podgrzewaczem mieszkankowym przedstawiono na rysunku 4.8. Tylko dwanaście czynników roboczych widocznych jest na wykresie ze względu na to, że w przypadku pozostałych pięciu płynów, tj. acetonu, benzenu, cykloheksanu, heptanu, i toluenu, strumień pary z upustu turbiny odpowiadający maksymalnej mocy netto układu, jest albo równy zero, albo pomijalnie mały. Innymi słowy, w przypadku stosowania tych czynników, regeneracja ciepła za pomocą podgrzewacza mieszkankowego prowadzi do spadku mocy siłowni. Zauważalnym jest, że z punktu widzenia zwiększenia mocy siłowni ORC, tego typu regeneracja jest korzystna tylko w przypadku obiegów podkrytycznych.



Rys. 4.8. Moc netto siłowni ORC z regeneratorem i podgrzewaczem mieszkankowym, *tylko podgrzewacz mieszkankowy

Fig 4.8. Power output from regenerative ORC with recuperator and feed-liquid heater, *feed-liquid heating only

Wyniki dla wybranych czynników roboczych przy tym wariancie obiegu przedstawiono w tablicy 4.5. Wzrost mocy $\dot{W}^{\text{net}}$ wahał się od 0,01 MW dla heksanu i izoheksanu do 0,70 MW dla cis-butenu, w stosunku do obiegu tylko z regeneratorem, więc obserwowane zmiany były raczej niewielkie. Różnice w strumieniach ciepła były bardziej widoczne, ponieważ odpowiednie spadki mocy cieplnej kotła $\dot{Q}_{\text{OT}}$ wynosiły od 0,93 MW dla heksanu do 3,70 MW dla trans-butenu, natomiast spadek mocy cieplnej skraplacza $\dot{Q}_s$ był w zakresie od 0,59 MW dla heksanu do 4,09 MW dla pentanu.

Głównym wnioskiem z analizy wyników było to, że użyteczna moc obiegow z regeneratorem i podgrzewaczem mieszkankowym nie była znacząco wyższa w porównaniu do mocy obiegow tylko z regeneratorem, więc regeneracja za pomocą upustu pary z turbiny wydaje się być korzystna tylko w kategoriach zmniejszonych strumieni ciepła w obiegu. W obiegu z użyciem pentanu jako czynnika chłodniczego, efektem dodatkowej regeneracji w podgrzewaczu mieszkankowym był wzrost mocy netto siłowni $\dot{W}^{\text{net}}$ o 2,4% z 7,43 MW do 7,61 MW, przy spadku mocy cieplnej skraplacza $\dot{Q}_s$ o 7,3% z 29,34 MW do 27,21 MW i spadku zapotrzebowania na ciepło obiegu $\dot{Q}_{\text{OT}}$ o 5,7% z 38,13 MW do 35,95 MW.

W pracy (Tchanche i in., 2010) przyjęto założenie, że ciśnienie w podgrzewaczu mieszkankowym jest większe od ciśnienia na wyjściu turbiny o połowę różnicy ciśnienia na wejściu i wyjściu turbiny, tzn. $p_7 = p_5 - (p_5 - p_6)/2$, natomiast w pracy (Desai i Bandyopadhyay, 2009) ciśnienie w podgrzewaczu mieszkankowym przyjęto w taki sposób, aby temperatura czynnika na wyjściu podgrzewacza mieszkankowego odpowiadała połowie różnicy między maksymalną a minimalną temperaturą czynnika w obiegu, tzn. $T_8 = (T_5 + T_1)/2$. Z kolei w pracy (Mago i in., 2008) wartość ciśnienia w podgrzewaczu mieszkankowym przyjęto w sposób arbitralny (wynosiła 1 MPa, przy ciśnieniu na wejściu i wyjściu turbiny równym odpowiednio 2,5 MPa i 0,1 MPa). Z danych przedstawionych w tablicy 4.5 wynika, że największa moc netto obiegow występowała przy przyroście temperatury w podgrzewaczu mieszkankowym mniejszym od połowy różnicy między maksymalną a minimalną temperaturą czynnika w obiegu. Przegrzew pary okazał się korzystny dla zwiększenia mocy netto siłowni w przypadku wszystkich prezentowanych czynników.

Stwierdzono, że sprawność energetyczna i egzergetyczna siłowni może być znacznie zwiększona dzięki regeneracji ciepła. Dla podkrytycznego obiegu z pentanem jako czynnikiem roboczym, sprawność energetyczna η_t zwiększyła się z 16,6% w przypadku prostego obiegu do 19,1% w przypadku obiegu z regeneratorem i 20,8% w przypadku obiegu z regeneratorem i podgrzewaczem mieszkankowym. Odpowiednie wartości sprawności egzergetycznej η_e wynosiły 34,6%, 36,8% oraz 37,7%.

Tabela 4.5. Wyniki obliczeń silowni ORC z regeneratorem i podgrzewaczem mieszkankowym (wybrane czynniki robocze)

Table 4.5. Flow parameters and performance parameters for regenerative cycle with recuperator and feed-water heater (selected working fluids)

Czynnik roboczy	Heksan	Izoheksan	Pentan	Izopentan	Neopentan	Cis-buten	Trans-buten	Butan
Parametry pracy	$< P_c$	$< P_c$	$< P_c$	$< P_c$	$< P_c$	$< P_c$	$< P_c$	$< P_c$
P_5 (MPa)	2,45	2,93	3,26	3,28	3,09	4,12	3,93	3,69
T_5 (°C)	225,0	227,1	199,4	190,2	163,6	165,9	159,1	155,3
P_7 (MPa)	0,25	0,32	0,53	0,66	0,98	0,98	1,05	1,14
T_8 (°C)	100,7	102,1	94,7	96,0	93,5	82,3	82,3	85,7
x	0,09	0,10	0,14	0,17	0,27	0,19	0,21	0,25
ΔT_{4-5} (°C)	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
v_6 (m ³ /kg)	1,15	0,83	0,41	0,31	0,16	0,17	0,15	0,14
v_6/v_5	142	142	63	47	24	23	21	19
$\dot{m}_{CR}$ (kg/s)	69,2	73,2	82,0	89,8	113,9	98,9	102,6	106,2
$\dot{m}_{OT}$ (kg/s)	71,8	72,0	71,2	71,4	71,1	70,1	70,1	70,4
$\dot{m}_{powietrze}$ (kg/s)	2276	2264	2449	2461	2564	2781	2790	2736
$\dot{Q}_{OT}$ (MW)	35,50	35,35	35,95	35,83	36,03	36,93	36,94	36,67
$\dot{Q}_S$ (MW)	26,06	26,08	27,21	27,39	28,54	29,30	29,54	29,40
$\dot{W}_T$ (MW)	9,80	9,73	9,32	9,06	8,25	8,46	8,23	8,11
$\dot{W}_p$ (MW)	0,36	0,46	0,58	0,63	0,75	0,83	0,83	0,84
$\dot{W}_{POT}$ (MW)	0,13	0,14	0,13	0,13	0,13	0,12	0,12	0,13
$\dot{W}_{Ppowietrze}$ (MW)	0,81	0,79	1,00	1,02	1,15	1,47	1,49	1,40
$\dot{W}^{net}$ (MW)	8,50	8,34	7,61	7,28	6,22	6,04	5,79	5,74
η_c (%)	42,1	41,4	37,7	36,1	30,8	29,9	28,7	28,5
η_i (%)	23,5	23,1	20,8	19,9	16,9	16,1	15,4	15,4

5. WNIOSKI KOŃCOWE

Powszechnie zakłada się, że nawet w czasie gdy odnawialne źródła energii będą miały znaczący udział w sektorze energetycznym, gaz ziemny pozostanie paliwem kopalnym o wysokim udziale w procesie wytwarzania energii elektrycz-

nej. Wiąże się to z faktem, iż technologie energetyczne oparte na gazie ziemnym zapewniają elastyczne wsparcie dla odnawialnych źródeł energii, charakteryzujących się dużą nierównomiernością dostaw energii elektrycznej, a także, w porównaniu z węglem kamiennym, oferują możliwość znaczącej redukcji emisji zanieczyszczeń. Dostępność gazu ziemnego w Europie zwiększa się dzięki nowym inwestycjom w infrastrukturę, takim jak terminale LNG i gazociągi przesyłowe. Obserwowany jest także wzrost zainteresowania możliwością poprawy efektywności energetycznej procesów konwersji energii w przesyśle i dystrybucji gazu, na przykład wykorzystaniem energii odpadowej w stacjach przetłoczych i w stacjach redukcyjnych.

W pierwszej części pracy skoncentrowano się na analizie efektywności chłodzenia gazu na wyjściu stacji przetłocznej. Opierając się na bilansie egzergii systemu przesyłowego podjęto próbę oceny ilościowej źródeł strat egzergii w systemie. Analiza strat egzergii w systemie pozwoliła ocenić wpływ chłodzenia gazu na efektywność energetyczną jego przesyłu. Podany praktyczny przykład wykorzystujący dane dotyczące systemu przesyłowego Jamał-Europa pokazał, że efektywne z termodynamicznego punktu widzenia prowadzenie ruchu sieci przy częściowym obciążeniu gazociągu może wymagać ograniczenia mocy chłodniczej. Głównym wnioskiem badań przeprowadzonych w tej części pracy jest to, że w przypadku stacji przetłoczych wyposażonych w chłodnice gazu problem minimalizacji kosztów eksploatacji systemu przesyłowego, rozumiany do tej pory jako minimalizacja kosztów paliwa do napędu sprężarek, powinien być sformułowany jako problem optymalizacji dwukryterialnej. Funkcja celu powinna być sumą kosztów paliwa do napędu sprężarek, zależnych od chwilowej mocy sprężarek, a także kosztów energii elektrycznej do napędu wentylatorów w chłodnicach gazu, które są funkcją mocy chłodniczej. Ponadto, należy przypuszczać, że rosnące w przyszłości opłaty za emisję dwutlenku węgla spowodują, że zwiększy się waga pierwszego składnika funkcji celu, ponieważ koszty te są silnie skorelowane z mocą turbin gazowych do napędu sprężarek. Można w związku z tym założyć, że zapotrzebowanie na moc chłodniczą w stacjach przetłoczych będzie rosło.

Zdaniem autora przyszłe prace w zakresie efektywności energetycznej przesyłu gazu mogą dotyczyć optymalizacji parametrów pracy stacji przetłoczych, rozumianej jako zagadnienie minimalizacji strat egzergii w systemie. Interesującą kwestią byłoby również porównanie wyników tak sformułowanego zadania optymalizacji termodynamicznej z wynikami optymalizacji ekonomicznej, rozumianej jako minimalizacja sumy kosztów paliwa do napędu sprężarek gazu, kosztów energii elektrycznej do napędu wentylatorów w chłodnicach gazu oraz przewidywanych kosztów emisji zanieczyszczeń w spalinach z turbin gazowych.

Przyjęta w 2007 roku polityka klimatyczna i energetyczna Wspólnoty Europejskiej z celami: zmniejszenia emisji gazów cieplarnianych do 2020 r. o 20% w po-

równaniu do 1990 r., ograniczenia zużycia energii o 20% i zwiększenia udziału energii produkowanej ze źródeł odnawialnych do 20%, będzie powodowała duże zainteresowanie rozwiązaniami umożliwiającymi produkcję energii elektrycznej bez dodatkowej emisji gazów cieplarnianych. Takimi technologiami w przemyśle gazowniczym są:

- silownie ORC, umożliwiające wykorzystanie egzergii fizycznej spalin z turbiny gazowej w przesyśle gazu,
- rozprężarki w układach do redukcji ciśnienia gazu, umożliwiające odzyskanie egzergii fizycznej sprężonego gazu ziemnego w dystrybucji gazu (Kostowski i in., 2010), (Osiadacz i Chaczykowski, 2010a),
- tzw. zimne elektrownie, wykorzystujące egzergię kriogeniczną skroplonego gazu ziemnego w transporcie morskim gazu (Szargut i Szczygiel, 2008).

Można przypuszczać, że w nadchodzących latach wymienione technologie energetyczne będą przykuwały uwagę operatorów systemów przesyłowych i dystrybucyjnych gazu ziemnego, w kontekście możliwych aplikacji w Europie, w tym także w Polsce. Pierwszą z ww. technologii energetycznych, dotyczącą wykorzystania energii odpadowej w stacjach przetłoczych omówiono w drugiej części niniejszej pracy. Analiza dotyczyła trzech wariantów silowni ORC z różnymi czynnikami roboczymi.

W dotychczas zainstalowanych systemach ORC wykorzystujących ciepło odpadowe ze stacji przetłoczych stosuje się wyłącznie pentan jako czynnik roboczy (Bronicki i Schochet, 2005), (Gutiérrez i López, 2009). Wyniki uzyskane w tej pracy wskazują, że benzen, toluen, cykloheksan i kilka innych alkanów, jak np. heptan i heksan, mogą być w pewnych aplikacjach konkurencyjnymi czynnikami roboczymi z termodynamicznego punktu widzenia. Zdaniem autora interesująca byłaby analiza wydajności cieplnej silowni ORC z zeotropowymi mieszaninami węglowodorów jako czynnikami roboczymi. Dostępne są węglowodorowe czynniki chłodnicze (HC), głównie mieszaniny propanu i izobutanu.

Kolejnym etapem analizy silowni ORC była ocena wpływu regeneracji na sprawność i moc użyteczną obiegu silowni. Istotnym aspektem tych badań była również ocena możliwości zmniejszenia mocy cieplnej kotła, a w szczególności także skraplacza, w związku z przyjętą dla tej aplikacji technologią skraplania czynnika roboczego za pomocą chłodzenia powietrzem atmosferycznym. Interesujący kierunek badań stanowi modelowanie układów dwóch połączonych obiegów Rankine'a, w których skraplacz pierwszego obiegu jest jednocześnie parownikiem drugiego obiegu (układy kaskadowe).

Rozważania ogólne na temat silowni ORC uzupełniono przykładem, w którym jako źródło ciepła posłużył zespół turbosprężarki o mocy 25 MW na gazociągu Jamał-Europa. Przeprowadzona została wstępna analiza parametrów silowni ORC, która wskazuje, że w warunkach nominalnych strumień ciepła odprowadzanego do

tej pory do atmosfery pozwala na produkcję maksymalnie około 10,4 MW mocy mechanicznej na wale turbiny w regeneracyjnym obiegu siłowni ORC. Obliczenia rzeczywistej, użytecznej mocy elektrowni musiałyby dodatkowo uwzględniać straty ciepła w przewodach i wymiennikach ciepła, spadki ciśnienia na skutek tarcia przy przepływie czynnika roboczego, jak również sprawność generatora prądu elektrycznego.

Odnosząc do stopnia zaawansowania technologicznego, do zastosowań w przemyśle gazowniczym i chłodnictwie oferowane są dużej mocy turboekspandery, ale pozostaje faktem, że turbiny klasy 5÷10 MW dla czynników organicznych, odpowiednie do zakresu mocy urządzeń uzyskanego w niniejszej pracy nie mają wielu realizacji przemysłowych, co mogłoby w praktyce skutkować nieodpowiednio zwymiarowanymi maszynami dla analizowanej stacji przetłocznej.

Podsumowując, badania przeprowadzone w niniejszej pracy dotyczyły analizy możliwości zwiększenia efektywności, a w konsekwencji również zmniejszenia kosztów transportu rurociągowego gazu ziemnego. Elementy nowości pracy w odniesieniu do wcześniejszych publikacji dotyczą:

- sformułowania problemu minimalizacji kosztów eksploatacji systemu przesyłowego jako problemu dwukryterialnego: proponowana funkcja celu powinna z jednej strony obejmować koszty napędu sprężarek ale również koszty napędu wentylatorów w chłodnicach powietrznych,
- sformułowania zagadnienia efektywności energetycznej przesyłu gazu ziemnego jako zadania minimalizacji strat egzergii w systemie,
- analizy egzergicznej układów przetłoczni gazu z systemem produkcji energii elektrycznej opartej na siłowni ORC oraz wariantowych analiz prostych układów energetycznych z różnymi czynnikami roboczymi na bazie węglowodorów.

Przedstawione badania dotyczyły analizy termodynamicznej w zakresie efektywności przesyłu gazu, natomiast potencjalne możliwości inwestycyjne należy oceniać w kategoriach ekonomicznych. Przedsięwzięcia realizowane w praktyce są rezultatem kompromisu między wydajnością systemu a nakładami inwestycyjnymi.

BIBLIOGRAFIA

Angelino G., Colonna Di Paliano P. (1998). Multicomponent working fluids for organic Rankine cycles (ORCs), *Energy* 23:449–463

Abbaspour M., Chapman K.S., Krishnaswami P. (2005). Nonisothermal compressor station optimization, *J Energy Resour Technol Trans ASME* 127:131–141

Abbaspour M., Krishnaswami P., Chapman K.S. (2007). Transient optimization in natural gas compressor stations for linepack operation, *J Energy Resour Technol Trans ASME* 129:314–324

- Abbaspour M., Chapman K.S. (2008). Nonisothermal transient flow in natural gas pipeline, *J Appl Mech Trans ASME*, 75:0310181-0310188
- AGA-8 (1992). Compressibility Factor of Natural Gas and Related Hydrocarbon Gases, AGA Report No. 8, American Gas Association, Arlington, VA
- Alabdullah A. (1991). Zastosowanie obiegu cieplnego Rankine'a celem obniżenia zużycia energii w przemysłowej instalacji absorpcyjno-desorpcyjnej. Praca doktorska, Wydział Inżynierii Chemicznej i Procesowej, Politechnika Warszawska, Warszawa
- Annaratone D. (2010). Engineering Heat Transfer, Springer-Verlag, Berlin
- AspenTech (2011). Aspen HYSYS™: <http://www.aspentech.com/products/aspen-hysys.aspx> (dostęp luty 2011)
- Badr O., Probert S.D., O'Callaghan W.P. (1985). Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine, *Appl Energy* 21:1–42
- Badyda K. (2010). Charakterystyki złożonych układów z turbinami gazowymi. *Rynek energii* 88:80–6
- Bank Światowy (2010). LIGHTS OUT? The Outlook for Energy in Eastern Europe and the Former Soviet Union. The World Bank, Washington, D.C.
- Bialecki R.A., Kruczek T. (1996). Frictional, diathermal flow of steam in a pipeline, *Chem Eng Sci* 51:4369–78
- Botros K.K., Campbell P.J., Mah D.B. (1991). Dynamic simulation of compressor station operation including centrifugal compressor and gas turbine, *J Eng Gas Turbines Power*, 113:300–311
- Botros K.K. (1994). Transient phenomena in compressor stations during surge, *J Eng Gas Turbines Power*, 116:133–142
- Brun K., Nored M.B. (2006). Guideline for field testing of gas turbine and centrifugal compressor performance – Release 2.0. Southwest Research Institute, San Antonio, TX
- Borsukiewicz-Gozdur A. (2010a). Dual-fluid-hybrid power plant co-powered by low-temperature geothermal water, *Geothermics* 39:170–176
- Borsukiewicz-Gozdur A. (2010b). Influence of heat recuperation in ORC power plant on efficiency of waste heat utilization, *Arch Thermodynamics*, No. 4(31):111–123
- Borsukiewicz-Gozdur A., Nowak W. (2007). Comparative analysis of natural and synthetic refrigerants in application to low temperature Clausius-Rankine cycle, *Energy* 32:344–352
- Borsukiewicz-Gozdur A., Nowak W. (2009). Utylizacja ciepła odpadowego z procesu wypalania klinkieru cementowego w elektrowni z nadkrytyczną siłownią organiczną, *Rynek Energii* 85:75–81
- Broniecki L.Y., Schochet D.N. (2005). Bottoming organic cycle for gas turbines, w materiałach ASME Turbo Expo 5, art. no. GT2005-68121, s. 79–86
- Buecker D., Wagner W. (2006). Reference Equations of State for the Thermodynamic Properties of Fluid Phase n-Butane and Isobutane, *J Phys Chem Ref Data*, 35:929–1019
- Camporeale S.M., Fortunato B., Mastrovito M. (2006). A modular code for real time dynamic simulation of gas turbines in Simulink, *J Eng Gas Turbines Power-Trans ASME* 128:506–17.
- Chacartegui R., Sánchez D., Muñoz J.M., Sánchez T. (2009). Alternative ORC bottoming cycles for combined cycle power plants, *Appl Energy* 86:2162–2170
- Chacartegui R., Sánchez D., Muñoz A., Sánchez T. (2011). Real time simulation of medium size gas turbines, *Energy Convers Manage* 52:713–24
- Chaczykowski M. (2003). Nieizotermiczny przepływ gazu w stanie ustalonym, *Nowocz. Gazow.* 4(VIII) 5–10

- Chaczykowski M. (2009a), Analiza termodynamiczna systemu przesyłowego gazu w aspekcie chłodzenia gazu w stacji przetłoczonej, w: Współczesne problemy energetyki gazowej i gazownictwa, IV Konferencja Naukowo-Techniczna 2009 Energetyka gazowa, Politechnika Śląska, Gliwice, s. 169–185
- Chaczykowski M. (2009b), Sensitivity of pipeline gas flow model to the selection of the equation of state, *Chem Eng Res Des* 87:1596–1603
- Chaczykowski M. (2010), Transient flow in natural gas pipeline – The effect of pipeline thermal model, *Appl Math Modelling* 34:1051–1067
- Chaczykowski M., Osiadacz A.J., Uilhoorn F.E. (2011), Exergy-based analysis of gas transmission system with application to Yamal-Europe pipeline, *Appl Energy* 88:2219–2230
- Charbonneau P. (2002), Release Notes for PIKAIA 1.2, NCAR Technical Note 451+STR, National Center for Atmospheric Research, Boulder
- Chen H., Goswami D.Y., Stefanakos E.K. (2010), A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat, *Renew Sustain Energy Rev* 14:3059–3067
- Chen H., Goswami D.Y., Rahman M.M., Stefanakos E.K. (2011), A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power, *Energy* 36:549–555
- Chen Y., Lundqvist P., Johansson A., Platell P. (2006), A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic Rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery, *Appl Therm Eng* 26:2142–2147
- Chmielniak T. (2005), Tendencje w rozwoju turbin gazowych małej mocy, w materiałach Międzynarodowej III Konferencji Naukowo-Technicznej 2005 Energetyka Gazowa, Szczyrk-Gliwice, s. 88–103
- Chmielniak T. (2008), Technologie energetyczne, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa
- Cocchi V., Mezzedimi V., Pucci M., Vitali G. (1988), Combined cycle turbines used on Snam's compressor station, *Pipeline Ind* 69:13–16
- Colebrook C.F. (1939), Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws, *J Inst Civil Engrs* 11:133–156
- Combined cycle power stations on TransCanada Pipeline in Ontario: Hearst, Kapuskasing, Nipigon, North Bay, Tunis. Capital Power Income L.P., <<http://www.capitalpowerincome.ca/en-ca/operations/Canada/Pages/default.aspx>> [dostęp listopad 2010]
- Dai Y., Wang J., Gao L. (2009), Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery, *Energy Convers Manage* 50:576–582
- Delgado-Torres A.M., García-Rodríguez L. (2007), Comparison of solar technologies for driving a desalination system by means of an organic Rankine cycle, *Desalination* 216:276–291
- Delgado-Torres A.M., García-Rodríguez L. (2010), Preliminary design of seawater and brackish water reverse osmosis desalination systems driven by low-temperature solar organic Rankine cycles (ORC), *Energy Convers Manage* 51:2913–2920
- Desai N.B., Bandyopadhyay S. (2009), Process integration of organic Rankine cycle, *Energy* 34:1674–1686
- Dincer I., Rosen M.A. (2007), Exergy: energy, environment, and sustainable development, Elsevier, Oxford
- Dow (2001), Heat Transfer Fluid Dowtherm Q, Product Technical Data, The Dow Chemical Company <<http://www.dow.com/heattrans/prod/synthetic/dowtherm.htm>> [dostęp listopad 2010]
- Drescher U., Brüggemann D. (2007), Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC), in biomass power and heat plants, *Appl Therm Eng* 27:223–228

- Ertesvåg I.S. (2007), Sensitivity of chemical exergy for atmospheric gases and gaseous fuels to variations in ambient conditions, *Energy Convers Manage* 48:1983–1995
- Evenko V.I. (1997), Thermodynamic analysis of hydrocarbon gas transportation system, *Chem Pet Eng* 33:390–5
- Fação J., Oliveira A.C. (2009), Analysis of energetic, design and operational criteria when choosing an adequate working fluid for small ORC systems, w materiałach: ASME 2009 International Mechanical Engineering Congress & Exposition, IMECE2009-12420, Lake Buena Vista, FL
- GE Energy (2011), Gate Cycle™ Software – http://www.gepower.com/prod_serv/products/oc/en/opt_diagsw/gatecycle.htm (dostęp luty 2011)
- Gerwatowski D. (2006), Tłocznia gazu ziemnego w Systemie Gazociągów Tranzytowych Jamale-Europa, *Nowoczn. Gazow.* 6:27–32
- Gnutek Z., Bryszewska-Mazurek A. (2001), The thermodynamic analysis of multicycle ORC engine, *Energy* 26:1075–1082
- Goldberg D.E. (2003), Algorytmy genetyczne i ich zastosowania, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa
- Gosselin L., Tye-Gingras M., Mathieu-Potvin F. (2009), Review of utilization of genetic algorithms in heat transfer problems, *Int J Heat Mass Transf* 52:2169–2188
- Gresh M.T. (2001), Compressor Performance Aerodynamics for the User, second ed., Butterworth Heinemann, Boston
- Gutiérrez L.C., López, J.M. (2009), Residual Heat To Power Generation in a Compression Station of Enagas (Spain), w materiałach 24th World Gas Conference, Buenos Aires, 3066–3076
- Harrison R.F., Dean R.B. (1978), Availability ratio for performance of pipeline components in two-phase flow, *J Fluids Eng Trans ASME* 100:350–2
- Hedman B.A. (2008), Waste Energy Recovery Opportunities for Interstate Natural Gas Pipelines, INGAA Report, Washington, D.C.
- Hedman B.A. (2009), Status of Waste Heat to Power Projects on Natural Gas Pipelines, INGAA Report, Washington, D.C.
- Herty M. (2007), Modeling, simulation and optimization of gas networks with compressors, *Networks Heterog Media* 2:81–97
- Hung T.-C. (2001), Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids, *Energy Convers Manage.* 42:539–553
- Hung T.-C. (2002), Triple cycle: a conceptual arrangement of multiple cycle toward optimal energy conversion, *J Eng Gas Turbines Power* 124:429–436
- Hung T.C., Shai T.Y., Wang S.K. (1997), A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat, *Energy* 22:661–667
- Incropera F.P., DeWitt D.P. (2001), Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 5th ed., John Wiley & Sons, New York
- INGAA (2010), Interstate Natural Gas Pipeline Efficiency, Interstate Natural Gas Association of America, Washington, D.C.
- Invernizzi C., Iora P., Silva P. (2007), Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines, *Appl Therm Eng* 27:100–110
- ISO 12213-3:1997 Natural gas – calculation of compression factor – Part 3. Calculation using physical properties

- Jiang W., Khan J., Dougal R.A. (2006). Dynamic centrifugal compressor model for system simulation. *J Power Sources* 158:1333–43
- Kalina J. (2009). Wykorzystanie entalpii spalin gazu ziemnego do wytwarzania energii elektrycznej w elektrowni ORC. Analiza techniczno-ekonomiczna. w: *Współczesne problemy energetyki gazowej i gazownictwa, IV Konferencja Naukowo-Techniczna 2009 Energetyka gazowa*. Politechnika Śląska, Gliwice, s. 461–474
- Kalinowski E. (1995). *Przekazywanie ciepła i wymienniki*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław
- Karellas S., Schuster A. (2008). Supercritical Fluid Parameters in Organic Rankine Cycle Applications. *Int J Thermodynamics* 11:101–108
- Kays W.M., London A.L. (1984). *Compact heat exchangers*, 3rd ed., McGraw Hill, New York
- Kim J.H., Song T.W., Kim T.S., Ro S.T. (2001). Model development and simulation of transient behaviour of heavy duty gas turbines. *J Eng Gas Turbines Power Trans ASME* 123:589–94
- Kostowski W., Żydek T., Górny K. (2010). Turboekspander jako perspektywiczna technologia dla systemu gazowego. *Rynek Energii* 88:94–100
- Kunz O., Klimeck R., Wagner W., Jaeschke M. (2007). The GERG-2004 Wide-range equation of state for natural gases and other mixtures. VDI Verlag, Duesseldorf
- Kurz R., Ohanian S., (2003). Modeling turbomachinery in pipeline simulations. w materiałach: PSIG The 35th Annual Meeting, Bern
- Larjola J. (1995). Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC). *Int J Production Economics* 41:227–235
- Lee J.H., Kim T.S. (2006). Analysis of design and part load performance of micro gas turbine/organic Rankine cycle combined systems. *J Mech Sci Technol*, 20:1502–1513
- Lee M.J., Tien D.L., Shao C.T. (1993). Thermophysical capability of ozone-safe working fluids for an organic Rankine cycle system. *Heat Recov Syst CHP* 13:409–418
- Lemmon E.W., Huber M.L., McLinden M.O. (2007). NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 8.0. National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg
- Lemmon E.W., Ihmels E.C. (2005). Thermodynamic Properties of the Butenes. Part II. Short Fundamental Equations of State, Fluid Phase Equilibria 228–229C:173–187
- Lemmon E.W., McLinden M.O., Wagner W. (2009). Thermodynamic properties of propane. III. A reference equation of state for temperatures from the melting line to 650 K and pressures up to 1000 MPa. *J Chem Eng Data* 54:3141–3180
- Lemmon E.W., Span R. (2006). Short Fundamental Equations of State for 20 Industrial Fluids. *J Chem Eng Data* 51:785–850
- Leslie N.P., Sweetser R.S., Zimron O., Stovall T.K. (2009). Recovered Energy Generation Using an Organic Rankine Cycle System. *ASHRAE Trans* 115:220–230
- Letniowski F.W. (1993). Compressor station modeling in networks. w materiałach: PSIG The 25th Annual Meeting, Pittsburgh, PA
- Lewandowski W.M., Ryms M., Kołola R., Kubski P., Klugmann-Radziemska E., Ostrowski P. (2010). Poprawa sprawności układów ORC i systemów trigeneracyjnych poprzez zastosowanie różnych termodynamicznych wariantów ich działania. *Nafta-Gaz* 66:794–799
- Linnhoff B., Hindmarsh E. (1983). The pinch design method for heat exchanger networks. *Chem Eng Sci* 38:745–763

- Liu B.-T., Chien K.-H., Wang C.-C. (2004), Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery, *Energy* 29:1207–1217
- Magiera R., Klonowicz P., Hanausek P., Chodkiewicz R., Klonowicz W. (2009), The design, construction and first operational experience for a small turbine applied in an ORC research installation, w: *Proceedings of the 8th Conference Power System Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow*, Pizeń, pp. 151–158
- Mago P.J., Chamra L.M., Somayaji C. (2007), Performance analysis of different working fluids for use in organic Rankine cycles, *Proc. IMechE, Part A: J Power Energy* 221:255–264
- Mago P.J., Srinivasan K.K., Chamra L.M., Somayaji C. (2008), An examination of exergy destruction in organic Rankine cycles, *Int J Energy Res* 32:926–938.
- Maizza V., Maizza A. (1996), Working fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems, *Appl Therm Eng* 16:579–590
- McMahan A.C. (2006), Design and Optimization Of Organic Rankine Cycle Solar-Thermal Power plants, Praca dyplomowa magisterska, Department Of Mechanical Engineering, University Of Wisconsin-Madison, Madison
- Michalewicz Z. (2004), Algorytmy genetyczne + struktury danych = programy ewolucyjne, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa
- Mikielewicz D., Mikielewicz J. (2010), A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP, *Appl Therm Eng* 30:2357–2362
- Milewski J., Badyda K., Miller A. (2007), System and turbine parameters of Organic Rankine Cycles, w materiałach: 8. Konferencji Problemy Badawcze Energetyki Ciepłej PBEC, Politechnika Warszawska, Warszawa
- Miller A., Lewandowski J., Badyda K., Świrski K. (1998), Turbiny gazowe – modelowanie i symulacja, *Mechanik* 71:558–561
- Modisette J. (2002), Pipeline thermal models, w materiałach: PSIG The 34th Annual Meeting, Portland, OR
- Mohamed K.M., Bettle M.C., Gerber A.G., Hall J.W. (2010), Optimization study of large-scale low-grade energy recovery from conventional Rankine cycle power plants, *Int J Energy Res* 34:1071–1087
- Mohitpour M., Golshan H., Murray A. (2003), Pipeline design & construction—A practical approach, 2nd ed. ASME Press, New York
- Mokhtab S., Santos S.P., Cleveland T. (2007), Compressor Station Design Criteria, *Pipeline Gas J* 234:26–32
- Murrell W.E. (2010), FERC View of Efficiency, w materiałach: Gas/Electric Partnership Conference, Cypress, TX
- Najjar Y.S.H., Radhwan A.M. (1988), Cogeneration by combining gas turbine engine with organic Rankine cycle, *Heat Recov Syst CHP* 8:211–219
- Nguyen H.H., Chan C.W. (2006), Applications of artificial intelligence for optimization of compressor scheduling, *Eng Appl Artif Intell* 19:113–126
- Nguyen T.Q., Slawnowich J.D., Boulama K.G. (2010), Power generation from residual industrial heat, *Energy Convers Manage* 51:2220–2229
- Nowak W., Stachel A.A. (2005), Wykorzystanie energii geotermalnej do produkcji ciepła i energii elektrycznej w Polsce, w materiałach konferencji: Zintegrowane, inteligentne systemy wykorzystania energii odnawialnej, Politechnika Częstochowska, Częstochowa – Podlesie
- Nowak W., Borsukiewicz-Gozdur A., Stachel A.A. (2008), Ocena efektywności pracy hybrydowej elektrowni z ORC zasilanej parą wodną z kotła opalanego biomasą, *Rynek Energii* 78:35–40

- NREL (2009). Solar Advisor Model Reference Manual, National Renewable Energy Laboratory <<https://www.nrel.gov/analysis/sam/support.html#refman>> [dostęp listopad 2010]
- Odom F.M., Muster G.L. (2009). Tutorial on Modeling of Gas Turbine Driven Centrifugal Compressors. w materiałach: PSIG The 40th Annual Meeting, Galveston, TX
- Osiadacz A. (1980). Nonlinear programming applied to the optimum control of a gas compressor station. *Int J Numer Methods Eng* 4:13–24
- Osiadacz A. (1987). Simulation and analysis of gas networks. Gulf Publishing Company, Houston, TX
- Osiadacz A., Chaczykowski M. (1998). Zastosowanie symulacji komputerowej do wykrywania i lokalizacji nieszczelności w gazociągu. w materiałach Sympozjum naukowo-technicznego Straty gazu w gazownictwie, Krynica Zdrój
- Osiadacz A.J., Chaczykowski M. (2001). Comparison of isothermal and non-isothermal pipeline gas flow models. *Chem Eng J* 81:41–51
- Osiadacz A.J., Chaczykowski M., Uilhoorn F.E. (2008). Hydrate tracking in high-pressure gas pipelines under transient conditions. w: *Termodynamika w nauce i gospodarce. XX Zjazd Termodynamików*, Politechnika Wrocławska, Wrocław. tom 2. 162–168
- Osiadacz A.J., Chaczykowski M. (2010a). Stacje gazowe: teoria, projektowanie, eksploatacja, Fluid Systems, Warszawa
- Osiadacz A.J., Chaczykowski M. (2010b). Verification of Transient Gas Flow Simulation Model. w materiałach: PSIG The 41st Annual Meeting, Bonita Springs, FL
- Papadopoulos A.I., Stijepovic M., Linke P. (2010). On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles. *Appl Therm Eng* 30:760–769
- Penoncello S.G., Goodwin A.R.H., Jacobsen R.T. (1995). A Thermodynamic Property Formulation for Cyclohexane. *Int J Thermophys* 16:519–531
- Percell P.B., Ryan M.J. (1987). Steady state optimization of gas pipeline network operation. w materiałach: PSIG The 19th Annual Meeting, Tulsa
- Polt A., Platzter B., Maurer, G. (1992). Parameter der thermischen Zustandsgleichung von Bänder fuer 14 mehratomige reine Stoffe. *Chem Tech (Leipzig)*. 44:216–224
- Polecki Z. (2008). Możliwości wykorzystania organicznego obiegu Rankine’a dla odzysku ciepła z procesów technologicznych. *Rynek Energii* 75:50–53
- Quoilin S., Lemort V. (2009). Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems. w materiałach: 5th European Conference on Economics and Management of Energy in Industry, Vilamoura, Algarve
- Ransom D., Brun K., Kurz R. (2007). Enthalpy determination methods for compressor performance calculations. w materiałach: ASME Turbo Expo, GT2007-27038, Montreal, 1407–13
- Rayegan R., Tao Y.X. (2011). A procedure to select working fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCs) *Renew Energy* 36:659–670
- Rosen M.A. (1999). Second-law analysis: approaches and implications. *Int J Energy Res* 23:415–429
- Rozporządzenie (2000). Nr 2037/2000 Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 29 czerwca 2000 r. w sprawie substancji zubożających warstwę ozonową (Dz.U. L 244 z 29.9.2000)
- RTO (2007). Performance prediction and simulation of gas turbine engine operation for aircraft, marine, vehicular and power generation. research and technology organization report RTO-TR-AVT-036. RTO/NATO, Neuilly-sur-Seine
- Schroeder, D.J., Leslie P. (2010). Organic Rankine Cycle Working Fluid Considerations for Waste Heat to Power Applications, *ASHRAE Trans*, Vol. 116, Part 1, 525–33

- Shapiro A.H. (1953). The dynamics and thermodynamics of compressible fluid flow. Ronald Press, New York
- Span R., Wagner W. (2003) Equations of State for Technical Applications. II. Results for Nonpolar Fluids. *Int J Thermophys* 24:41–109
- Sun C.K., Uraikul V., Chan C.W., Tontiwachwuthikul P. (2000). Integrated expert system/operations research approach for the optimization of natural gas pipeline operations. *Eng Appl Artif Intell* 13:465–475
- Szargut J. (2007). *Egzergia: poradnik obliczania i stosowania*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej. Gliwice
- Szargut J., Szczygieł I. (2008). Zimna elektrownia wykorzystująca kriogeniczną egzergię skroplonego gazu ziemnego. Część I. Analiza termodynamiczna. w: *Termodynamika w nauce i gospodarce. XX Zjazd Termodynamików*. Politechnika Wrocławska. Wrocław. tom 2. 365–373
- Szargut J., Ziębik A. (1998). *Podstawy energetyki cieplnej*. Wydawnictwa Naukowe PWN, Warszawa
- Szargut J., Ziębik A. (2006). *Podstawy analizy egzergetycznej*. w pracy: Ziębik A., Szargut J., Stanek W. (red.) *Analiza możliwości zmniejszenia niedoskonałości termodynamicznej procesów zaopatrzenia w elektryczność, ciepło i chłód w aspekcie zrównoważonego rozwoju kraju*. Polska Akademia Nauk. Komitet Termodynamiki i Spalania, Warszawa
- Saavedra I., Bruno J.C., Coronas A. (2010). Thermodynamic optimization of organic Rankine cycles at several condensing temperatures: Case study of waste heat recovery in a natural gas compressor station. *Proc IMechE, Part A: J Power and Energy* 224:917–930
- Salch B., Koglbauer G., Wendland M., Fischer J. (2007). Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy* 32:1210–1221
- Schroeder D.J., Leslie N. (2010). Organic Rankine Cycle Working Fluid Considerations for Waste Heat to Power Applications. *ASHRAE Trans* 116 PART 1 525–533
- Schuster A., Karellas S., Kakaras E., Spliethoff H. (2009). Energetic and economic investigation of organic Rankine cycle applications. *Appl Therm Eng* 29:1809–17
- Siemens AG (2010). Industrial Gas Turbine SGT-600. Technical specifications. <<http://www.energy.siemens.com/hq/en/power-generation/gas-turbines/sgt-600.htm>> [dostęp listopad 2010]
- Szargut J., Ziębik A. (1998). *Podstawy energetyki cieplnej*. Wydawnictwa Naukowe PWN, Warszawa
- Tabkhi F., Pibouleau L., Azzaro-Pantel C., Domenech S. (2009). Total cost minimization of a high-pressure natural gas Network. *J Energy Resour Technol Trans ASME* 131:0430021–04300212
- Tchanche B.F., Lambrinos Gr., Frangoudakis A., Papadakis G. (2010). Exergy analysis of micro-organic Rankine power cycles for a small scale solar driven reverse osmosis desalination system. *Appl Energy* 87:1295–1306
- Thorley A.R.D., Tiley C.H. (1987). Unsteady and transient flow of compressible fluids in pipelines – a review of theoretical and some experimental studies. *Int. J. Heat Fluid Flow* 8:3–15
- TU Delft (2011). Cycle-Tempo™. <<http://www.cycle-tempo.nl>> [dostęp luty 2011]
- Urban M. (1987). Combined cycle for energy conservation at a compressor station. *ASME Int Gas Turbine Inst Publ IGTI* 1:297–301
- Vaja L., Gambarotta A. (2010). Internal Combustion Engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs) *Energy* 35:1084–1093
- Walton T.A. (1986). PC program helps monitor efficiency by describing pump, compressor impeller curves. *Oil Gas J* 84:55–8
- Wang J., Dai Y., Gao L. (2009). Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry. *Appl Energy* 86:941–948

- Varbanov P.S., Doyle S., Smith R. (2004). Modelling and optimization of utility systems, *Chem Eng Res Des* 82:561–78
- Wark K. (1995). *Advanced Thermodynamics for Engineers*. McGraw-Hill. New York
- Wei D., Lu X., Lu Z., Gu J. (2007). Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery, *Energy Convers Manage* 48:1113–1119
- Wisniewski S., Borsukiewicz-Gozdur A. (2010). The influence of vapor superheating on the level of heat regeneration in a subcritical ORC coupled with gas power plant, *Arch Thermodynamics*, No. 3(31):185–199
- Woldeyohannes A.D., Majid M.A.A. (2011). Simulation model for natural gas transmission pipeline network system, *Simulat Modell Pract Theory* 19:196–212
- Wolneberg P.W., Ertesvåg I.S. (2008). Alternatives for power supply to natural-gas export compressors combined with heat production evaluated with respect to exergy utilization and CO₂ emissions, *Energy Convers Manage* 49:3531–40
- Wu S., Rios-Mercado R.Z., Boyd E.A., Scott L.R. (2000). Model relaxation for the fuel cost minimization of steady state gas pipeline networks, *Math Comput Model* 31:197–220
- Yu Y., Chen L., Sun F., Wu C. (2007). Neural-network based analysis and prediction of a compressor's characteristic performance map, *Appl Energy* 84:48–55
- Ziębik A., Szargut J., Stanek W., (red.) (2006). *Analiza możliwości zmniejszenia niedoskonałości termodynamicznej procesów zaopatrzenia w elektryczność, ciepło i chłód w aspekcie zrównoważonego rozwoju kraju*. Polska Akademia Nauk. Komitet Termodynamiki i Spalania. Warszawa
- Zhang N., Cai R. (2002). Analytical solutions and typical characteristics of part-load performances of single shaft gas turbine and its cogeneration, *Energy Convers Manag* 43:1323–37

THERMAL PROCESSES IN NATURAL GAS COMPRESSOR STATION FOR PIPELINE SYSTEM EFFICIENCY IMPROVEMENTS

Summary

This work attempts to characterize thermal processes in a natural gas compressor station leading to efficiency improvements in the pipeline transportation system. The processes include cooling of the gas at the discharge of the compressor station and waste energy recovery on the pipeline compressor drive to generate electricity through a Rankine power cycle. Compressor station technology and its characteristics are briefly presented in sections 1 and 2. Next, the two processes allowing for advances in efficiency are discussed, based on the assumption that the gas turbine driven compressors and the aerial coolers were selected for the compressor station. The irreversibility of the processes associated with gas transmission under different compressor station aftercooler power is investigated in section 3. The exergy method is used to determine the amount of work supplied to the components of the pipeline system and the amount of work that is lost during the gas transmission. For the case study, the Yamal-Europe pipeline is chosen, and the performance of the gas transmission system under different cooler operating set points is investigated. Section 4 concentrates on the Organic Rankine Cycle (ORC) based power system and its applicability to waste heat to power conversion in a natural gas compressor station. Basic ORC and two variants of the regenerative cycle have been considered for the recovery of exhaust heat from a gas turbine. The study is aimed at estimating the thermodynamic potential of the utilization of residual heat under different ORC configurations and with several working fluids employed.

Keywords: energy efficiency, exergy analysis, gas transmission system, gas compressor station, gas cooling, organic Rankine cycle (ORC)

SPIS TREŚCI

Stosowane oznaczenia	4
1. Wstęp	6
2. Stacje przetłoczone	8
2.1. Elementy stacji przetłocznych	9
2.2. Stacje przetłoczone jako obiekt badań naukowych	13
3. Chłodzenie gazu na wyjściu stacji przetłocznej	13
3.1. Modele matematyczne elementów systemu przesyłu gazu	14
3.1.1. Sprężarka odśrodkowa	15
3.1.2. Turbina gazowa	17
3.1.3. Chłodnica gazu	19
3.1.4. Gazociąg	22
3.2. Analiza termodynamiczna systemu przesyłu gazu w aspekcie chłodzenia gazu w stacji przetłocznej	25
3.2.1. Bilans energii w systemie przesyłu gazu	26
3.2.2. Wskaźniki na potrzeby porównania efektywności przesyłu gazu	30
3.3. Efektywność chłodzenia gazu w stacji przetłocznej na przykładzie systemu przesyłowego Jamal-Europa	31
3.3.1. Straty energii w systemie przy pełnym wykorzystaniu przepustowości układu	33
3.3.2. Wpływ chłodzenia gazu na efektywność przesyłu przy częściowym wykorzystaniu przepustowości systemu	37
4. Konwersja energii odpadowej na energię elektryczną	41
4.1. Siłownie ORC z wykorzystaniem entalpii spalin z turbiny gazowej	42
4.1.1. Siłownie ORC w aspekcie zastosowań w stacjach przetłocznych	44
4.1.2. Wybór czynnika roboczego	46
4.1.3. Dobór parametrów pracy siłowni ORC	49
4.2. Model siłowni ORC	50
4.2.1. Prosta siłownia ORC	51
4.2.2. Obieg siłowni ORC z regeneracją; wariant I	54
4.2.3. Obieg siłowni ORC z regeneracją; wariant II	55
4.2.4. Wskaźniki efektywności konwersji energii odpadowej na energię elektryczną	57
4.3. Przykład analizy dla systemu przesyłowego Jamal-Europa	58
4.3.1. Dane dotyczące źródła ciepła	58
4.3.2. Założenia dotyczące procesów wymiany ciepła	59
4.3.3. Założenia dotyczące parametrów eksploatacyjnych	62
4.3.4. Wstępny wybór czynników roboczych	63
4.3.5. Wyniki symulacji: prosta siłownia ORC	66
4.3.6. Wyniki symulacji: wariant I obiegu z regeneracją	69
4.3.7. Wyniki symulacji: wariant II obiegu z regeneracją	72
5. Wnioski końcowe	74
Bibliografia	77
Summary. Thermal processes in natural gas compressor station for pipeline system efficiency improvements	85

