

Dobór układu odzysku egzergii chłodu z regazyfikacji LNG

Jakub Andryka*

Instytut Techniki Ciepłej, Politechnika Śląska
e-mail:kuba.andryka@gmail.com

Słowa kluczowe: regazyfikacja, LNG, układ ORC, egzergia

Streszczenie: Celem projektu był dobór układu odzysku egzergii chłodu z regazyfikacji skroplonego gazu ziemnego (LNG). Podstawowymi założeniami analizy były małe rozmiary takiego układu jak i jego możliwa mobilność. Stworzono kilka wariantów takiej instalacji składających się z układu ORC, mikro turbiny gazowej lub gazowego silnika tłokowego, którego spaliny dostarczają ciepło do układu ORC odparowując czynnik obiegowy, oraz instalacji odparowania skroplonego gazu ziemnego, którą tworzą wymiennik odparowujący go, który pełni jednocześnie rolę skraplacza czynnika obiegowego w układzie ORC, oraz cysterna z LNG. Następnie każdy z wariantów poddano analizie termodynamicznej oraz oszacowano powierzchnię wymiany ciepła poszczególnych wymienników.

* Rozdział został przygotowany podczas pracy nad projektem dyplomowym magisterskim wykonywanym w Instytucie Techniki Ciepłej na Wydziale Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej pod opieką dra hab. inż. Wojciecha Kostowskiego.

1 Wprowadzenie

Gaz jest sklasyfikowany jako najczystsze paliwo kopalne. Efektem jego spalania jest znacznie mniejsza emisja szkodliwych substancji do atmosfery w porównaniu z innymi typami paliw np. węgiel czy olej opałowy. Gaz w stanie ciekłym (LNG) ma 600-krotnie mniejszą objętość niż w stanie gazowym. Sprawia to że transport i składowanie gazu jest o wiele bardziej efektywne i opłacalne niż w fazie gazowej. Prognozuje się, że udział w LNG w transporcie gazu, ma wzrastać w przyszłości. Skroplony gaz w celu użytkowania należy odparować i podnieść do odpowiedniej temperatury otoczenia. Służą do tego parowacze. Konwencjonalne parowacze głównie używają ciepła z otoczenia jako źródła, jednak także istnieją parowacze, które korzystają z jakiegoś istniejącego ciepła opadowego, ciepła ze spalin, które powstają poprzez spalanie gazu. W przypadku takich rozwiązań energia zawarta w skroplonym gazie jest niszczone. Wielu autorów donosi, iż istnieją możliwości utylizacji energii chłodu zawartej w LNG. Chłód z procesu regazyfikacji może zostać użyty w procesie separacji gazu lub w procesie lodowego odsolenia wody. Skroplony gaz może również zostać użyty jako czynnik odbierający ciepło w obiegu cieplnym, który używa ciepła otoczenia lub ciepła opadowego jako źródła ciepła. Najczęściej stosowanymi obiegami tego typu są : obieg z bezpośrednim rozprężeniem, obieg Rankine'a, Brytona, Strilinga i obiegi kombinowane. W istniejących kriogenicznych elektrowniach najczęstszym stosowanym obiegiem, mającym na celu odzysk energii LNG jest obieg Rankine'a i bezpośrednie rozprężenie LNG.

1.1 Założenia projektu

Należy zaprojektować układ regazyfikacji małej skali, na zadaną wydajność, ogrzewany spalinami z silnika gazowego lub mikroturbiny gazowej o odpowiednio dobranej mocy. Należy przeprowadzić optymalizację termodynamiczną rozwiązania (max. mocy i/lub sprawności energetycznej).

2 Przegląd technologii regazyfikacji

W niniejszym punkcie przedstawiono przegląd istniejących rozwiązań występujących w literaturze z uwzględnieniem poziomu gotowości technologicznej oraz rozmiarów instalacji.

Symbole użyte na schematach

Tabela 1. Symbole

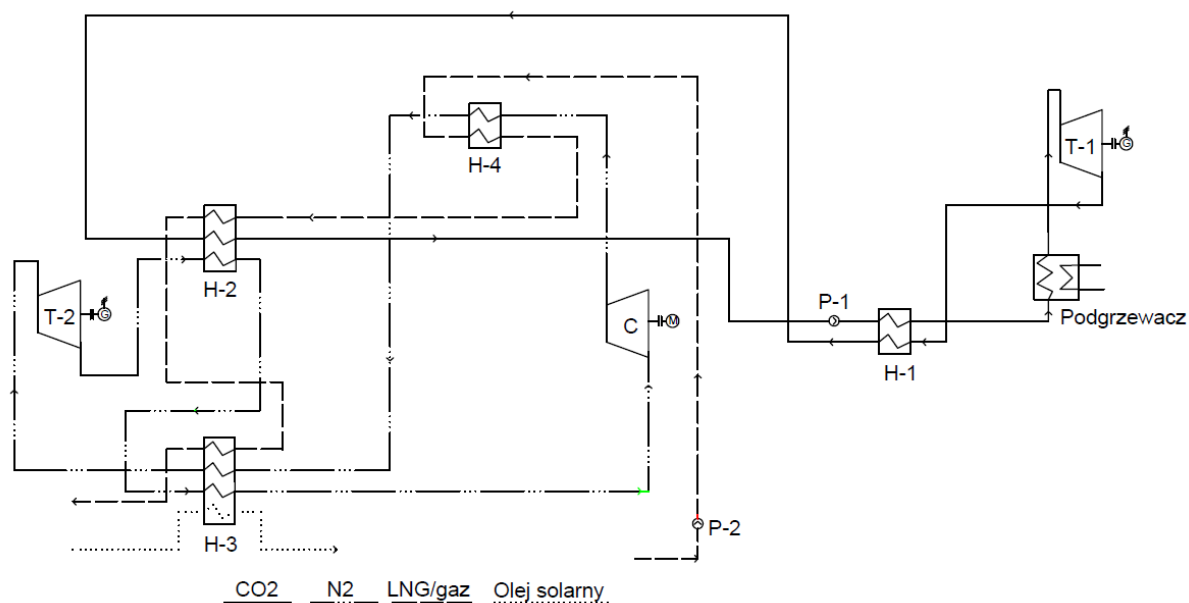
C	Kompresor
T	Turbina
WR	Wymiennik regeneracyjny
ZR	Zawór rozprężny

2.1 Układ trójbiegowy z CO₂

Akbari [1] proponuje duży system składający się z 3 podsystemów:

- Obieg Rankine'a
- Obieg Stirling'a
- Linia regazyfikacji LNG

Został on tak zaprojektowany aby uzyskać jak największy wskaźnik produkcji energii elektrycznej wyprodukowanej z utylizacji energii kriogenicznej LNG.



Rysunek 1. Układ trójbiegowy z CO₂

Obieg Rankine'a:

Czynnikiem obiegowym jest CO₂. Ciekłe CO₂ o temperaturze -75°C i ciśnieniu 2,6 MPa przepływa przez pompę P-1, gdzie uzyskuje ciśnienie 20 MPa. Następnie trafia do wymiennika ciepła H-1, który odbiera ciepło ze strumienia wylotowego z turbiny T-1. Ten wymiennik jest regeneratorem obiegu Rankine'a. Po regeneracji strumień C3 przepływa przez podgrzewacza, gdzie uzyskuje temperaturę 700°C. W turbinie T-1 czynnik ulega rozprężeniu wraz z produkcją energii elektrycznej. Po regeneracji w wymienniku H-1 strumień wylotowy C-6 trafia do wielostrumieniowego wymiennika ciepła H-2, który jest skraplaczem obiegu Rankine'a.

Obieg Stirlinga:

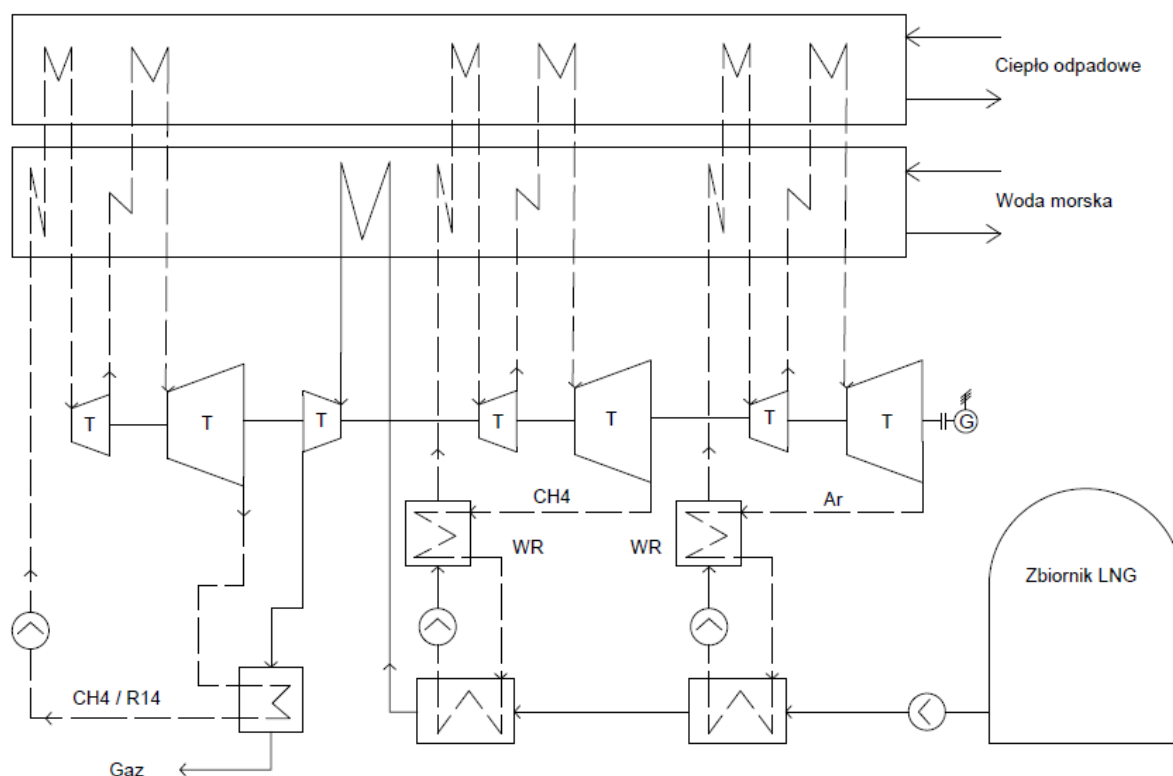
Autor [1] pisze tu o obiegu Stirlinga, co nie jest do końca jasne, ponieważ obieg ten stanowi raczej obieg Braytona. Czynnikiem obiegowym jest azot. Obieg ten składa się ze sprężarki, turbiny i regeneratora. W tym podbiegu 3 wymienniki ciepła H-2, H-3 i H-4 pełnią rolę regeneratorów. Azot o temperaturze -55°C i ciśnieniu $0,38\text{ MPa}$ przepływa przez sprężarkę C. Strumień wyjściowy o podwyższonym ciśnieniu i temperaturze trafia do wymiennika ciepła H-4 jako ciepły strumień. W wymienniku H-4 LNG odbiera energię strumieniowi azotu. Strumień o temperaturze -150°C przepływa przez wielostrumieniowy wymiennik ciepła H-3 jako zimny strumień. W tym wymienniku LNG jest drugim zimnym strumieniem, gdy czynnik ogrzewany słońcem jest jednym z gorących strumieni tego wymiennika. Strumień wyjściowy azotu o temperaturze 25°C trafia do turbiny T-2 gdzie produkowana jest energia. Strumień wyjściowy z turbiny T-2 kierowany jest do wielostrumieniowych wymienników ciepła H-2 i H-3 na cele regeneracyjne.

Obieg regazyfikacji LNG

LNG o temperaturze -161°C i ciśnieniu $113,4\text{ kPa}$ jest pompowany w pompie P2 do ciśnienia wymaganego przez sieć gazową, które wynosi 7 MPa . Zwiększanie ciśnienia cieczy jest bardziej wygodne i tańsze niż gazu, dlatego ten obieg rozpoczyna się od pompowania strumienia LNG do ciśnienia końcowego. Strumień przepływa przez wymienniki ciepła H-4, H-2, H-3 tracąc swoją energię kriogeniczną. Finalnym stanem LNG jest odparowany gaz o temperaturze 25°C , który jest gotowy do dystrybucji bez potrzeby sprężania do odpowiedniego ciśnienia..

2.2 Trójobiegowy kaskadowy układ z bezpośrednim rozprężeniem

Ferreiro Garcia et al. [3] przeanalizowali możliwość stworzenia dużego układu składającego się z trzech obiegów Rankine'a połączonych kaskadowo wraz z bezpośrednim systemem rozprężania LNG. Czynnikiem obiegowym w poszczególnym układzie byłby Argon, Metan i w trzecim Metan lub R-14. Wszystkie obiegi są wyposażone w dwu stopniowe turbiny z międzystopniowym przegrzewem pary. Ponadto pierwsze dwa układy posiadają regenerację. Układy pobierają ciepło z wody morskiej i jakiejś nieokreślonej energii opadowej. LNG jest pompowane i kierowane do wymienników dwóch pierwszych układów RC gdzie zostaje odparowane i przegrzane a następnie kierowane jest na turbinę gdzie ulega rozprężeniu w raz z produkcją en. el. W wymienniku trzecim zostaje podgrzane do temperatury wymaganej przez odbiorcę. Wszystkie turbiny w układzie znajdują się na jednym wale, który napędza generator.



Rysunek 2. Trójbiegowy układ kaskadowy z rozprężeniem gazu

2.3 Trójbiegowy układ z dwustopniowym rozprężeniem

Moghimi i Khosravian [7] proponują duży obiekt składający się z czterech podsystemów:

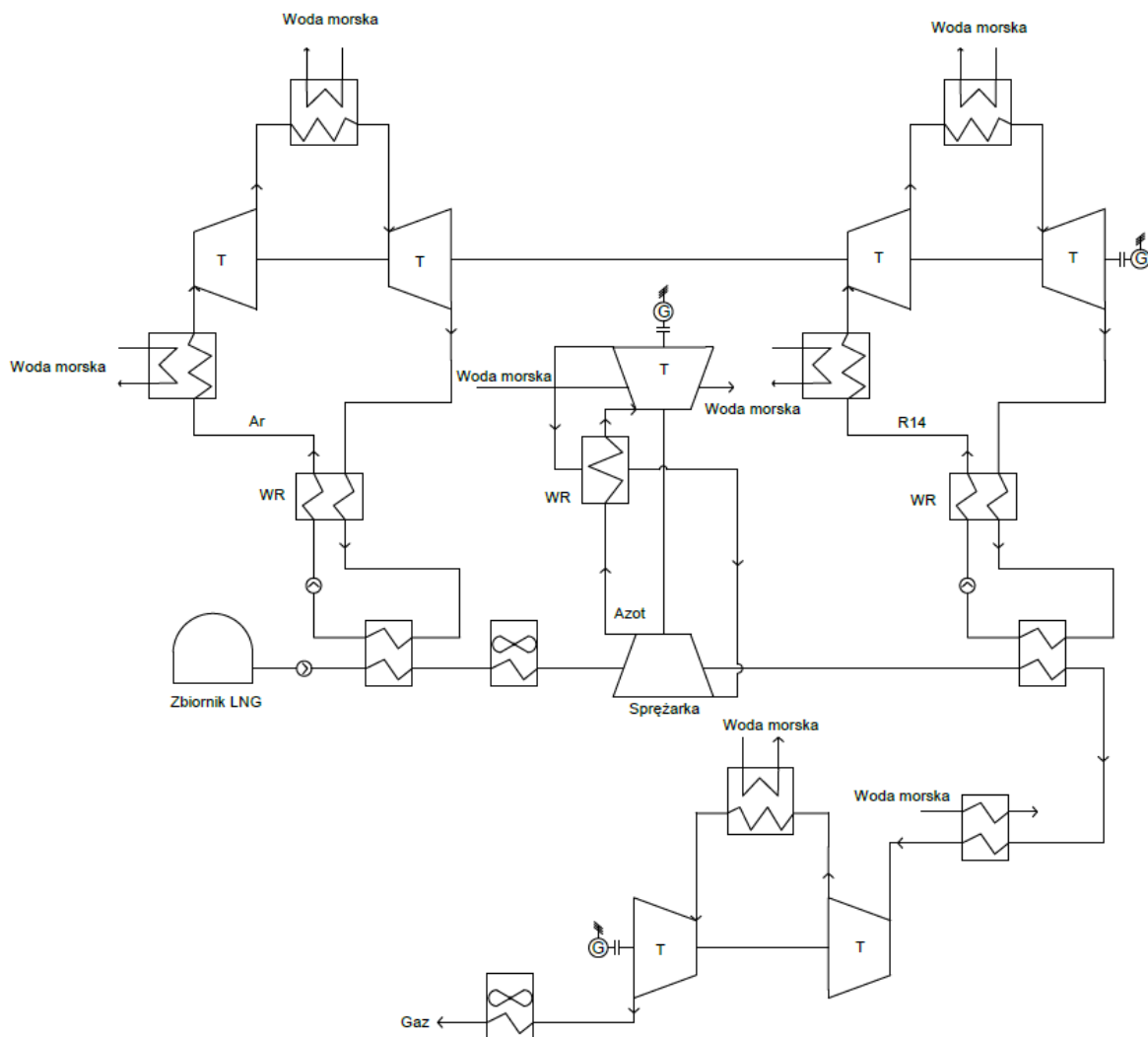
- Dwóch obiegów Rankine'a
- Obieg Stirlinga
- 2-stopniowy system rozprężania gazu

Obiegi Rankine'a składają się z takich samych urządzeń. W lewym obiegu cieczą obiegową jest Argon, a w prawym R-14. Skroplony czynnik trafia na regenerację, a później na parowacz zasilany wodą morską. Odparowany czynnik trafia na pierwszy stopień turbiny. Po częściowym rozprężeniu czynnik kierowany jest na międzystopniowy przegrzew pary i kolejno do drugiego stopnia turbiny. Po rozprężeniu czynnik trafia na regenerację i do skraplacza, który pełni jednocześnie funkcję parowacza LNG. Skroplony czynnik obiegowy trafia na pompę obiegową i cykl się zamyka.

Obieg Stirlinga składa się z turbiny wraz z generatorem, kompresora i wymiennika regeneracyjnego. Czynnikiem obiegowym jest azot. Jest on sprężany w kompresorze niemal izotermicznie. Ciepło generowane w procesie jest przekazywane w celu odparowania LNG. Czynnik następnie trafi do wymiennika regeneracyjnego gdzie jest izochorycznie przegrzany i następnie rozprężony w turbinie w niemal izotermicznym procesie, dzięki doprowadzeniu

wody morskiej będącej źródłem ciepła na międzystopniowy wymiennik. Finalnie azot zostaje przechłodzony w wymienniku regeneracyjnym i trafia do kompresora i cykl się powtarza.

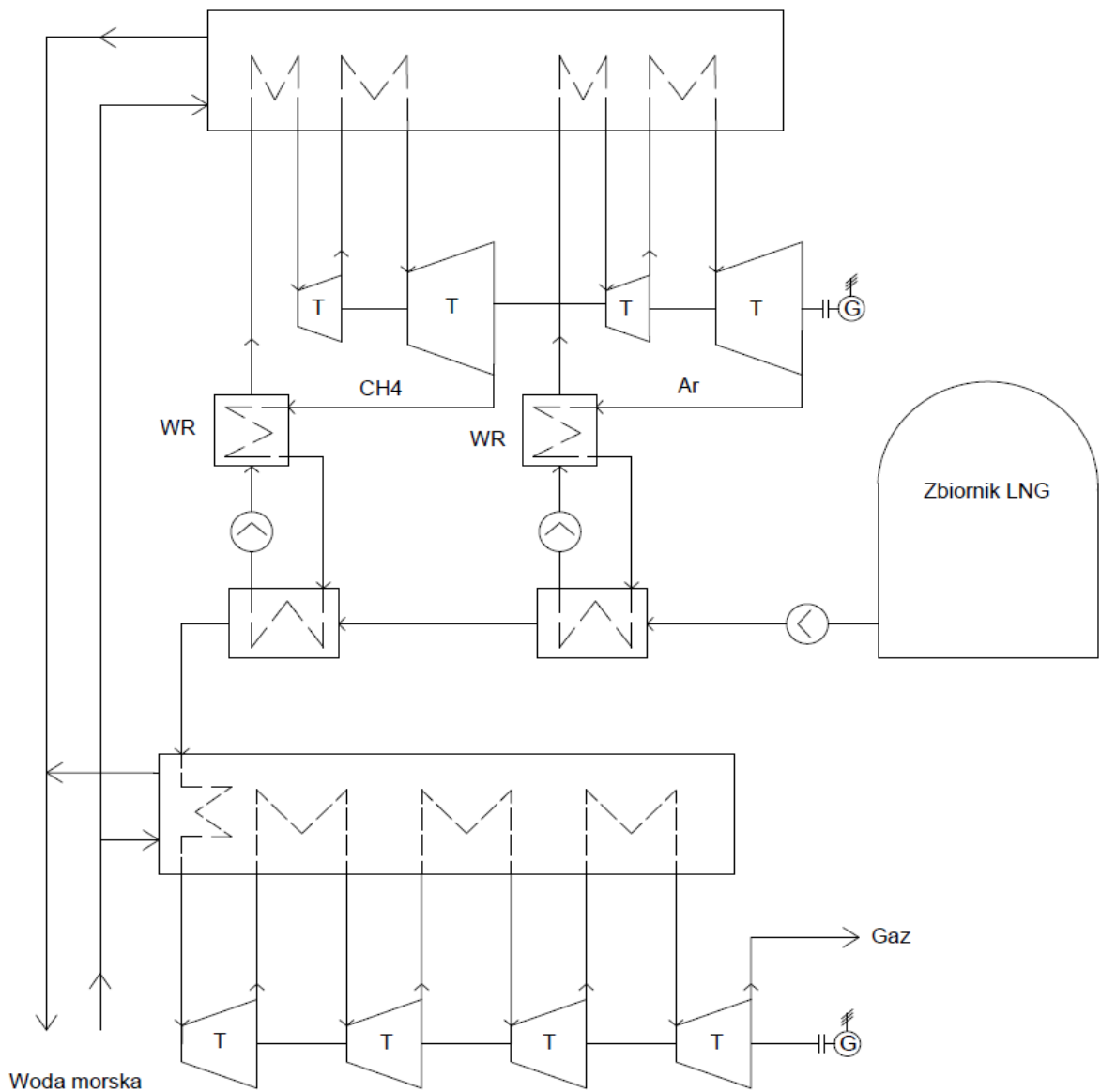
LNG ze zbiornika trafia na pompę i następnie na skraplacz pierwszego obiegu Rankine’a, następnie na wymiennik powietrzny, którego zadaniem jest doprowadzenie temperatury LNG do takiej wartości aby obieg Stirlinga mógł stabilnie pracować. LNG trafia do systemu chłodzenia kompresora obiegu Stirlinga, z którego pobiera ciepło. Kolejno trafia do skraplacza drugiego obiegu Rankine’a i następnie do wymiennika, gdzie już gaz pobiera ciepło od wody morskiej. W dwu- stopniowej turbinie wraz z międzystopniowym wymiennikiem nagrzewanym wodą morską gaz ulega rozprężeniu. Na wylocie z turbiny znajduje się wymiennik powietrzny, który ma doprowadzić LNG do odpowiedniej temperatury.



Rysunek 3. Trójbiegowy układ z dwustopniowym bezpośrednim rozprężeniem gazu

2.4 Dwusystemowy kaskadowy układ z wielostopniowym rozprężeniem gazu

Ferreiro Garcia et al. [4] zaproponowali układ podobny do układu w publikacji [3]. Składa się on z dwóch układów Rankine'a połączonych kaskadowo i wielostopniową turbiną napędzaną gazem ziemnym. Czynnikiem obiegowym jest Argon w pierwszym obiegu i Metan w drugim. Obiegi RC zaopatrzone są w międzystopniowe przegrzewacze pary jak i regenerację. LNG jest pompowane do parowaczy, które jednocześnie pełnią funkcję skraplaczy RC, gdzie odparowuje. Następnie gaz jest kierowane do wymiennika celem przegrzania. Przegrzany gaz trafia na czterostopniową turbinę wyposażoną w przegrzewacze gazu między każdym stopniem. Ciepłem dostarczanym do parowaczy czynników obiegowych i przegrzewaczy gazu jest ciepłem pochodzącym z wody morskiej.



Rysunek 4. Dwusystemowy kaskadowy układ z wielostopniowym rozprężeniem gazu

2.5 Porównanie różnych wariantów instalacji odparowania dla systemu hiszpańskiego

Querol et al. [8] porównują różne warianty obiegu do istniejącej instalacji odparowania LNG pracującej w Hiszpanii. Referencyjnym układem jest silnik gazowy z ciepłą integracją z wodą morską używaną w parowaczach LNG. W tej konfiguracji silnik gazowy produkuje energię elektryczną. Woda morska używana jest obiegiem pośrednim, które chłodzi płyn chłodzący silnik i następnie odparowuje LNG.

Pierwszym wariantem jest silnik gazowy z obiegiem RC w którym czynnikiem obiegowym jest amoniak. Parowaczem tego amoniaku są spaliny i układ chłodzenia silnika. W skraplaczu ciepło przekazywane jest LNG w celu odparowania go.

Drugim wariantem jest również silnik gazowy z amoniakalnym obiegiem Rankina, ale wyposażonym w dwu-stopniową turbinę.

Trzecim wariantem jest turbina gazowa sprzężona z obiegiem RC, w którym czynnikiem obiegowym jest amoniak.

Najniższymi kosztami spośród tych czterech układów cechuje się wariant turbiny gazowej. Ma też on lepszą sprawność niż układ referencyjny. Wadą turbiny jest największe zużycie gazu spośród wszystkich układów.

Tabela 2. Porównanie instalacji regazyfikacji skroplonego gazu ziemnego

Parametr	SG+WWM	SG+1pNH3	SG+2pNH3	TG+1pNH3
sprawność, %	44,5	51,7	54,2	46,6
koszt jednostkowy, €/MWh	67,7	65,5	60,7	54,8
koszt M€	9,3	13	15,5	14,1
koszt jednostkowy, €/kW	1076	1296	1475	1028
Moc elektryczna netto, MW	8,64	10,03	10,51	13,71
Zużycie gazu, kg/s	0,475	0,475	0,475	0,72

SG- silnik gazowy

WWM-wymiennik z wodą morską jako źródło ciepła

1pNH3- jedno ciśnieniowy obieg NH3

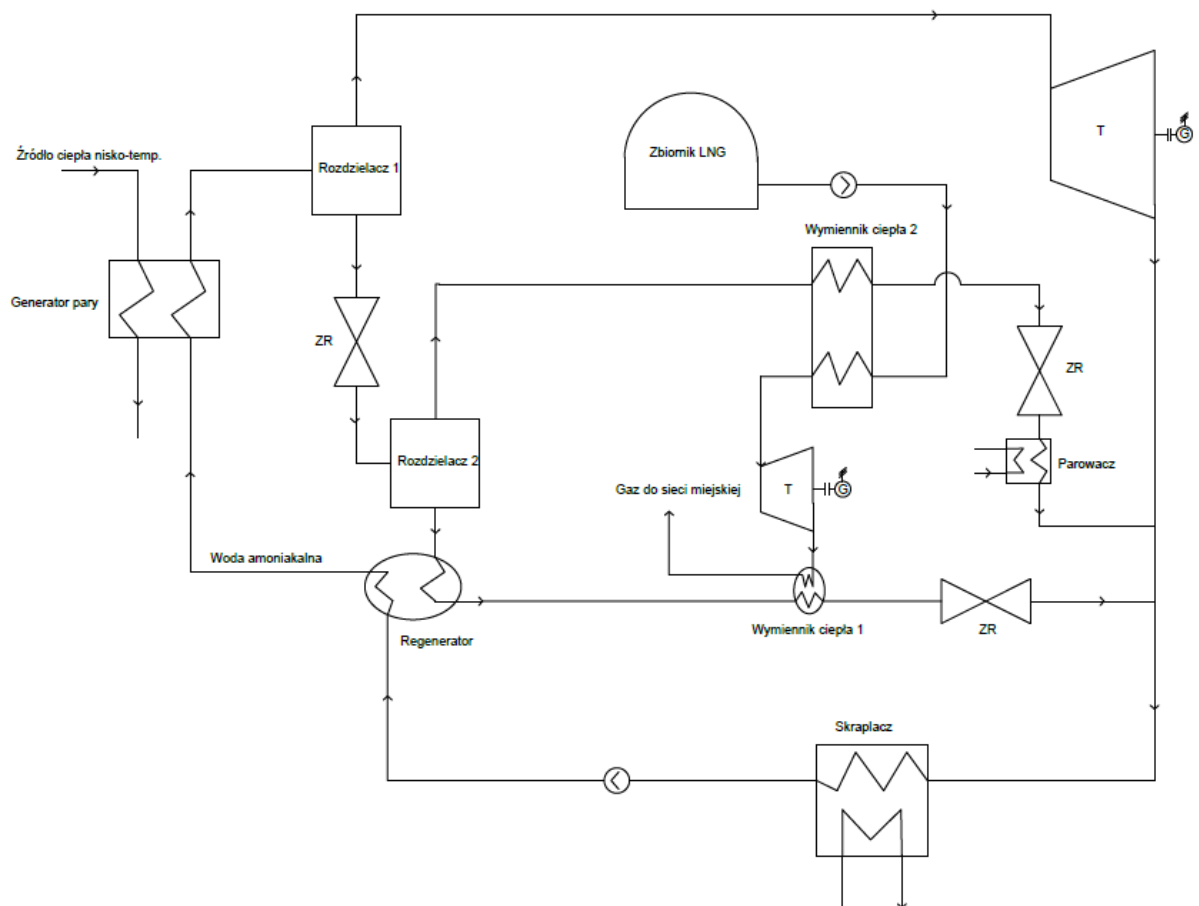
2pNH3- dwu ciśnieniowy obieg NH3

2.6 Obieg Kaliny z bezpośrednim rozprężeniem gazu

Ghaebi [5] zaproponował duży system składający się z dwóch podsystemów:

- Obiegu Kaliny
- Systemu 1-stopniowego rozprężania LNG

Produktami tego systemu ma być chłód i energia elektryczna. W generatorze pary część wody amoniakalnej odparowuje. W rozdzielaczu 1 rozdzielana jest para i woda. Para trafia na turbinę wody amoniakalnej. Woda natomiast kierowana jest na zawór rozprężny, gdzie powstaje mieszanka parowo-wodna. W rozdzielaczu 2 następuje rozdział. Para wody amoniakalnej kierowana jest do wymiennika w którym odparowuje LNG, a woda amoniakalna skrapla się. Następnie woda trafia na zawór rozprężny i do parowacza, gdzie następuje produkcja chłodu. Strumień wody kierowany jest na regenerator i następnie do podgrzania gazu, który rozprężył się w turbinie. Wszystkie 3 strumienie łączą się i są kierowane do skraplacza, następnie na pompę obiegową i do regeneratora. Wstępnie podgrzana woda amoniakalna trafia do generatora pary i obieg się zamyka.



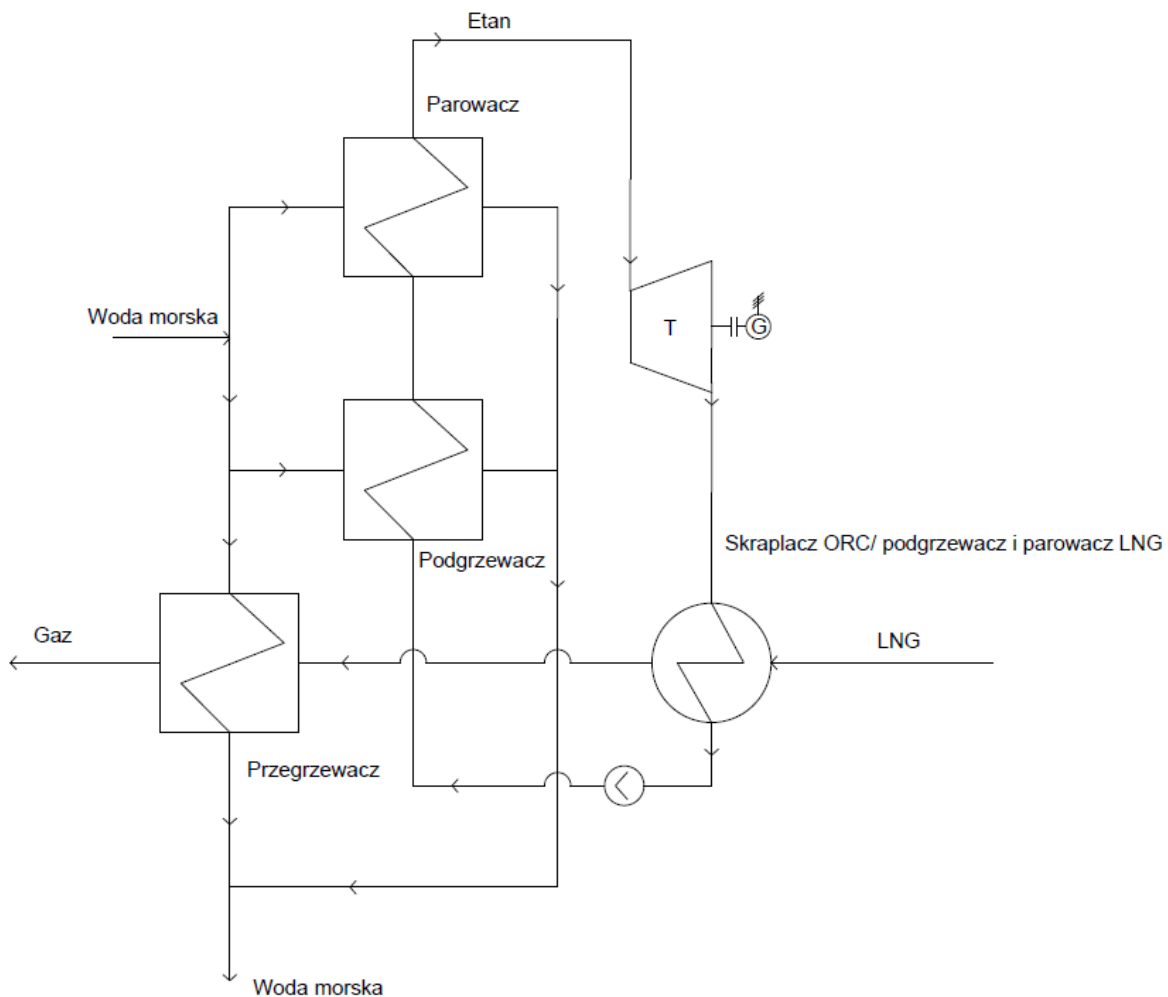
Rysunek 5. Obieg Kaliny z bezpośrednim rozprężeniem gazu

2.7 Obieg Rankine'a z odparowaniem gazu

Kaczmarek i Stachel [6] proponują system składający się z dwóch podsystemów:

- Obiegu Rankine'a
- Systemu odparowania LNG

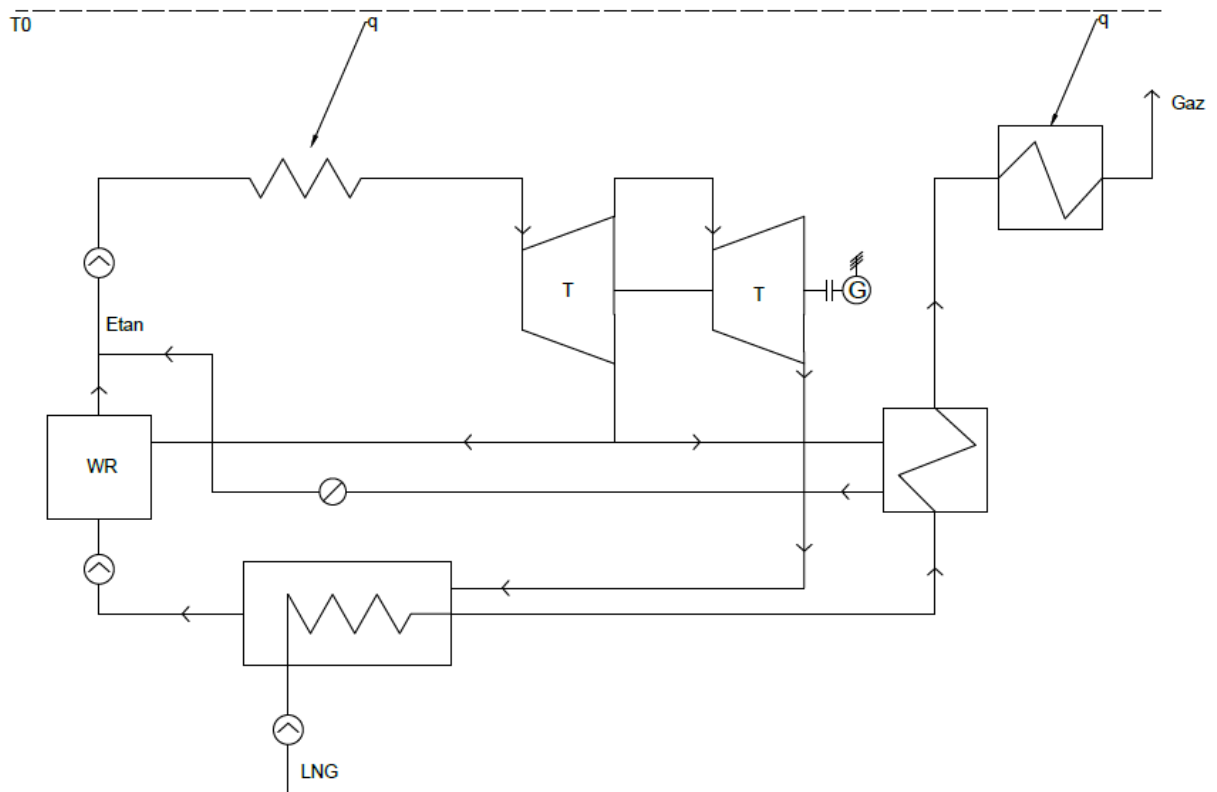
Czynnik obiegowy w obiegu Rankine'a trafia do podgrzewacza i parowacza gdzie ulega podgrzaniu i odparowaniu pobierając ciepło z wody morskiej. Para trafia na turbinę gdzie czynnik ulega rozprężeniu przy jednoczesnej produkcji en. elektrycznej. Następnie czynnik trafia na wymiennik będący jednocześnie skraplaczem czynnika układu RC i parowaczem LNG. Skroplony czynnik trafia na pompę obiegową i trafia z powrotem na podgrzewacz i obieg się zamyka. Gaz po odparowaniu trafia jeszcze na wymiennik będący podgrzewaczem gazu. Na wyjściu ma już odpowiednie parametry.



Rysunek 6. Obieg Rankine'a z odparowaniem gazu

2.8 Obieg Rankine'a z dwustopniową turbiną z odparowaniem gazu

Szargut i Szczygieł [9] zaproponowali układ odparowania LNG będący obiegiem Rankine'a, w którym czynnikiem obiegowym jest etan. Parowacz czynnika obiegowego i przegrzewacz gaz pobierają ciepło z wody morskiej. Obieg posiada dwustopniową turbinę z upustem części wysokoprężnej, który kieruje parę etanu jeszcze przegrzaną na regenerację oraz w celu odparowywania LNG.



Rysunek 7. Obieg Rankine'a z dwustopniową turbiną z odparowaniem gazu

2.9 Najpopularniejsze systemy regazyfikacji

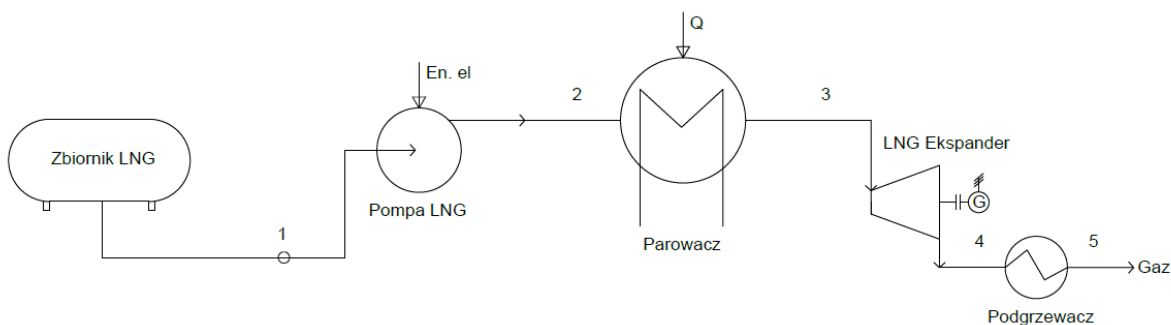
Dorosz et al. [2] analizowali różne systemy regazyfikacji LNG w celu porównania ich efektywności.

Analizie podlegają następujące systemy:

- Bezpośredni system rozprężania
- 2 stopniowy bezpośredni system rozprężania
- Obieg ORC
- Układ kombinowany

Bezpośredni system rozprężania

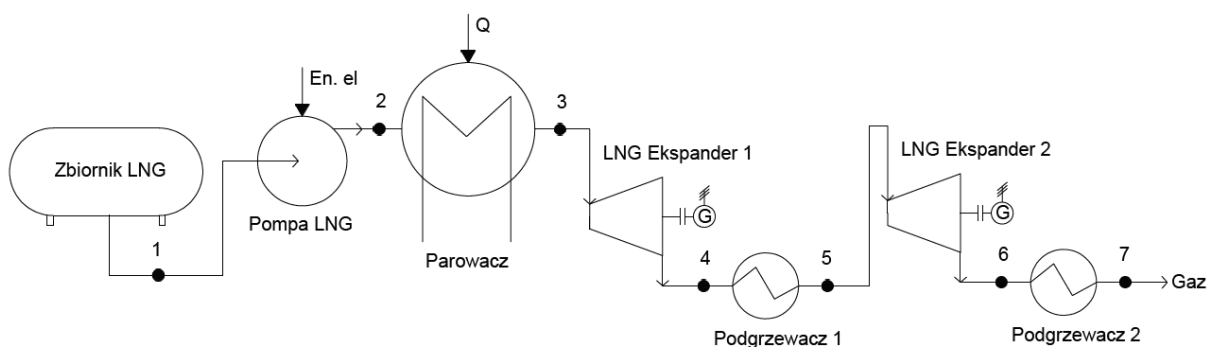
W układzie rozprężania bezpośredniego czynnikiem obiegowym jest LNG, wykorzystywanym do produkcji en. elektrycznej. Ciśnienie LNG zwiększane jest w pompie. Następnie LNG zostaje odparowane i podgrzane. Skompresowany gaz zostaje rozprężony to ciśnienia otoczenia . W trakcie rozprężania produkowana jest energie elektryczna. Na koniec gaz jest podgrzewany w wymienniku do temp. otoczenia.



Rysunek 8. Bezpośredni system rozprężania

2-stopniowy bezpośredni system rozprężania.

By zwiększyć moc turbiny w bezpośrednim systemie można rozważyć kilka stopni rozprężania. Wymaga to dodatkowego wymiennika ciepła w celu ogrzania rozprężonego gazu przed skierowaniem go na następny stopień. Maksymalna praca jest osiągnięta wtedy gdy praca generowana przez każdy ekspander jest równa.

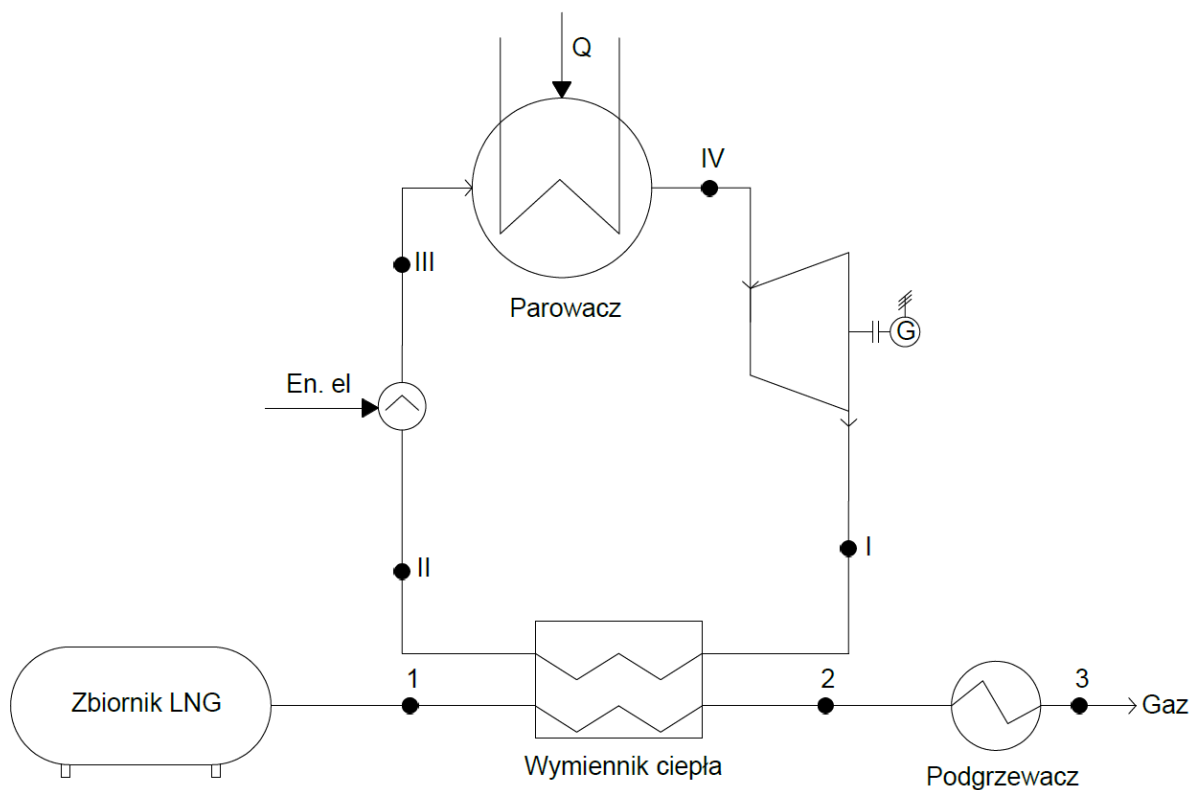


Rysunek 9. 2-stopniowy bezpośredni system rozprężania

Efektywność tego układu jest większa o około 20 % w porównaniu do 1-stopniowego systemu rozprężania

Układ ORC

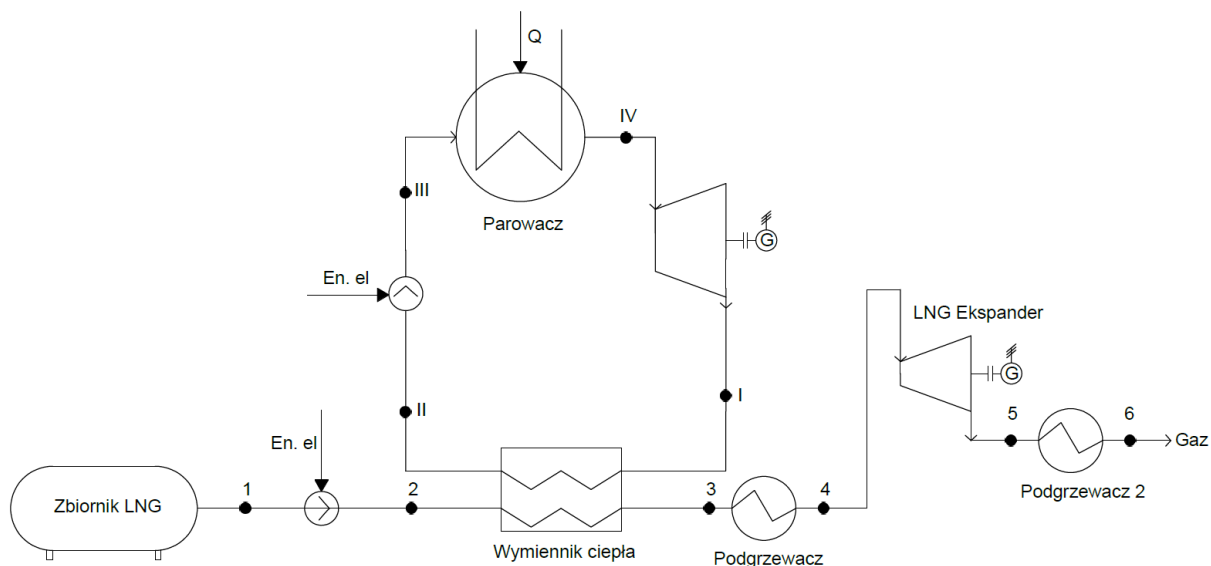
Układ ten może zostać użyty do odzysku energii LNG jeśli ciepło utajone LNG jest użyte jako źródło niskotemperaturowe w obiegu ORC. LNG ze zbiornika kierowane jest do wymiennika ciepła, gdzie paruje. Następnie kierowane jest do podgrzewacza gdzie podgrzewane jest do temperatury bliskiej temp. Otoczenia. W układzie ORC płyn obiegowy o niskim ciśnieniu kondensuje w wymienniku ciepła, następnie w pompie zwiększane jest jego ciśnienie. Czynnik paruje w parowacu w wyniku wymiany ciepła z powietrzem lub wodą morską. Gaz pod ciśnieniem trafia do turbiny gdzie zostaje rozprężony i produkowana jest energia elektryczna. Rozprężony gaz trafia do wymiennika i obieg się zamyka. Głównym problemem układu ORC jest wybór odpowiedniego (optymalnego) czynnika obiegowego. W tej analizie zastosowano parowacz w którym panuje temp 283K. Czynnikiem przekazującym ciepło może być powietrze woda morska albo jakikolwiek inne źródło ciepła



Rysunek 10. Układ ORC

Układ kombinowany

Układ ten stanowi najbardziej skomplikowane rozwiązanie, jednak najwięcej energii można odzyskać. W podgrzewaczu 1 i 2 gaz ogrzewany jest do temp. otoczenia. Jest to połączenie układu ORC z 1-stopniowym bezpośrednim rozprężeniem LNG.



Rysunek 11. Układ kombinowany

2.10 Podsumowanie

Niemal wszystkie układy to układy ORC bardziej lub mniej skomplikowane, które wykorzystują ciepło z wody morskiej na cele odparowania czynników obiegowych bądź przegrzania gazu. Mobilny układ, który w ramach projektu miałby powstać powinien mieć inne źródło ciepła. Wszystkie układy są wielkoskalowe oprócz jednego który miałby zostać wykorzystany na dużych okrętach. Wszystkie układy są praktycznie koncepcyjne, posiadające niski stopień gotowości technologicznej.

W ramach pracy wykonano obliczenia dla przykładowego modelu.

W tabeli 3 zestawiono wszystkie ważniejsze parametry powyższych układów

Tabela 3. Przegląd znanych rozwiązań układów regazyfikacji z produkcją energii elektrycznej

Publ.	Układ	Skala	zużycie paliwa/źródło ciepła	Sprawność energetyczna
-	-	-	-	%
[1]	ORC+Stirling+ eva. LNG	Duża	otoczenie	termiczna 37,45
[2]	direct 1 stage	-	-	-
[2]	direct 2 stage	-	-	-
[2]	ORC	-	otoczenie	-
[2]	ORC + direct	-	-	-
[3]	3x ORC + direct	Duża	woda morska	nieskończona
[4]	kaskadowy ORC+ direct	Duża	woda morska	nieskończona
[5]	obieg Kaliny + direct	Duża	energia odpadowa	first law 43,25, second law 22,51 Clasiusa Rankinea
[6]	ORC	-	woda morska	21,7-30,72
[7]	2x ORC + Striling+Direct	Duża	woda morska + powietrze	nieskończona
[8]	SG/TG z 1/ 2p NH3	Duża	gaz/woda morska	44,5-54,2
[9]	ORC	-	woda morska	nieskończona

Objaśnienia:

- Direct- bezpośredni system rozprężania gazu
- SG/TG- silnik gazowy/turbina gazowa
- 1/2 p NH3- 1/2ciśnieniowy obieg amoniakalny

Tabela 3. c. d. przegląd znanych rozwiązań układów regazyfikacji z produkcją energii elektrycznej

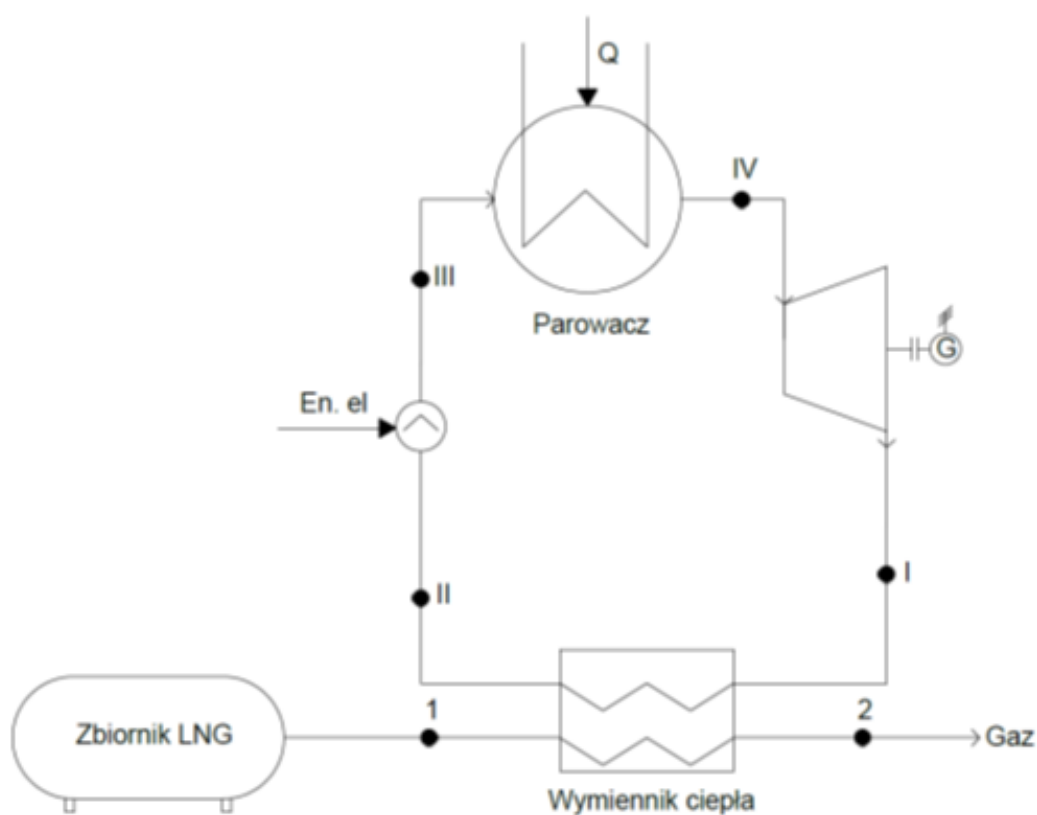
Publ.	Sprawność egzergetyczna	moc turbiny	TRL
-	%	-	1-3
[1]	67,26	netto 87,2MW	1-3
[2]	24,1	Jedn. moc 253 kj/kg LNG	1-3
[2]	30,4	Jedn.a moc 313 kj/kg LNG	1-3
[2]	20,4	Jedn. moc 214 kj/kg LNG	1-3
[2]	36,2	Jedn. moc 380 kj/kg LNG	1-3
[3]	35,2-85,6	Jedn. moc 200-300 kj/kg LNG	1-3
[4]	33,2-42,7	Jedn. moc 145,6-235 kj/kg LNG	1-3
[5]	-	netto 1,379 MW	1-3
[6]	-	Clasiusa-Rankinea 134,25-247.01	1-3
[7]	54,25-49,58	345 kW	1-3
[8]	-	8,64-13,71 MW (moc netto)	6- 9
[9]	39-48	16,78 MW (moc zainstalowana)	1-3

3 Proponowane układy regazyfikacji

W niniejszym punkcie przedstawiono proponowane układy regazyfikacji z produkcją energii elektrycznej. Wyniki analizy termodynamicznej niżej wymienionych modeli przedstawiono w punkcie 4.

3.1 Obieg Rankine'a jednofunkcyjny

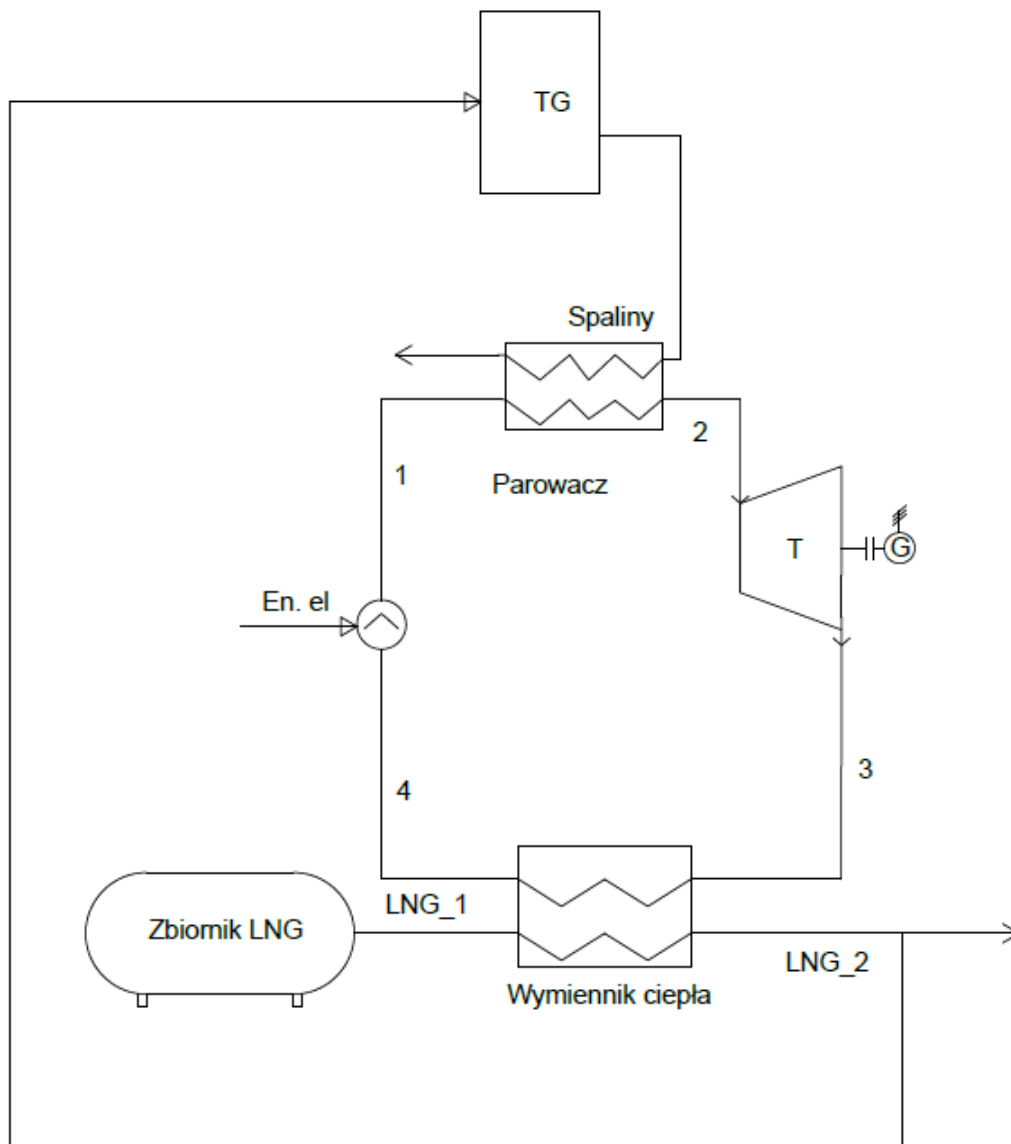
Modelem jest obieg RC wykorzystujący jeden z pięciu czynników jako czynnik obiegowy. Składa się on z sprężarki, turbiny połączonej z generatorem i 2 wymienników ciepła: parowacza i skraplacza czynnika obiegowego. Skraplacz czynnika ORC jest jednocześnie parowaczem LNG. LNG odbiera ciepło parze etanu skraplając go gdy samo paruje tworząc gaz naturalny. LNG znajdujące się w stanie nasycenia zadaje ciśnienie panujące w skraplaczu etanu. Czynnik obiegowy po skropleniu kierowany jest na pompę obiegową. Następnie trafia do parowacza gdzie ulega odparowaniu i przegrzaniu. Para trafia na turbinę gdzie rozpręża się do ciśnienia panującego w skraplaczu wytwarzając jednocześnie energię elektryczną. W skraplaczu będącym jednocześnie parowaczem LNG para czynnika obiegowego zostaje skroplona oddając ciepło LNG, które odparowuje.



Rysunek 12. Obieg Rankine'a jednofunkcyjny

3.2 Obieg Rankine'a zintegrowany z mikro turbiną gazową

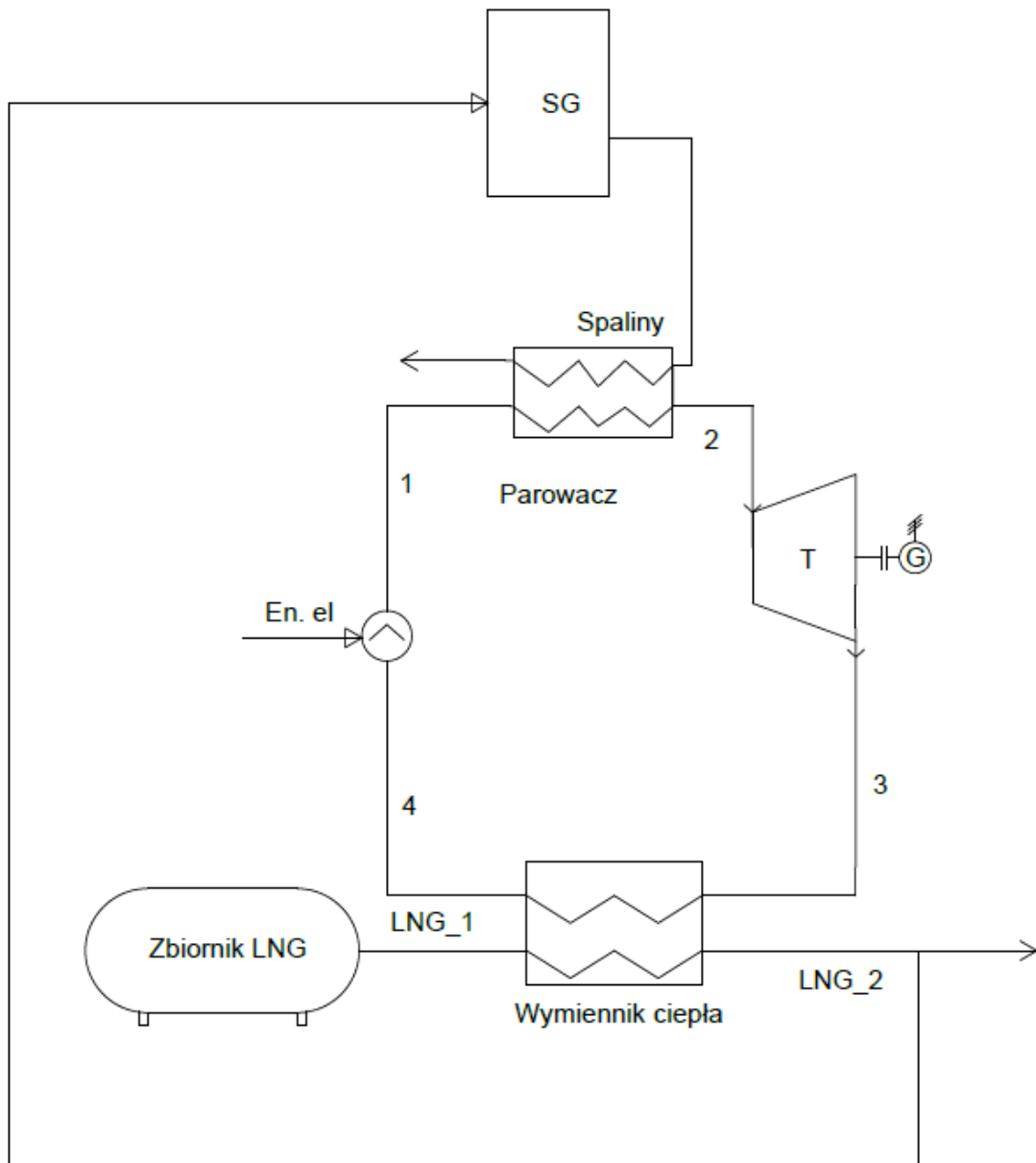
Mikro turbina gazowa, zasilana odparowanym gazem z układu, produkuje energię elektryczną i jednocześnie dostarcza ciepło zawarte w spalinach do wymiennika ciepła, który pełni rolę wytwornicy pary przegrzanej czynnika obiegowego, którym jest izobutan. Para czynnika po rozprężeniu trafia do skraplacza w obiegu Rankine'a, który pełni jednocześnie rolę parowacza i przegrzewacza LNG.



Rysunek 13. Obieg Rankine'a zintegrowany z mikro turbiną gazową

3.3 Obieg Rankine’a zintegrowany z silnikiem gazowym

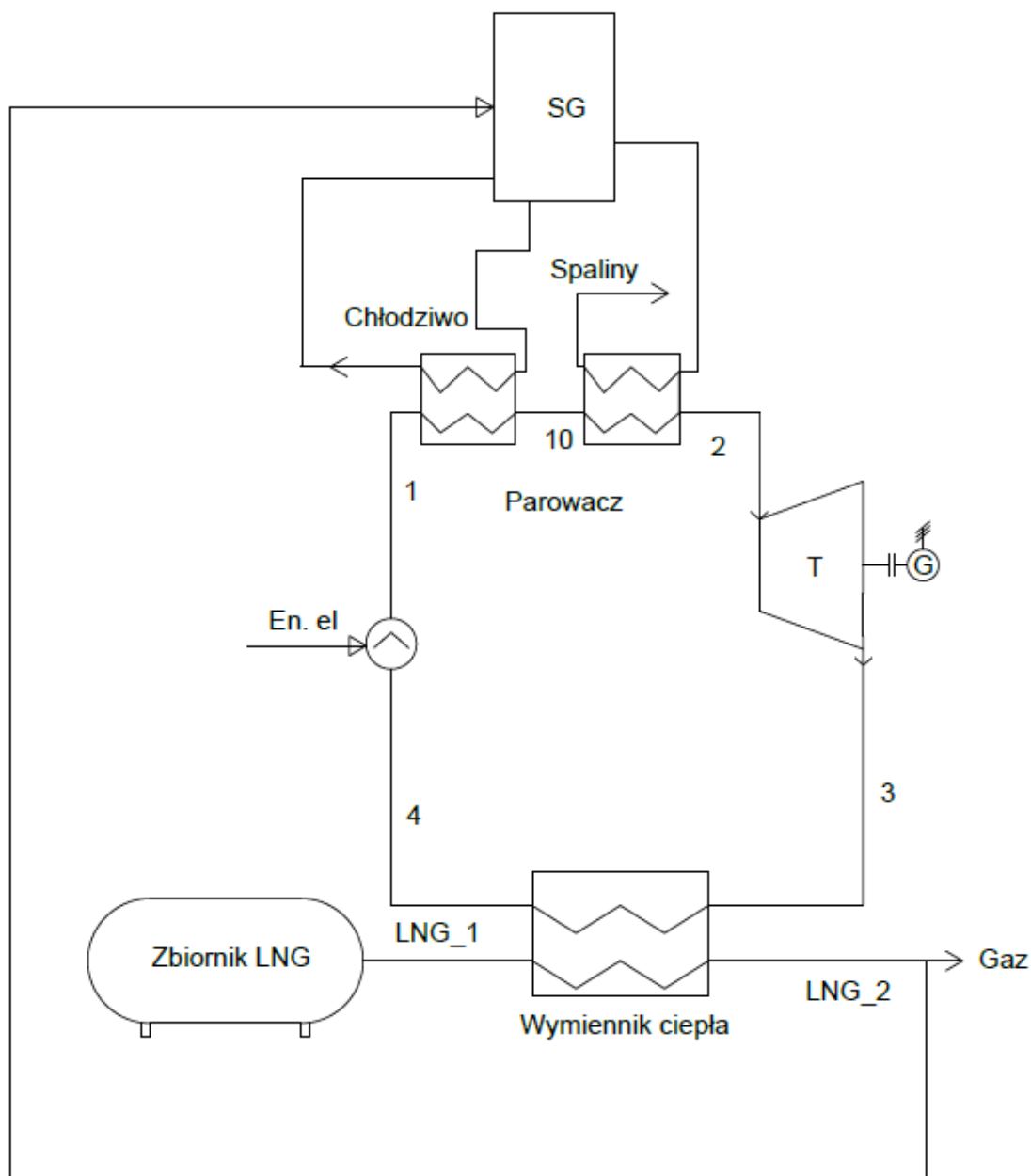
Silnik gazowy, zasilany odparowanym gazem z układu, produkuje energię elektryczną i jednocześnie dostarcza ciepło zawarte w spalinach do wymiennika ciepła, który pełni rolę podgrzewacza, parowacza i przegrzewacza czynnika obiegowego, którym jest izobutan. Para czynnika po rozprężeniu trafia do skraplacza w obiegu Rankine’a, który pełni jednocześnie rolę parowacza i przegrzewacza LNG.



Rysunek 14. Obieg Rankine’a zintegrowany z silnikiem gazowym

3.4 Obieg Rankine'a zintegrowany z silnikiem gazowym z dodatkowym wymiennikiem wykorzystującym chłodziwo z silnika w celu generacji pary w obiegu RC

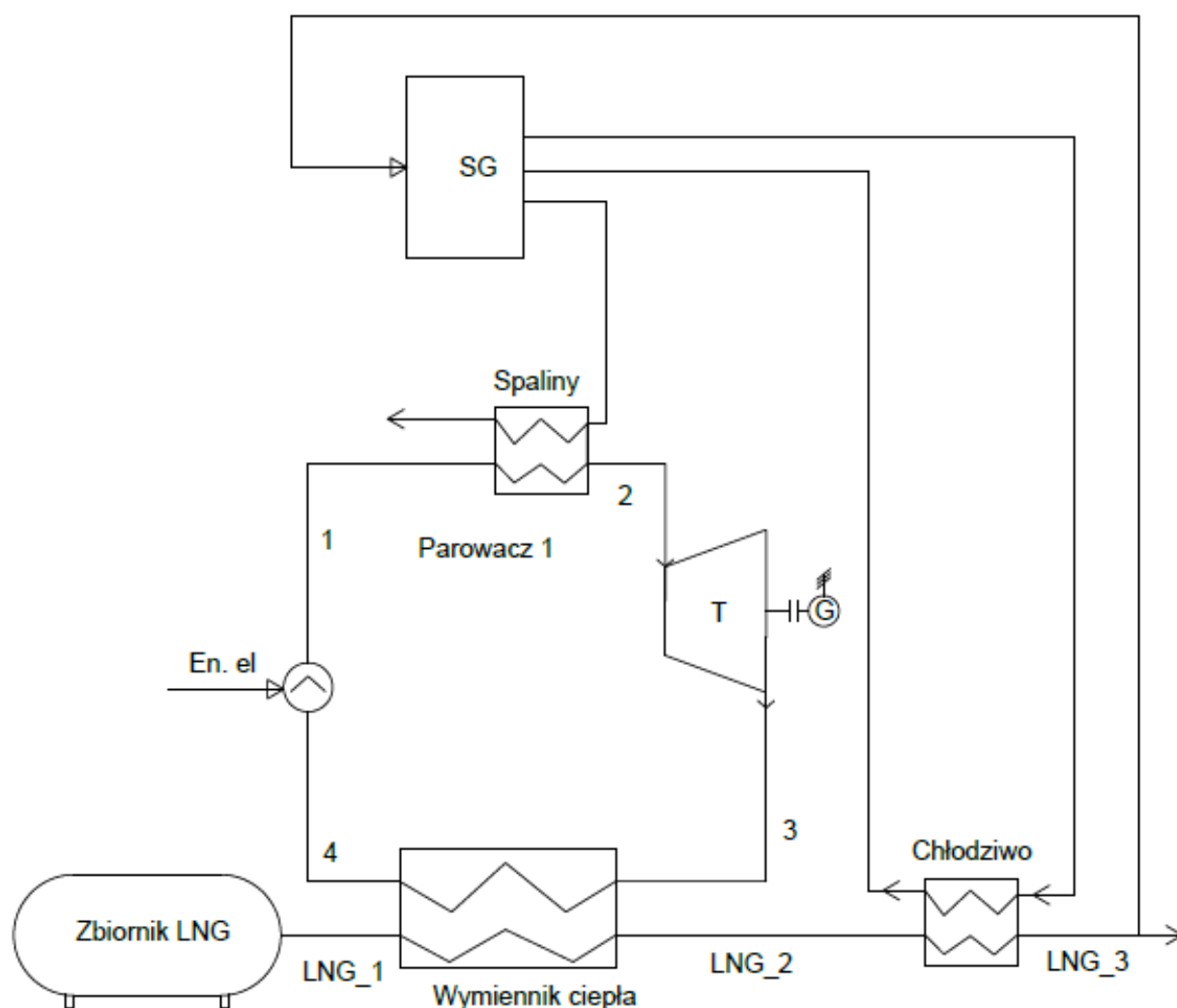
Silnik gazowy, zasilany odparowanym gazem z układu, produkuje energię elektryczną i jednocześnie dostarcza ciepło zawarte w spalinach oraz w czynniku chłodzącym silnik do wymienników ciepła, które pełni rolę podgrzewacza, parowacza i przegrzewacza czynnika obiegowego, którym jest izobutan. Para czynnika po rozprężeniu trafia do skraplacza w obiegu Rankine'a, który pełni jednocześnie rolę parowacza i przegrzewacza LNG.



Rysunek 15. Obieg Rankine'a zintegrowany z silnikiem gazowym z dodatkowym wymiennikiem wykorzystującym chłodziwo z silnika w celu generacji pary w obiegu RC

3.5 Obieg Rankine'a zintegrowany z silnikiem gazowym z dodatkowym wymiennikiem wykorzystującym chłodziwo z silnika w celu przegrzania gazu ziemnego

Silnik gazowy, zasilany odparowanym gazem z układu, produkuje energię elektryczną i jednocześnie dostarcza ciepło zawarte w spalinach do wymiennika ciepła, który pełni rolę podgrzewacza, parowacza i przegrzewacza czynnika obiegowego, którym jest izobutan. Ponadto zamontowany jest jeszcze jeden wymiennik, który przegrzewa gaz do odpowiedniej temperatury. Czynnikiem w tym dodatkowym wymienniku przekazującym ciepło jest czynnik chłodzący silnika. Obliczenia przeprowadzono również dla innego czynnika obiegowego, jakim jest toluen.



Rysunek 16. Obieg Rankine'a zintegrowany z silnikiem gazowym z dodatkowym wymiennikiem wykorzystującym chłodziwo z silnika w celu przegrzania gazu ziemnego

3.6 Kaskadowy obieg Rankine'a zintegrowany z silnikiem gazowym

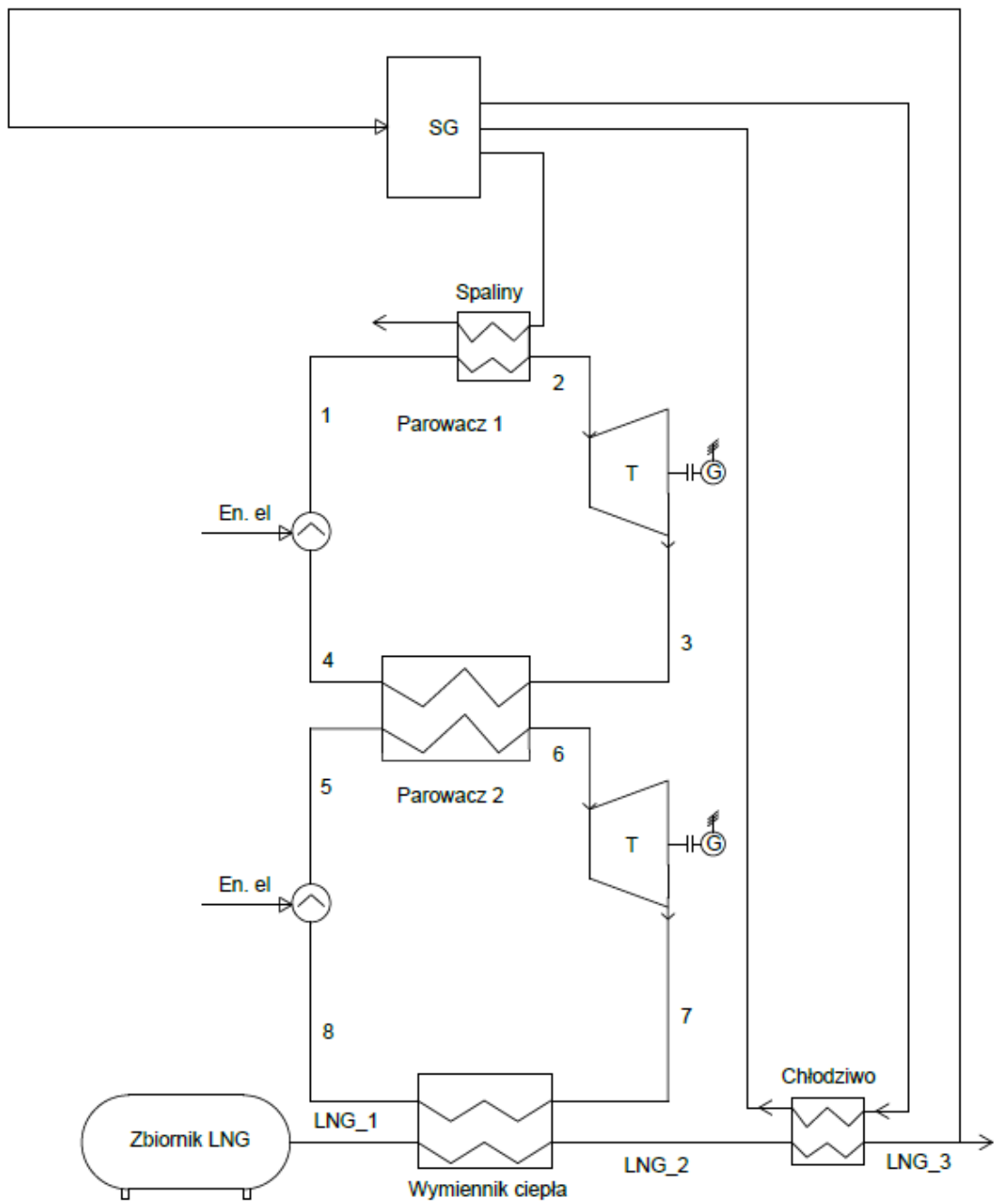
Silnik gazowy, zasilany odparowanym gazem z układu, produkuje energię elektryczną i jednocześnie dostarcza ciepło zawarte w spalinach do wymiennika ciepła, który pełni rolę wytwornicy pary czynnika obiegowego w obiegu Rankine'a, którym jest toluen. Po rozprężeniu toluen skrapla się w skraplaczu, który pełni jednocześnie rolę wytwornicy pary czynnika obiegowego drugiego układu Rankine'a, jakim jest izobutan. Izobutan rozpręża się w turbinie drugiego układu i skrapla się w wymienniku, który jednocześnie odparowuje LNG do postaci gazu ziemnego. Gaz ziemny trafia następnie na wymiennik wody chłodzącej silnik, gdzie ogrzewa się do temperatury bliskiej otoczenia. Minusem tego rozwiązania jest możliwe wyjście poza małą skalę oraz utrudniona mobilność instalacji.

Schemat układu przedstawiono na Rys. 17.

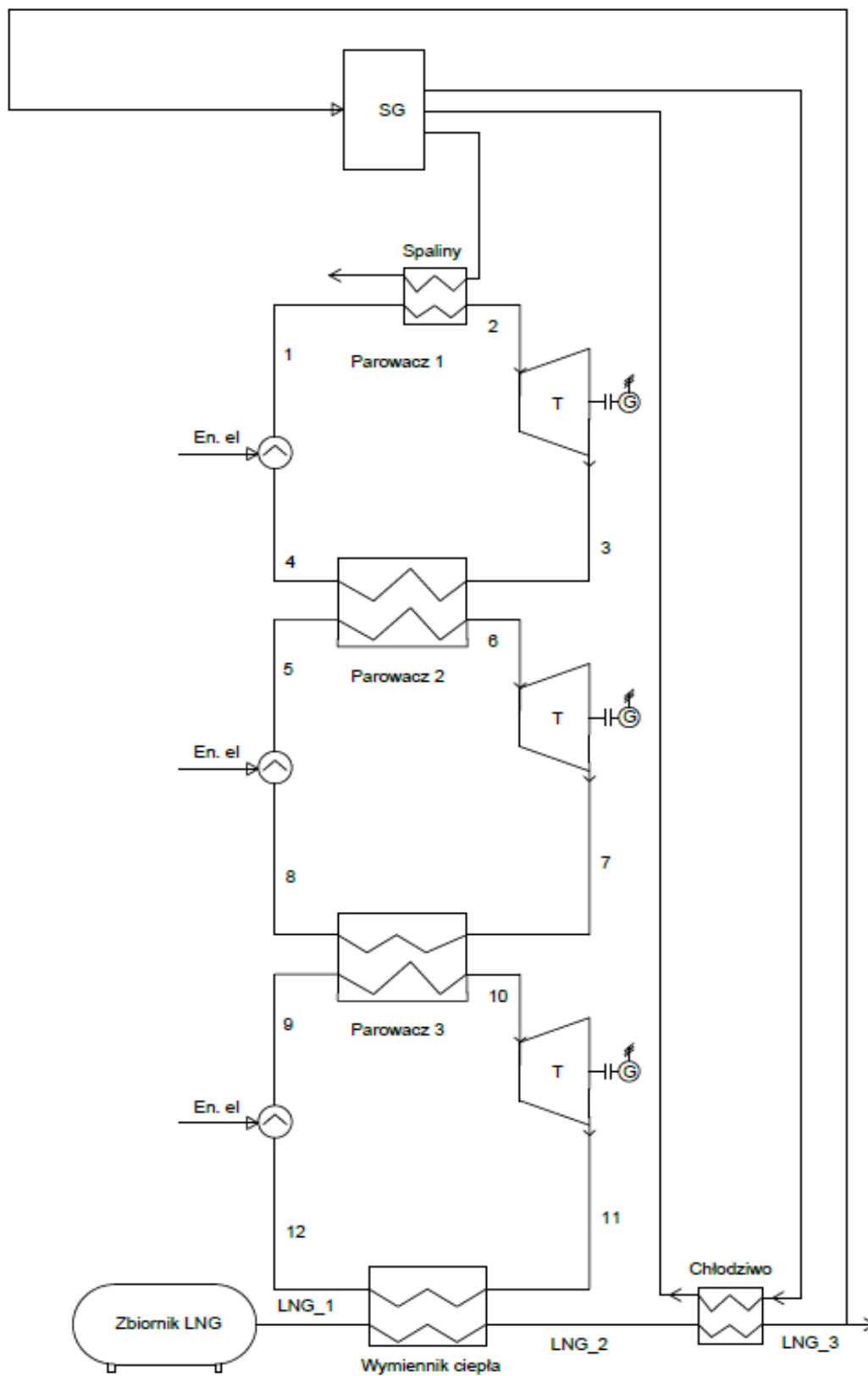
3.7 Dwukaskadowy obieg Rankine'a zintegrowany z silnikiem gazowym

Silnik gazowy, zasilany odparowanym gazem z układu, produkuje energię elektryczną i jednocześnie dostarcza ciepło zawarte w spalinach do wymiennika ciepła, który pełni rolę wytwornicy pary czynnika obiegowego w obiegu Rankine'a, którym jest toluen. Po rozprężeniu toluen skrapla się w skraplaczu, który pełni jednocześnie rolę wytwornicy pary czynnika obiegowego drugiego układu Rankine'a, jakim jest izobutan. Izobutan rozpręża się w turbinie drugiego układu i skrapla się w wymienniku, który jednocześnie pełni rolę wytwornicy pary w trzecim układzie Rankine'a. W trzecim obiegu czynnikiem obiegowym jest etan. Po rozprężeniu w turbinie etan skrapla się w skraplaczu i przekazuje energię na cele odparowania LNG do postaci gazu ziemnego. Gaz ziemny trafia następnie na wymiennik wody chłodzącej silnik, gdzie ogrzewa się do temperatury bliskiej otoczenia. Minusem takiego rozwiązania jest wyjście poza małą skalę. Układ na pewno nie może być układem mobilnym.

Schemat układu przedstawiono na Rys. 18.



Rysunek 17. Kaskadowy obieg Rankine'a zintegrowany z silnikiem gazowym



Rysunek 18. Dwu kaskadowy obieg Rankine'a zintegrowany z silnikiem gazowym

4 Model termodynamiczny układów regazyfikacji

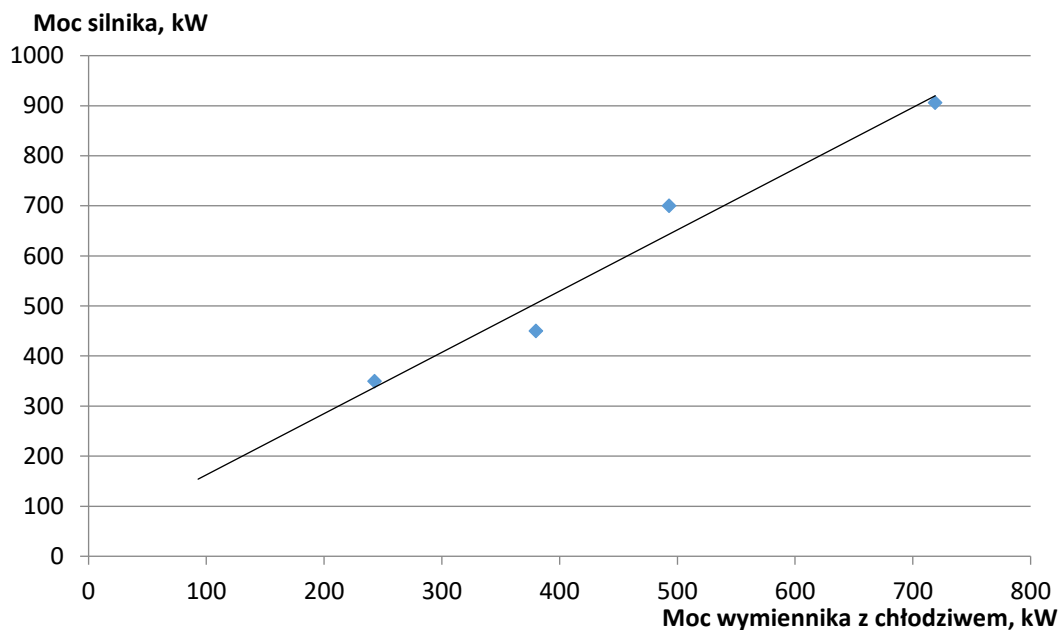
Do modelu termodynamicznego układów przyjęto następujące założenia:

- Sprawność wewnętrzna ekspandera 90%
- Sprawność mechaniczna ekspandera 90%
- Sprawność generatora 99%
- Sprawność elektro-mechaniczna pompy obiegowej w obiegu Rankine'a 98%
- Sprawność generatora gazowego silnika tłokowego 96%
- Przepływ LNG do odparowania stały i wynoszący $1200 \text{ m}_n^3/\text{h}$
- Skład gazu: 100% CH₄
- Stosunek nadmiaru powietrza dla silnika równy 1
- Stosunek nadmiaru powietrza dla turbiny gazowej 1,1
- Spalanie zupełne i całkowite
- Wartość opałowa gazu 45MJ/kg
- Brak strat ciśnienia w wymienniku
- Sprawność przekazywania ciepła w wymiennikach 100%
- LNG w zbiorniku znajduje się w stanie nasycenia pod ciśnieniem 0,8 MPa
- Współczynnik przenikania ciepła dla wymiennika spaliny/ciecz, para RC równy $1000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ [11]
- Współczynnik przenikania ciepła dla wymiennika ciecz, para RC/LNG równy $900 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ [11]
- Współczynnik przenikania ciepła dla wymiennika powietrznego dogrzewającego gaz równy $150 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ [11]
- Współczynnik przenikania ciepła dla wymiennika z chłodziwem równy $750 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ [11]
- Temperatura otoczenia założona jako średnioroczna wynosząca 11 °C

4.1 Metodyka obliczeń

Ze względu na brak danych dotyczących gazowych silników tłokowych małych mocy, wymagane parametry otrzymano poprzez ekstrapolacje parametrów podanych dla silników dużych mocy.

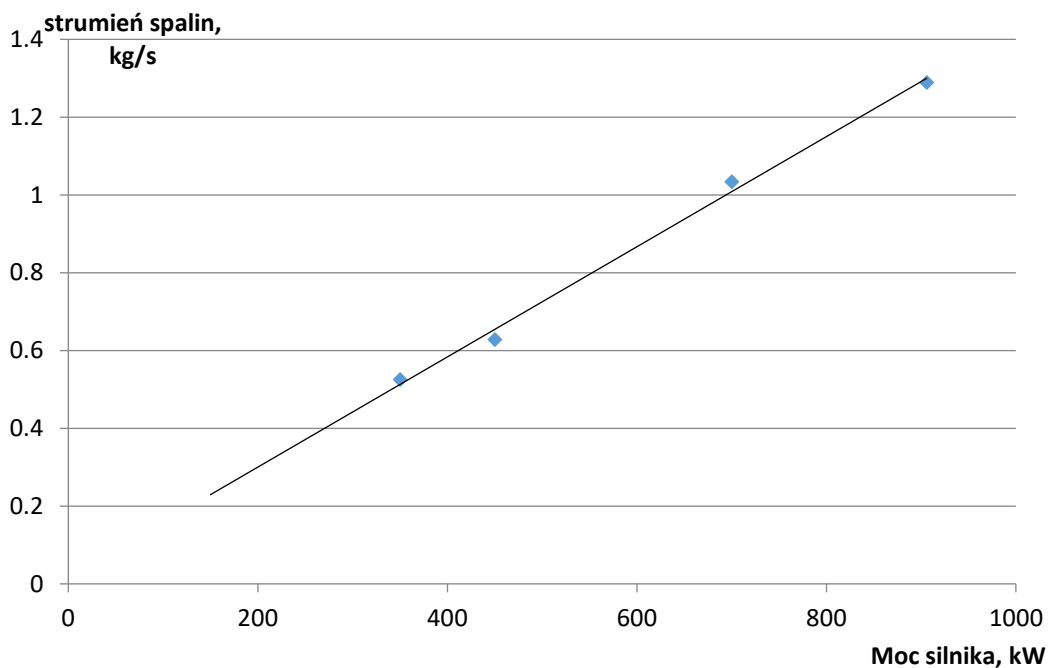
Na rysunku 19 zamieszczono zależność mocy silnika od mocy wymiennika z chłodziwem



Rysunek 19. Zależność mocy silnika od mocy wymiennika z chłodziwem

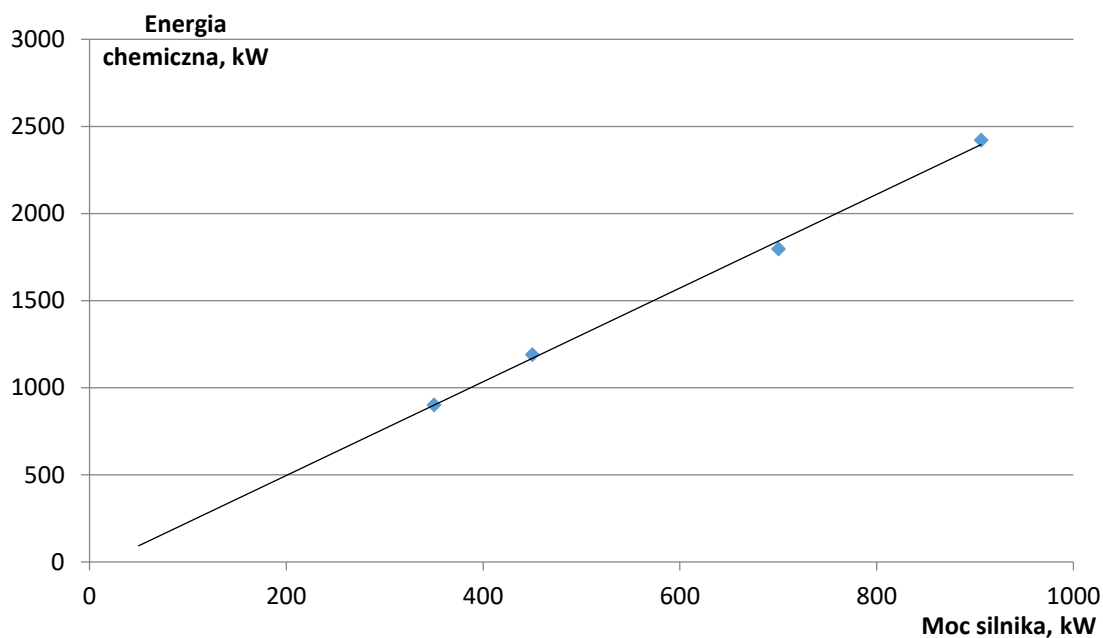
Znając moc silnika można z kolejnych charakterystyk uzyskać kolejne parametry potrzebne do wykonania obliczeń.

Na rysunku 20 przedstawiono zależność strumienia spalin wypływających z silnika od jego mocy.



Rysunek 20. Zależność strumienia spalin z silnika od mocy silnika

Na rysunku 21 przedstawiono zależność energii chemicznej dostarczonej do silnika od jego mocy.



Rysunek 21. Zależność wymaganej energii chemicznej do zasilenia silnika od mocy silnika

Ze względu na duże wahania temperatury spalin od 430 °C do 370 °C, w zależności od modelu gazowego silnika tłokowego, przyjęto temperaturę spalin jako stałą równą 395°C niezależnie od mocy.

Maksymalne ciśnienia parowania, maksymalną temperaturę par, ciśnienie kondensacji przyjęto z publikacji [10].

Dla Isobutanu:

- $P_{\max}=2,9$ MPa
- $T_{\max}=121^{\circ}\text{C}$
- $P_{\text{con}}=0,35$ MPa

Dla Toluenu:

- $P_{\max}=3,5$ MPa
- $T_{\max}=307^{\circ}\text{C}$
- $P_{\text{con}}=5,1$ kPa

Dla Etanu z powodu braku danych przyjęto następujące parametry

- $P_{\max}=4$ MPa
- $T_{\max}=35^{\circ}\text{C}$

- $P_{con}=0,11$ MPa

Znając moc wymiennika spalinowego, który odparowuje czynnik obiegowy, który określony jest wzorem:

$$\dot{Q}_{ws} = \dot{m}_{sp} \cdot (i_{sp1} - i_{sp2}) \quad (1)$$

gdzie:

\dot{m}_{sp} - strumień spalin, kg/s

i_{sp1} – entalpia spalin przed wymiennikiem, kJ/kg

i_{sp2} – entalpia spalin za wymiennikiem spalinowym, wynosząca o 10 stopni więcej niż punkt rosy spalin, kJ/kg

Oraz znając ciśnienie za pompą oraz temperaturę, która jest temperaturą nasycenia dla ciśnienia skraplania (przed pompą), oraz znając strumień w obiegu, obliczona została entalpia przed ekspanderem, korzystając ze wzoru:

$$\dot{Q}_{ws} = \dot{m}_{ORC} \cdot (i_2 - i_1) \quad (2)$$

gdzie:

\dot{m}_{ORC} - strumień czynnika obiegowego w ORC, kg/s

i_2 – entalpia czynnika obiegowego za parowaczem, a przed turbiną kJ/kg

i_1 – entalpia czynnika przed parowaczem, kJ/kg

Następnie znając sprawność wewnętrzną turbiny, entalpię przed turbiną oraz ciśnienie panujące za ekspanderem można wyznaczyć entalpię za ekspanderem korzystając z zależności:

$$i_3 = i_2 - \eta_{it} \cdot (i_2 - i_{3s}) \quad (3)$$

gdzie:

η_{it} - sprawność wewnętrzną turbiny

i_2 – entalpia czynnika obiegowego za parowaczem, a przed turbiną kJ/kg

i_{3s} – entalpia czynnika za ekspanderem przy rozprężeniu izentropowym, kJ/kg

Kolejno poznawszy entalpię w punkcie trzecim, znając ciśnienie oraz informacje iż w punkcie za skraplaczem znajduje się woda w stanie nasycenia można wyznaczyć moc skraplacza, korzystając ze wzoru:

$$\dot{Q}_{skr} = \dot{m}_{ORC} \cdot (i_3 - i_4) \quad (4)$$

gdzie:

\dot{m}_{ORC} - strumień czynnika obiegowego w ORC, kg/s

i_3 – entalpia czynnika obiegowego za ekspanderem, a przed skraplaczem kJ/kg

i_4 – entalpia czynnika za skraplaczem, kJ/kg

Znając stan LNG przed wlotem do parowacza, który jest skraplaczem czynnika w obiegu ORC, można wyznaczyć entalpię gazu ziemnego lub w zależności od wariantu LNG, korzystając z zależności:

$$\dot{Q}_{skr} = \dot{m}_{LNG} \cdot (i_{LNG 2} - i_{LNG 1}) \quad (5)$$

gdzie:

\dot{m}_{LNG} - strumień skroplonego gazu, kg/s

$i_{LNG 2}$ – entalpia gazu/LNG na wylocie z parowacza kJ/kg

$i_{LNG 1}$ – entalpia LNG przed parowaczem, kJ/kg

Moc elektryczna netto generowana w układzie ORC została obliczona z zależności:

$$N_{el netto} = \dot{m}_{ORC} \cdot (i_2 - i_3) \cdot \eta_{mt} \cdot \eta_g - \dot{m}_{ORC} \cdot (i_1 - i_4) \cdot \eta_{emp} \quad (6)$$

gdzie:

\dot{m}_{ORC} - strumień czynnika obiegowego w ORC, kg/s

i_2 - entalpia przed ekspanderem, kJ/kg

i_3 – entalpia za ekspanderem, kJ/kg

i_1 - entalpia za pompą, kJ/kg

i_4 – entalpia czynnika za skraplaczem, kJ/kg

η_{mt} - sprawność mechaniczna ekspandera

η_g - sprawność generatora

η_{emp} - sprawność elektro-mechaniczna pompy

Sprawność energetyczną całego układu obliczono z zależności:

$$\eta_e = \frac{N + N_{el netto}}{\dot{E}_{ch}} \quad (7)$$

gdzie:

N - moc elektryczna generowana przez silnik lub mikro turbinę, kW

$N_{el\ netto}$ - moc elektryczna netto produkowana przez układ ORC, kW

\dot{E}_{ch} - energia chemiczna dostarczana do silnika lub mikro turbiny, kW

Jeśli rozpatrywany jest układ kaskadowy to w liczniku pojawi się jeszcze jedna wielkość określająca ilość en. El. Netto produkowanej w drugim obiegu.

Analogicznie dla układu dwu kaskadowego.

W celu wyznaczenia sprawności egzergetycznych, egzergię w poszczególnych punktach obliczono ze wzoru:

$$b = i - i_{ot} - T_{ot} \cdot (s - s_{ot}) \quad (8)$$

gdzie:

i - entalpia w danym punkcie, kJ/kg

i_{ot} - entalpia otoczenia, kJ/kg

T_{ot} - temperatura otoczenia, K

s - entropia w danym punkcie, kJ/kg·K

s_{ot} - entropia otoczenia, kJ/kg·K

W literaturze spotyka się różne definicje sprawności egzergetycznej, co pokazuje, że jest ona pojęciem w pewnym stopniu umownym. W tej analizie wyznaczono sprawność egzergetyczną racjonalną oraz sprawność egzergetyczną fuel-product.

Sprawność egzergetyczną racjonalną [12] określono ze wzoru:

$$\eta_{br} = \frac{\sum_i b_{i\ out}}{\sum_i b_{i\ in}} \quad (9)$$

Jest określana jako stosunek sumy egzergii wpływających z całego układu do sumy egzergii wpływających.

Sprawność egzergetyczną fuel product [13] określono ze wzoru:

$$\eta_{bf-p} = \frac{N + N_{el\ netto}}{\dot{B}_{ch} + \dot{m}_{LNG} \cdot (b_{LNG\ 1} - b_{LNG\ 2})} \quad (10)$$

gdzie:

N - moc elektryczna generowana przez silnik lub mikro turbinę, kW

$N_{el\ netto}$ - moc elektryczna netto produkowana przez układ ORC, kW

\dot{B}_{ch} - egzergia chemiczna dostarczana do silnika lub mikro turbiny, kW

\dot{m}_{LNG} - strumień skroplonego gazu, kg/s

$b_{LNG 2}$ – egzergia właściwa gazu/LNG na wylocie z parowacza lub wymiennika z chłodziwem kJ/kg

$b_{LNG 1}$ – egzergia właściwa LNG przed parowaczem, kJ/kg

W przypadku układu kaskadowego i dwu do licznika dodaje się ilość energii elektrycznej netto produkowanej przez dodatkowe obiegi.

Powierzchnie wymiany ciepła obliczono z równania Pecleta:

$$A = \frac{\dot{Q}}{k \cdot \Delta t_m} \quad (11)$$

gdzie:

Q - moc danego wymiennika W

k - współczynnik przenikania ciepła, W/m²· K

Δt_m - logarytmiczna różnica temperatur w wymienniku, K

Optymalizacje modelu przeprowadzono poprzez zmianę strumienia czynnika oraz jego ciśnienie przed ekspanderem. W analizie maksymalizowano moc elektryczną uzyskaną w układzie ORC, oraz sprawności energetyczne i egzergytyczne. Ograniczeniami analizy były odpowiedni stopień suchości par czynnika na wlocie i wylocie z turbiny. Ostatecznie optymalizację przeprowadzono pod kątem uzyskania jak najwyższej temperatury gazu ziemnego na wylocie ze skraplacza układu ORC.

4.2 Układ Rankine’a zintegrowany z mikro turbiną gazową

W pierwszym wariantcie rozpatrzono integrację obiegu Rankine’a z mikro turbiną o mocy 30kW. W tabeli 4 zestawiono wyniki:

Tabela 4. Wyniki analizy dla integracji z mikro turbiną o mocy 30 kW

strumień spalin, kg/s	0,31
Temperatura spalin, °C	275
Ciśnienie w RC przed turbiną, MPa	2,8
Strumień RC, kg/s	0,22
Moc elektryczna netto, kW	13,84
Stopień suchości gazu, %	77
Temperatura gazu, °C	-128,7
sprawność energetyczna (efektywność), %	38
sprawność egzergetyczna fuel product, %	22,3
sprawność egzergetyczna racjonalna, %	53,4
Powierzchnia parowacza RC, m ²	1,125
Powierzchnia parowacza LNG, m ²	0,543

W tym wariantcie gaz nie jest odparowany do końca, ponieważ stosunkowo mało ciepła zawartego w spalinach generuje mikro turbina tej mocy. Gdyby dostawić do układu parownicę powietrzną o mocy 97 kW oraz powierzchni 15,21 m² można by podgrzać gaz do 5 °C. Ta temperatura pozwala już na wykorzystanie gazu.

Rozważono dlatego integracje mocniejszej turbiny o mocy 65kW. W tabeli 5 zestawiono wyniki dla tego wariantu

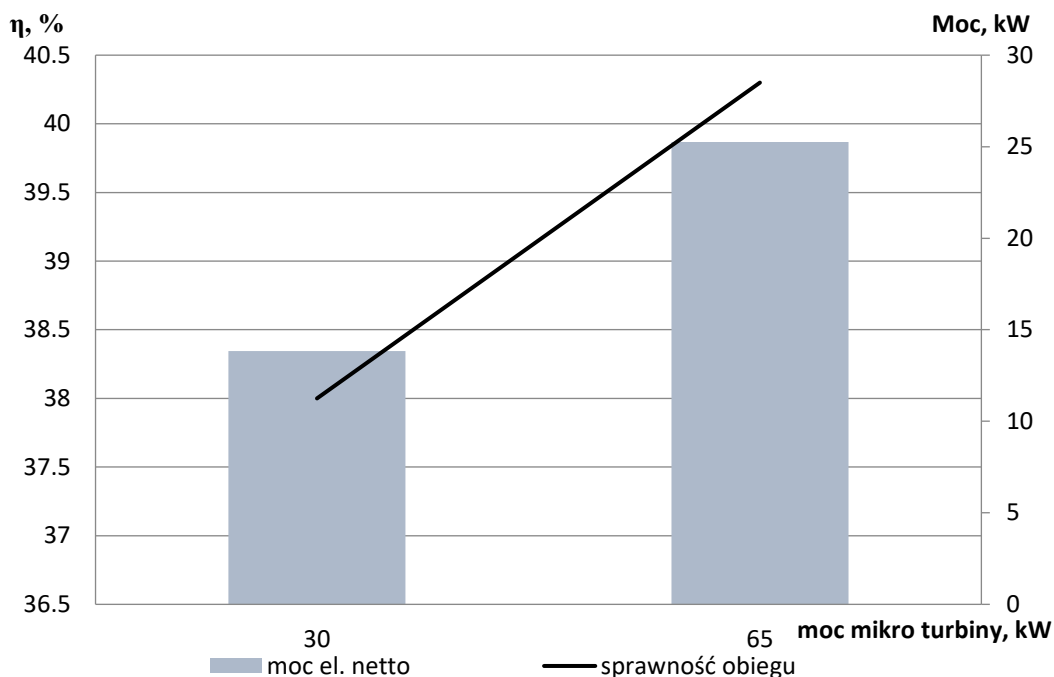
Tabela 5. Wyniki analizy dla integracji z mikro turbiną o mocy 65 kW

strumień spalin, kg/s	0,49
Temperatura spalin, °C	309
Ciśnienie w RC przed turbiną, MPa	2,7
Strumień RC, kg/s	0,4
Moc elektryczna netto, kW	25,26
Stopień suchości gazu, %	100
Temperatura gazu, °C	-51,1
sprawność energetyczna (efektywność), %	40,3
sprawność egzergetyczna fuel product, %	25,25
sprawność egzergetyczna racjonalna, %	39,5
Powierzchnia parowacza RC, m ²	2,1
Powierzchnia parowacza LNG, m ²	1,3

W tym wariantcie LNG zostaje całkowicie odparowane, lecz zostaje w małym stopniu przegrzane, gaz ma temperaturę ponad -50 °C i wymagałoby dalszego przegrzewania.

Gdyby zastosować parownicę powietrzną aby gaz osiągnął temperaturę 5 °C, co pozwoliłoby mu swobodne wykorzystanie, moc takiego wymiennika musiałaby mieć 30 kW i powierzchnię 8,3 m².

Na rysunku 22 przedstawiono wpływ wielkości turbiny gazowej na moc generowaną przez układ ORC i sprawność całego układu. Wraz z zastosowaniem mocniejszej mikro turbiny rośnie sprawność całego układu oraz ilość energii elektrycznej generowanej przez obieg Rankine'a.



Rysunek 22. Wpływ wielkości turbiny gazowej na moc i sprawność układu

W tym przypadku zaniechano integracji z mocniejszymi turbinami gazowymi ze względu na bardzo dużą cenę takich turbin.

4.3 Obieg Rankine'a zintegrowany z gazowym silnikiem tłokowym

W tym wariantcie zintegrowano układ Rankine'a z silnikiem gazowym tłokowym o mocy 280 kW. W tabeli 6 zestawiono wyniki analizy tego wariantu:

Tabela 6. Wyniki analizy dla integracji z silnikiem gazowym o mocy 280 kW

strumień spalin, kg/s	0,43
Temperatura spalin, °C	397
Ciśnienie w RC przed turbiną, MPa	2,7
Strumień RC, kg/s	0,5
Moc elektryczna netto, kW	31,46
Stopień suchości gazu, %	100
Temperatura gazu, °C	16,81
sprawność energetyczna (efektywność), %	41,53
sprawność egzergetyczna fuel product, %	34,29
sprawność egzergetyczna racjonalna, %	39,56
Powierzchnia parowacza RC, m ²	1,784
Powierzchnia parowacza LNG, m ²	2,732

W takim układzie gaz ziemny zostaje przegrzany do wysokiej temperatury 16 °C. Taki gaz już można wykorzystywać, bez konieczności dostawiania dodatkowego wymiennika.

4.4 Obieg Rankine’a zintegrowany z silnikiem gazowym z dodatkowym wymiennikiem wykorzystującym chłodziwo z silnika w celu generacji pary w obiegu RC

W tym wariantcie zintegrowano gazowy silnik tłokowy mniejszej mocy niż w poprzednim wypadku, wynoszącą 108 kW, ale przekazujący dodatkową ilość ciepła w wyniku połączenia obiegu z wymiennikiem zasilanym chłodziwem z silnika. W tabeli 7 zestawiono wyniki analizy tego przypadku:

Tabela 7. Wyniki analizy dla integracji z silnikiem gazowym o mocy 108 kW

strumień spalin, kg/s	0,17
Temperatura spalin, °C	397
Ciśnienie w RC przed turbiną, MPa	2,2
Strumień RC, kg/s	0,32
Moc elektryczna netto, kW	18,09
Stopień suchości gazu, %	100
Temperatura gazu, °C	-109,9
sprawność energetyczna (efektywność), %	49
sprawność egzergetyczna fuel product, %	33,1
sprawność egzergetyczna racjonalna, %	47
Powierzchnia parowacza RC, m ²	1,73
Powierzchnia parowacza LNG, m ²	0,83
Powierzchnia wymiennika z chłodziwem, m ²	0,4

W tym wariantcie LNG zostaje całkowicie odparowane do postaci gazu ziemnego, lecz jego temperatura jest zbyt niska i uniemożliwia dalsze wykorzystanie. Gdyby zastosować parownicę powietrzną aby gaz osiągnął temperaturę 5°C, co pozwoliłoby mu na swobodne wykorzystanie, moc takiego wymiennika musiałaby mieć 61,8 kW i powierzchnię 10,8 m².

Przy chęci zastąpienia parownika zwiększoną mocą silnika, sprawa jest utrudniona, ponieważ zwiększając moc silnik zwiększa się moc wymiennika z chłodziwem przez co rośnie temperatura na wylocie z tego wymiennika, a przed wymiennikiem spalinowym, co powoduje, mniejsze wykorzystanie ciepła ze spalin i zwiększa stratę wylotową fizyczną. Taki wariant umiejscowienia wymiennika z chłodziwem jest niekorzystny.

4.5 Obieg Rankine'a zintegrowany z silnikiem gazowym z dodatkowym wymiennikiem wykorzystującym chłodziwo z silnika w celu przegrzania gazu ziemnego

W tym wariantcie zintegrowano gazowy silnik tłokowy o mocy 150 kW z obiegiem RC i dodatkowo zastosowano wymiennik z chłodziwem pochodzącym z silnika w celu przegrzania gazu ziemnego. Jest to znacznie korzystniejsze rozwiązanie ze względu na brak implikacji z temperaturami. W tabeli 8 zestawiono wyniki analizy tego przypadku:

Tabela 8. Wyniki analizy dla integracji z silnikiem gazowym o mocy 150 kW

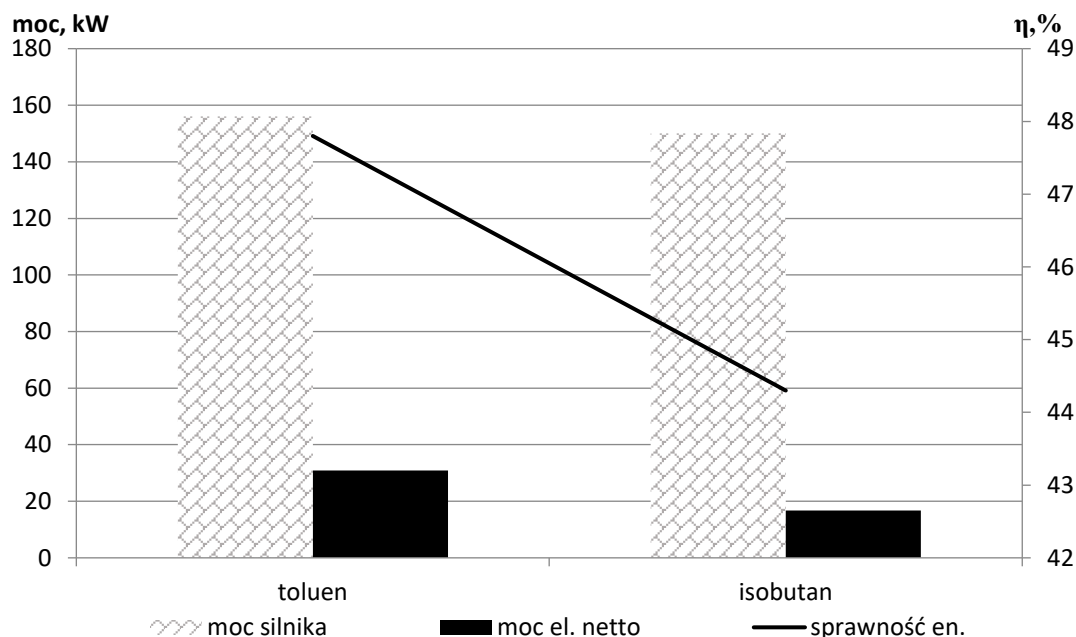
strumień spalin, kg/s	0,228
Temperatura spalin, °C	397
Ciśnienie w RC przed turbiną, MPa	2,7
Strumień RC, kg/s	0,264
Moc elektryczna netto, kW	16,69
Stopień suchości gazu, %	100
Temperatura gazu, °C	24,4
sprawność energetyczna (efektywność), %	44,27
sprawność egzergetyczna fuel product, %	31,8
sprawność egzergetyczna racjonalna, %	40,7
Powierzchnia parowacza RC, m ²	0,95
Powierzchnia parowacza LNG, m ²	0,66
Powierzchnia wymiennika z chłodziwem, m ²	0,8

W tym przypadku układ produkuje mniejszą ilość energii elektrycznej, ale posiada większe sprawności. Ponadto gaz na wyjściu z obiegu jest całkowicie odparowane i przegrzane do temperatury prawie 25 °C co umożliwi swobodne zastosowanie. W wersji tego samego układu z toluenem jako czynnikiem obiegowym układ posiada korzystniejsze parametry termodynamiczne, ale gaz na wylocie z układu ma -3 °C i wymagałby dostawienia parownicy atmosferycznej w celu dogrzania do użytecznej temperatury. Gdyby jednak zwiększyć moc silnika o jedyne 6 kW spowodowałoby to brak konieczności stosowania parownicy.

Tabela 9. Wyniki analizy dla integracji z silnikiem gazowym o mocy 156 kW

strumień spalin, kg/s	0,236
Temperatura spalin, °C	397
Ciśnienie w RC przed turbiną, MPa	3,4
Strumień RC, kg/s	0,157
Moc elektryczna netto, kW	30,9
Stopień suchości gazu, %	100
Temperatura gazu, °C	11,63
sprawność energetyczna (efektywność), %	47,74
sprawność egzergetyczna fuel product, %	34,62
sprawność egzergetyczna racjonalna, %	42,92
Powierzchnia parowacza RC, m ²	2,1
Powierzchnia parowacza LNG, m ²	0,46
Powierzchnia wymiennika z chłodziwem, m ²	0,78

Na rysunku 23 przedstawiono wpływ zmiany czynnika obiegowego w układzie ORC na uzyskane parametry przez układ oraz na konieczność zmiany mocy silnika.



Rysunek 23. Wpływ czynnika obiegowego na parametry układu

Zmiana czynnika na toluen wymaga zastosowania silnika gazowego o większej mocy w celu przegrzania gazu do odpowiedniej temperatury. Obieg ORC generuje prawie dwa razy więcej energii elektrycznej przy zastosowaniu toluenu jako czynnika obiegowego. Ponadto cały układ posiada wyższą sprawność o ponad 3 punkty procentowe niż ten z izobutanem.

4.6 Kaskadowy obieg Rankine'a zintegrowany z silnikiem gazowym

W tym wariantcie zintegrowano gazowy silnik tłokowy o mocy 150 kW z kaskadowym obiegiem ORC i dodatkowo zastosowano wymiennik z chłodziwem pochodzącym z silnika w celu przegrzania gazu ziemnego. Zastosowanie 2 dodatkowego obiegu zwiększa ilość produkowanej energii elektrycznej oraz poprawia sprawności w stosunku do klasycznego obiegu. Wadą takiego rozwiązania jest niska temperatura gazu na wylocie z przegrzewacza wynosząca $-28\text{ }^{\circ}\text{C}$, z tego względu konieczne jest zastosowanie wymiennika powietrznego w celu dogrzania gazu. Wymiennik musiałby mieć moc 17,7 kW oraz powierzchnię $6,7\text{ m}^2$. W tabeli 10 zestawiono wyniki analizy tego wariantu.

Tabela 4. Wyniki analizy dla integracji kaskadowego obiegu Rankin'a z silnikiem tłokowym

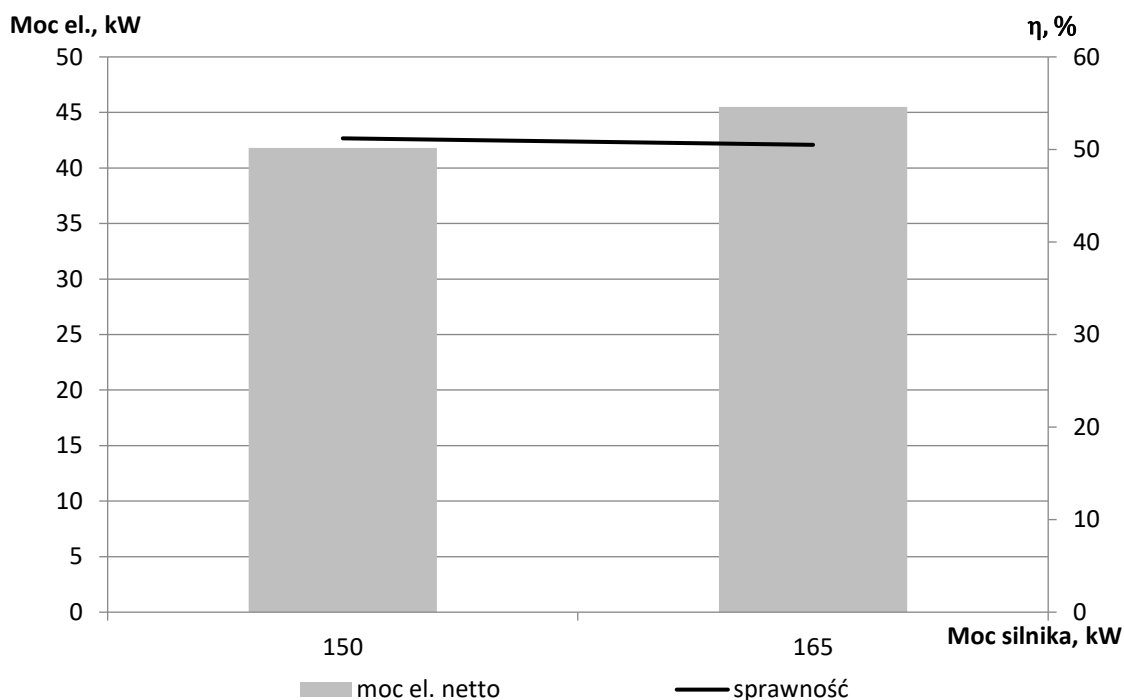
strumień spalin, kg/s	0,228
Temperatura spalin, °C	397
Ciśnienie w RC 1 przed turbiną, MPa	3,4
Strumień RC 1, kg/s	0,153
Moc elektryczna netto RC 1, kW	29,93
Ciśnienie w RC 2 przed turbiną, MPa	2,7
Strumień RC 2, kg/s	0,187
Moc elektryczna netto RC 2, kW	11,87
Stopień suchości gazu, %	100
Temperatura gazu, °C	-28,34
sprawność energetyczna (efektywność), %	51,2
sprawność egzergetyczna fuel product, %	36,83
sprawność egzergetyczna racjonalna, %	45,25
Powierzchnia parowacza RC, m ²	1,98
Powierzchnia parowacza LNG, m ²	0,47
Powierzchnia wymiennika z chłodziwem, m ²	0,62
Pow. skraplacza RC 1/ parowacza RC 2, m ²	16,11

Aby uniknąć stosowania wymiennika powietrznego należałoby zwiększyć moc silnika do 165 kW. W tabeli 11 zestawiono wyniki analizy takiego wariantu.

Tabela 5. Wyniki analizy dla integracji kaskadowego obiegu Rankin'a z silnikiem tłokowym wyższej mocy.

strumień spalin, kg/s	0,248
Temperatura spalin, °C	397
Ciśnienie w RC 1 przed turbiną, MPa	3,4
Strumień RC 1, kg/s	0,163
Moc elektryczna netto RC 1, kW	32,58
Ciśnienie w RC 2 przed turbiną, MPa	2,7
Strumień RC 2, kg/s	0,203
Moc elektryczna netto RC 2, kW	12,91
Stopień suchości gazu, %	100
Temperatura gazu, °C	5,52
sprawność energetyczna (efektywność), %	50,5
sprawność egzergetyczna fuel product, %	37,2
sprawność egzergetyczna racjonalna, %	44,9
Powierzchnia parowacza RC, m ²	2,21
Powierzchnia parowacza LNG, m ²	0,506
Powierzchnia wymiennika z chłodziwem, m ²	0,814
Pow. skraplacza RC 1/ parowacza RC 2, m ²	11,29

Na rysunku 24 przedstawiono wpływ zastosowania mocniejszego silnika na sprawność układu oraz na moc generowaną przez ORC.



Rysunek 24. Wpływ zastosowania mocniejszego silnika na parametry termodynamiczne układu

Taki zabieg pogarsza nieco sprawności energetyczne i egzergetyczne układu oraz zmniejsza ilość energii elektrycznej produkowanej przez obieg Rankine'a, ale wielką zaletą takiego rozwiązania jest brak konieczności stosowania wymiennika powietrznego.

4.7 Dwukaskadowy obieg Rankine'a zintegrowany z silnikiem gazowym

W tym wariantcie zintegrowano gazowy silnik tłokowy o mocy 150 kW z dwukaskadowym obiegiem RC i dodatkowo zastosowano wymiennik z chłodziwem pochodzącym z silnika w celu przegrzania gazu ziemnego. Zastosowanie drugiego i trzeciego dodatkowego obiegu zwiększa ilość produkowanej energii elektrycznej oraz poprawia sprawności w stosunku do klasycznego oraz kaskadowego obiegu. Wadą takiego rozwiązania jest niska temperatura gazu na wylocie z przegrzewacza wynosząca $-62\text{ }^{\circ}\text{C}$, z tego względu konieczne jest zastosowanie wymiennika powietrznego w celu dogrzania gazu. Wymiennik musiałby mieć moc 36,1 kW oraz powierzchnię $8,9\text{ m}^2$.

W tabeli 12 zamieszczono wyniki analizy tego wariantu.

Tabela 6. Wyniki analizy dla integracji dwu kaskadowego obiegu Rankin'a z silnikiem tłokowym

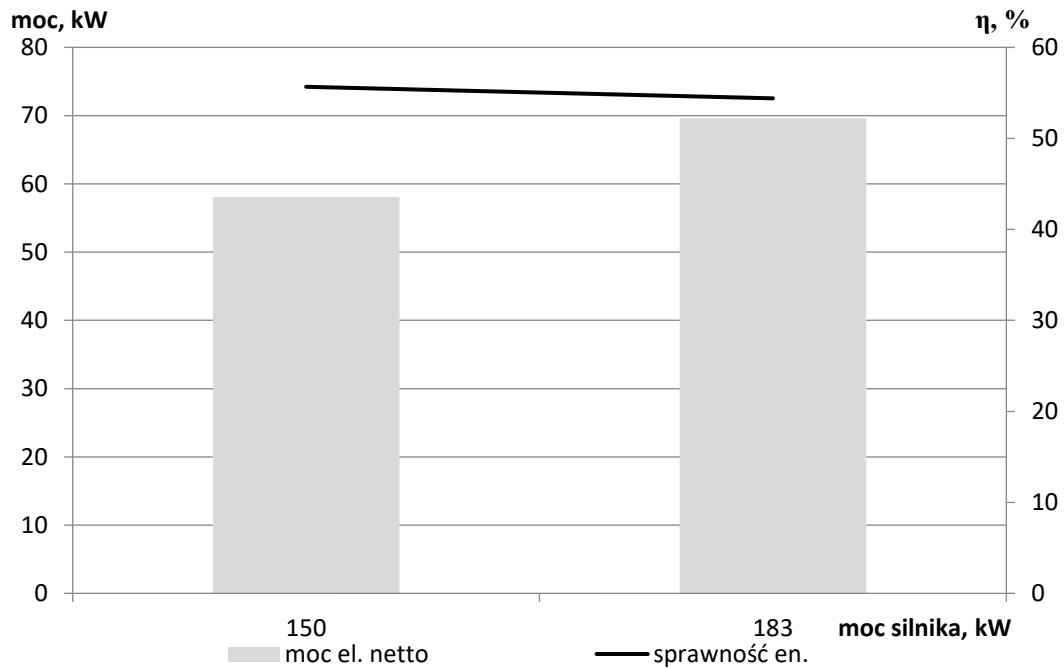
strumień spalin, kg/s	0,228
Temperatura spalin, °C	397
Ciśnienie w RC 1 przed turbiną, MPa	3,4
Strumień RC 1, kg/s	0,153
Moc elektryczna netto RC 1, kW	29,93
Ciśnienie w RC 2 przed turbiną, MPa	2,7
Strumień RC 2, kg/s	0,187
Moc elektryczna netto RC 2, kW	11,87
Ciśnienie w RC 3 przed turbiną, MPa	4
Strumień RC 3, kg/s	0,12
Moc elektryczna netto RC 3, kW	16,29
Stopień suchości gazu, %	100
Temperatura gazu, °C	-62,96
sprawność energetyczna (efektywność), %	55,67
sprawność egzergetyczna fuel product, %	40,43
sprawność egzergetyczna racjonalna, %	48,85
Powierzchnia parowacza RC, m ²	1,98
Powierzchnia parowacza LNG, m ²	1,21
Powierzchnia wymiennika z chłodziwem, m ²	0,55
Pow. skraplacza RC 1/ parowacza RC 2, m ²	16,11
Pow. skraplacza RC 2/ parowacza RC 3, m ²	1,71

W celu uniknięcia stosowania wymiennika powietrznego należałoby zwiększyć moc silnika do 183 kW. W tabeli 13 zestawiono wyniki analizy takiego wariantu.

Tabela 7. Wyniki analizy dla integracji dwu kaskadowego obiegu Rankin'a z silnikiem tłokowym wyższej mocy

strumień spalin, kg/s	0,274
Temperatura spalin, °C	397
Ciśnienie w RC 1 przed turbiną, MPa	3,4
Strumień RC 1, kg/s	0,184
Moc elektryczna netto RC 1, kW	35,79
Ciśnienie w RC 2 przed turbiną, MPa	2,7
Strumień RC 2, kg/s	0,224
Moc elektryczna netto RC 2, kW	14,27
Ciśnienie w RC 3 przed turbiną, MPa	4
Strumień RC 3, kg/s	0,145
Moc elektryczna netto RC 3, kW	19,54
Stopień suchości gazu, %	100
Temperatura gazu, °C	7,1
sprawność energetyczna (efektywność), %	54,4
sprawność egzergetyczna fuel product, %	41,1
sprawność egzergetyczna racjonalna, %	47,8
Powierzchnia parowacza RC, m ²	2,37
Powierzchnia parowacza LNG, m ²	1,46
Powierzchnia wymiennika z chłodziwem, m ²	0,94
Pow. skraplacza RC 1/ parowacza RC 2, m ²	20,58
Pow. skraplacza RC 2/ parowacza RC 3, m ²	1,98

Na rysunku 25 przedstawiono wpływ zwiększenia mocy silnika na parametry generowane przez układ ORC.

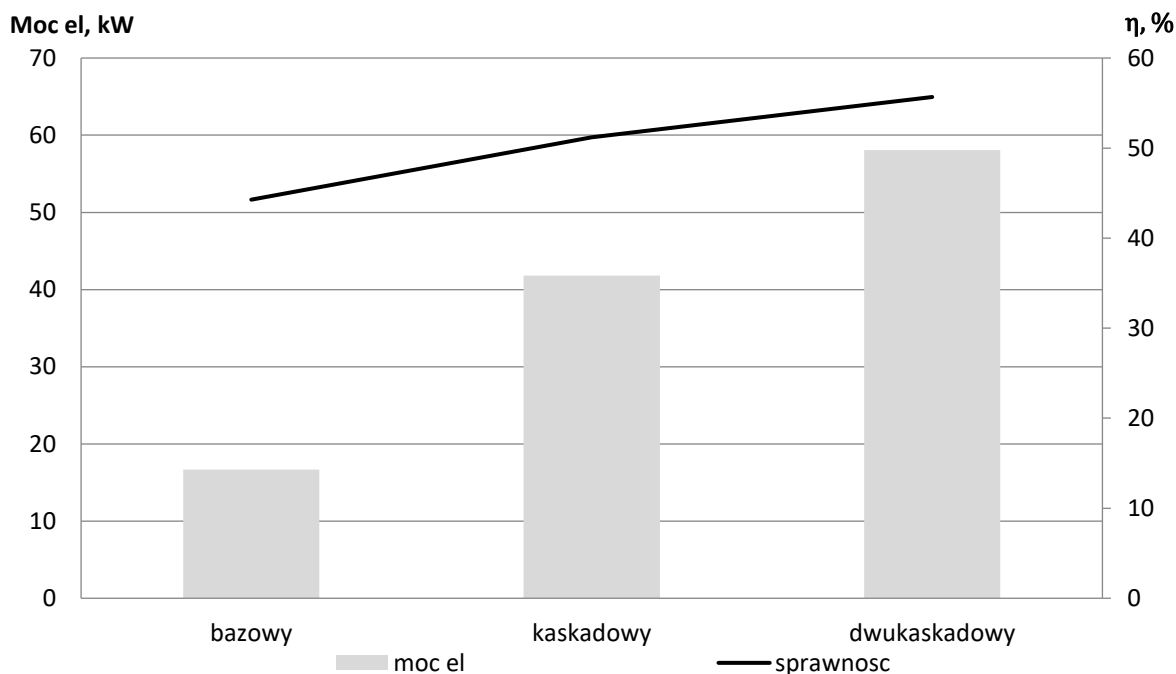


Rysunek 25. Wpływ zwiększenia mocy silnika w dwukaskadowym układzie na parametry termodynamiczne

Podobnie jak w przypadku obiegu kaskadowego zwiększenie mocy silnika powoduje pogorszenie sprawności energetycznej i egzetycznej układu, ale wielką zaletą takiego rozwiązania jest brak konieczności stosowania wymiennika powietrznego, który dogrzewa gaz ziemny.

4.8 Wpływ wybranych parametrów na efektywność układu

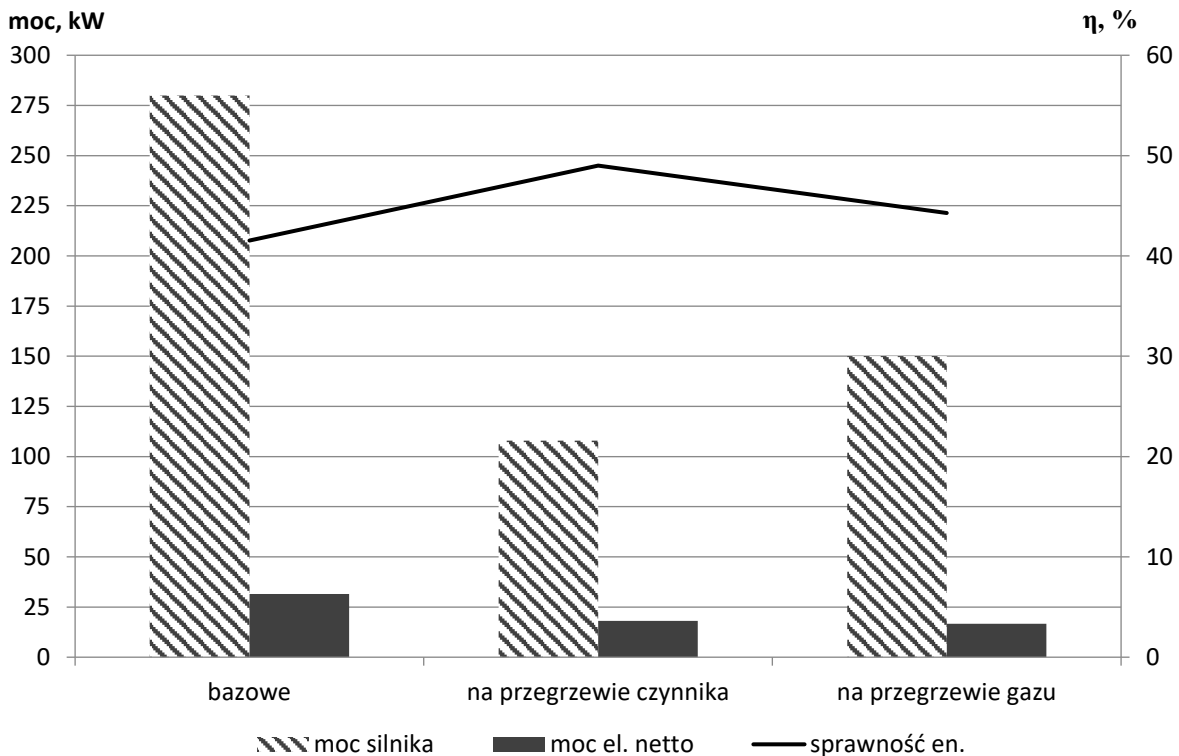
Na rysunku 26 przedstawiono wpływ zastosowania kaskady na osiągnięte parametry termodynamiczne przez układ.



Rysunek 26. Wpływ zastosowania kaskady na sprawność i moc układu

Zastosowanie kaskady znacznie zwiększa generowaną energię elektryczną. Obieg kaskadowy produkuje prawie dwa razy więcej niż obieg bazowy. Odnotować można również wzrost sprawności o około 7 punktów procentowych obiegu kaskadowego w porównaniu do obiegu klasycznego. Obieg dwukaskadowy posiada o ponad 16kW większą moc elektryczną niż obieg z pojedynczą kaskadą. Sprawność jest również wyższa o prawie 5 punktów procentowych. Obieg dwukaskadowy jednak na pewno wychodzi poza mikro-skalę. Również możliwość jego przemieszczania staje się znacznie utrudniona ze względu na dużą liczbę części. Istnieje prawdopodobieństwo iż układ kaskadowy spełni założenia pracy, ponieważ jest o wiele mniej skomplikowany niż układ dwukaskadowy. Osiąga również znacznie lepsze parametry termodynamiczne niż układ bez zastosowania kaskady, co uzasadnia zastosowanie kaskady.

Na rysunku 27 przedstawiono wpływ zastosowania wymiennika z chłodziwem oraz jego umiejscowienie na osiągnięte parametry termodynamiczne przez układ.



Rysunek 27. Wpływ zastosowania wymiennika z chłodziwem oraz jego umiejscowienie na osiągnięte parametry termodynamiczne przez układ

Zastosowanie wymiennika z chłodziwem pozwala na znaczne zmniejszenie mocy silnika, którego spaliny podgrzewają czynnik obiegowy układu. Najwyższą sprawnością charakteryzuje się układ z chłodziwem podgrzewającym czynnik obiegowy, ze względu na dość dużą ilość energii elektrycznej produkowanej w układzie, z wykorzystaniem najmniejszego silnika spośród trzech. Układ ten produkuje więcej energii elektrycznej niż układ z wymiennikiem chłodniczym na przegrzewie gazu. Dzieje się tak dlatego, że w układzie z wymiennikiem na podgrzewie czynnika obiegowego, można zastosować większy strumień w obiegu ze względu na większą moc parowacza. Ogromną wadą tego rozwiązania jest niska temperatura odparowanego gazu ziemnego oraz utrudnione zwiększanie mocy silnika. Spośród tych trzech wariantów najlepszym jest wariant z chłodziwem na przegrzewie gazu ze względu na odpowiednią temperaturę odparowanego gazu przy znacznym zmniejszeniu gabarytów silnika w porównaniu z bazowym rozwiązaniem.

5 Dostępność technologiczna i problemy techniczne

Wymiennik przekazujący ciepło od spalin do czynnika obiegowego w układzie ORC, którego zadaniem jest odparowanie cieczy i następnie przegrzanie par tego czynnika, budową musiałby przypominać kocioł odzyskowy w układzie gazowo- parowym. W klasycznych układ ORC nie stosuje się takich rozwiązań. Najczęściej producenci stosują pośredni obieg olejowy. W takim wypadku należałoby zaprojektować od podstaw wymiennik odpowiadający potrzebom przedstawionym w analizie tj. cechował się wysoką efektywnością przekazywania ciepła oraz zachowywał małe rozmiary.

Kolejnym problemem jest wymiennik skraplający czynnik obiegowy w ORC, który pełni jednocześnie funkcję parowacza i przegrzewacza LNG do postaci gazu ziemnego. W tym przypadku również wymagana jest potrzeba zaprojektowania takiego wymiennika od podstaw, przy zachowaniu podstawowych założeń analizy.

Ponadto niektóre wymienniki narażone są na działanie dużych naprężeń, wynikających z dużej różnicy ciśnień co rodzi potrzebę zastosowania lepszych i co za tym droższych materiałów w porównaniu do obecnych rozwiązań.

Kolejnym istotnym problemem jest utrudniona regulacja całego układu. Rynkowe technologie ORC dysponują pośrednim olejowym obiegiem pobierającym ciepło ze źródła i przekazującego czynnikiem w układzie. Takie rozwiązanie ma poprawiać automatyzację oraz regulację procesu. W przypadku analizowanego układu pominięto tenże obieg, w celu minimalizacji powierzchni oraz kosztów. Również nie przeanalizowano możliwości pracy układu przy zmiennej ilości LNG przeznaczonej do odparowania. Sugeruję się ze układ mógłby pracować tylko z nominalną mocą. Na rurze wydechowej z silnika byłby zainstalowany rozdzielacz, który kierowałby całość spalin do układu lub do atmosfery.

Ze względu na mały przepływ czynnika w układzie ORC, a co za tym idzie małej mocy generowanej przez ekspander w układzie, nie możliwe jest zastosowanie turbiny jako ekspandera. Dla takich mocy generowanych przez układ w publikacjach wymienia się możliwość stosowania ekspanderów ślimakowych lub śrubowych. Istnieją producenci, którzy wykonują taki rodzaj maszyn rozprężnych. Jedynym problemem w takim rozwiązaniu może być wysoka cena wykonania takiego ekspandera ze względu na nowość i niepopularność takiego rozwiązania.

Jednym z głównych założeń analizowanego układu jest jego mobilność i zajmowanie jak najmniejszej powierzchni. W ramach pracy nie przeanalizowano sytuacji, jak układ ma być synchronizowany z siecią i jakich urządzeń dodatkowych do tego potrzebuje oraz, w której układ nie ma możliwości synchronizacji z siecią elektroenergetyczna w celu sprzedaży produkowanej energii elektrycznej. A są to sytuacja wysoce prawdopodobna w przypadku eksploatacji takiej instalacji.

6 Podsumowanie

Celem projektu był dobór układu odzysku energii chłodu z regazyfikacji skroplonego gazu ziemnego (LNG). Podstawowymi założeniami analizy były małe rozmiary takiego układu jak i jego możliwa mobilność. Stworzono kilka wariantów takiej instalacji składających się z układu ORC, mikro turbiny gazowej lub gazowego silnika tłokowego, którego spaliny dostarczają ciepło do układu ORC odparowując czynnik obiegowy, oraz instalacji odparowania skroplonego gazu ziemnego, którą tworzą wymiennik odparowujący go, który pełni jednocześnie rolę skraplacza czynnika obiegowego w układzie ORC, oraz cysterne z LNG. Następnie każdy z wariantów poddano analizie termodynamicznej oraz oszacowano powierzchnię wymiany ciepła poszczególnych wymienników.

Układ zintegrowany z mikro turbiną gazową odrzucono pomimo odpowiednich temperatur gazu ze względu na wysoką cenę zakupu mikro turbiny oraz niższą sprawność w porównaniu do rozwiązań z gazowym silnikiem tłokowym.

Instalację połączoną z gazowym silnikiem tłokowym połączono w kilku konfiguracjach. Rozpatrzono wariant w którym spaliny są kierowane do wymiennika, który pełni rolę wytwornicy pary czynnika obiegowego, wariant w którym spaliny z silnika wraz z chłodziwem pełnią rolę generatora pary, oraz trzeci w którym spaliny generują parę a chłodziwo przekazuje ciepło parującemu LNG. W pierwszym wariantcie silnik jest mocniejszy o ponad 100 kW od silnika występującego w wariantcie drugim i trzecim, ale cały układ posiada najniższą sprawność energetyczną. W wariantcie drugim silnik posiada najniższą moc ale najwyższą sprawność całego układu, jednak dużą wadą takiej konfiguracji jest bardzo niska temperatura gazu ziemnego wynosząca mniej niż -100°C . Aby nadawał się do użytkowania wymagana jest integracja z wymiennikiem, który korzysta z powietrza atmosferycznego jako źródła ciepła. Dodatkowo wadą układu jest utrudniona skalowalność. Trzeci wariant wydaje się najlepszy ze względu na zmniejszoną moc silnika w stosunku do wariantu pierwszego jak i wyższą sprawnością o prawie 4 punkty procentowe.

W celu zwiększenia sprawności jak i wykorzystania energii chłodu LNG w większym stopniu przeanalizowano układ kaskadowy i dwukaskadowy zintegrowane z gazowym silnikiem tłokowym. Układy te charakteryzują się sprawnością na poziomie ponad 50%, jednak ich wadą jest zdecydowanie większy rozmiar niż układy jednoobiegowe. Układy te mogą nie spełniać podstawowego założenia tej analizy, mówiącej o małej skali oraz mobilności. Ponadto układy te na pewno są o wiele droższe niż układy nie kaskadowe oraz bardziej skomplikowane pod względem automatyki czy synchronizacji.

Do celów regazyfikacji prowadzonych na małą skalę lub układów mobilnych, najbardziej odpowiedni wydaje się wariant gazowego silnika tłokowego zintegrowanego z obiegiem ORC, który wykorzystuje jeszcze układ chłodzenia silnika do podgrzania gazu ziemnego.

Układy kaskadowe cechujące się najwyższą sprawnością i wysokim wykorzystaniem egzergii LNG nadają się idealnie do bycia układami stacjonarnymi małej i średniej skali.

7 Wnioski

Do celów regazyfikacji prowadzonych na małą skalę lub układów mobilnych, najbardziej odpowiedni wydaje się wariant gazowego silnika tłokowego zintegrowanego z obiegiem ORC, który wykorzystuje układ chłodzenia silnika do podgrzania gazu ziemnego. Jest to układ o najwyższej sprawności spośród wszystkich analizowanych i spełniający założenia pracy. Układy kaskadowe cechujące się jeszcze wyższą sprawnością i wysokim wykorzystaniem egzergii LNG nadają się idealnie do bycia układami stacjonarnymi małej i średniej skali, gdyż ich mobilność jest mocno utrudniona ze względu na dużą ilość elementów oraz ich rozmiar.

Nim jednak układy te będą mogły zostać wykonane muszą zostać rozwiązane problemy wspomniane w pracy, a nie będące jej zakresem. Obecnie ze względu na cenę i problematykę w budowie takiej instalacji, układy przedstawione w tej pracy nie mogą konkurować z technologią obecnie stosowaną w dzisiejszych czasach tj. parownicami powietrznymi, które są dojrzałą i ogólnie stosowaną technologią, cechującą się zdecydowanie niższą ceną.

Podsumowując projekt można stwierdzić, że układy odzyskujące chłód z regazyfikacji LNG są technologią przyszłości i muszą być jeszcze analizowane i rozwijane, aby mogły z powodzeniem zastąpić obecnie stosowane parownice.

8 Bibliografia

- [1]. Akbari.N, Introducing and 3E (energy, exergy, economic) analysis of an integrated transcritical CO₂ Rankine cycle, Stirling power cycle and LNG regasification process,
- [2]. Dorosz P., Wojcieszek P., Malech Z., Exergetic Analysis, Optimization and Comparison of LNG Cold Exergy Recovery Systems for Transportation,
- [3]. Ferreiro Garcia R., Carbia Carril J., Romero Gomez J., Romero Gomez M., Power plant based on three series Rankine cycles combined with a direct expander using LNG cold as heat sink,
- [4]. Ferreiro Garcia R., Carbia Carril J., Romero Gomez J., Romero Gomez M., Combined cascaded Rankine and direct expander based power units using LNG (liquefied natural gas) cold as heat sink in LNG regasification,
- [5]. Ghaebi H., Energy, exergy and thermoeconomic analysis of a novel combined cooling and power system using low-temperature heat source and LNG cold Energy recovery,
- [6]. Kaczmarek R., Stachel A. A., Effectiveness of operation of organic rankine cycle installation applied in the liquid natural gas regasification plant,
- [7]. Moghimi M., Khosravian M., Exergy optimization for a novel combination of organic Rankine cycles, Stirling cycle and direct expander turbines,

- [8]. Querol E., Gonzalez-Requeral B., Garcia-Torrent J., Ramos Alberto, Available power generation cycles to be coupled with the liquid natural gas (LNG) vaporization process in a Spanish LNG terminal,
- [9]. Szargut J., Szczygieł I., Utilization of the cryogenic exergy of liquid natural gas (LNG) for the production of electricity,
- [10]. Zhao L., Bao J., A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle,
- [11]. https://www.engineeringtoolbox.com/heat-transfer-coefficients-exchangers-d_450.html, data dostępu 25.05.2019r,
- [12]. <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00878635/document>, data dostępu 25.06.2019r.,
- [13]. https://orbit.dtu.dk/files/96856864/On_the_definition_of_exergy.pdf, data dostępu 25.06.2019r.

Selection of cold exergy recovery system from LNG regasification

Jakub Andryka

Instytut Techniki Ciepłej, Politechnika Śląska

e-mail:kuba.andryka@gmail.com

Key words: regasification, LNG, Organic Rankine Cycle, exergy

Abstract: The aim of the project was to select the recovery system of cold exergy from regasification of liquefied natural gas (LNG). The basic assumptions of the analysis were the small size of such a system as well as its possible mobility. Several variants of such installation have been created consisting of an ORC system, a micro gas turbine or a gas piston engine, whose exhaust gas supplies heat to the ORC by evaporating the working fluid and a liquefied natural gas evaporation installation, which is created by the evaporation heat exchanger, which also acts as a condenser of working fluid in the ORC system and the LNG tanker. Then, each of the variants was subjected to thermodynamic analysis and the heat exchange surface area of individual heat exchangers was estimated.