

POLITECHNIKA WARSZAWSKA

WYDZIAŁ MECHANICZNY ENERGETYKI I LOTNICTWA

Rozprawa doktorska

mgr inż. Marek Cichocki

Analiza zastosowania turbin gazowych w przemyśle
przetwórczym

Promotor

dr hab. inż. Artur Rusowicz

Promotor pomocniczy

dr inż. Marcin Bielecki

WARSZAWA 2021

Podziękowania

Autor pracy pragnie podziękować:

Małżonce, za wsparcie, cierpliwość i motywowanie do pisania pracy.

Promotorowi, za cenne komentarze i mentoring, oraz pomoc w publikacji wyników przeprowadzonych badań.

Pracownikom firmy Baker Hughes z Polski i Włoch za inspirację, wsparcie merytoryczne, wsparcie administracyjne oraz umożliwienie udziału w międzynarodowych konferencjach.

Streszczenie

Przedmiotem pracy doktorskiej są układy, w których gazy wylotowe z Turbiny Gazowej (TG) zostały bezpośrednio wykorzystane w skali przemysłowej jako: podgrzane powietrze w piecach przemysłowych, źródło ciepła do bezpośredniego osuszania oraz w absorpcyjnych chłodziarkach. Wymienione procesy przemysłowe zostały opisane, wraz z przeglądem udokumentowanych projektów oraz doświadczeń głównych producentów TG. Zbadane rozwiązania pozwoliły na obniżenie energochłonności i tym samym emisji CO₂ w zakresie od 7% do 20% oraz redukcję kosztów energii na poziomie 15-30%. Wieloetapowe zagospodarowanie gazów wylotowych z TG umożliwia osiągnięcie całkowitej sprawności układów kogeneracji nawet powyżej 90%.

Praca doktorska obejmuje ocenę możliwości wdrożenia badanych rozwiązań w polskim przemyśle. Na podstawie referencyjnych projektów określono moc badanych TG między 5 a 35 MW. Zbadano różne typy TG: Przemysłowe Małej i Średniej Mocy oraz TG Lotniczo-pochodne. Selekcja TG została dokonana również pod względem parametrów i emisji spalin, oraz możliwości spalania alternatywnych paliw gazowych dostępnych obecnie (Zaazotowany Gaz Ziemny, Gaz Koksowniczy i Wodór) i w przyszłości w Polsce (Syngaz powstały ze zgazowywania węgla). Wykonano szereg analiz obejmujących wpływ warunków otoczenia, profilu pracy, jak również degradacji na kluczowe parametry TG w badanych zastosowaniach bazując na danych eksploatacyjnych. Zbadano również możliwości regulacji temperatury i przepływu gazów wylotowych przez systemy regulacji TG oraz systemy pomocnicze TG.

Opracowano także modele obejmujące bilanse energii i masy dla TG zintegrowanych z procesami przemysłowymi. Zaproponowano filozofię kontroli systemów regulacji i pomocniczych TG, która umożliwi regulację temperatury oraz przepływu gazów wylotowych przy utrzymaniu stałej mocy TG. Opisano i porównano bezpośrednie i pośrednie metody pomiaru przepływu gazów wylotowych.

Wybór TG nowej generacji oferowanych przez Baker Hughes ($\eta \geq 36\%$) dla omawianych zastosowań przyczyni się do dalszego obniżenia energochłonności i kosztów energii. Rekomendowane są dwuwałowe konstrukcje TG wyposażone w modulatory kierownic wlotowych do turbiny niskoprężnej (VNGV), która umożliwia zwiększenie sprawności przy częściowym obciążeniu i rozszerzenie obszaru regulacji dla temperatury i przepływu gazów wylotowych. Porównanie możliwych obszarów regulacji ze zmianami głównych parametrów TG pozwoliło określić najkorzystniejszy system dla każdej z badanych TG.

Słowa Kluczowe: absorbery chłodnicze, energochłonność, emisje, kogeneracja, modelowanie obiegu, odzysk ciepła, paliwa alternatywne, piece przemysłowe, suszarnictwo, systemy pomocnicze, systemy regulacyjne, trójgeneracja, turbina gazowa, wodór.

Summary

The PhD thesis comprises systems in which the Gas Turbine (GT) exhaust gases are directly utilized at industrial scale, as: preheated air in industrial furnace, heat source for direct drying and heat source for absorption chillers. Mentioned industrial processes were described, including review of documented reference projects, as well as experience of main GT manufacturers. Researched solutions allowed to reduce specific energy consumption and consequently the CO₂ emission in the range from 7% to 20% and reduce the cost of energy by 15-30 %. Deep utilization of exhaust gas from GT allowed to achieve the total efficiency of cogeneration plant even above 90%.

The scope of PhD thesis includes the feasibility study on implementation of researched solutions in Polish industry. Based on reference projects, the power range of analyzed GT was defined between 5 and 35 MW. Various GT types were investigated: Small Industrial, Heavy Duties and Aeroderivative. GT selection was based also on the exhaust gas data, exhaust gas emissions and the capabilities to burn alternative gas fuels available currently in Poland (High Nitrogen Natural Gas, Coke Oven Gas and Hydrogen) and gas fuels that will be available in future (Syngas from coal gasification). Performed analysis includes the effect of ambient conditions, load profile, as well as aging impact on the key GT parameters in investigated applications based on the GT operating data. Possibilities of exhaust gas temperature and flow control by means of GT auxiliaries and control systems are explored.

Mass and heat balance models for GT integrated with industrial processes were developed. Modification in GT control philosophy for auxiliaries and control systems, that allows to regulate exhaust gas temperature and flow at constant GT power, is proposed. The direct and indirect GT exhaust gas measurement methods are described.

Modern GTs produced by Baker Hughes ($\eta \geq 36\%$) enable the reduction of specific energy consumption and cost of energy in described applications. Recommended GT architecture is two shaft Industrial GT equipped with Variable Nozzle Guide Vanes, that allows to increase efficiency in part load, as well as extend the window for exhaust gas temperature and flow control. Most advantageous system for each studied GT type is defined based on comparison between the control capabilities and the variations of main GT parameters.

Keywords: absorption chillers, alternative fuels, auxiliaries' systems, cogeneration, cycle simulation, drying, emission, gas turbine, heat recovery, hydrogen, industrial furnaces, regulation systems, specific energy consumption, trigeneration.

Spis Treści

Nomenklatura.....	8
1. Cel i zakres pracy	11
2. Wprowadzenie	12
3. Piece i palniki przemysłowe	15
3.1. Opis procesu	15
3.1.1. Przegląd zastosowań	17
3.2. Kryteria doboru TG	20
3.3. Możliwości zastosowania w polskim przemyśle.....	22
4. Bezpośrednie suszenie	23
4.1. Opis procesu	23
4.1.1. Przegląd zastosowań	24
4.2. Kryteria doboru TG	28
4.3. Możliwości zastosowania w polskim przemyśle.....	29
5. Trójgeneracja – Absorpcyjne Urządzenia Chłodnicze.....	30
5.1. Opis procesu	30
5.1.1. Przegląd zastosowań	31
5.2. Kryteria doboru TG	33
5.3. Możliwości zastosowania w polskim przemyśle.....	34
6. Selekcja Turbin Gazowych	35
6.1. Zakres mocy, sprawność oraz parametry gazów wylotowych	36
6.2. Emisja tlenków azotu oraz dwutlenku węgla	39
6.3. Możliwość spalania alternatywnych paliw gazowych.....	41
6.3.1. Zaazotowany Gaz Ziemny	44
6.3.2. Gaz Koksowniczy	46
6.3.3. Zgazowywanie Węgla.....	47
6.3.4. Wodór	49
7. Analiza zmienności parametrów gazów wylotowych z TG	50
7.1. Modele obiegu termodynamicznego TG	51
7.2. Wpływ warunków otoczenia i zmiennego obciążenia – napęd generatora	55
7.3. Wpływ warunków otoczenia i zmiennego obciążenia – napęd kompresora	62
7.4. Wpływ zużycia TG.....	69
8. Regulacja parametrów gazów wylotowych przez systemy pomocnicze i regulacyjne TG	75

8.1.	Przemysłowe TG Średniej Mocy.....	78
8.2.	Przemysłowe TG Małej Mocy.....	84
8.3.	TG Lotniczo-pochodne i Przemysłowe TG Średniej Mocy – Nowej Generacji...	86
9.	Wpływ parametrów gazów wylotowych z TG na wybrane procesy przemysłowe	90
9.1.	Piece i palniki przemysłowe	90
9.2.	Bezpośrednie suszenie	94
9.3.	Trójgeneracja – Absorpcyjne Urządzenia Chłodnicze	96
10.	Filozofia kontroli systemów regulacyjnych i pomocniczych TG	100
10.1.	Bezpośrednie i pośrednie metody pomiaru przepływu gazów wylotowych z TG	101
11.	Podsumowanie	109
	Bibliografia	113

Nomenklatura

BAT	– best available technology
CCGT	– combined cycle gas turbine
CCHP	– combined cooling, heat and power
CGC	– charge gas compressor
CHP	– combined heat and power
COD	– commercial operation day
COP	– coefficient of performance
C _p	– ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu
DLE	– Dry Low Emission – niskoemisyjne komory spalania
DLN	– Dry Low NO _x – niskoemisyjne komory spalania
GP	– gaz procesowy
GTP	– Gas Turbine Performance – program do symulacji obiegu TG
GZ	– gaz ziemny
H	– entalpia odniesiona do temperatury otoczenia
HP	– wysokie ciśnienie (54 bar dla pary wodnej)
HPT	– High Pressure Turbine – turbina wysokoprężna
IBH	– Inlet Bleed Heating – system recyrkulacji upustu z wylotu sprężarki
IGCC	– Integrated Gasification Combined Cycle
IGV	– Inlet Guide Vane – kierownice pierwszego stopnia kompresora TG

ISO	– warunki otoczenia zgodnie z ISO 2314:2009 ($T_a = 15\text{ °C}$, $P_a = 101.325\text{ kPa}$, $\phi_a = 60\%$)
L	– ciepło parowania
LHE	– Lean Head End - niskoemisyjne płomienice
LHV	– wartość opałowa
LP	– niskie ciśnienie (3,7 bar dla pary wodnej)
LPT	– Low Pressure Turbine - turbina niskoprężna
N	– prędkość obrotowa
NGV	– Nozzle Guide Vane – kierownice pierwszego stopnia LPT
NPSS	– Numerical Propulsion Simulation System
kbpd	– kilo baryłek ropy na dzień
KS	– komora spalania
kTPY	– kilo ton metrycznych na rok
M	– moment napędowy
MTPD	– tony metryczne na dzień
MTPY	– milion ton metrycznych rocznie
OB	– Over Board Bleed – upust z wylotu sprężarki odprowadzany do otoczenia lub mieszany z gazami wylotowymi z TG
OEM	– original equipment manufacturer
PAC	– process air compressor
PW	– moc
ppmvd	– parts per million volume dry
PR	– spręż – stosunek pomiędzy ciśnieniem całkowitym na wylocie i ciśnieniem całkowitym na wylocie z turbiny lub kompresora
Q_w	– wartość opałowa odniesiona do masy
Q_{wv}	– wartość opałowa odniesiona do objętości
RDF	– refuse derived fuel
S	– sprężarka, kompresora
SHP	– bardzo wysokie ciśnienie
SMR	– Steam Methane Reforming – Reforming parowy metanu
T	– turbina
TP	– pomocnicza turbina parowa
TPH	– tony metryczne na godzinę

VIGV	– Variable Inlet Guide Vane – nastawialne IGV
VNGV	– Variable Nozzle Guide Vane – nastawialne NGV
W	– przepływ masowy
WI	– Index Wobbego
γ	– stosunek ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu do ciepła właściwego przy stałej objętości
η	– sprawność dla cyklu prostego odniesiona do wału i wartości opałowej, sprawność politropowa kompresora, sprawność całkowita
ρ_w	– gęstość względna gazu w odniesieniu do suchego powietrza, równa w przybliżeniu stosunkowi mas molowych gazu i suchego powietrza
σ	– odchylenie standardowe
φ	– wilgotność względna

Indeksy

a	– warunki otoczenia
ad	– przemiana adiabatyczna
CH	– powietrze chłodzące doprowadzane do turbiny
el	– moc elektryczna
F	– paliwo
GG	– wał wysokoprężny dla TG dwuwałowych
in	– przekrój wlotowy
out	– przekrój wylotowy
p	– przemiana politropowa
PK	– palnik kanałowy
R	– skorygowany przepływ ($W_R = W_{in} \cdot \sqrt{T_{in}/P_{in}}$), skorygowana prędkość obrotowa ($N_R = N/\sqrt{(T_{in}/T_{ISO})}$) – temperatury wyrażone w K
S	– sprężarka, kompresor
T	– turbina
th	– moc cieplna lub chłodnicza
u	– układ (TG zintegrowana z procesem)
U	– upusty odprowadzane z kompresora

1. Cel i zakres pracy

Celem pracy jest zbadanie rozwiązań, które obniżają energochłonność wyrażoną w MJ na kg produktu i tym samym emisję CO₂ z procesów przemysłowych poprzez układy bazujące na bezpośredniej integracji gazów wylotowych z Turbin Gazowych nowej generacji w przemyśle przetwórczym, w szczególności na polskim rynku. Praca badawcza jest nakierowana na bezpośrednią integrację TG nowej generacji takich jak turbiny Przemysłowe Małej Mocy z rodziny Nova LT (zakres mocy: 5-20 MW), Lotniczo-pochodne (zakres mocy: 20-35 MW) oraz turbiny Przemysłowe Średniej Mocy – Nowej Generacji: MS5002E (zakres mocy: 30-35 MW), opalane alternatywnymi paliwami gazowymi. Celem pracy jest również opracowanie modeli obejmujących bilanse energii i masy dla TG zintegrowanych z procesem, które będą wykorzystane do optymalizacji układu. Celem pracy jest także opracowanie filozofii kontroli systemów regulacji TG oraz systemów pomocniczych, która umożliwi:

- Kompensacje wpływu warunków otoczenia na parametry gazów wylotowych
- Forsowanie parametrów gazów wylotowych
- Optymalizację całkowitej sprawności układu (TG i Proces)

Zakres pracy zaadresowany dla trzech różnych możliwości bezpośredniego wykorzystania gazów wylotowych z TG (piece i palniki przemysłowe, bezpośrednie suszenie i chłodziarki absorpcyjne) jest następujący:

- Opis procesów przemysłowych w których gazy wylotowe z TG zostały bezpośrednio wykorzystane
- Przegląd udokumentowanych zastosowań z uwzględnieniem uwarunkowań technicznych i ekonomicznych
- Zdefiniowanie kryteriów doboru TG
- Omówienie potencjalnych możliwości bezpośredniej integracji gazów wylotowych z TG w polskim przemyśle przetwórczym
- Selekcja turbin gazowych produkowanych przez Baker Hughes pod względem zakresu mocy, parametrów spalin, emisji oraz możliwości spalania alternatywnych paliw gazowych
- Analiza wpływu warunków otoczenia, zmiennego obciążenia, zmiennej prędkości obrotowej oraz degradacji turbiny na parametry gazów wylotowych z TG
- Zbadanie możliwości regulacji parametrów gazów wylotowych przez systemy regulacji TG oraz systemy pomocnicze TG

- Analiza wpływu parametrów gazów wylotowych z TG na wybrane procesy przemysłowe
- Opracowanie filozofii kontroli systemów regulacyjnych i pomocniczych TG w celu umożliwienia regulacji temperatury i przepływu gazów wylotowych z TG
- Zbadanie bezpośrednich i pośrednich metod pomiaru przepływu gazów wylotowych

2. Wprowadzenie

Rosnące koszty energii elektrycznej i paliw oraz coraz bardziej rygorystyczne normy ochrony środowiska stymulują prace nad zwiększeniem sprawności oraz obniżeniem emisji w przemyśle przetwórczym. Jednym z rozwiązań są układy ze skojarzonym wytwarzaniem ciepła i energii elektrycznej (CHP). Klasyczne układy CHP są pośrednio integrowane z procesem, za pomocą pary, oleju grzejnego lub gorącej wody generowanej przez odzysk ciepła z gazów wylotowych, zgodnie z zapotrzebowaniem procesu na media grzejne. Alternatywnym rozwiązaniem, w którym dodatkowe medium grzejne staje się opcjonalne, jest bezpośrednia integracja gazów wylotowych z procesem. Bezpośrednia integracja umożliwia osiągnięcie wyższej efektywności wymiany ciepła między silnikiem cieplnym a procesem. Turbiny gazowe (TG), dzięki korzystnemu stosunkowi ciepła w gazach wylotowych do mocy na wale (1,0÷1,9), są atrakcyjnym rozwiązaniem dla procesów wymagających znacznego strumienia ciepła w porównaniu do zapotrzebowania na moc, szczególnie w przypadku bezpośredniego zagospodarowania ciepła odpadowego. Gazy wylotowe z TG o mocy na wale mniejszej niż 35 MW zostały z powodzeniem bezpośrednio wykorzystane w skali przemysłowej jako:

- Podgrzane powietrze w piecach przemysłowych
- Źródło ciepła do bezpośredniego osuszania
- Źródło ciepła w absorpcyjnych urządzeniach chłodniczych

Głównymi zaletami TG, które umożliwiły wymienione zastosowania to: nadmiar tlenu, wysoka temperatura i niska zawartość wody w gazach wylotowych, jak również korzystny stosunek strumienia ciepła w gazach wylotowych do mocy na wale. Porównanie z silnikami tłokowymi, które są także często stosowane w układach CHP jest przedstawione w Tabeli nr 1.

Dobór TG dla konkretnego zastosowania wymaga szczegółowej wiedzy na temat procesu przemysłowego oraz właściwości gazów wylotowych z turbiny. Wymagania techniczne procesu oraz osiągi turbin dostępnych na rynku jak również aspekty ekonomiczne determinują wykonywalność integracji. Podczas doboru TG, dopasowanie właściwości gazów wylotowych

dla turbin dostępnych na rynku z wymaganiami procesu wymaga wielu kompromisów. Co więcej, w przypadku modernizacji istniejącej instalacji przemysłowej, w celu integracji gazów wylotowych z TG, modyfikacja aparatury procesowej może być wymagana np. zwiększenie powierzchni wymiany ciepła w celu zagospodarowania zwiększonego przepływu gazów wylotowych z TG, w porównaniu do układu przed modyfikacją. Technicznym wskaźnikiem warunkującym powodzenie integracji gazów wylotowych jest zmiana energochłonności produkcji tj. ilość energii zużywanej w procesie technologicznym przypadającej na jednostkową miarę produktu.

Tabela 1 Porównanie osiągnięć TG o mocy mniejszej niż 35 MW z silnikami tłokowymi

Silnik Ciepłny	Moc (MW)	η (Q_w) (%)	Parametry gazów wylotowych				
			Temp. (°C)	Przepływ (ton/godz.)	Tlen (% obj.)	Woda (% obj.)	Strumień ciepła do mocy (3) (-)
Turbina gazowa (1)	5,6-33,6	29-41%	480-570	70-510	13-15	6-8	1,0-1,9
Silnik tłokowy (2)	1-17,7	41-51%	320-430	6-110	9-11	9-12	0,4-0,7

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

- Notatki: 1. Turbiny gazowe oferowane przez Baker Hughes. Charakterystyki podane dla warunków ISO zgodnie z ISO 2314:2009 ($T_a = 15$ °C, $P_a = 101,325$ kPa, $\phi_a = 60\%$)
2. Charakterystyki silników tłokowych podane dla warunków ISO zgodnie z ISO 15550:2002 ($T_a = 25$ °C, $P_a = 100$ kPa, $\phi_a = 30\%$) na podstawie [1] oraz specyfikacji technicznych producentów.
3. Stosunek strumienia ciepła w gazach wylotowych (odniesiony do 120 °C) do mocy na wale

Wykorzystanie gazów wylotowych jako podgrzanego powietrza w palnikach pierwszego reformera w zakładach azotowych [2] oraz w piecach krakingu parowego przy produkcji etylenu [3] jest rekomendowane jako najlepsza dostępna technologia (BAT) przez Komisję Europejską. Co więcej integracja gazów wylotowych jest sugerowana przez BAT dla przemysłu ceramicznego do suszarni rozpyłowych stosowanych przy produkcji płytek oraz do suszarni w cegielniach [4].

Możliwość spalania produktów ubocznych powstających w procesach przemysłowych w TG (np. gaz procesowy w zakładach produkujących etylen) oraz wykorzystania nadmiaru pary, która jest często generowana przy gaszeniu wysokotemperaturowych reakcji (kraking oraz synteza amoniaku), dają szanse na zwiększenie opłacalności elektrowni kogeneracyjnych. Nadmiar pary może być wykorzystany do obniżenia emisji NOx lub forsowania mocy TG [5].

Na podstawie danych firmy GE, gazy wylotowe zostały bezpośrednio zintegrowane po raz pierwszy pod koniec lat 60-tych w zakładach azotowych w których jednowałowa TG Frame 5, o mocy 11,2 MW, została wykorzystana do napędu kompresora powietrza procesowego. Lista referencji dla pierwszych oraz najnowszych projektów dla TG produkcji Baker Hughes (dawniej GE Oil&Gas), w których gazy wylotowe zostały bezpośrednio wykorzystane w

procesach przemysłowych jest podana w Tabeli 2. Przegląd udokumentowanych integracji TG w badanych zastosowaniach [6], jak również możliwości wdrożenia w polskim przemyśle [7] [8] zostały opisane w literaturze. We wspomnianych zastosowaniach wybieranymi silnikami są zazwyczaj TG z rodziny Frame 5, których sprawność wynosi około 30%, spręż kompresora TG około 10 i charakteryzują się znacznym przepływem gazów wylotowych (450-510 ton/godz. przy pełnym obciążeniu, dla warunków ISO). W ostatnich latach wybrano TG nowej generacji MS5002E, o mocy 32,1 MW, sprawności rzędu 36% oraz sprężu kompresora TG około 17. TG obecnie oferowane przez Baker Hughes w zakresie mocy 5-35 MW są przedstawione w Tabeli 3, wyróżnione modele TG zostały wybrane w referencyjnych projektach z bezpośrednią integracją gazów wylotowych.

Tabela 2 Referencyjne projekty, w których gazy wylotowe z TG firmy Baker Hughes (dawniej GE Oil&Gas) zostały bezpośrednio zintegrowane z procesami przemysłowymi.

Model TG	COD	Kraj	Przemysł	Redukcja NOx	Główne Paliwo	Napędzane Urządzenie
MS5002B(R)	1983	Wielka Brytania	Petrochemia	-	GP	CGC
MS5002C(R)	2004	Wielka Brytania	Petrochemia	-	GP	CGC
MS5001LA	1971	USA	Chemia Nieorg.	-	GZ	Generator
MS5001LA	1971	USA	Chemia Nieorg.	-	GZ	Generator
MS5001LA	1971	USA	Chemia Nieorg.	-	GZ	Generator
MS5001PA	Konstr.	USA	Chemia Nieorg.	-	GZ	Generator
PGT2	1995	Włochy	Papierniczy	Wtrysk Wody	GZ	Generator
MS5001L	1967	USA	Azotowy	-	GZ	PAC
MS5001L	1968	Holandia	Azotowy	-	GZ	PAC
GE10-2	2000	Holandia	Azotowy	Wtrysk Pary	GZ	PAC
MS5002C	2000	Arabia Saudyjska	Azotowy	Wtrysk Wody	GZ	PAC
MS5002C	2003	Chiny	Azotowy	-	GP	PAC
MS5002C	2010	Chiny	Azotowy	LHE	GZ	PAC
MS5002E	2015	Indie	Azotowy	DLN 2.5	GZ	Generator
MS5002E	2015	Bangladesz	Azotowy	DLN 2.5	GZ	PAC
MS5002D	2016	Indie	Azotowy	Wtrysk Pary	GZ	PAC
MS5002E	2017	Boliwia	Azotowy	DLN 2.5	GZ	PAC
MS5002D	2019	Indie	Azotowy	Wtrysk Pary	GZ	PAC
MS5002C	2019	Egipt	Azotowy	Wtrysk Pary	GZ	PAC
MS5002D	2021	Indie	Azotowy	Wtrysk Pary	GZ	PAC
MS5002D	Konstr.	Brazylia	Azotowy	Wtrysk Pary	GZ	PAC
MS5001PA	Konstr.	Kanada	Azotowy	Wtrysk Pary	GZ	PAC

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Kolejne rozdziały pracy zawierają szczegółowy opis procesów, w których TG zostały bezpośrednio zintegrowane wraz z przeglądem udokumentowanych zastosowań (rozdział 3, 4 i 5). Opisane są również kryteria doboru jak i możliwości wdrożenia w polskim przemyśle

przetwórczym. Selekcja TG uwzględniająca osiągi, emisję i możliwości spalania alternatywnych paliw gazowych zawiera rozdział 6. Następnie przeprowadzono analizę danych eksploatacyjnych dla TG pracujących w badanych zastosowaniach (rozdział 7). Kolejne rozdziały opisują sposoby regulacji parametrów gazów wylotowych dla wybranych TG (rozdział 8) oraz wpływ parametrów TG na procesy przemysłowe (rozdział 9). Propozycja modyfikacji w filozofii kontroli systemów regulacji i pomocniczych TG jest zawarta w rozdziale 10.

Tabela 3 Osiągi TG z komorami spalania DLN/DLE oferowanych przez Baker Hughes dla nominalnej mocy w warunkach ISO. Strumień ciepła w gazach wylotowych odniesione do 120 °C.

Typy TG	Model TG	Moc na wale (MW)	η (Q_w) (%)	Parametry Gazów Wylotowych				
				Temp. (°C)	Przepływ (ton/godz.)	Strumień Ciepła (MWth)	Tlen (% obj.)	Przepływ Tlenu (ton/godz.)
Przemysłowe Małej Mocy	LT5-1	5,9	31,9%	574	71	9,9	13,6	11
	LT5-2	5,6	31,5%	556	72	9,7	13,8	11
	GE10-1	11,6	32,3%	482	173	18,9	14,8	29
	GE10-2	11,8	32,7%	486	168	18,7	14,7	28
	LT12	12,6	36,5%	488	152	17,0	14,2	24
	LT16	16,8	37,3%	482	197	21,6	14,3	32
Przemysłowe Średniej Mocy	MS5001PA	27,8	29,9%	483	451	49,4	14,8	75
	MS5002C	28,4	29,0%	517	447	54,0	14,6	73
	MS5002D	32,5	29,6%	510	509	60,2	14,7	83
	MS5002E	32,1	36,5%	496	370	42,4	14,0	58
Lotniczo- pochodne	PGT25	23,3	37,5%	529	245	28,6	13,6	38
	PGT25+	31,1	40,5%	501	302	32,3	13,7	46
	PGT25+G4	33,7	40,5%	513	324	35,8	13,5	49

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

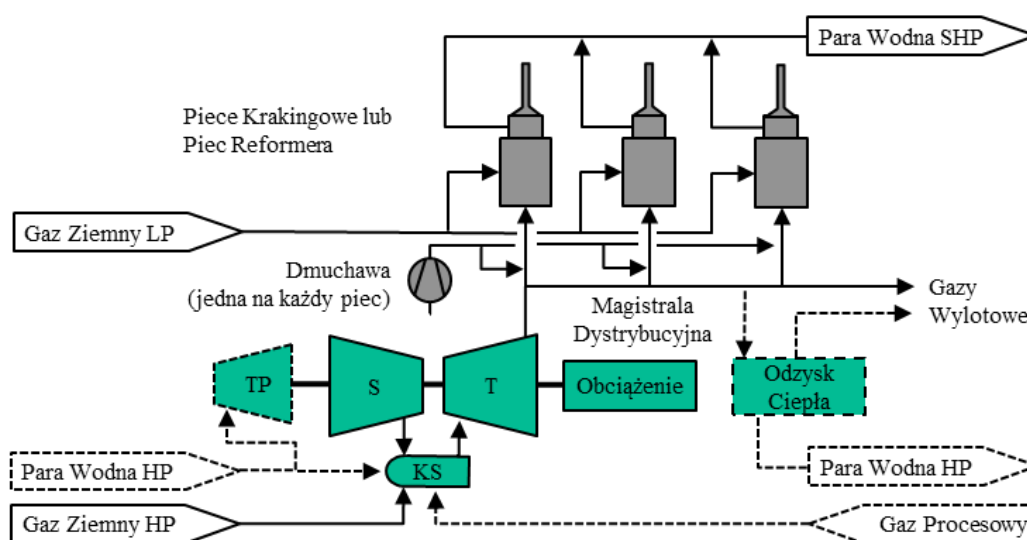
3. Piece i palniki przemysłowe

3.1. Opis procesu

Wysokotemperaturowa reakcja jest jednym z początkowych etapów w wielkotonażowej produkcji chemikaliów, w którym surowiec jest przetwarzany na półprodukt. Typowe przykłady to kraking parowy przy produkcji etylenu, w którym długie łańcuchy węglowodorów są rozrywane na etylen oraz reforming parowy metanu (SMR) wykorzystywany do produkcji wodoru w zakładach azotowych i rafineriach. W celu osiągnięcia wysokiej wydajności pożądanego produktu oraz umożliwienia dalszego przetwarzania, procesy krakingu i reformingu są wygaszane, co daje możliwość odzysku ciepła i generowania pary. Wytworzona para jest używana głównie jako: substrat, do podgrzania surowca i zasilania turbin parowych napędzających kompresory procesowe. Surowce w omawianych procesach są podgrzewane w piecach do temperatury 750÷900 °C dla krakingu

parowego [9] oraz do 400÷600 °C w pierwszym reformerze [2]. Najbardziej powszechnym surowcem dla procesu reformingu w zakładach azotowych jest GZ. Natomiast w zakładach produkujących etylen surowcem mogą być różne węglowodory, zaczynając od etanu, poprzez propan, LPG, naftę, aż po ciężkie oleje. Krakery mogą być zaprojektowane dla jednego surowca jak również dla kombinacji różnych surowców gazowych i ciekłych. W obydwu procesach TG została z powodzeniem zintegrowana, co pozwoliło na obniżenie energochłonności o 7-20% [2] [9] [10]. Zmniejszenie energochłonności w opisywanych procesach przekłada się na redukcję zużycia gazu ziemnego. Dla typowej wytwórni amoniaku w zakładach azotowych o wydajności 1500 MTPD NH₃, charakteryzującej się średnim jednostkowym zużyciem energii w przemyśle azotowym (36,6 MJ/kg NH₃), redukcja rocznego zużycia gazu ziemnego wynosi od 380 do 1090 GWh, a redukcja emisji CO₂ od 75 do 215 kTPY, przy założeniu, że nadmiar pary wodnej zostanie zagospodarowany. Typowy schemat integracji jest przedstawiony na Rysunku 1.

Kolejnym przykładem procesów wymagających znacznego podgrzania surowca jest destylacja atmosferyczna i próżniowa w rafineriach oraz podgrzewanie półproduktów w kolejnych etapach przerobu. Wykorzystanie gazów wylotowych z TG jako podgrzanego powietrza w piecach podgrzewających surowiec zostało zastosowane w rafinerii ropy naftowej [11]. Wykonano również szereg analiz możliwości zastąpienia podgrzewaczy [12] [10], jednakże do tej pory żadne zastosowanie przemysłowe nie zostało udokumentowane.



Rysunek 1 Turbina gazowa zintegrowana z piecami krakingowymi w zakładach etylenowych oraz piecami pierwszego reformera w zakładach azotowych [2] [5] [6]. Opcjonalne strumienie oraz urządzenia są oznaczone przerywanymi liniami.

Oznaczenia: KS – komora spalania, S – sprężarka, T – turbina, TP – pomocnicza turbina parowa

3.1.1. Przegląd zastosowań

Zakłady Azotowe

Po raz pierwszy gazy wylotowe z TG zostały wykorzystane jako podgrzane powietrze doprowadzone do pieca pierwszego reformera w późnych latach 60-tych w zakładach azotowych w USA, w których zastosowano jedno wałową TG do napędu Sprężarki Powietrza Procesowego (PAC). Od tamtej pory co najmniej 18 TG zostało zintegrowanych, z czego większość stanowią dwuwałowe turbiny przemysłowe średniej mocy napędzające PAC. Większość z nich została zintegrowana w zakładach azotowych opartych na technologii zredukowanego pierwszego reformera. Najniższa udokumentowaną energochłonność wytwarzania amoniaku uzyskano w Indiach (26,9 MJ/kg NH₃ [13]), gdzie Baker Hughes dostarczyło TG (MS5002D) z wtryskiem pary do obniżenia emisji tlenków azotu, układem chłodzenia powietrza wlotowego oraz możliwością manualnej kontroli IGV. Niskie zużycie energii zostało osiągnięte także w zakładach w Chinach (27,2 MJ/kg NH₃ [14], TG: MS5002C). Gazy wylotowe z TG zintegrowano w zakładach projektowanych na wydajność od 1100 do 2600 MTPD amoniaku. W ostatnich latach nowoczesna TG (MS5002E) została wybrana do napędu generatora prądu.

Przykładem projektu realizowanego od podstaw jest zakład azotowy w Kanadzie [15] w którym TG napędzająca PAC oraz integracja gazów wylotowych, były jednym z rozwiązań technologicznych, które umożliwiły osiągnięcie niskiej energochłonności (30,2 MJ/kg NH₃). W 2015 GE O&G (obecnie Baker Hughes) zamieniło dwuwałową TG zainstalowaną w pierwotnym projekcie na jedno wałową przemysłową TG średniej mocy (MS5001 PA) wyposażoną we wtrysk pary do redukcji NO_x, możliwość manualnego ustawiania IGV oraz system recykulacji upustu z wylotu sprężarki TG (IBH). Manualna kontrola IGV umożliwia zmianę przepływu powietrza przez kompresor osiowy TG, natomiast ręczna regulacja IBH pozwala na zmianę temperatury wlotowej do TG. Kombinacja obydwu systemów dała możliwość kontroli temperatury i przepływu gazów wylotowych dla danej mocy wymaganej przez punkt pracy PAC.

Przykładem na modernizację instalacji przez znaczne podgrzewanie surowca, zastosowanie nowoczesnej małej 2-wałowej TG Małej Mocy (GE10-2) napędzającej PAC i dostarczającej gazy wylotowe z zawartością tlenu blisko dopasowaną do potrzeb pieca pierwszego reformera, są zakłady azotowe w Holandii [2]. Nadmiar pary z procesu jest zagospodarowany w TG w celu obniżenia NO_x oraz do forsowania mocy (Rys.1). Palniki w piecu zostały zmodyfikowane, tak żeby osiągnąć jednolite rozdzielenie gazów wylotowych z TG. W wyniku

przeprowadzonych modernizacji, zużycie energii zostało zredukowane (z 36 na 31,1 MJ/kg NH₃), jednakże 50% redukcji wynikało z napraw serwisowych. Dzięki obniżonemu nadmiarowi tlenu, emisja NO_x została zredukowana poniżej 200 mg/Nm³. Oczekiwany okres zwrotu wynosił mniej niż 1 rok.

Produkcja Etylenu

Zużycie energii na produkcję etylenu zostało z powodzeniem obniżone przez integrację gazów wylotowych TG z piecami krakera. Omawiane rozwiązanie jest szczególnie atrakcyjne w przypadku lokalizacji z wysoką ceną energii elektrycznej oraz możliwością sprzedaży nadmiaru pary i energii elektrycznej. Integracja TG pozwala zaoszczędzić od 10 do 20% całkowitej energii wymaganej przez zakłady produkujące etylen [6]. W 2005 roku istniało 11 pracujących zakładów, w których z powodzeniem zastosowano technologię integracji gazów wylotowych z TG opracowaną przez firmę Lummus.

Pierwszy układ z integracją gazów wylotowych z TG w zakładach produkujących etylen został oddany do użytku w połowie lat 80-tych w Szkocji, gdzie dwuwałowa TG Frame 5 napędza sprężarkę gazu procesowego [5]. Pierwszą zainstalowaną TG była MS5002B w cyklu regeneracyjnym, w 2004 jednostka została zamieniona na MS5002C. Jest to także przykład możliwości znacznej integracji TG z instalacją procesową, w TG spalany jest gaz procesowy, który jest produktem ubocznym, a nadmiar pary jest wtryskiwany do forsowania mocy TG oraz jest wykorzystany do napędzania rozruchowo-pomocniczej turbiny parowej o mocy 6 MW (Rys.1).

Integracje TG realizowane w późniejszych latach bazowały przeważnie na turbogeneratorach, ponieważ nadmiar pary z procesu jest wykorzystywany głównie w turbinach parowych napędzających sprężarki gazów procesowych. Zakłady produkujące etylen w Japonii i Korei były pierwszymi w których zintegrowano TG lotniczo-pochodne [16]. Kolejne trzy zakłady zaprojektowano z przemysłowymi TG Średniej Mocy, zostały uruchomione na początku lat 90-tych. Wszystkie systemy są zaprojektowane z TG napędzającymi generator, co daje możliwość bezpiecznego przejścia z pracy piecy krakerów etylenu na gazach wylotowych z TG do pracy na wymuszonym powietrzu, bez konieczności zatrzymania procesu, co jest częste w przypadku układów z turbokompresorami. Redundancja źródła tlenu pozwala na pracę instalacji niezależnie od dostępności TG. Pierwsze układy z integracją lotniczo-pochodnych TG wymagały znacznego obniżenia obciążenia krakerów podczas awaryjnego zatrzymania TG. Ulepszone systemy pozwalają na uniknięcie pracy przy zmniejszonym obciążeniu, przez instalacje dmuchawy powietrza blisko każdego pieca, które pracują w trybie ciągłym. Podczas

awaryjnego zatrzymania TG system zachował się tak jak oczekiwano, praca piecy nie była przerwana. Co więcej wykorzystanie gazów wylotowych z TG obniżyło emisje NO_x z pieców krakingowych z 95 ppm do 70 ppm dla gazu suchego w odniesieniu do 0% obj. O₂.

Bilans cieplny oraz ekonomiczny został przeprowadzony dla integracji TG w zakładach etylenowych projektowanych na wydajności 750 kTPY [16] i 1000 kTPY [17] używających naftę jako surowiec. W pierwszym przypadku zaproponowano dwie jednowałowe turbiny Frame 5 o łącznej mocy 42,8 MWe, a w drugim przypadku dobrano turbogenerator o mocy 83,2 MWe. Zużycie energii jest zredukowane odpowiednio o 13,5% do 20,6 MJ/kg oraz o 19,7% do 18,0 MJ/kg. W obydwu analizowanych przypadkach moc elektryczna produkowana przez turbo-generator oraz dodatkowa para generowana w odzysku ciepła kompensują większe zużycie całkowite paliwa. Okres zwrotu dla proponowanych rozwiązań wynosił 2,2 roku, przy stosunku cen elektryczności do ceny gazu ziemnego wynoszącym 4,3 dla zakładów o wydajności 750 kTPY oraz stosunku cen równym 2,9 dla zakładów o wydajności 1000 kTPY.

Rafinerie

Dwuwałowa lotniczo-pochodna TG (14.4 MWe) została zintegrowana z dwoma piecami ropy naftowej w rafinerii o wydajności 220 kbpd w Holandii [11]. Paliwem dla TG jest GZ, wodór z SMR oraz mieszanina gazu ziemnego z wodorem. Integracja TG umożliwiła zmniejszenie obciążenia cieplnego w sekcji radiacyjnej pieca oraz zwiększenie obciążenia cieplnego w części konwekcyjnej i w wymienniku odzyskującym ciepło.

W Texasie (USA) TG Frame 6B (37 MWe) i Frame 7EA (80 MWe) zostały zintegrowane z instalacjami SMR produkującymi odpowiednio 241 i 265 kTPY wodoru oraz 544 ton/godz. pary wodnej [18].

Dla rafinerii bitumin (300 kbpd bitumin zmieszane z 100 kbpd nafty) w Ameryce północnej, w której zapotrzebowanie na moc elektryczną wynosi 540 MW, zaproponowano zastąpienie dwóch piecy używanych do podgrzewania wsadu do destylacji atmosferycznej i próżniowej oraz przegrzewania pary przez gazy wylotowe z trzech TG Frame 9 FA [12]. Przy cenach gazu ziemnego równych 20 \$/MWh TG są bardziej opłacalne i próg opłacalności wynosi 30 \$/MWh.

Programowanie liniowe zostało wykorzystane w celu wybrania optymalnej TG do integracji w systemie piecy (340 MWt) i kotłów (360 MWt) w rafinerii ropy, adresując wiele kompromisów jednocześnie [10]. Zakładając maksymalne zużycie energii na poziomie 30 MWe, w wyniku selekcji mocy TG, wykazano optymalny poziom mocy około 25-30 MW i okres zwrotu między 1,3 do 1,9 lat, bazując na stosunku ceny energii elektrycznej do gazu

ziemnego od 3,75 do 6,25. Do integracji z kotłami odzysknicowymi najlepsze osiągi dają turbiny lotniczo-pochodne, a dla integracji z piecami przemysłowe TG średniej mocy.

Udokumentowane integracje TG z piecami przemysłowymi w przemyśle azotowym, petrochemicznym oraz rafineryjnym zostały przedstawione w Tabeli 4Tabela 4.

Tabela 4 Zestawienie udokumentowanych integracji gazów wylotowych TG z piecami i palnikami

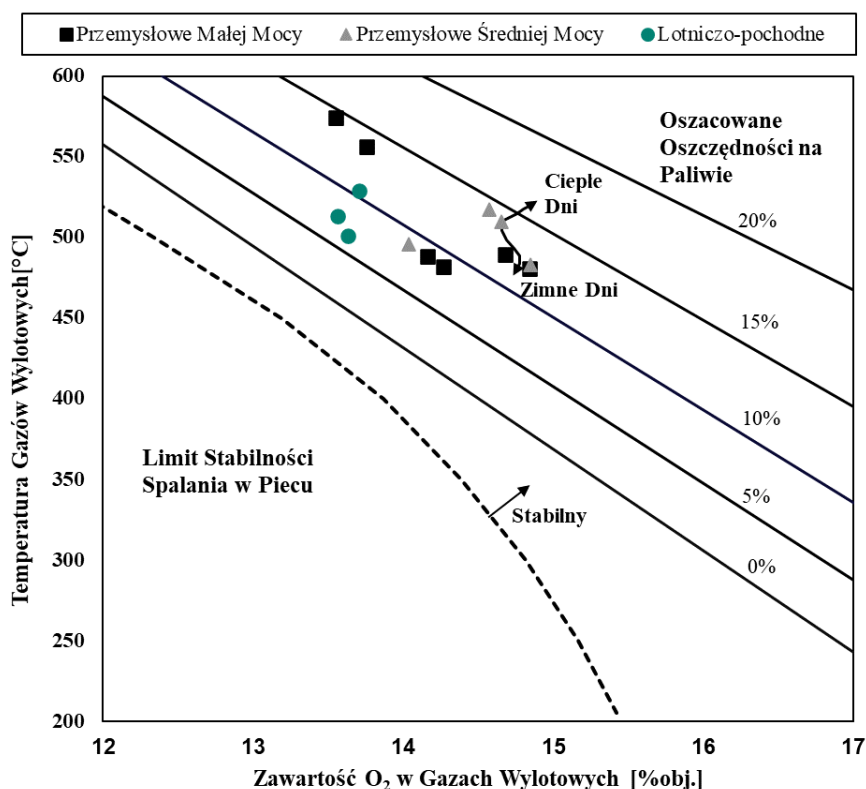
Przemysł	Kraj	Moc TG	Opis	Źródła	
Azotowy	USA	11,2 MW	Koniec lat 60-tych	BH/GE	
	Indie	33,2 MW	Produkcja Amoniacu 2200 MTPD Energochłonność 26,9 MJ/kg NH ₃	BH [13]	
	Chiny	29,1 MW	Produkcja Amoniacu 1500 MTPD Energochłonność 27,2 MJ/kg NH ₃	[14]	
	Kanada	26,3 MW	Produkcja Amoniacu 2600 MTPD Energochłonność 30,2 MJ/kg NH ₃ Manualna kontrola IGV oraz IBH	BH [15]	
	Holandia	11,7 MW	Produkcja Amoniacu 1100 MTPD Energochłonność 31,1 MJ/kg NH ₃ Okres zwrotu 1 rok	BH [2]	
	Indonezja Model.	2,1 MWe	Spalany gaz procesowy (produkt uboczny) Okres zwrotu 1,8 roku Sprawność 85%	[19]	
Petrochemiczny	UK	32,9 MW	Produkcja Etylenu 830 kTPY Spalany jest gaz procesowy, nadmiar pary do forsowania mocy TG oraz napędzania TP o mocy 6 MW	[5]	
	Japonia Korea Model.	23,8 MWe 2x26,4 MWe	Pierwsza integracja lotniczo-pochodnych TG Produkcja Etylenu 750 kTPY Energochłonność 20,6 MJ/kg (-13,5%) Okres zwrotu 2,2 lat (Cena E/G 4,3) Redukcja CO ₂ 134 kTPY	[16]	
	Model.	83,2 MWe	Produkcja etylenu 1000 kTPY Energochłonność 18,0 MJ/kg (-19,7%) Okres zwrotu 2,2 lat (Cena E/G 2,9) Redukcja CO ₂ 246 kTPY	[17]	
	Rafineryjny	Holandia	14,4 MWe	Lotniczo-pochodna TG zintegrowana z dwoma piecami ropy. Produkcja 220 kbpd	[11]
		USA	37 MWe	Produkcja H ₂ 241 kTPY (SMR)	[18]
USA		80 MWe	Produkcja H ₂ 265 kTPY (SMR) oraz 550 ton/godz. pary wodnej	[18]	
Model.	3x180 MWe	300 kbpd bitumin + 100 kbpd nafty 2 piece ropy oraz przegrzewanie pary Próg opłacalności dla cen G 30\$/MWh	[12]		
Model.	30 MWe	Okres zwrotu od 1,3 do 1,9 roku (Ceny E/G od 3,75 do 6,25)	[10]		

Ceny E/G – stosunek ceny energii elektrycznej do ceny gazu ziemnego

3.2. Kryteria doboru TG

Następujące kryteria były brane pod uwagę przy doborze TG do integracji z piecami reformera oraz piecami krakingowymi [5] [20] [16] [17] :

- Znacząca zawartość tlenu w gazach wylotowych
- Wysoka temperatura gazów wylotowych
- 10% nadmiaru w dostępnym przepływie masowym tlenu w porównaniu do zapotrzebowania pieców
- Niska emisja NOx
- Możliwość zagospodarowania nadmiaru pary i spalania gazów procesowych
- Możliwość pracy procesu produkcyjnego niezależnie od dostępności TG



Rysunek 2 Szacunkowe oszczędności na paliwie w zależności od temperatury oraz zawartości O₂ w gazach wylotowych dla pieca krakingu parowego [5].

Stabilne spalanie w piecach reformera i krakingowych wymaga odpowiedniej temperatury i zawartości tlenu w gazach wylotowych. Rysunek 2 przedstawia przykład progu stabilności podanego przez dostawcę palników oraz przykład oszacowania oszczędności zużycia paliwa w piecu parowego krakingu w porównaniu do pracy na powietrzu z otoczenia [5]. Oszczędności pokazane są dla typowego pieca, zależą od surowca i konstrukcji pieca. Linia przedstawiająca 0% oszczędności zużycia paliwa może być wykorzystana do wstępnego określenia progu opłacalności integracji gazów wylotowych z TG. Wartości temperatur wylotowych i zawartość tlenu dla warunków ISO, przy pełnym obciążeniu dla TG obecnie oferowanych przez Baker Hughes w zakresie mocy od 5 do 35 MW z Tabeli 3 są naniesione na Rysunek 2. Oszacowane oszczędności na zużyciu paliwa są w zakresie od 5 do 15%, więc

wszystkie TG oferowane przez Baker Hughes mogą być rozważane jako potencjalnie opłacalne w opisywanych zastosowaniach. Szacunkowe oszczędności zużycia paliwa zależą od warunków otoczenia, mniej paliwa będzie zużytego w ciepłe dni, natomiast w zimne dni zużycie paliwa wzrośnie.

Kolejnym kryterium jest dopasowanie przepływu masowego gazów wylotowych z zapotrzebowaniem pieca z uwzględnieniem 10% marginesu. TG będące silnikami o stałym przepływie objętościowym są podatne na zmiany gęstości powietrza, więc dobór TG musi bazować na maksymalnych temperaturach w okresie letnim, w których przepływ masowy tlenu w gazach wylotowych z TG będzie najmniejszy. Takie podejście prowadzi do nadmiaru przepływu gazów wylotowych w warunkach ISO oraz przy niskich temperaturach otoczenia, który może być zagospodarowany w dodatkowym systemie odzysku ciepła.

W przypadku ograniczonej dostępności paliwa lub zapotrzebowania na moc, wybrana TG może nie zaspokoić zapotrzebowania pieca na tlen i częściowa integracja może być rozważana z zastosowaniem dmuchaw pomocniczych. Niemniej jednak, zmieszanie gazów wylotowych z powietrzem z otoczenia skutkuje obniżeniem oszczędności na zużyciu paliwa.

Zastosowanie układu, w którym TG napędza generator, umożliwia pracę instalacji produkującej niezależnie od dostępności TG, co nie jest możliwe w przypadku, gdy TG napędza kompresor procesowy. Bezpieczne przejście z pracy na gazach wylotowych z TG do pracy na wymuszonym powietrzu jest krytyczne szczególnie podczas awaryjnego zatrzymania TG, ponieważ przepływ gazów wylotowych z TG jest zmniejszony znacznie szybciej w porównaniu do normalnego zatrzymania

3.3. Możliwości zastosowania w polskim przemyśle

W polskim przemyśle przetwórczym można wyróżnić kilka potencjalnych możliwości na integracje gazów wylotowych z piecami przemysłowymi. Najbardziej obiecującymi są zakłady petrochemiczne w Płocku, gdzie produkowany jest etylen w instalacji zaprojektowanej na wydajność 700 kTPY bazującej na technologii firmy Lummus oraz zakłady azotowe w Puławach, które składają się z dwóch ciągów produkcyjnych, każdy zaprojektowany na wydajność 1500 MTPD amoniaku. Inne szanse na integracje gazów wylotowych z TG mogą być rozpatrywane w zakładach azotowych we Włocławku i Kędzierzyn-Koźle, każdy zaprojektowany również na 1500 MTPD. W zakładach azotowych w Polsce wykorzystano konwencjonalny reforming parowy oraz pół spalanie, które zużywa więcej energii porównując z procesem reformingu z nadmiarem powietrza z integracją TG [2].

Bazując na porównaniu z opisanymi zastosowaniami, zapotrzebowanie na tlen dla piecy krakingowych w 700 kTPY zakładach etylenu może być zaspokojone przez dwie nowoczesne przemysłowe TG średniej mocy – MS5002E. Kraker parowy w Płocku jest zaprojektowany na zmienny strumień wsadu od C2+, po LPG, aż do ciężkich olejów, więc zmienne obciążenie cieplne i zapotrzebowanie na tlen, musi być rozważone, żeby zweryfikować dobór TG. Zapotrzebowanie na tlen w piecu pierwszego reformera dla zakładów azotowych o wydajności 1500 MTPD amoniaku, może być pokryte przez dwie lotniczo-pochodne TG – PGT25. Dalsze możliwości stwarza redukcja emisji NOx oraz potencjalne obniżenie opłat za emisję CO₂, dzięki zastosowaniu paliwa o mniejszej zawartości węgla, jak również dopłaty do produkcji energii elektrycznej wytworzonej w wysokosprawnej kogeneracji. Udokumentowany okres zwrotu (Tabela 4) dla inwestycji w których z powodzeniem wykorzystano gazy wylotowe z TG jako podgrzane powietrze w piecach przemysłowych (od 1 do 2,2 lat), oszacowany dla szerokiego zakresu stosunku ceny energii elektrycznej do gazu ziemnego (od 2,9 do 6,3), umożliwia rozpatrywanie omawianego zastosowania jako komercyjnie opłacalne dla wysokotonażowych zakładów (produkcja amoniaku powyżej 1100 MTPD i produkcja etylenu powyżej 750 kTPY). Szczegółowa analiza techniczna i ekonomiczna są wymagane dla wymienionych zakładów, aby oszacować obniżenie zużycia energii i opłacalność integracji gazów wylotowych z TG.

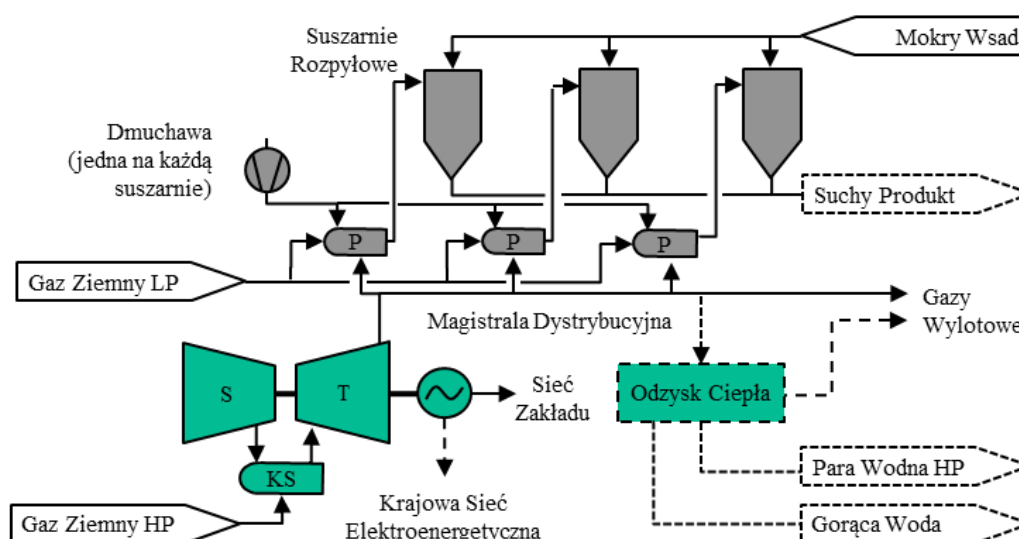
4. Bezpośrednie suszenie

4.1. Opis procesu

Proces suszenia jest często stosowany w przemyśle przetwórczym w celu usunięcia wody z surowca przed kolejnymi etapami przetwarzania. Duże ilości energii wymagane do procesu suszenia są zazwyczaj wytwarzane przez palniki kanałowe, w których gorące gazy osiągają temperaturę od 170 do 850 °C. Maksymalna temperatura gorących gazów jest ograniczona przez stabilność termiczną osuszanego materiału i przez wymogi bezpieczeństwa związane z ryzykiem pożaru. W zależności od stosowanego paliwa oraz wymogów na jakość produktu, gorące gazy mogą być bezpośrednio doprowadzone do suszarni (Rys.3), lub wymiana ciepła może zachodzić pośrednio za pomocą pary, oleju grzewczego lub powietrza. Bezpośrednie suszenie jest dozwolone dla paliw gazowych, które produkują czyste gorące gazy, natomiast paliwa ciekłe lub stałe wymagają układów suszenia z dodatkowym czynnikiem grzejącym. Wyjątkiem jest przemysł spożywczy, w którym z uwagi na rygorystyczne wymogi na jakość produktów, bezpośrednie suszenie nie jest stosowane nawet z paliwami gazowymi. Duże zapotrzebowania na osuszanie surowców jest spotykane w produkcji nieorganicznych

chemikaliów, chemii budowlanej, przemyśle ceramicznym, drewnopochodnym, spożywczym oraz papierniczym.

Moc generowana przez turbogenerator znacząco zwiększa globalną sprawność wykorzystania paliwa od 40-60% dla palników kanałowych do 65-90% dla kogeneracji z bezpośrednim suszeniem. Zużycie gazu dla systemu osuszania z TG wzrośnie, jednakże generowana energia elektryczna obniża całkowity koszt zużywanej energii o 15-30% [21] [22] [23]. Gazy wylotowe z TG zostały z powodzeniem zastosowane do bezpośredniego suszenia w przemyśle ceramicznym, drewnopochodnym, papierniczym oraz chemii nieorganicznej. Do tej pory na całym świecie zintegrowano co najmniej 120 TG, z różnymi typami suszarni: rozpyłowe (Rys.3 **Error! Reference source not found.**), błyskawiczne i bębnowe oraz z maszynami papierniczymi.



Rysunek 3 Turbina gazowa zintegrowana z suszarniami rozpyłowymi [14] [16]. Opcjonalne strumienie oraz urządzenia są oznaczone przerywanymi liniami.

Oznaczenia: KS – komora spalania, S – sprężarka, T – turbina, P – palnik kanałowy

4.1.1. Przegląd zastosowań

Chemia nieorganiczna

Po raz pierwszy gazy wylotowe z TG zostały wykorzystane do bezpośredniego suszenia na początku lat 70-tych w zakładach produkujących magnez w USA. Trzy jedno wałowe TG produkują energię elektryczną i gorące gazy, których ciepło jest zagospodarowane w suszarniach rozpyłowych i kotle odzysknicowym. Moc zainstalowanych turbin w warunkach ISO wynosi 55 MWe i jest to największy udokumentowany układ kogeneracyjny z gazami wylotowymi zastosowanymi do bezpośredniego suszenia. Ostatnio zakłady zostały poddane

modernizacji w celu zwiększenia wydajności produkcji magnezu od 63,5 kTPY do 76,5 kTPY i dodania nowej TG MS5001PA z gazami wylotowymi wykorzystanymi do bezpośredniego suszenia. Całkowita moc TG w warunkach ISO po modernizacji wyniesie 82,2 MWe.

Przemysł ceramiczny

Najbardziej energochłonnym urządzeniem w przemyśle ceramicznym są suszarnie rozpyłowe, w których gorące gazy o temperaturze 550÷600 °C są stosowane do osuszania surowca o wilgotności 35-40 % do 5-6% [22]. Wiele układów kogeneracyjnych opartych na TG z gazami wylotowymi zastosowanymi do bezpośredniego suszenia, jest eksploatowanych w zakładach ceramicznych w Brazylii, Włoszech i Turcji [21] [24]. Moc turbogeneratorów jest na poziomie od 1,1 do 7,5 MWe. Największy układ kogeneracyjny z bezpośrednim suszeniem w przemyśle ceramicznym ma całkowitą moc 22,5 MWe i składa się z trzech TG z gazami wylotowymi rozdzielonymi między dziewięć suszarni rozpyłowych.

W zakładach produkujących płytki zeszkłone w Indiach zaprojektowanych na 3,6 miliona m²/rok, dobrano TG z mocą na poziomie 3,5 MWe, która pracuje przy częściowym obciążeniu (80%) zgodnym z obciążeniem elektrycznym zakładu [22]. Gazy wylotowe są doprowadzone do suszarni rozpyłowej i przez większość czasu nie jest wymagane wykorzystanie dodatkowych palników. Jakość produktu jest taka sama jak w procesie bez wykorzystania gazów wylotowych z TG. Zużycie gazu ziemnego wzrośnie, ale całkowity koszt zużycia energii zmniejszy się o 23%. Okres zwrotu wynosi 3,6 roku, bazując na stosunku ceny energii elektrycznej do gazu ziemnego równej 2,9.

W układzie kogeneracyjnym w zakładach ceramicznych w tureckim mieście Izmir, wykorzystano gazy wylotowe z TG do bezpośredniego suszenia masy lejnej, z której po odparowaniu wody powstaje granulata ceramiczna [25]. System składa się z trzech TG (2x4,2 MWe i 4,6 MWe), sześciu suszarni rozpyłowych i dwóch urządzeń do odzysku ciepła odpadowego. Średnia sprawność układu kogeneracji, która wynosi 82,3%, została oszacowana na podstawie pomiarów w odstępach godzinowych. Temperatura wylotowa z suszarni rozpyłowej wynosi 70÷90 °C, a wilgotność produktu jest obniżona do 3%. Okres zwrotu inwestycji wynosił 2 lata, na podstawie stosunku ceny energii elektrycznej do gazu zimnego równemu 1,8 [26].

W 2008 roku producent suszarni rozpyłowych [27] oszacował okres zwrotu dla integracji TG o mocy 4,6 MWe z suszarniami odparowującymi 13 TPH wody na równy 2,6 roku, przy stosunku ceny energii elektrycznej do gazu ziemnego na poziomie 3,4.

Przemysł drewnopochodny

Układy kogeneracyjne z gazami wylotowymi z TG zastosowanymi do bezpośredniego osuszania, pracują w zakładach produkujących płyty drewnopochodne w Turcji (MDF) i Francji (płyty wiórowe/OSB) [21]. Obydwa zakłady składają się z jednej TG o mocy 7,5 MWe oraz dwóch TG o mocy 5,5 MWe oraz są zaprojektowane na całkowitą sprawność przekraczającą 80%. W tureckich zakładach gazy wylotowe z TG są doprowadzone do suszarni błyskawicznych, a we francuskich do suszarni bębnowych.

W suszarni zrębków drewnianych w Turcji, zaprojektowanej na około 50 TPH, gazy wylotowe z TG o mocy 5 MWe są zagospodarowane w suszarni bębnowej [28]. Temperatura i przepływ gorących gazów są suplementowane przez system grzewczy. Oszacowana sprawność systemu suszenia w odniesieniu do strumienia ciepła gorących gazów wynosi 34%, sprawność suszenia w odniesieniu do zużytego paliwa wynosi około 40%, a całkowita sprawność układu kogeneracji około 65%.

Przemysł papierniczy

W zakładach przemysłu papierniczego w Chile i we Włoszech wykorzystano gazy wylotowe z TG do bezpośredniego suszenia [21]. Włoskie zakłady zostały zaprojektowane z TG o mocy 7,5 MWe, a zakłady w Chile z TG o mocy 22 MWe. W obydwu przypadkach nadmiar strumienia ciepła z gazów wylotowych jest wykorzystany w kotłach odzysknicowych. Porównując do systemu przed integracją TG, oszczędności na koszcie energii wynoszą 15-20%.

Przykładem znacznego zagospodarowania gazów wylotowych z TG są zakłady papiernicze we Włoszech zaprojektowane na 100 MTPD, w których układ CHP bazuje na TG PGT2 z gazami wylotowymi doprowadzonymi do kotła odzysknicowego [23]. Gazy wylotowe z kotła o temperaturze 160 °C są bezpośrednio wykorzystane do osuszania produktów maszyny papierniczej i w kolejnym etapie do podgrzewania wody. Znaczna integracja układu kogeneracyjnego umożliwiła osiągnięcie całkowitej sprawności odniesionej do paliwa powyżej 90%. Nawet przy wysokich temperaturach otoczenia, TG o mocy 2 MWe ma wystarczający margines w stosunku do zapotrzebowania na moc zakładu wynoszącego 1,6 MWe. Emisja NO_x jest ograniczona do 100 mg/Nm³ (gaz suchy, 15% obj. O₂) przez wtrysk wody. Analiza ekonomiczna wykazała zdyskontowany okres zwrotu 3,1 roku oraz oszczędności na koszcie energii równe 29,7 %.

Ciepło odpadowe z dwóch lotniczo-pochodnych TG o mocy 1 MWe jest zagospodarowane w czterech suszarniach w układzie kogeneracyjnym w zakładach produkujących opakowania i

wypełnienia z masy papierowej formowanej, zlokalizowanych w Hiszpanii [29]. Istniejące palniki kanałowe (174 kWt mocy nominalnej), które pracują w sposób ciągły, umożliwiają osiągnięcie wymaganych parametrów gazów oraz nieprzerwaną pracę procesu suszenia niezależnie od dostępności TG (Rys.3) Maksymalna temperatura gazów na wlocie do każdej suszarni musi być ograniczona, aby zapobiec ryzyka pożaru. Temperatura gazów dostarczanych do suszarni wynosi od 170 do 260 °C. Przepływ strumienia gazów na wlocie do suszarni (gazy wylotowe z TG, zmieszane ze strumieniem recyrkulacji), musi być utrzymany na stałym poziomie, bez nagłych zmian. Całkowita sprawność wynosi 74%, oszczędność na kosztach energii wynosiła 50%.

Przemysł spożywczy

Badanie przeprowadzone na koniec lat 80-tych [30] wykazały, że wykorzystanie gazów wylotowych z TG do bezpośredniego suszenia może powodować zanieczyszczenie produktów spożywczych przez tlenki azotu lub może przyczynić się do powstawania rakotwórczych związków (nitrozoaminy). W tym czasie dostępne były dyfuzyjne komory spalania, które charakteryzują się emisją NOx od 5 do 40 razy większą porównując z obecnie oferowanymi komorami spalania z ubogim płomieniem kinetycznym, umożliwiającymi osiągnięcie jednocyfrowych emisji NOx. Pomimo znaczącego postępu w technologii ograniczenia emisji NOx, przed komercjalizacją bezpośredniego suszenia z wykorzystaniem gazów wylotowych z TG niezbędne są testy połączone z badaniami jakości produktów.

Udokumentowane zakłady produkcyjne, w których gazy wylotowe zostały wykorzystane do bezpośredniego osuszania, są zestawione w Tabeli 5.

Tabela 5 Zestawienie udokumentowanych zastosowań TG w CHP z bezpośrednim suszeniem

Przemysł	Kraj	Moc TG	Opis	Źródła	
Chemia Nieorganiczna	USA	3x18,3 MWe + 27,2 MWe	Produkt magnez 76,5 kTPY Początek lat 70-tych	BH/GE	
Ceramiczny	Brazylia	od 1,1 MWe do 7,5 MWe	Oszczędności na energii 15-20%	[21] [24]	
	Włochy				
	Turcja	Indie	3,5 MWe (80% mocy)	Płytki zeszkłone 3,6·10 ⁶ m ² /rok Okres zwrotu 3,6 lat (Cena E/G 2,9)	[22]
	Turcja	2x4,2MWe + 4,6 MWe	Śr. Sprawność = 82,3% Okres zwrotu 2 lata (Cena E/G 1,8)	[26]	
	Model.	4,6 MWe	Okres zwrotu 2,6 lat (Cena E/G 3,4)	[27]	
Drewnopochodny	Turcja	7,5 MWe +	Sprawność +80%	[21]	
	Francja	2x5,5 MWe			
	Turcja	5 MWe	Sprawność 65%	[28]	
Papierniczy	Włochy	7,5 MWe	Produkcja pary z nadmiaru ciepła	[21]	
	Chille	22 MWe	Oszczędności na energii 15-20%		

Włochy	2 MWe	Produkcja 100 MTPD Sprawność +90% Okres zwrotu 3,1 roku Oszczędności na energii 29,7%	[23]
Włochy	1.8 MWe	Sprawność +90% Oszczędność na energii 30%	[31]
Hiszpania	2x1 MWe	Sprawność 74% Oszczędności na energii 50%	[29]

Ceny E/G – stosunek ceny energii elektrycznej do ceny gazu ziemnego

4.2. Kryteria doboru TG

Wiele kryteriów musi być wzięte pod uwagę podczas doboru TG w zastosowaniach z zagospodarowaniem gazów wylotowych jako źródło ciepła do bezpośredniego suszenia, w szczególności:

- Duży stosunek ciepła w gazach wylotowych do mocy (co najmniej 1,5)
- Strumień ciepła w gazach wylotowych możliwy do zagospodarowania z 10% nadmiarem w stosunku do zapotrzebowania suszarni
- Niska zawartość H₂O w gazach wylotowych (6-7% obj.)
- Wysoka temperatura gazów wylotowych
- Stały przepływ gazów wylotowych

Stosunek ciepła do mocy TG zastosowanych do bezpośredniego suszenia wynosi od 1,5 do 2,6, co przeważnie pozwala na zaspokojenie zapotrzebowania zarówno na ciepło, jak i moc elektryczną w zakładzie produkcyjnym. Możliwy do zagospodarowania strumień ciepła w gazach wylotowych jest obliczany dla referencyjnej temperatury odpowiadającej gazom wylotowym z suszarni. Przeważnie temperatura gazów wylotowych po procesie osuszania wynosi około 70÷100 °C. TG wybierane do bezpośredniego suszenia charakteryzują się dużym nadmiarem powietrza, które odpowiada małym wartościom stosunku paliwa do powietrza w zakresie od 1,5 do 1,9%. Tym samym, zawartość H₂O w gazach wylotowych jest niska (6-7% obj.) co jest korzystne dla procesu wymiany masy w suszarniach.

Wysoka temperatura gazów wylotowych umożliwia redukcję lub uniknięcie korzystania z palników pomocniczych. Jednakże w przypadku, gdy temperatura gazów wylotowych przekroczy próg stabilności termicznej osuszanego materiału lub może stanowić zagrożenie bezpieczeństwa, mieszanie z wymuszonym przepływem powietrza z otoczenia (Rys. 3) lub gazami wylotowymi z suszarni powinno być rozważone.

W zakładach, w których jest używana jedynie jedna suszarnia, integracja gazów wylotowych z TG może wymagać dodatkowej suszarni, aby umożliwić ciągłą pracę układu, ponieważ

suszarnie mogą być często zatrzymywane w celu oczyszczenia urządzenia. Układy bazujące na wielu silnikach są rozsądnym rozwiązaniem w zakładach z ograniczoną dostępnością suszarni oraz ze zmiennym stopniem wykorzystania mocy produkcyjnych.

4.3. Możliwości zastosowania w polskim przemyśle

Najbardziej obiecującą możliwością zastosowania gazów wylotowych z TG do bezpośredniego suszenia jest przemysł płytek ceramicznych w Polsce. Na podstawie zdolności produkcyjnych Polska jest trzecim producentem płytek w UE. Największe zakłady zlokalizowane są w Opocznie, gdzie trzy ciągi produkcyjne zaprojektowano na całkowitą wydajność 28 milionów m²/rok, i w Wałbrzychu gdzie nominalna wydajność wynosi 19 milionów m²/rok. Ponadto można wyróżnić siedem zakładów zaprojektowanych na wydajność od 6 do 9 milionów m²/rok. Udokumentowany okres zwrotu (Tabela 5) dla inwestycji w których z powodzeniem wykorzystano gazy wylotowe z TG do bezpośredniego suszenia w przemyśle ceramicznym (od 1,9 do 3,6 lat), oszacowany dla zakresu stosunku ceny energii elektrycznej do gazu ziemnego (od 1,8 do 3,4), potwierdza uzasadnienie ekonomiczne omawianego zastosowania dla wysokotonażowych zakładów (produkcja płytek powyżej 4 milionów m²/rok).

Porównując wymienione zakłady z opisanymi przykładami, zapotrzebowanie na moc i ciepło, może być zaspokojone przez układ kogeneracyjny składający się z wielu silników LT5-1, które mają korzystny stosunek ciepła w gazach wylotowych do mocy (1,9) oraz znaczną temperaturę gazów wylotowych (570 °C).

Polska jest drugim producentem płyt wiórowych, trzecim producentem cementu oraz jest ósmym producentem papieru i tektur w Europie. W przemyśle drewnopochodnym do wytwarzania ciepła na potrzeby zakładu, powszechnie wykorzystywana jest biomasa (produkt uboczny), natomiast w zakładach produkujących cement paliwem stosowanym do celów ciepłowniczych jest najczęściej RDF. Większość papierni w Polsce wytwarza ciepło i moc w zdecentralizowanych układach kogeneracyjnych opalanych biomasą lub węglem. Wyjątkiem są zakłady papiernicze w Kostrzynie, gdzie zaazotowany GZ o bardzo niskiej wartości opałowej jest spalany w układzie kogeneracyjnym o mocy 40 MWe i 169 MWt, składającym się z dwóch TG, dwóch kotłów odzysknicowych z palnikami pomocniczymi i turbiną parową [21]. Ponieważ biomasa i RDF są paliwami tańszymi oraz korzystniejszymi ze względu na emisję CO₂ porównując do gazu ziemnego, integracja gazów wylotowych z TG może być rozważana dla nowych układów kogeneracyjnych dla zakładów z ograniczoną dostępnością wymienionych paliw.

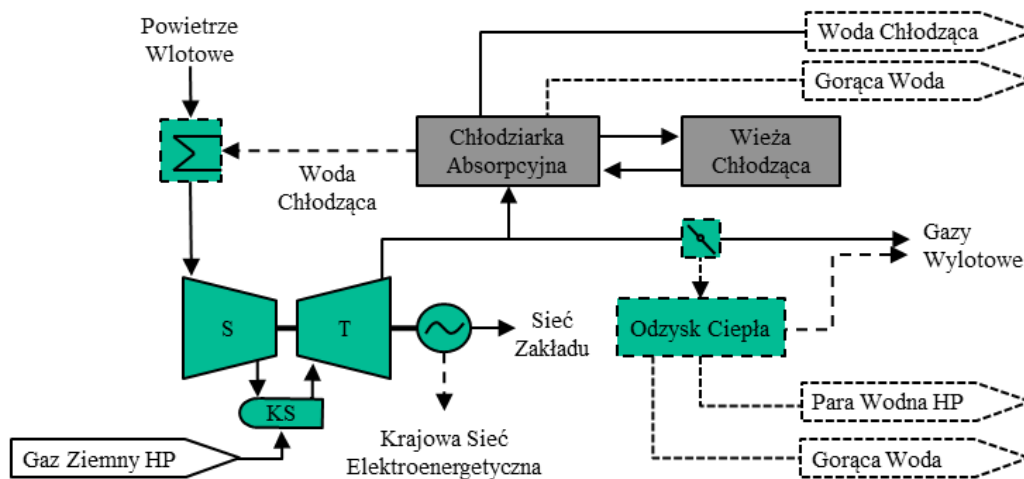
5. Trójgeneracja – Absorpcyjne Urządzenia Chłodnicze

5.1. Opis procesu

Chłodziarki Absorpcyjne są to urządzenia chłodnicze napędzane głównie ciepłem, które bazują na kombinacji procesów absorpcji i desorpcji z odparowaniem pod niskim ciśnieniem. Można wyróżnić jednostopniowe chłodziarki absorpcyjne, które mogą pracować na niskotemperaturowym źródle ciepła (ciepła woda lub para o niskim ciśnieniu) oraz dwustopniową konfigurację, które wymagają wysokotemperaturowego źródła ciepła (gazy wylotowe z silnika cieplnego lub para o wysokim ciśnieniu). Współczynnik COP dla jednostopniowego układu wynosi od 0,7 do 0,9, podczas gdy dla droższych układów dwustopniowych COP wynosi od 1,05 do 1,4 [32]. Najpowszechniejszymi absorbentami są roztwór wodny bromku litu (LiBr) oraz wodny roztwór amoniaku dla zastosowań z wymaganą temperaturą poniżej 0 °C.

Chłodziarki Absorpcyjne są powszechnie stosowane do odzysku ciepła w układach skojarzonej produkcji chłodu, ciepła i mocy elektrycznej (CCHP). Większość urządzeń jest pośrednio połączona z układami kogeneracji, za pomocą pary wodnej albo gorącej wody z typową całkowitą sprawnością 65-75% [27]. W 2004 pierwsze absorpcyjne urządzenie chłodnicze napędzane bezpośrednio gazami wylotowymi z TG, zostało uruchomione w stanie Texas w USA. Zmierzona całkowita sprawność wynosiła 88,8% [33], co potwierdziło przewagę bezpośredniego zagospodarowania ciepła odpadowego. Woda chłodząca jest produkowana dla sieci chłodniczej oraz na potrzeby obniżenia temperatury powietrza na wlocie do TG w celu poprawienia osiągnięć i sprawności (Rys.4).

Największe zainteresowanie układami CCHP bazującymi na chłodziarkach absorpcyjnych jest w sieciach ciepłowniczych, dużych aglomeracjach, kampusach uniwersyteckich, szpitalach i budynkach biurowych [27] [33] [34] [35] [36]. Przykłady można również znaleźć w przemyśle spożywczym [37], przeprowadzono także badania dla zakładów oczyszczania gazu ziemnego [38] [39], w których procesy absorpcji i desorpcji, wymagające znaczących strumieni ciepła i chłodu, są wykorzystane w procesach usuwania zanieczyszczeń z gazu ziemnego. Wysokie ceny energii elektrycznej, szanse na zagospodarowanie ciepła odpadowego i korzystanie z dopłat dla wysokosprawnej kogeneracji są czynnikami, które powodują, że układy CCHP bazujące na chłodziarkach absorpcyjnych są korzystniejszymi rozwiązaniami porównując do tradycyjnych chłodziarek zasilanych prądem.



Rysunek 4 Trójgeneracja z wykorzystaniem chłodziarki absorpcyjnej zasilanej bezpośrednio gazami wylotowymi z TG [25]. Opcjonalne strumienie oraz urządzenia są oznaczone przerywanymi liniami.

Oznaczenia: Oznaczenia: KS – komora spalania, S – sprężarka, T - turbina

5.1.1. Przegląd zastosowań

Sieci chłodnicze i ciepłownicze

W projekcie demonstracyjnym rozwijanym w ramach programu finansowanego przez Ministerstwo Energii w USA (2004r.), gazy wylotowe z 4,6 MWe TG zostały po raz pierwszy bezpośrednio zintegrowane z dwustopniową chłodziarką absorpcyjną o mocy chłodniczej 8.75 MWth, na potrzeby sieci chłodniczej w Austin (stan Texas) [33]. Powietrze wlotowe do TG jest chłodzone w celu zwiększenia mocy i sprawności elektrycznej, wykorzystując 700-900 kWth mocy chłodniczych podczas gorących dni. Chłodziarka absorpcyjna jest kontrolowana przez temperaturę wylotową wody chłodzącej, której wzrost powoduje zamykanie przegrody w systemie wylotowym TG, zmniejszając przepływ gazów wylotowych do komina. Przy maksymalnym obciążeniu sprawność elektryczna netto wynosi 88,8% (w odniesieniu do wartości opałowej), a współczynnik COP chłodziarki absorpcyjnej wynosi 1,35. Odzyskane ciepło może być dodane do mocy elektrycznej na potrzeby obniżenia stopnia emisji NOx z 0,66 lb NOx/MWh do 0,23 lb NOx/MWh [33] [34]. System jest ekonomicznie uzasadniony dla pracy przy maksymalnym obciążeniu przez co najmniej 4500 godzin/rok. Oszacowany okres zwrotu w tym przypadku wynosi 7 lat, przy stosunku ceny energii elektrycznej do gazu ziemnego równym 4,4 [35].

Kolejny projekt demonstracyjny w ramach program Ministerstwa Energii w USA (2005r) został zrealizowany w bazie wojskowej w Północnej Karolinie, w której układ trójgeneracyjny składa się z 5 MWe TG, z gazami wylotowymi bezpośrednio rozdzielonymi między kocioł odzysknicowy oraz chłodziarkę absorpcyjną o mocy chłodniczej 3,5 MWth (Rys.4). Praca

systemu CCHP wraz z pomocniczymi palnikami jest optymalizowana dzięki zaawansowanemu systemowi kontroli, który bazując na przewidywanym zapotrzebowaniu na ciepło, chłód i moc elektryczną oraz obecnych cenach paliw, jak również modelach cieplnych urządzeń i budynków, minimalizuje koszt energii lub maksymalizuje sprawność [36].

W latach 2008-2009 koncepcje bezpośredniej integracji TG z chłodziarkami absorpcyjnymi zastosowano w układach klimatyzacji budynków biurowych w Indiach, gdzie powstało 10 układów, każdy o mocy elektrycznej 5,5 MWe i chłodniczej 11 MWth [40] [41].

Wiele układów CCHP bazujących na TG z gazami wylotowymi doprowadzonymi do kotłów odzysknicowych, z częścią pary wykorzystywaną do zasilania chłodziarek absorpcyjnych jest w użyciu w USA [27] na potrzeby kampusów uniwersytetów, szpitali, farmaceutycznych centrów B&R oraz wieżowców biurowych. Typowy zakres mocy TG jest między 3,5 a 4,7 MWe, natomiast zakres mocy chłodziarek absorpcyjnych jest między 1,75 a 10,5 MWth. Największy układ składa się z trzech TG z całkowitą mocą wynoszącą 17 MWe, trzech kotłów odzysknicowych z palnikami pomocniczymi produkującymi 135 TPH pary o ciśnieniu 8,6 barg oraz ośmioma chłodziarkami absorpcyjnymi o łącznej mocy chłodniczej równej 24 MWth. Okres zwrotu wynosił od 4 do 10 lat, na podstawie oszczędności od \$1 do \$3 milionów rocznie.

Przemysł

Turbogenerator o mocy 5 MWe został zainstalowany w celu pokrycia zapotrzebowania na ciepło i parę wodną w zakładach produkujących margarynę w Holandii [37]. Nadmiar pary został zagospodarowany w chłodziarce absorpcyjnej, bazującej na roztworze wodnym amoniaku, którą wykorzystano, aby zniwelować niedobór chłodu (1400 kWth chłodu o temperaturze -23 °C). Pośrednie połączenie pozwala na pracę układu kogeneracyjnego przy stałym obciążeniu, nawet przy zmiennym zapotrzebowaniu na parę.

Analizy techniczne i ekonomiczne układu CCHP, który wykorzystuje gazy wylotowe z dwóch 26,8 MWe TG, zostały przeprowadzone dla instalacji oczyszczania gazu ziemnego zlokalizowanej w Bliskim Wschodzie [38]. Co więcej, trzy dwustopniowe chłodziarki absorpcyjne (H₂O-LiBr) wykorzystują 37,1 MWth ciepła odpadowego do wytworzenia 45 MWth chłodu, przy współczynniku COP równym 1,3. Oszacowana całkowita sprawność wynosi 69%. Dla zakładów oczyszczania gazu ziemnego, które pracują 300 dni w roku, okres zwrotu dla systemu CCHP wynosił około 1 rok, przy bardzo korzystnym stosunku ceny energii elektrycznej do gazu ziemnego (6,1).

Trójgeneracja z TG i sprężarkowym układem chłodniczym została zaproponowana dla instalacji absorpcyjnego oczyszczania gazu ziemnego [39]. Oszacowano zapotrzebowanie na moc 12,2 MWe i 17,3 MWth. Cztery TG o mocy między 13,7 MWe a 17,5 MWe zostały zbadane stosując metodę pitch point. Najrozsądniejszym rozwiązaniem dzięki najmniejszemu zużyciu paliwa jest turbina PGT16 o mocy 13,7 MWe z palnikiem pomocniczym.

Zestawienie przykładów bezpośredniej integracji TG z chłodziarkami absorpcyjnymi opisanych w literaturze zostały przedstawione w Tabeli 6.

Tabela 6 Zestawienie udokumentowanych integracji TG w CHP z chłodziarkami absorpcyjnymi

Przemysł	Kraj	Moc TG	Opis	Źródła
Sieci chłodnicze i ciepłownicze	USA	4,6 MWe	Moc chłodnicza 8,75 MWth COP 1,35. Całkowita sprawność netto 88,8% Okres zwrotu 7 lat (Cena E/G 4,4)	[34] [35]
	USA	5 MWe	Moc chłodnicza 3,5 MWth + kocioł odzysknicowy	[36]
	USA	4,6 MWe	Moc chłodnicza 4,9 MWth Całkowita sprawność 78%	[42]
	Indie	44 MWe	Moc chłodnicza 88 MWth Całkowita sprawność 85%	[40]
	Indie	11 MWe	Moc chłodnicza 23,1 MWth	[41]
Przemysł	Holandia	5 MWe	Produkcja margaryny Kocioł odzysknicowy, nadmiar pary zagospodarowany w chłodziarce absorpcyjnej (1,4 MWth)	[37]
	Model.	2x26,8 MWe	Oczyszczanie gazu ziemnego Moc chłodnicza 45 MWth COP 1,3 Całkowita sprawność 69% Okres zwrotu 1 rok (Cena E/G 6,1)	[43]
	Model.	13,7 MWe	Moc chłodnicza 17,3 MWth	[39]

Ceny E/G – stosunek ceny energii elektrycznej do ceny gazu ziemnego

5.2. Kryteria doboru TG

Dobór TG do zagospodarowania gazów wylotowych jako źródło ciepła do chłodziarek absorpcyjnych jest uwarunkowany następującymi kryteriami:

- Wysokim stosunkiem strumienia ciepła w gazach wylotowych do mocy (około 2)
- Strumieniem ciepła w gazach wylotowych możliwym do zagospodarowania z 10% nadmiarem w stosunku do zapotrzebowania chłodziarki absorpcyjnej
- Wysoką temperaturą gazów wylotowych z TG

Stosunek ciepła do mocy elektrycznej dla TG wybranych do zagospodarowania gazów wylotowych w chłodziarkach absorpcyjnych wynosił około 2. Możliwy do zagospodarowania strumień ciepła w gazach wylotowych jest obliczany dla referencyjnej temperatury

odpowiadającej gazom wylotowym z chłodziarki absorpcyjnej. Przeważnie temperatura gazów na wylocie z dwuetapowej chłodni absorpcyjnej wynosi około 90÷120 °C.

Wysoka temperatura gazów wylotowych zwiększa temperaturę generatora (wornika), co korzystnie wpływa na COP w dwustopniowych chłodziarkach absorpcyjnych. Jednakże w przypadku dużych szybkości parowania w generatorze, rośnie ryzyko krystalizacji stężonego roztworu wodnego bromku litu, co może spowodować przestój w pracy chłodziarki oraz konieczność oczyszczenia urządzenia.

Ponadto w przypadku, gdy rozważane jest chłodzenie powietrza wlotowego do TG, wpływ temperatury otoczenia na osiągi TG powinien być rozpatrzony. Lotniczo-pochodne TG są bardziej czułe na zmiany temperatury otoczenia w porównaniu do TG przemysłowych, przez co chłodzenie powietrza wlotowego ma większy wpływ na osiągi TG.

5.3. Możliwości zastosowania w polskim przemyśle

Nawet w regionach o wysokiej średniej temperaturze, wysokim stosunku cen energii elektrycznej do ceny gazu ziemnego (4,4) oraz w zastosowaniach ze stałym zapotrzebowaniem na ciepło, chłód i moc elektryczną, układ składający się z TG z gazami wylotowymi doprowadzonymi do chłodziarki absorpcyjnej ma dosyć długi okres zwrotu (7 lat), co wskazuje na konieczność obniżenia kosztów układu. Uwzględniając średnie temperatury w Polsce, sieć chłodnicza musi być połączona z siecią ciepłowniczą, a więc jedynie układ CCHP bazujący na TG z gazami wylotowymi rozdzielonymi między chłodziarkę absorpcyjną i system odzysku ciepła może być ekonomicznie uzasadniony.

Sieci ciepłownicze w największych miastach w Polsce są znacznie rozbudowane, zatem układ CCHP może być rozważany dla nowych systemów projektowanych głównie w celu dostarczenia ciepła i chłodu do odbiorców przemysłowych. Niemniej jednak, zapotrzebowanie na chłód i w konsekwencji wydajność chłodni absorpcyjnej muszą być wystarczająco duże, aby uzasadnić dodatkowy koszt związany z układem trójgeneracji.

W przypadku przemysłowych zastosowań opisywanych układów okres zwrotu może być krótki i wynosi 1 rok, wyznaczony dla korzystnego stosunku ceny energii elektrycznej do ceny gazu ziemnego, w przypadku integracji TG z chłodniami absorpcyjnymi wykorzystanymi w instalacji absorpcyjnego oczyszczania gazu ziemnego, które charakteryzują się ciągłym zapotrzebowaniem na chłód i moc elektryczną.

6. Selekcja Turbin Gazowych

Na podstawie zapotrzebowania na moc oraz wymaganych parametrów gazów wylotowych w referencyjnych projektach z bezpośrednim wykorzystaniem gazów wylotowych (rozdział 5), jak również porównania skali produkcji w polskim przemyśle oraz dozwolonego poziomu emisji tlenków azotu i braku wymagań na emisję tlenku węgla ($\text{NO}_x < 50 \text{ mg/Nm}^3 \text{ 15\%O}_2$ dla TG o mocy nominalnej poniżej 50 MW opalanej wysokometanowym GZ, zgodnie z Dz. U. 2018 poz. 680), dokonałem selekcji turbin gazowych oferowanych przez firmę Baker Hughes (Tabela 7). Wybrane silniki obejmują zarówno TG jednowałowe (LT5-1 oraz MS5001PA), jak i dwuwałowe (pozostałe), klasyfikowane ze względu na konstrukcję jako Lotniczo-pochodne (PGT25), Przemysłowe Średniej Mocy (MS5001/MS5002) oraz Przemysłowe Małej Mocy (LT5/LT16). Przemysłowe TG o architekturze dwuwałowej (LT12, LT16 oraz MS5002D), są wyposażone w kierownice pierwszego stopnia turbiny niskoprężnej (LPT) z możliwością regulacji kąta nachylenia (Variable NGV), co umożliwi pracę z zadaną prędkością obrotową wału wysokoprężnego i zwiększa sprawność przy częściowym obciążeniu. W przypadku TG Lotniczo-pochodnych oraz TG MS5002E, kierownice pierwszego stopnia LPT są nieruchome (Fixed NGV). Wybrane modele TG zawierają zarówno wysłużone konstrukcje o sprężu kompresora około 10-11 z rodziny przemysłowych TG o Średniej Mocy (MS5001PA i MS5002D), jak również nowsze konstrukcje o sprężu kompresora TG od 15 do 25 (pozostałe modele TG).

Wszystkie wybrane modele TG są wyposażone w niskoemisyjne komory spalania (DLN/DLE) umożliwiające osiągnięcie emisji tlenku azotu od 18,5 do 50 $\text{mg/Nm}^3 \text{ 15\%O}_2$. Komory DLN/DLE wymagają kontroli temperatury płomienia w wąskim zakresie ze względu na stabilność płomienia kinetycznego oraz wymagany niski poziom emisji tlenków azotu i węgla. Do kontroli temperatury płomienia stosowany jest płomień stabilizujący (dyfuzyjny) oraz różne filozofię kontroli TG:

- W większości przemysłowych TG wykorzystuje się modulację IGV przy częściowym obciążeniu w celu utrzymania stałej maksymalnej temperatury obiegu termodynamicznego (T_{Tin}) oraz w przypadku dwuwałowych silników wykorzystuje się modulację NGV przy częściowym obciążeniu w celu utrzymania zadanej prędkości obrotowej pierwszego wału
- Wyjątkiem jest TG MS5002E dla której stosuje się zarówno modulację IGV oraz upust z wylotu kompresora (OBB), bez modulacji NGV
- W TG Lotniczo-pochodnych wykorzystuje się upust z wylotu kompresora (OBB).

Tabela. 7. Wybrane turbiny gazowe z niskoemisyjnymi komorami spalania DLN/DLE produkowane przez Baker Hughes dla przemysłu polskiego. Osiągi TG dla nominalnej mocy w warunkach ISO. Strumień ciepła w gazach wylotowych odniesione do 120 °C.

Typy TG	Model TG	Moc na wale (MW)	η (Q_w) (%)	Parametry Gazów Wylotowych				
				Temp. (°C)	Przepływ (ton/godz.)	Strumień Ciepła (MWth)	Tlen (% obj.)	Przepływ Tlenu (ton/godz.)
Przemysłowe Małej Mocy	LT5-1	5,9	31,9%	574	71	9,9	13,6	11
	LT12	12,6	36,5%	488	152	17,0	14,2	24
	LT16	16,8	37,3%	482	197	21,6	14,3	32
Przemysłowe Średniej Mocy	MS5001PA	27,8	29,9%	483	451	49,4	14,8	75
	MS5002D	32,5	29,6%	510	509	60,2	14,7	83
	MS5002E	32,1	36,5%	496	370	42,4	14,0	58
Lotniczo-pochodne	PGT25	23,3	37,5%	529	245	28,6	13,6	38
	PGT25+	31,1	40,5%	501	302	32,3	13,7	46
	PGT25+G4	33,7	40,5%	513	324	35,8	13,5	49

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Osiągi TG kluczowe w opisywanych zastosowaniach: moc, sprawność oraz parametry gazów wylotowych zależą od warunków otoczenia takich jak temperatura, ciśnienie i wilgotność, jak również poziom obciążenia i właściwości spalnego paliwa (skład i wartość opałowa (Q_w)). W następnych podrozdziałach określiłem wpływ warunków otoczenia i obciążenia na osiągi turbin gazowych, oszacowałem poziom emisji tlenków azotu oraz dwutlenku węgla dla paliwa wysokometanowego, jak również wykonałem wstępną analizę możliwości spalania alternatywnych paliw gazowych.

6.1. Zakres mocy, sprawność oraz parametry gazów wylotowych

Wpływ warunków otoczenia na osiągi wybranych TG, jak również parametry gazów wylotowych można dokładnie oszacować korzystając z modeli obiegu termodynamicznego TG (obieg Braytona-Joule'a). Obliczenia na potrzeby pracy doktorskiej wykonano korzystając z programów do symulacji obiegu termodynamicznego TG udostępnionych przez producenta TG: Baker Hughes, które uwzględniają mapy kompresora (przepływ i sprawność w zależności od prędkości obrotowej, sprężu i kąta IGV), mapy turbin (sprawność w zależności od sprężu), spadki ciśnień w komorze spalania jak również główne pętle regulacji systemu kontroli TG, co zapewnia dokładne odzwierciedlenie osiągnięć TG oraz parametrów gazów wylotowych. Założenia oraz główne równania stosowane w modelach wykorzystanych w pracy doktorskiej są opisane w podrozdziale 7.1. Obliczenia wpływu warunków otoczenia dokonano dla różnych temperatur otoczenia (w zakresie od -20 °C do +40 °C), przy stałym ciśnieniu otoczenia (równym 101,325 kPa), stałej wilgotności względnej (0,0063 kg H₂O/kg suchego powietrza, odpowiadającej wilgotności 60% dla 15 °C) oraz nominalnej prędkości obrotowej wału

napędowego. Następnie określono wpływ zmiennego ciśnienia otoczenia, wilgotności oraz prędkości obrotowej na osiągi TG.

Obliczenia wykonano przy maksymalnym obciążeniu (Tabela 8), jak również przy częściowym obciążeniu oszacowanym na podstawie referencyjnych projektów (stała moc równa 70% mocy maksymalnej dla warunków ISO) (Tabela 9).

Tabela. 8. Wpływ temperatury otoczenia (od -20 °C do 40 °C, w odniesieniu do 15 °C) na osiągi wybranych TG oraz parametry gazów wylotowych przy maksymalnym obciążeniu

Model TG	Moc na wale	η (Q _w)	Parametry Gazów Wylotowych				
			Temp. (°C)	Przepływ	Strumień Ciepła	Tlen (%. obj.)	Przepływ Tlenu
LT5-1	19% / -18%	0,8% / -1,3%	14 / -12	12% / -11%	15% / -13%	0,2% / -0,1%	10% / -10%
LT12	20% / -19%	1,5% / -2,4%	21 / -19	10% / -10%	12% / -10%	0,2% / -0,1%	9% / -9%
LT16	20% / -19%	1,7% / -2,4%	21 / -17	9% / -10%	13% / -11%	0,2% / -0,2%	8% / -9%
MS5001PA	14% / -19%	1,2% / -1,9%	17 / -28	10% / -10%	10% / -11%	0,2% / 0%	10% / -9%
MS5002D	20% / -18%	1,7% / -1,5%	13 / -33	11% / -10%	11% / -12%	0,2% / 0%	12% / -8%
MS5002E	19% / -22%	1,6% / -2,5%	27 / -41	14% / -14%	12% / -13%	0,2% / 0%	15% / -13%
PGT25	8% / -13%	0,5% / -0,8%	14 / -45	8% / -9%	7% / -10%	0,4% / 0%	11% / -7%
PGT25+	11% / -27%	1,1% / -3,0%	18 / -62	11% / -16%	8% / -17%	0,5% / 0%	15% / -14%
PGT25+G4	14% / -22%	0,9% / -2,5%	25 / -48	13% / -14%	12% / -14%	0,3% / 0%	15% / -13%

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Tabela. 9. Wpływ temperatury otoczenia (od -20 °C do 40 °C, w odniesieniu do 15 °C) na osiągi wybranych TG oraz parametry gazów wylotowych przy częściowym obciążeniu (stała moc równa 70% mocy maksy. dla 15 °C)

Model TG	η (Q _w)	Parametry Gazów Wylotowych				
		Temp.	Przepływ	Strumień Ciepła	Tlen (%. obj.)	Przepływ Tlenu
LT5-1	0,2% / -0,4%	0°C / 0°C	3% / -3%	2% / -1%	0,3% / -0,2%	5% / -4%
LT12	0,2% / -0,6%	5°C / -11°C	6% / -3%	3% / -1%	0,4% / -0,2%	9% / -5%
LT16	0,3% / -0,7%	5°C / -12°C	6% / -3%	4% / -2%	0,4% / -0,2%	9% / -5%
MS5001PA	0,5% / -0,8%	0°C / -18°C	3% / 0%	4% / -3%	0,3% / 0%	5% / 0%
MS5002D	0,6% / -0,3%	0°C / -23°C	3% / 0%	2% / -3%	0,3% / 0%	5% / 0%
MS5002E	1,4% / -1,5%	24°C / -43°C	11% / -7%	8% / -7%	0,4% / -0,1%	14% / -8%
PGT25	1,7% / -0,4%	17°C / -64°C	8% / -7%	2% / -8%	0,6% / -0,1%	12% / -8%
PGT25+	1,4% / -1,7%	30°C / -74°C	8% / -6%	8% / -6%	0,7% / -0,2%	12% / -8%
PGT25+G4	1,6% / -1,4%	56°C / -77°C	8% / -6%	7% / -7%	0,5% / -0,2%	12% / -8%

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Opisywane zastosowania TG uwzględniają również układy z napędem kompresorów. W tym przypadku moc absorbowana przez napędzany kompresor zależy od prędkości obrotowej, która wpływa również na parametry gazów wylotowych z TG. Dla wybranych TG (moc poniżej 35 MW) do napędów kompresorów stosowane są dwuwiałowe konstrukcje ze względu na możliwość regulacji prędkością obrotową wału niskoprężnego w szerokim zakresie (od 50%

do 105% wartości nominalnej). Dla dwuwałowych TG zmiana prędkości obrotowej dla stałego kąta IGV wpływa głównie na dostępną moc, sprawność i temperaturę gazów wylotowych, nie ma wpływu na zawartość tlenu, wody i przepływ gazów wylotowych co wynika z dławienia przepływu przez kierownice pierwszego stopnia TG wysokoprężnej oraz stałej prędkości obrotowej wału wysokoprężnego TG. Dla częściowych prędkości obrotowych ustalonych na podstawie referencyjnych projektów (do 70% nominalnej prędkości obrotowej) wpływ na temperaturę gazów wylotowych jest następujący:

- Do +21 °C dla przemysłowych TG Małej Mocy
- Do +27 °C dla przemysłowych TG Średniej Mocy
- Do +15 °C dla przemysłowych TG Średniej Mocy – Nowej Generacji (spręż > 15)
- Do +44 °C dla TG Lotniczo-pochodnych

W przypadku TG stosowanych jako napęd generatora, prędkość obrotowa TG jest stała, zgodna z częstotliwością sieci elektrycznej.

Ciśnienie otoczenia ma wpływ na moc maksymalną oraz przepływ masowy i strumień ciepła gazów wylotowych. Wpływ na wymienione wielkości jest równy stosunkowi ciśnienia otoczenia. Wpływ ciśnienia otoczenia na sprawność oraz pozostałe parametry gazów wylotowych jest pomijalny.

Wilgotność powietrza (ϕ) dla warunków zbliżonych do ISO oraz dla niższych temperatur otoczenia nie ma znacznego wpływu na moc maksymalną, sprawność oraz temperaturę gazów wylotowych. Wpływ wilgotności na przepływ masowy oraz strumień ciepła gazów wylotowych nie jest znaczący (+0,3%/-0,5%). Wilgotność powietrza ma wpływ na zawartość tlenu w gazach wylotowych, przez co zmiany ulega przepływ masowy tlenu w zakresie +1,5%/-1%. Wpływ wilgotności powietrza należy uwzględnić szczególnie dla lokalizacji z wysoką temperaturą otoczenia oraz dużą zmiennością wilgotności.

Dane przedstawione w Tabeli 8 i 9 potwierdzają większy wpływ temperatury otoczenia na osiągi oraz parametry gazów wylotowych dla TG Nowej Generacji (MS5002E) oraz Lotniczo-pochodnych (m.in. PGT25+G4) w porównaniu do wysłużonych konstrukcji (MS5001PA i MS5002D). Dla TG LT5-1 przy mocy na poziomie 70% mocy maksymalnej dla warunków ISO, temperatura gazów wylotowych osiąga wartość maksymalnej temperatury dla układu wylotowego z TG (T_{Tout}), która jest wartością stałą w całym zakresie badanych temperatur otoczenia. Dla pracy przy częściowym obciążeniu (stałej mocy) wpływ temperatury otoczenia jest zauważalnie mniejszy niż dla maksymalnego obciążenia, w przypadku przemysłowych

TG. Dla turbin Lotniczo-pochodnych zmiany temperatury gazów wylotowych (T_{Tout}), przepływu gazów wylotowych (W_{Tout}) oraz strumienia ciepła wraz z temperaturą otoczenia, są znaczne również dla częściowego obciążenia, co wynika ze zmiany trybu pracy niskoemisyjnych komór spalania, podczas których następuje skokowa zmiana upustu z wylotu kompresora TG (OBB). Dla Przemysłowych TG Średniej Mocy – Nowej Generacji, temperatura otoczenia ma również duży wpływ na parametry gazów wylotowych co także wynika z wykorzystania upustu z wylotu kompresora TG (OBB) do kontroli niskoemisyjnych komór spalania. Turbiny Lotniczo-pochodne są bardziej czułe na zmiany prędkości obrotowej co ma szczególne znaczenie w aplikacjach do napędu kompresora.

TG pracujące przy częściowym obciążeniu mogą zmieniać poziom mocy zgodnie z zapotrzebowaniem, dlatego istotna jest analiza danych eksploatacyjnych z turbiny gazowej pracującej w opisywanych zastosowaniach, która została przedstawiona w rozdziale 7.

6.2. Emisja tlenków azotu oraz dwutlenku węgla

TG Nowej Generacji (LT5, LT16, MS5002E oraz TG Lotniczo-pochodne) oprócz wyższej sprawności, co przekłada się bezpośrednio na mniejszą emisję dwutlenku węgla, są wyposażone w niskoemisyjne komory spalania umożliwiające osiągnięcie emisji tlenków azotu znacznie mniejszej niż wysłużone konstrukcje. Niski poziom emisji NO_x z TG w stosunku do wymogów środowiskowych umożliwia stosowanie poniższych rozwiązań:

- wykorzystanie palników kanałowych do zwiększenia temperatury i strumienia cieplnego gazów wylotowych utrzymując emisję NO_x poniżej 50 mg/Nm^3 $15\% \text{O}_2$
- rozpatrywanie przegrzewania TG w celu forsowania moc, temperatury i strumienia ciepła gazów wylotowych.
- spalanie GZ ze znaczną zawartością wodoru.

Tabela 10 przedstawia poziom redukcji emisji NO_x oraz CO_2 dla TG Nowej Generacji spalających wysokometanowy gaz ziemny (metan o zawartości inertów i innych związków mniejszej niż 20% obj.) w porównaniu do wysłużonych konstrukcji o zbliżonym poziomie mocy (nazwy oraz dane dla referencyjnych modeli TG są podane w ostatniej kolumnie Tabeli 10). Strumień masowy (kTPY) oraz wskaźnik (kg/MWh) emisji CO_2 zostały oszacowane dla cyklu prostego (TG bez odzysku ciepła z gazów wylotowych), w celu porównania między TG nowej generacji i wysłużonymi konstrukcjami. Wskaźnik emisji CO_2 dla cyklu prostego zależy jedynie od sprawności TG. Dla układów kogeneracyjnych bez dopalania GZ strumień masowy emisji CO_2 jest równy wartości dla cyklu prostego. Wskaźnik

emisji CO₂ dla wszystkich wybranych modeli TG w układach kogeneracyjnych jest rzędu 225-240 kg CO₂/MWh (strumień ciepła odniesiony do 120 °C) i zależy w dużym stopniu od temperatury gazów wylotowych oraz w mniejszym stopniu od sprawności TG. Najniższą wartość (225 kg CO₂/MWh) uzyskano dla TG LT5, którą charakteryzuje najwyższa temperatura gazów wylotowych (574 °C dla warunków ISO) oraz najniższa sprawność z TG nowej generacji (31,9%) spośród wybranych modeli TG. W przypadku kogeneracji przemysłowej istotny jest również poziom obciążenia, przy którym pracują TG. Przy częściowym obciążeniu sprawność TG będzie spadać i jednocześnie w pewnym zakresie obciążenia odpowiadającym modulacji IGV temperatura gazów wylotowych wzrośnie. Określenie wpływu obciążenia na sprawność układu kogeneracyjnego oraz wskaźnik emisji CO₂ zostanie przeprowadzona w rozdziale 9.

Tabela. 10. Poziom emisji NO_x oraz CO₂ dla TG nowej generacji oraz redukcja emisji w porównaniu do wysłużonych konstrukcji o zbliżonym poziomie mocy

Model TG	NO _x		CO ₂ dla cyklu prostego				Ref. TG – Redukcja CO ₂
	(mg/Nm ³ 15%O ₂)	vs 50 mg/Nm ³ 15%O ₂	(kTPY) (1)	(kg/MWh)	Redukcja (% TPY)	Redukcja (kTPY)	
LT5-1	31	-19	31	614	-16%	-6	PGT5 η = 26,8%
LT12	31	-19	59	546	-26%	-20	MS3002J η = 26,7%
LT16	31	-19	76	529	-28%	-29	735 kg CO ₂ /MWh
MS5002E	18,5	-31.6	148	540	-19%	-34	MS5002D
PGT25	31	-19	104	518	-22%	-29	η = 29,6%
PGT25+	31	-19	128	484	-27%	-48	665 kg CO ₂ /MWh
PGT25+G4	50	0	141	484	-27%	-52	

Notatki: 1. Założono praca przez 8544 godzin w roku.

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Dla porównania wskaźnik emisji CO₂ dla produkcji energii elektrycznej w Polsce w 2019 roku wynosił 758 kg CO₂/MWh wg KOBiZE [44], a dla produkcji ciepła w 2019 roku wynosił 347 kg CO₂/MWh wg URE [45]. Co więcej niska wartość wskaźnika emisji CO₂ umożliwia uzyskanie wsparcia finansowego dla wysokosprawnej kogeneracji. Zgodnie z [46] wsparcie przysługuje jednostkom dla których wskaźnik emisji CO₂ nie przekracza 450 kg/MWh wytwarzanej energii (łącznie elektrycznej i cieplnej). Układy kogeneracyjne na bazie wybranych modeli TG mogą uzyskać wsparcie finansowe dla wysokosprawnej kogeneracji oraz mogą umożliwić redukcję emisji CO₂ zarówno dla produkcji energii elektrycznej jak i ciepła.

6.3. Możliwość spalania alternatywnych paliw gazowych

W kolejnym etapie pracy obliczono wpływ spalania alternatywnych paliw gazowych na kluczowe parametry TG dla badanych układów oraz emisje NO_x i CO₂ w odniesieniu do czystego CH₄, jak również wskaźnik emisji SO_x. W analizie uwzględniono wybrane alternatywne paliwa gazowe dostępne na polskim rynku (GZ Zaazotowany – Podgrupa Lw, Ls i Lm oraz Gaz Koksowniczy), jak również paliwa, które mogą być dostępne na polskim rynku w przyszłości takie jak Syngaz powstały ze zgazowywania węgla, mieszanina GZ z Wodorem (10% obj. H₂) i czysty wodór (100% obj. H₂). Dla badanych paliw o zawartości CH₄ poniżej 80% obj. wymagany poziom emisji NO_x jest zwiększony do 75 mg/Nm³ (zgodnie z Dz. U. 2018 poz. 680). Przykładowy skład i właściwości alternatywnych paliw gazowych wraz z literaturą referencyjną są przedstawione w Tabeli 11. Na potrzeby przeprowadzonych badań założono, że właściwości wysokometanowego GZ są w przybliżeniu równe właściwościom czystego metanu, które wynoszą odpowiednio:

- Gęstość względna $\rho_w = 0,55$
- Wartość opałowa $Q_w = 50,0$ MJ/kg
- Index Wobbego odniesiony do wartości opałowej $WI = 48,3$ MJ/Nm³

Tabela. 11 Skład i właściwości alternatywnych paliw gazowych

Jednostka		Podgrupa Lw	Podgrupa Ls	Podgrupa Lm	Gaz Koksowniczy	Zgazowywanie Węgla	10% H ₂	100% H ₂
H ₂	% obj.	0	0	0	58	37	10	100
CH ₄	% obj.	78	71	39	22	0	90	0
C ₂ H ₆	% obj.	1	1	5	3	0	0	0
C ₃ H ₆	% obj.	0	0	2	0	0	0	0
C ₄ +	% obj.	0	0	1	0	0	0	0
CO	% obj.	0	0	0	6	47	0	0
H ₂ S	ppmv	0,1	-	0,2	8126	32 (1)	0	0
CH ₄ S	ppmv	0,1	-	39,7	0,0	-	0	0
N ₂	% obj.	20	27	52	9	3	0	0
CO ₂	% obj.	0	1	0	2	13	0	0
ρ_w	-	0,65	0,68	0,83	0,37	0,71	0,51	0,07
Q _w	MJ/kg	34,4	29,7	19,1	34,5	10,9	51,0	119,9
WI	MJ/Nm ³	35,8	31,7	22,5	27,6	11,8	47,0	40,9
Źródła			[47]		[48]	[49]		

Notatki: 1. Zawartość H₂S w odsiarczonym syngazie na podstawie wymagań środowiskowych odnośnie emisji SO_x dla IGCC w USA [50]

Index Wobbego jest to właściwość paliw gazowych, która odpowiada gęstości energetycznej paliwa i jest zdefiniowana poniższym wzorem:

$$WI = \frac{Q_{wv}}{\sqrt{\rho_w}} \quad (1)$$

Paliwa gazowe o zbliżonej wartości Indexu Wobbego mogą być spalane w palnikach o tej samej powierzchni otworów dysz paliwowych. Duże wahania w wartości Indexu Wobbego dla spalanych paliw mogą powodować konieczność stosowania palników dwupaliwowych z dedykowanymi dyszami paliwowymi dla paliwa o dużej wartości Indexu Wobbego i dla paliwa o niskiej wartości Indexu Wobbego.

Właściwości czystego metanu są zbliżone do właściwości wysokometanowego GZ dostępnego w krajowej sieci przesyłowej w Polsce, dla zawartość metanu powyżej 95% obj. [47].

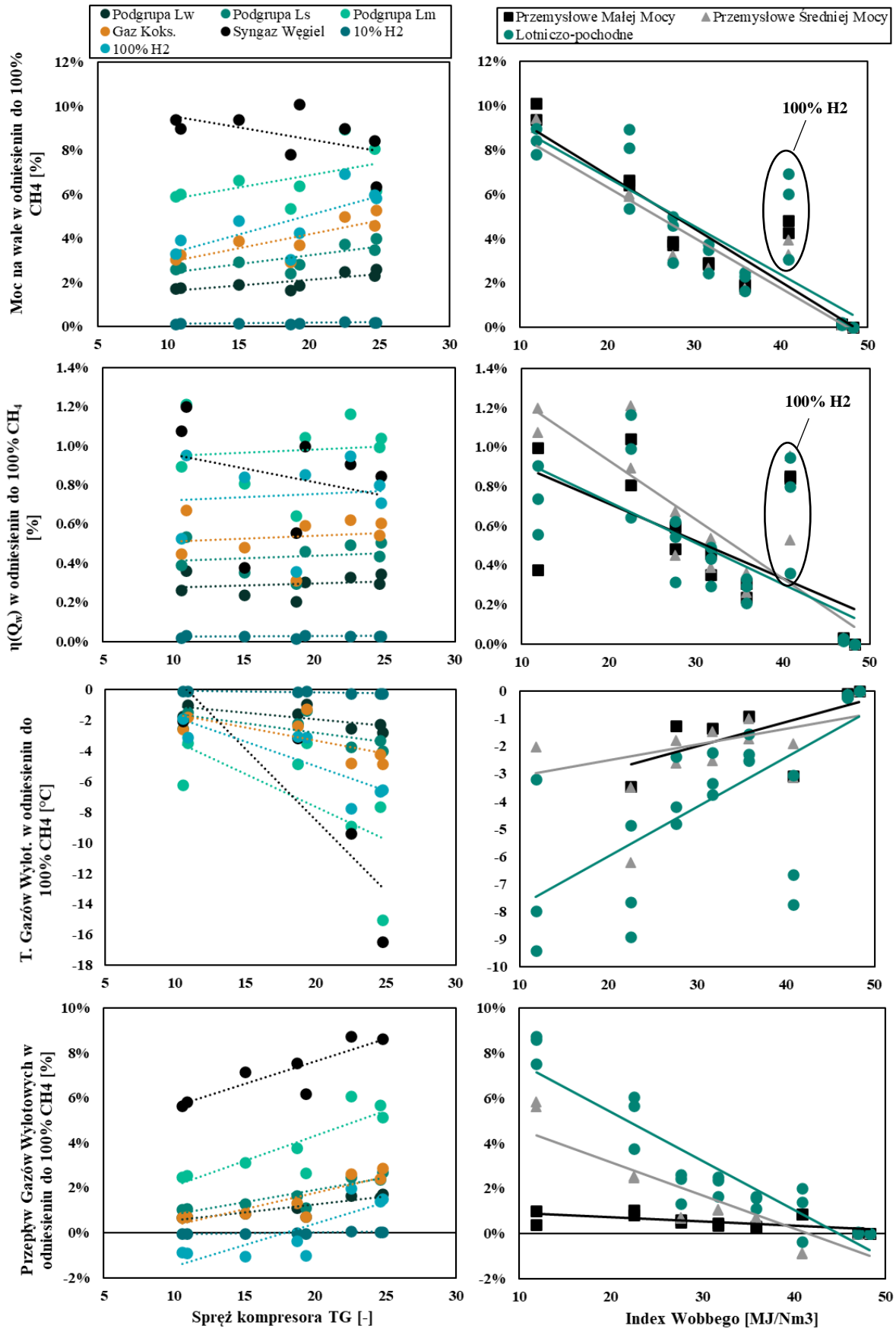
Wpływ spalania alternatywnych paliw gazowych na parametry przemysłowej TG małej mocy oraz emisję w odniesieniu do czystego metanu jest określony w Tabeli 12. Współczynniki i wskaźniki emisji są definiowane jako:

- Współczynnik emisji NO_x na podstawie mechanizmu termicznego Zeldovicha [51]
- Wskaźnik emisji CO₂ jest równy stosunkowi przepływu masowego CO₂ w gazach wylotowych do mocy dla maksymalnego obciążenia
- Wskaźnik SO_x jest równy stosunkowi przepływu masowego tlenków azotu w gazach wylotowych do mocy dla maksymalnego obciążenia

Tabela. 12 Wpływ alternatywnych paliw gazowych na kluczowe parametry Przemysłowej TG Małej Mocy oraz emisję w odniesieniu do czystego metanu.

	Jednostka	Podgrupa Lw	Podgrupa Ls	Podgrupa Lm	Gaz Koksowniczy	Zgazowywanie Węgla	10% H2	100% H2
Moc na Wale	%	1,9%	2,8%	6,4%	3,7%	10,1%	0,2%	4,3%
η (Q _w)	%	0,3%	0,5%	1,0%	0,6%	1,0%	0,0%	0,9%
Temp.	°C	-1	-1	-3	-1	3	0	-3
Przepływ	%	0,7%	1,1%	2,7%	0,7%	6,2%	0,0%	-1,0%
Strumień Ciepła	%	0,5%	0,8%	1,8%	1,1%	5,5%	0,0%	0,6%
Tlen	% obj.	-0,2%	-0,3%	-0,6%	0,1%	0,5%	0,0%	0,6%
Przepływ Tlenu	%	-0,5%	-0,8%	-1,5%	2,3%	7,2%	0,2%	6,5%
Współczynnik Emisji NO _x	-	0,69	0,56	0,30	1,25	1,33	1,04	3,73
Wskaźnik Emisji CO ₂	-	1,00	1,00	1,02	0,75	2,09	0,97	0,00
Wskaźnik Emisji SO _x	kg SO _x /MWh	0,00	0,00	0,02	5,08	0,03	0,00	0,00

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone



Rysunek 5 Wpływ spalania alternatywnych paliw gazowych na osiągi TG oraz parametry gazów wylotowych dla badanych modeli TG z rodziny silników Przemysłowych Małej Mocy, Przemysłowych Średniej Mocy i Lotniczo-pochodnych
 © 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

W celu określenia wpływu spalania alternatywnych paliw gazowych na osiągi oraz parametry gazów wylotowych dla badanych modeli TG w odniesieniu do wysokometanowego GZ, wyznaczono wpływ sprężu kompresora wybranych modeli TG oraz Indexu Wobbego analizowanych paliw (Rys. 5).

Liniowe trendy wykazują wzrost wpływu na parametry TG dla silników o wyższym sprężu dla większości badanych paliw, z czego wynika większa czułość nowoczesnych TG (spręż powyżej 15) na paliwa niskokaloryczne i zawierające znaczne ilości wodoru. Wyjątkiem jest syngaz powstały ze zgazowywania węgla, dla którego moc i sprawność nowoczesnych TG jest limitowana ze względu na bardzo niską kaloryczność i konieczną ochronę kompresora TG. Widoczny jest również wzrost wpływu na parametry TG dla paliw o małych wartościach Indexu Wobbego i dużych zawartościach wodoru. TG z rodziny Lotniczo-pochodnych oraz Przemysłowych Średniej Mocy (Nowoczesne Konstrukcje) charakteryzuje większy wpływ kaloryczności paliwa na badane parametry TG.

Pozostałe parametry gazów wylotowych z TG wykazują zbliżony trend do przedstawionych zgodnie z poniższymi zależnościami: strumień ciepła w gazach wylotowych wykazuje zbliżony trend do mocy, a zawartość tlenu w gazach wylotowych rośnie wraz ze wzrostem zawartości wodoru w paliwie.

W kolejnych podrozdziałach opisano dostępność poszczególnych paliw alternatywnych w Polsce, doświadczenia oraz wyzwania związane ze spalaniem alternatywnych paliw w TG, jak również podsumowano wpływ na emisję i kluczowe parametry TG w badanych aplikacjach.

6.3.1. Zaazotowany Gaz Ziemny

Zaazotowany GZ jest wydobywany w Polsce i przesyłany siecią dystrybucyjną gazociągów na obszarze Wielkopolski i Dolnego Śląska do odbiorców indywidualnych, jak również przemysłowych (elektrociepłownia w Zielonej Górze). Wydobyty GZ Zaazotowany jest dostarczany również bezpośrednio do odbiorców przemysłowych (Zakłady Azotowe w Tarnowie i zakłady papiernicze w Kostrzynie [21]). Zawartość metanu w GZ przesyłanym w sieci dystrybucyjnej jest większa niż w wydobywanym surowcu, co wynika z mieszania gazu wtłaczanego do sieci z GZ wysokometanowym oraz odazotowania. W 2019 r. przez polski system przesyłowy przepłynęło łącznie 8,4 TWh GZ zaazotowanego (wg URE [52]), z czego ponad 20% zostało poddane odazotowaniu lub zmieszane z GZ wysokometanowym.

Większość doświadczeń ze spalania zaazotowanego GZ w TG z niskoemisyjnymi komorami spalania DLE/DLN pochodzi z instalacji do produkcji LNG, w których azot jest produktem

ubocznym oczyszczania GZ i jest mieszany z GZ spalonym w TG. Oferta firmy Baker Hughes obejmuje TG Przemysłowe Małej i Średniej Mocy mogące spalać GZ z zawartością azotu do 40% obj. [53]. Doświadczenie w spalania GZ z dużą zawartością inertów obejmują ponad 30 referencyjnych projektów. W roku 2008 została przeprowadzone kampanie testowe, demonstrujące spalanie GZ z zawartością azotu do 35% obj. w TG lotniczo-pochodnych z rodziny LM2500 z komorą spalania DLE [54], na bazie których powstały TG lotniczo-pochodne z rodziny PGT25.

Duże stężenie inertów w gazie zaazotowanym wpływa korzystnie na ograniczenie emisji NOx w palnikach dyfuzyjnych, ale wymaga modyfikacji w przypadku palników niskoemisyjnych niezbędnych do umożliwienia stabilizacji płomienia kinetycznego dla ubogich kalorycznie paliw. Zaazotowany GZ w niewielkim stopniu zwiększa emisję CO₂, co wynika ze zwiększonego zużycia paliwa.

TG oferowane przez Baker Hughes wyposażone w niskoemisyjne komory spalania (DLN/DLE) mogą bez większych modyfikacji spalać GZ Zaazotowany z podgrupy Lw i Ls utrzymując niski poziom emisji NOx (<75 mg/Nm³). Spalanie GZ Zaazotowanego z podgrupy Lm ze względu na niską kaloryczność może wymagać modyfikacji w układzie paliwowym oraz komorach spalania. Wyzwania związane ze spalaniem Zaazotowanego GZ:

- Q_w w odniesieniu do objętości jest od 1,3 do 2,2 razy mniejsza niż dla wysokometanowego GZ, więc wymagane jest większe ciśnienie podawania gazu oraz układ paliwowy zaprojektowany na zwiększony przepływ
- Rozruch na niskokalorycznym paliwie, może wymagać modyfikacji w sekwencji podawania paliwa w celu uniknięcia zdmuchnięcia uboższego płomienia oraz uniknięcia pompażu kompresora ze względu na zwiększony spręż
- Może wymagać dodatkowego mapowania niskoemisyjnej komory spalania [54]

Wykorzystanie Zaazotowanego GZ jest korzystne dla TG zastosowanych do bezpośredniego suszenia oraz w przypadku integracji TG z absorberami chłodniczymi dzięki zwiększonej mocy (do +9%), sprawności (do +1,2%) i zwiększonemu strumieniu ciepła (do +3,9%) jak również zmniejszonemu stężeniu wody w gazach wylotowych. Ze względu na zmniejszoną zawartość tlenu w gazach wylotowych (do -0,6% obj. i do -1,6% przepływ), spalanie GZ Zaazotowanego w układach wykorzystujących gazy wylotowe z TG jako podgrzane powietrze, może być preferowane głównie ze względu na korzyści ekonomiczne wynikające ze spalania alternatywnego paliwa.

6.3.2. Gaz Koksowniczy

Gaz koksowniczy jest produktem ubocznym procesu koksowania węgla, który w przeszłości często był spalany w pochodniach i w niewielkim stopniu spalany w kotłach parowych. Z powodu rosnącej troski o środowisko, możliwości zwiększenia sprawności oraz korzyści ekonomicznych, rośnie zainteresowanie możliwościami produkcji prądu z gazu koksowniczego. Na podstawie danych z ICHPW [55], w Polsce nadmiarowy gaz koksowniczy jest dostępny w ilości ponad 2 mld m³/rok (co odpowiada energii około 10 TWh rocznie dla śr. $Q_w = 17,9 \text{ MJ/m}^3$), a głównymi składnikami są: wodór (53-65% obj.), metan (21-29% obj.), tlenek węgla (5-8 % obj.), cięższe węglowodory (2-4% obj.), gazy obojętne t.j. azot (1-3% obj.) i dwutlenek węgla (2-3% obj.) oraz zanieczyszczenia: Amoniak, H₂S, smoły, woda i benzol. Nadmiarowy gaz koksowniczy w Polsce jest spalany w kotłach parowych zasilających turbozespoły parowe (Dąbrowa Górnicza i Radlin) i silnikach gazowych (Częstochowa). Sprawność elektryczna stosowanych turbozespołów parowych nie przekracza 38%, a silników gazowych 42%. Zastosowanie układów CCGT umożliwi osiągnięcie sprawności elektrycznej około 46-55% [56].

Doświadczenia w spalaniu gazu koksowniczego w TG oferowanych przez Baker Hughes dotyczą przemysłowych TG małej mocy (GE10), TG lotniczo-pochodnych (LM2500) oraz TG dużej mocy frame 6B, wyposażone w dyfuzyjne komory spalania, instalowane głównie w Chinach. W Europie w układach CCGT opalanych między innymi gazem koksowniczym zastosowano przemysłowe TG o mocy powyżej 100 MW (Holandia, Włochy) [56]. Główne wyzwania związane ze spalaniem gazu koksowniczego w TG [56] [54]:

- Q_w w odniesieniu do objętości jest od 1,5 do 2 razy mniejsza niż dla wysokometanowego GZ, więc wymagany jest układ paliwowy zaprojektowany na zwiększony przepływ gazu oraz zwiększona powierzchnia otworów w dyszach paliwowych
- Gaz koksowniczy jest dostępny pod niskim ciśnieniem, więc wymagane jest sprężanie gazu przed spalaniem w TG. Wymagana moc kompresorów gazu, może wynosić od 10% do nawet 30% mocy instalowanych TG
- Przed sprężaniem gazu koksowniczego wymagane jest odpylenie, usuwanie smoły i osuszanie gazu koksowniczego
- Rekomendowane jest zastosowanie paliwa rozruchowego oraz przedmuchiwanie układu paliwowego inertem, ponieważ duża zawartość wodoru zmniejsza poziom bezpieczeństwa szczególnie podczas rozruchu.

- Wtrysk pary lub wody w celu redukcji emisji NO_x

Wzrost emisji tlenków azotu dla gazu koksowniczego wynosi około 25% i redukcja emisji CO₂ wynosi około 25% (Tabela 12). Wysoka emisja SO_x (5,08 kg/MWh) spowodowana dużą zawartością związków siarki w gazie koksowniczym (H₂S), powoduje konieczność odsiarczania paliwa lub stosowania instalacji do odsiarczania gazów wylotowych, niezbędnych do obniżenia poziomu emisji SO_x do dozwolonego poziomu (15 mg/Nm³ dla TG o mocy poniżej 50 MW, zgodnie z Dz. U. 2018 poz. 680).

Zastosowanie gazu koksowniczego w badanych układach jest korzystne, ponieważ zwiększa dostępną moc, sprawność oraz strumień ciepła i przepływ tlenów w gazach wylotowych z TG (Tabela 12 i Rys. 5), jak również zmniejsza emisję CO₂ w porównaniu do wysokometanowego GZ (-25%). Przy spalaniu gazu koksowniczego wzrośnie zawartość wody w gazach wylotowych (o około 1,2 % obj.), co razem z zanieczyszczeniami (pyły i smoła), może wpływać na jakość produktów dla układów z gazami wylotowymi z TG zastosowanymi do bezpośredniego osuszania.

6.3.3. Zgazowywanie Węgla

Jednym ze sposobów ograniczenia emisji powstałej ze spalania węgla w konwencjonalnych elektrowniach i elektrociepłowniach jest zgazowywanie węgla i spalanie tak powstałego syngazu w zintegrowanych układach gazowo-parowych (IGCC). Inwestycje w układy IGCC w Polsce są rozważane od co najmniej kilkunastu lat, jednak do tej pory żadna inwestycja nie została zrealizowana z powodu niskiej opłacalności oraz w wyniku polityki klimatycznej UE. Inwestycje w IGCC są rozważane w ramach sprawiedliwej transformacji sektora górnictwa opracowanej na potrzeby Polityki Energetycznej Polski do 2040 r. [57].

Doświadczenia w spalaniu zgazowanego węgla dla TG wyprodukowanych przez GE obejmują ponad 22 TG [49] z rodzin przemysłowych silników średniej i dużej mocy (Frame 6, 7 i 9, klasy B/E i F) wyposażonych w dyfuzyjne komory spalania z wtryskiem składników obojętnych. Układy IGCC wymagają dużych nakładów finansowych, które są uzasadnione w przypadku projektów o dużej mocy całkowitej (od 40 MW do 550 MW), więc projekty z turbinami o mocy poniżej 35 MW nie zostały do tej pory zrealizowane. Układy IGCC są korzystniejsze ekonomicznie od układów CCGT gdy cena surowca do gazyfikacji jest mniejsza od ceny GZ o 8,5\$/MWh [49], więc układy IGCC są opłacalne ekonomicznie w regionach w których cena GZ jest wysoka w porównaniu do gazyfikowanego surowca (np. Azja).

Opłacalność układów IGCC można poprawić przez zastosowanie układów umożliwiających produkcję wodoru lub pary oraz wychwytywanie CO₂ przed spalaniem.

TG nowej generacji są wyposażone w niskoemisyjne komory spalania w przypadku których spalanie syngazu z znaczącą zawartością wodoru jest dużym wyzwaniem (Rozdział 6.3.4.). W latach 2005-2007 w ramach programu fundowanego przez DOE USA [58] opracowano niskoemisyjne komory spalania umożliwiające osiągnięcie jednocyfrowej emisji NO_x (wyrażonej w ppm) bez konieczności wtrysku składnika obojętnego.

Główne wyzwania związane ze spalaniem syngazu powstałego ze zgazowywania węgla [49]:

- Wymagane jest zastosowanie paliwa rozruchowego (GZ lub paliwo ciekłe)
- Wtrysk składnika obojętnego (azot, para lub CO₂) jest konieczny w celu ograniczenia emisji NO_x lub/i forsowania mocy. Osiągalny poziom emisji NO_x jest rzędu 18,5-50 mg/Nm³@15%O₂.
- Przepływ syngazu może być nawet 5 krotnie większy niż wysokometanowego GZ, więc wymagany jest układ paliwowy z dedykowaną linią paliwa i zaworami regulacyjnymi dla syngazu oraz komory spalania ze zwiększoną powierzchnią otworów dysz paliwowych
- Wahania składu oraz dostępnego przepływu syngazu mogą być kompensowane przez współspalanie z GZ lub paliwem ciekłym w celu utrzymania stałej mocy
- Wymagana jest redukcja maksymalnej temperatury obiegu termodynamicznego w celu zniwelowania wpływu na przedziały serwisowania spowodowane dużym przepływem oraz dużą zawartością wody w produktach spalania

Dla przykładowego składu syngazu otrzymanego ze zgazowywania węgla emisja NO_x rośnie o około 1/3, a wzrost emisji CO₂ jest ponad dwukrotny w stosunku do gazu wysokometanowego.

Warty uwagi jest znaczny wzrost mocy maksymalnej TG (do +10%), przy wzroście sprawności (do +1%) i strumienia ciepła (do +5,5%), co jest korzystne dla wszystkich badanych układów. Duży wzrost mocy maksymalnej oraz możliwość forsowania mocy przez wtrysk składnika obojętnego daje możliwość utrzymania stałej mocy w dużym zakresie temperatur otoczenia (tzw. Flat Rating). Co więcej wzrośnie zawartość (do +0.9% obj.) i przepływ tlenu w gazach wylotowych (do +11.8%) jak również zmaleje zawartość wody (około -2% obj.), więc zastosowanie syngazu powstałego ze zgazowywania węgla we wszystkich badanych układach może być korzystne, szczególnie w układach z wychwytywaniem CO₂.

6.3.4. Wodór

W Polsce produkowane jest około 1 MTPY wodoru, powstałego w procesie reformingu parowego GZ (33 TWh). Zgodnie z Projektem Polskiej Strategii Wodorowej do 2025 r. [59] planowane jest powstanie elektrolizerów o łącznej mocy min. 50 MW, produkujących 4 kTPY zielonego wodoru na potrzeby transportu miejskiego, a w perspektywie do 2030r. moc elektrolizerów zasilanych OZE osiągnie 2 GW, co pozwoli na wytworzenie około 194 kTPY zielonego wodoru (6,5 TWh). Rozwój rynku produkcji zielonego wodoru będzie możliwy jedynie przy znacznym zwiększeniu mocy zainstalowanych w OZE. Planowany jest wzrost udziału OZE w produkcji energii elektrycznej w Polsce z obecnego poziomu 9% (dane z URE za 2019r.), do 19% w roku 2030r. i 39% w 2040r. [57].

Obecnie prowadzonych jest wiele prac badawczych nad spalaniem czystego wodoru w niskoemisyjnych komorach spalania. Podsumowanie wyzwań oraz możliwości spalania wodoru w TG oferowanych przez wszystkich wiodących producentów, zostało opracowane w raporcie Europejskiego Stowarzyszenie Producentów TG: „Hydrogen Gas Turbines 2020” [60]. Główne wyzwania związane ze spalaniem wodoru to:

- Niska temperatura samozapłonu
- Szeroki zakres granic palności (od 4% do 75%)
- Zwiększone ryzyko zjawiska cofania się płomienia w kierunku dysz paliwowych (Flashback)
- Zmiana częstotliwości oraz amplitudy termo-akustycznej w porównaniu do gazu ziemnego
- Zwiększona emisja tlenków azotu
- Niższa trwałość turbiny, związana z intensyfikacją wymiany ciepła dla spalin zawierających zwiększoną zawartość wody
- Niższa wartość Indexu Wobbego, może wymagać zmiany zaworów paliwowych dla zwiększonego przepływu objętościowego

Firma Baker Hughes ma wieloletnie doświadczenie w spalaniu wodoru podczas testów laboratoryjnych jak również doświadczeń zebranych podczas pracy TG opalanych paliwem ze zwiększoną zawartością wodoru. Przykładem TG pracującej w przemyśle są zakłady we Włoszech (Fusina, Wenecja), gdzie w 2009 zademonstrowano możliwości spalania czystego wodoru w turbinie GE10 [61]. TG wyposażona jest w dyfuzyjną komorę spalania z wtryskiem pary w celu obniżenia emisji NO_x poniżej 200 ppmvd. W ostatnich latach przeprowadzono testy spalania czystego wodoru w TG LT16 (testy laboratoryjne – pełnowymiarowe złożenie

pierścieniowej komory spalania) [62], jak również testy spalania mieszaniny wodoru (do 10% obj.) z GZ dla TG LT12 (testy na pracującym silniku) [63], które wykazały możliwość osiągnięcia poziomu emisji NO_x jak dla GZ.

Oprócz możliwości obniżenia kosztów związanych z emisją CO₂, spalanie wodoru w TG zwiększa moc (do +7%) i sprawność (do +1,0%) TG, co jest korzystne dla wszystkich badanych układów. Paliwa gazowe zawierające wodór zużywają mniej tlenu zgodnie ze stechiometrią spalania, więc zawartość tlenu w gazach wylotowych jest zwiększona (do +0,8% obj. i do +11% przepływ), co sprzyja integracji gazów wylotowych TG z piecami i palnikami przemysłowymi. Spalanie wodoru zwiększa zawartość wody w gazach wylotowych (o około 4% obj.), więc może niekorzystnie wpływać na zastosowanie gazów wylotowych z TG do bezpośredniego osuszania.

7. Analiza zmienności parametrów gazów wylotowych z TG

Parametry gazów wylotowych wybranych TG, kluczowe w opisywanych zastosowaniach, zostały obliczone dla zadanego zakresu temperatury, ciśnienia otoczenia, wilgotności i prędkości obrotowej, dla mocy maksymalnej oraz mocy odpowiadającej 70% obciążeniu w rozdziale 6.1. We wszystkich projektach referencyjnych (Tabela 2) moc TG jest wytwarzana na potrzeby zakładów produkcyjnych, więc nie jest stała i zależy od zapotrzebowania instalacji, z którą jest zintegrowana. Dokładniejsze oszacowanie zmienności kluczowych parametrów TG, podczas jednoczesnej zmiany warunków otoczenia, prędkości obrotowej i/lub mocy wymaga analizy danych zmierzonych podczas pracy silników w opisywanych zastosowaniach.

Opomiarowanie wybranych TG uwzględnia pomiar temperatury gazów wylotowych. Pomiar mocy jest dostępny w przypadku napędu generatora. Brak bezpośredniego pomiaru mocy jest charakterystyczny dla większości TG stosowanych do napędu kompresorów. Moc TG może być oszacowana na podstawie mocy wymaganej do kompresji gazu w napędzanym kompresorze lub w sposób przybliżony na podstawie strumienia ciepła paliwa (przepływ paliwa pomnożony przez Q_w). Sprawność TG nie jest mierzona w sposób ciągły, ze względu na brak ciągłego pomiaru Q_w paliwa, może być obliczona na potrzeby testów osiągow TG. Bezpośredni pomiar przepływu gazów wylotowych z TG nie jest zazwyczaj dostępny ze względu na małą dokładność dostępnej aparatury, w przypadku części z wybranych TG możliwy jest pośredni pomiar przepływu gazów wylotowych na podstawie pomiaru przepływu na wlocie do kompresora (na podstawie ciśnienia dynamicznego) oraz przepływu paliwa. Pośredni pomiar przepływu gazów wylotowych jest możliwy również na podstawie bilansu

energetycznego TG zgodnie ze standardem ASME PTC 22 [64] oraz na podstawie map turbiny niskoprężnej w przypadku TG Lotniczo-pochodnych. Wymienione metody pomiaru przepływu gazów wylotowych są porównane w rozdziale 10. Skład gazów wylotowych zazwyczaj nie jest mierzony, wyjątkiem są TG wyposażone w pomiar emisji, które uwzględniają pomiar zawartości tlenu w gazach wylotowych, na potrzeby korekcji zmierzonej emisji do zawartości tlenu równej 15% obj. Pomiar temperatury i ciśnienia otoczenia jest niezbędny we wszystkich badanych TG. Pomiar wilgotności jest dostępny jedynie w przypadku części TG Nowej Generacji, ze względu na konieczność dokładniejszej kontroli maksymalnej temperatury obiegu (T_{Tin}).

W celu określenia wpływu danych eksploatacyjnych zmierzonych podczas pracy TG wykonano oszacowanie niemierzonych parametrów gazów wylotowych (przepływ, skład) oraz ich zmienności, wykorzystując oprogramowanie do modelowania obiegu termodynamicznego TG udostępnione przez producenta (Baker Hughes), opisanych szerzej w podrozdziale 7.1. Wykorzystane dane eksploatacyjne odnoszą się do TG z referencyjnych projektów w opisywanych zastosowaniach, o zbliżonych warunkach klimatycznych do Polski. Dane dotyczą pełnego roku pracy TG, z krokiem czasowym równym jednej godzinie. Podsumowanie dostępnych danych, wyniki obliczeń oraz analiza statystyczna dla TG napędzającej generator są przedstawione w podrozdziale 7.2, a dla TG napędzającej kompresor w podrozdziale 7.3. Obliczenia przedstawione w podrozdziale 7.2 oraz 7.3 są wykonane dla modelu nowego silnika, bez uwzględnienia degradacji TG. Wpływ zużycia TG na osiągi oraz parametry gazów wylotowych, rozumiany jako obniżenie sprawności i przepływu przez kompresor oraz sprawności turbiny, został przedstawiony w podrozdziale 7.4.

7.1. Modele obiegu termodynamicznego TG

Modele obiegu termodynamicznego udostępnione przez wytwórcę TG (Baker Hughes), wykorzystane do obliczeń na potrzeby pracy doktorskiej, są kombinacją modeli poszczególnych komponentów TG: kompresor, turbina i komora spalania, z uwzględnieniem interakcji pomiędzy komponentami, uproszczonej sieci upustów z kompresora oraz głównych pętli regulacyjnych i limitów obiegu wprowadzonych w systemie kontroli TG. Modele obiegu TG bazują na zasadach zachowania masy i energii oraz ograniczeniach wynikających z architektury TG np. ta sama prędkość obrotowa kompresora i turbiny sprzężonych mechanicznie jednym wałem (N_{GG}).

Modele obiegu TG dla Przemysłowych turbin Małej Mocy, TG Lotniczo-pochodnych oraz Przemysłowych TG Nowej Generacji są symulowane z wykorzystaniem platformy Numerical

Propulsion System Simulation (NPSS) opracowanej przez NASA w 1995 roku, obecnie dystrybuowanej i rozwijanej przez Southwest Research Institute. Dla TG Przemysłowych Średniej Mocy modele obiegu silników są symulowane z wykorzystaniem platformy Gas Turbine Performance (GTP).

Główne założenia oraz zależności wykorzystane w modelach są opisane poniżej:

Założenia

- Stan ustalony – brak wpływu efektów związanych z dynamiką TG
- Równania stanu dla gazu doskonałego (równanie Clapeyrona)
- Właściwości termodynamiczne powietrza i spalanego gazu na podstawie bazy JANAF opracowanej przez National Technology Institute of Standards and Technology (NIST) [65] oraz baz opracowanych przez producentów TG
- Komponenty TG (kompresor, komora spalania, turbina, dysza wylotowa, system wlotowy, wylotowy i upusty) są traktowane jako pojedyncze obiekty, bez rozróżnienia na poszczególne stopnie kompresora i turbiny z wyjątkiem stopni, z których odprowadzane są upusty i do których doprowadzane są przepływy chłodzące
- Zero wymiarowość – parametry obiegu termodynamicznego (temperatura, ciśnienie i przepływ) są wyznaczone jako średnie dla danego przekroju wlotowego i wylotowego z komponentów TG oraz dla upustów, wpływ efektów trój-wymiarowych jest uwzględniony przez charakterystyki poszczególnych komponentów np. geometria łopatek i kierownic oraz przeswity dla łopatek są uwzględnione w sprawnościach kompresora i turbiny
- Architektura TG: liczba wałów, sprzężenia mechaniczne i aerodynamiczne pomiędzy komponentami
- Główne parametry geometryczne TG - Efektywne powierzchnia przepływu dla: 1 stopnia HPT, 1 stopnia LPT oraz dyfuzora.
- Wpływ rozszerzalności cieplnej jest istotny głównie na wlocie do turbiny wysokoprężnej i jest modelowany przez zmianę powierzchni przepływu w zależności od temperatury wlotowej i temperatury upustu chłodzącego pierwszy stopień turbiny wysokoprężnej.
- Straty ciepła do otoczenia są uwzględnione w sprawności komory spalania

- Sprężanie w kompresorze jest modelowane jako przemiana politropowa
- Ekspansja w turbinie jest modelowane jako przemiana adiabatyczna
- Straty mocy na wale w wyniku tarcia na łożyskach są uwzględnione w bilansie energii
- Warunki Brzegowe:
 - Temperatura otoczenia (T_a)
 - Ciśnienie otoczenia (P_a)
 - Wilgotność powietrza (ϕ_a)
 - Spadki ciśnienia w systemie wlotowym i wylotowym TG
 - Zapotrzebowanie na moc
 - Prędkość obrotowa LPT (N_{LPT}) - dla dwuwałowych TG
 - Skład spalane go gazu
- Zależności opisujące obieg termodynamiczny TG (Równania od 2 do 24) są rozwiązane numerycznie metodą Newton - Raphson

Główne zależności

Poniższe zależności są szerzej opisane przez H. Cohena i innych [66].

1. Parametry skorygowane:

– Przepływ:
$$W_R = \frac{W_{in} \cdot \sqrt{T_{in}}}{P_{in}} \quad (2)$$

– Prędkość obrotowa:
$$N_R = \frac{N}{\sqrt{T_{in}/T_{ISO}}} \quad (3)$$

2. System wlotowy:

– Spadek ciśnienia:
$$\Delta P = P_{Sin} - P_a = f(W_{Sin}^2) \quad (4)$$

– Bilans masy:
$$W_{Sin} = W_a + W_{IBH} \quad (5)$$

– Bilans energii:
$$H_{Sin} = H_a + H_{IBH} \quad (6)$$

3. Model kompresora:

– Spręż (mapy kompresora):
$$PR_S = f(W_{SinR}, N_{GGR}, IGV) \quad (7)$$

– Sprawność (mapy kompresora):
$$\eta_p = f(PR_S, W_{SinR}, N_{GGR}, IGV) \quad (8)$$

– Kompresja politropowa:
$$\frac{T_{Sout}}{T_{Sin}} = \left(\frac{P_{out}}{P_{in}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma \cdot \eta_p}} \quad (9)$$

– Moc absorbowana:
$$P_{W_S} = W_{Sin} \cdot (H_{Sout} - H_{Sin}) - \sum W_{SU_i} (H_{Sout} - H_{SU_i}) \quad (10)$$

– Bilans masy:
$$W_{Sout} = W_{Sin} - \sum W_{SU_i} \quad (11)$$

3. Model komory spalania:

– Sprawność:
$$\eta_{KS} \cong \frac{H_{KSout} - H_{Sout}}{FAR \cdot LHV} \cong f(FAR) \quad (12)$$

– Spadek ciśnienia:
$$\frac{\Delta P_{KS}}{P_{Ksin}} = const. \quad (13)$$

– Bilans energii:
$$H_{KSout} \cdot W_{KSout} = H_{Sout} \cdot W_{Sout} + W_F \cdot Q_w \cdot \eta_{KS} \quad (14)$$

– Bilans masy:
$$W_{KSout} = W_{Sout} + W_F \quad (15)$$

4. Model turbiny jednowałowej (analogiczne zależności dla TG dwuwałowych):

– Sprawność (mapy turbiny):
$$\eta_{ad} = f(\Delta H_T / T_{Tin}, PR_T, N_{TR}, NGV) \quad (16)$$

– Przepływ dławiony:
$$\frac{W_{TinR}}{W_{ToutR}} = const. \quad (17)$$

– Moc turbiny:
$$PW_T = W_{Tin} \cdot T_{in} \cdot C_{pTin} \cdot \eta_{ad} \cdot \left(1 - \frac{P_{Tout}}{P_{Tin}}\right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \quad (18)$$

– Bilans energii:
$$PW_T + PW_{Strata} = W_{Tin} \cdot H_{Tin} - W_{Tout} \cdot H_{Tout} - \sum W_{TCHi} \cdot H_{TCHi} \quad (19)$$

– Bilans masy:
$$W_{Tout} = W_{Tin} + \sum W_{TCHi} \quad (20)$$

5. Dysza wylotowa – współczynnik odzyskania ciśnienia zależny od kąta zawirowania wpływa na ciśnienie wylotowe z turbiny (P_{Tout})

6. System wylotowy:

– Spadek ciśnienia
$$\Delta P = P_{Tout} - P_a = f(W_{Tout}^2) \quad (21)$$

7. Zasada zachowania energii:

– Bilans energii dla TG:
$$PW_{TG} = W_F \cdot Q_w \cdot \eta_{KS} - W_{Tout} \cdot H_{Tout} - \sum W_{TCHi} \cdot H_{TCHi} - PW_{strat} \quad (22)$$

8. Limity Obiegu – określają osiągnięcie maksymalnej mocy TG :

Dla Przemysłowych TG Małej i Średniej Mocy:

- Maksymalna temperatura obiegu (T_{Tin})
- Temperatura gazów wylotowych (T_{Tout})
- Skorygowana i fizyczna prędkość obrotowa wału wysokoprężnego (N_{GG}, N_{GGR})
- Zakres regulacji IGV i NGV

Dla Lotniczo-pochodnych TG:

- Temperatura na wlocie do turbiny niskoprężnej (T_{LPTin})
- Skorygowana i fizyczna prędkość obrotowa wału wysokoprężnego (N_{GG}, N_{GGR})
- Zakres regulacji IGV
- Ciśnienie i temperatura na wylocie z kompresora TG (P_{Sout} i T_{Sout})

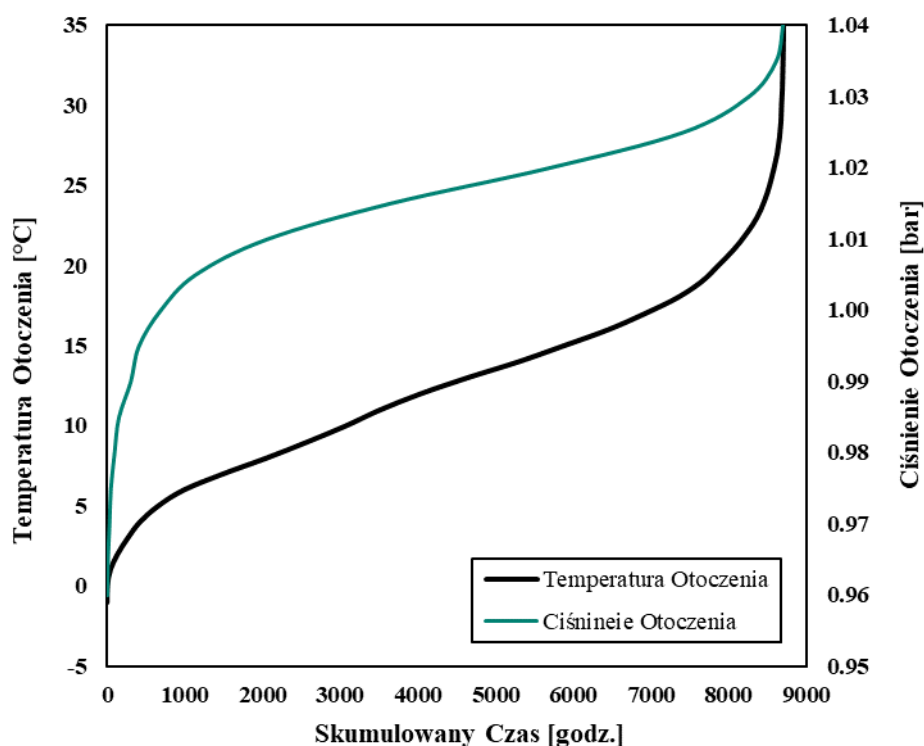
9. Główne pętle regulacji w systemie kontroli TG:

- Regulacja IGV – stosowana razem z regulacją przepływu paliwa do kontroli głównego przepływu powietrza przez TG
- Regulacja NGV – stosowana w celu kontroli obrotów wału wysokoprężnego (N_{GG})
- Regulacja maksymalnej temperatury cyklu (T_{Tin}) pośrednio przez regulację temperatury gazów wylotowych (T_{Tout}) dla Przemysłowych TG Małej i Średniej Mocy i przez regulację upustu z wylotu kompresora (OBB) dla TG Lotniczo-pochodnych
- Regulacja upustu z wylotu kompresora odprowadzanego do kanału wylotowego TG (OBB)
- Regulacja recyrkulacji upustu z wylotu kompresora (IBH)

Szczegóły na temat pętli regulacji TG w modelach obiegu TG, są klasyfikowane jako informacje poufne przez wytwórców TG i nie są upublicznione. Regulacja upustów (OBB i IBH) jest szerzej opisana w rozdziale 8.

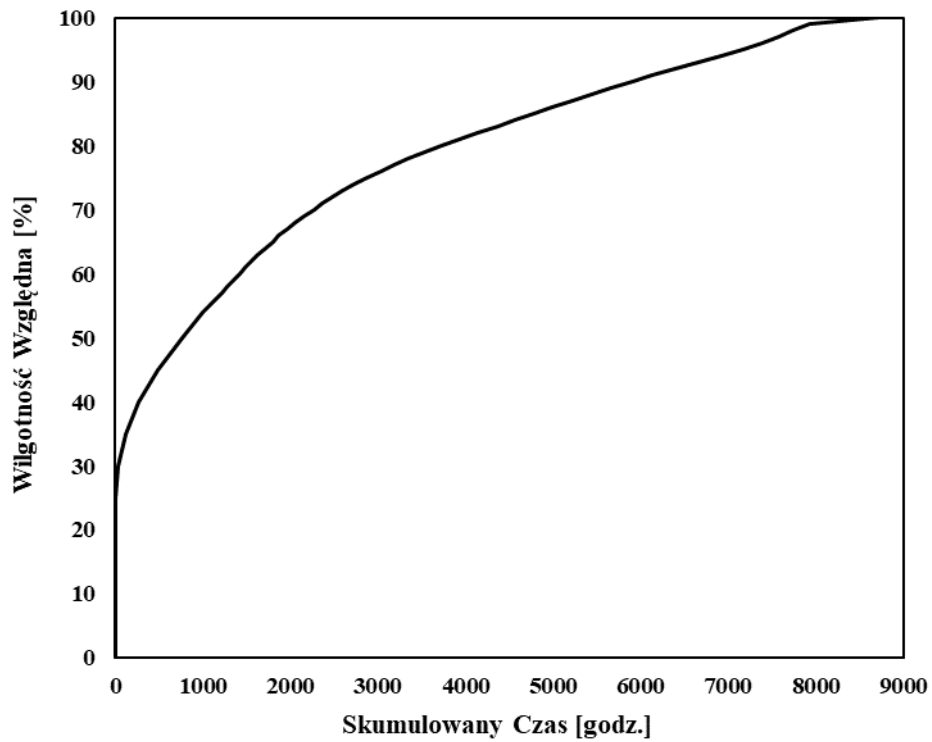
7.2. Wpływ warunków otoczenia i zmiennego obciążenia – napęd generatora

Dostępne dane eksploatacyjne zarejestrowane podczas pracy TG zastosowanej do napędu generatora w referencyjnym projekcie są przedstawione w formie skumulowanego czasu na Rysunku 6, Rysunku 7 oraz Rysunku 8. Zmierzona moc elektryczna turbogeneratora, wraz z maksymalną mocą TG obliczoną w ramach referencyjnego projektu, są wykorzystane do oszacowania obciążenia TG przedstawionego na Rysunku 7,



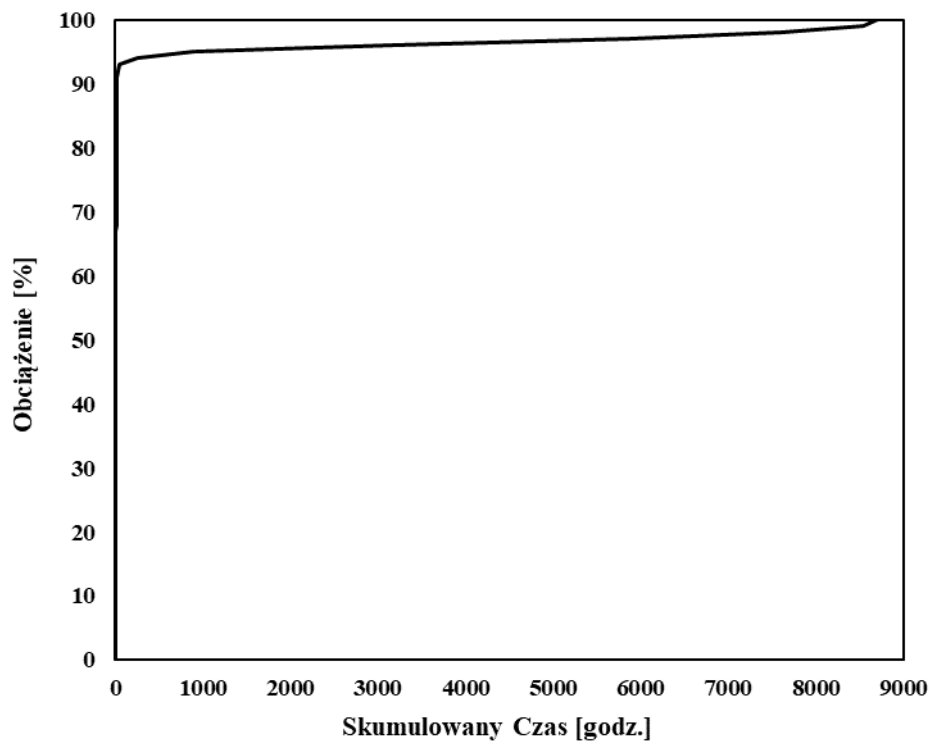
Rysunek 6 Skumulowany czas pracy TG dla temperatury i ciśnieniu otoczenia – napęd generatora

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone



Rysunek 7 Skumulowany czas pracy TG dla wilgotności względnej – napęd generatora

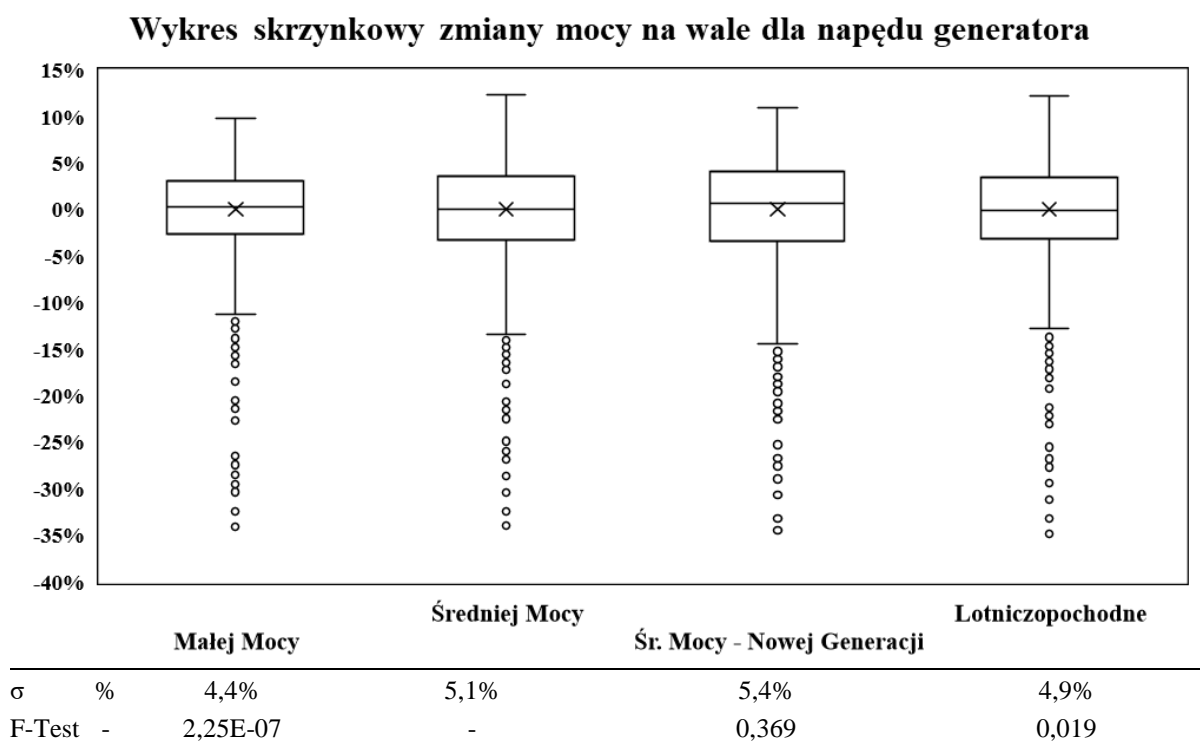
© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone



Rysunek 8 Skumulowany czas pracy TG dla obciążenia TG – napęd generatora

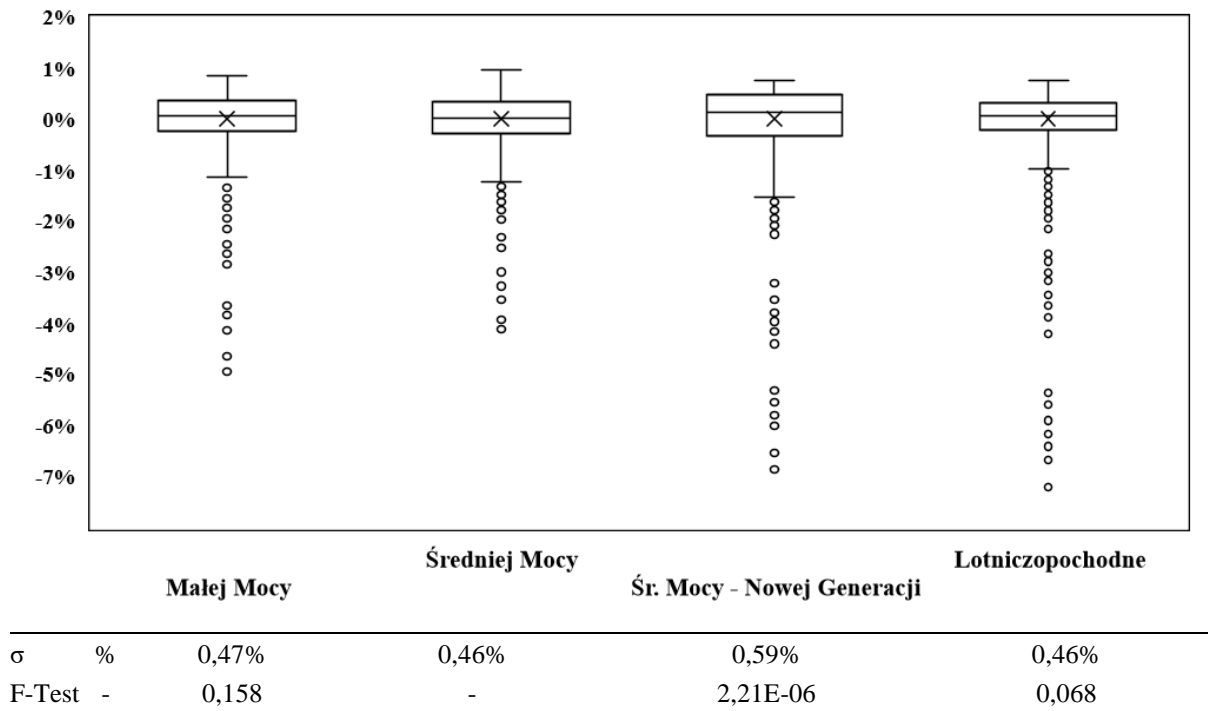
© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Zmierzone warunki otoczenia oraz oszacowane obciążenie zostało wprowadzone do programu symulującego obieg termodynamiczny wybranych modeli TG, korzystając z metody buforowania danych. Obliczone kluczowe parametry TG zostały znormalizowane na podstawie średnich wartości i przedstawione na wykresach skrzynkowych w celu porównania wahań kluczowych parametrów dla badanych typów TG (Rys. od 9 do 15). Sprawność, zawartość tlenu i temperatura gazów wylotowych zostały znormalizowane na podstawie różnicy do wartości średniej, pozostałe dane są znormalizowane na podstawie stosunku do wartości średniej. Tabele zamieszczone pod każdym z wykresów zawierają odchylenia standardowe (σ) dla całego zestawu otrzymanych danych oraz wyniki testu F-Snedecor (F-test) wykonanego w celu wykazania istnienia statystycznie istotnej różnicy pomiędzy wariacjami dla silników nowej generacji oraz silników średniej mocy. W celu wykonania testów F-Snedecor z całego zestawu danych wybrano losowo 300 obserwacji, a wynik testu określono dla przedziałów ufności równych 0,05. Aby ograniczyć wpływ dużej liczby obserwacji na wyniki testu, określono minimalną liczbę obserwacji na podstawie analizy wariacji i odchylenia standardowego, które wraz ze wzrostem liczby obserwacji są zbieżne do stałej wartości, jak przedstawiono na przykładowych rysunkach dla temperatury gazów wylotowych (Rys. 16). Wynik testu powyżej 0,05 oznacza, że nie istnieje statystycznie istotna różnica pomiędzy wariacjami.



Rysunek 9 Wykres skrzynkowy zmiany mocy na wale dla badanych typów TG w zastosowaniu do napędu generatora

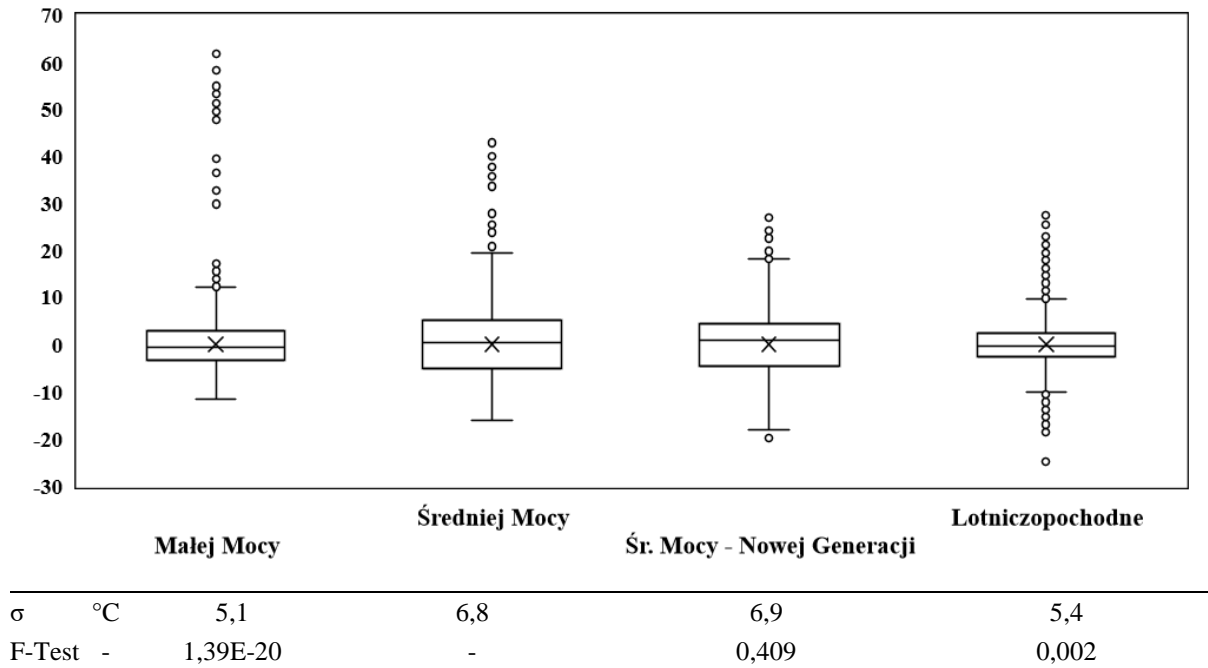
Wykres skrzynkowy zmiany sprawności (LHV) dla napędu generatora



Rysunek 10 Wykres skrzynkowy zmiany sprawności (LHV) dla badanych typów TG w zastosowaniu do napędu generatora

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

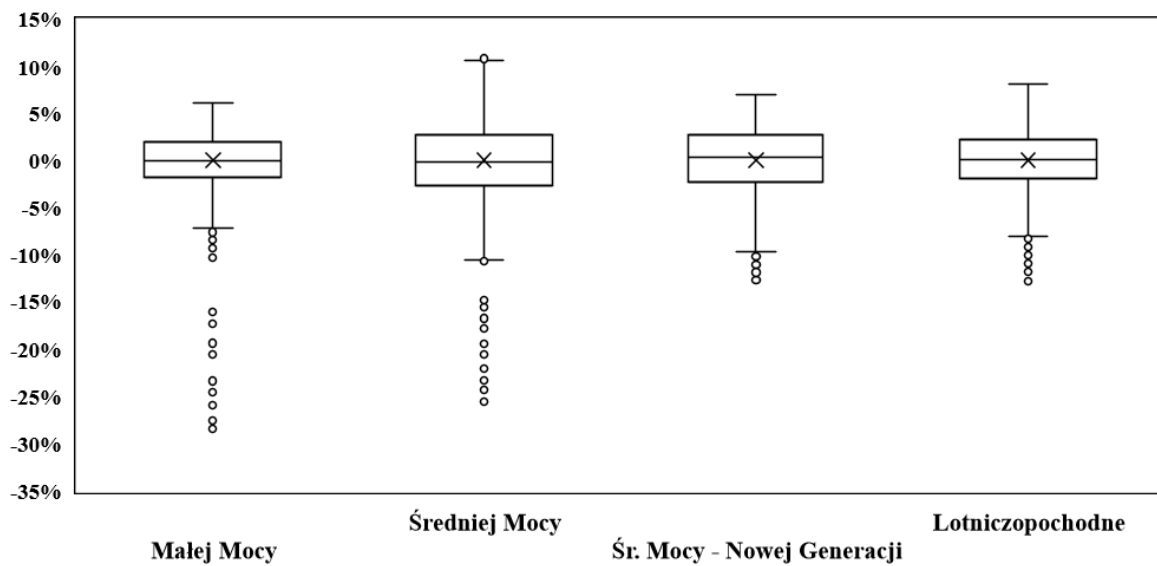
Wykres skrzynkowy zmiany temperatury gazów wylotowych dla napędu generatora



Rysunek 11 Wykres skrzynkowy zmiany temperatury gazów wylotowych dla badanych typów TG w zastosowaniu do napędu generatora

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Wykres skrzynkowy zmiany przepływu gazów wylotowych dla napędu generatora

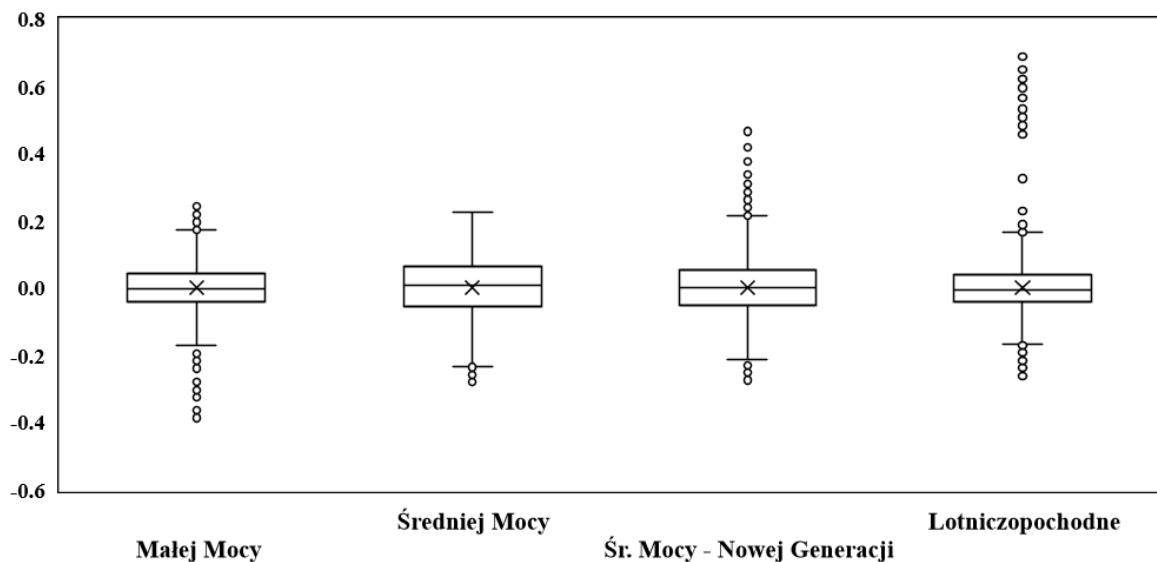


σ	%	2,9%	3,7%	3,4%	3,1%
F-Test	-	2,66E-07	-	0,367	0,089

Rysunek 12 Wykres skrzynkowy zmiany przepływu gazów wylotowych dla badanych typów TG w zastosowaniu do napędu generatora

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Wykres skrzynkowy zmiany zawartości O₂ [% obj.] w gazach wylotowych dla napędu generatora

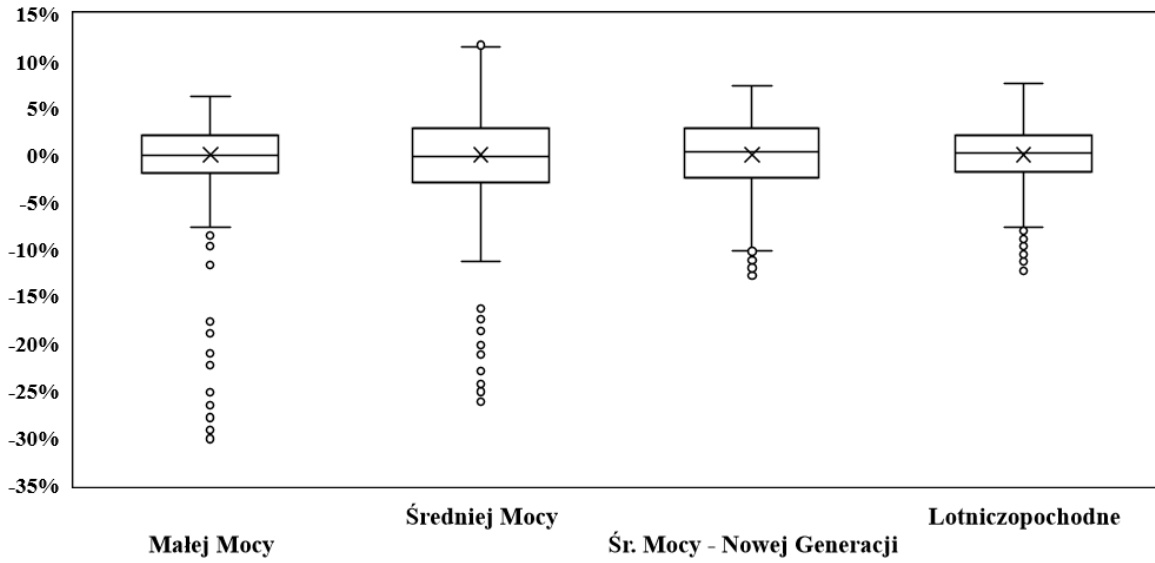


σ	% obj.	0,07	0,08	0,08	0,07
F-Test	-	1,46E-04	-	0,587	7,61E-05

Rysunek 13 Wykres skrzynkowy zmiany zawartości tlenu [% obj.] w gazach wylotowych dla badanych typów TG w zastosowaniu do napędu generatora

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Wykres skrzynkowy zmiany przepływu O₂ w gazach wylotowych dla napędu generatora

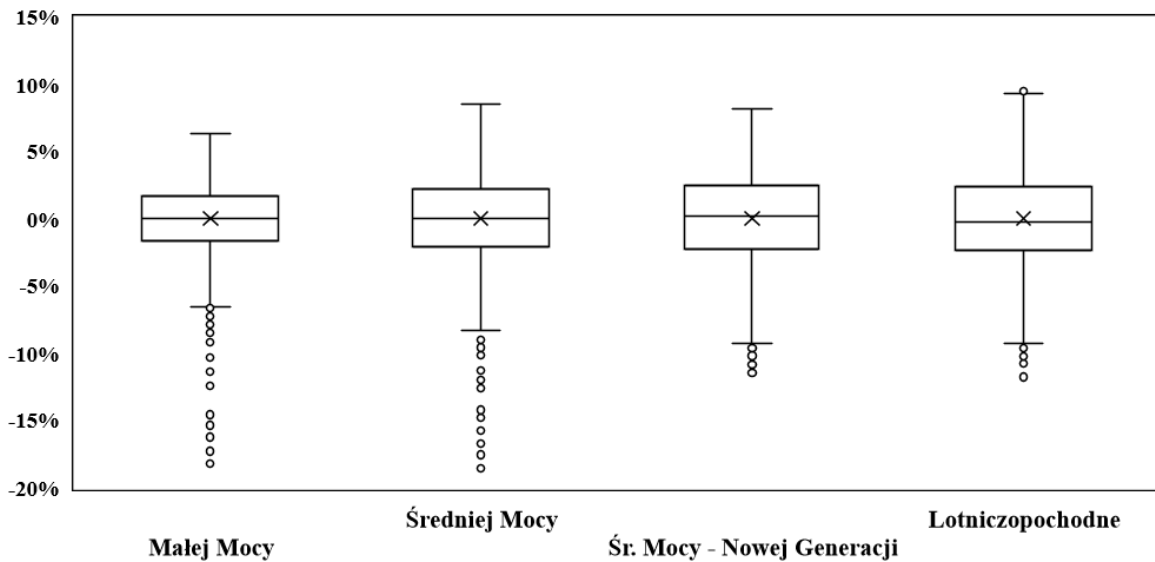


σ	%	3,0%	4,0%	3,5%	3,0%
F-Test	-	1,70E-05	-	0,201	6,81E-07

Rysunek 14 Wykres skrzynkowy zmiany przepływu tlenu w gazach wylotowych dla badanych typów TG w zastosowaniu do napędu kompresora

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

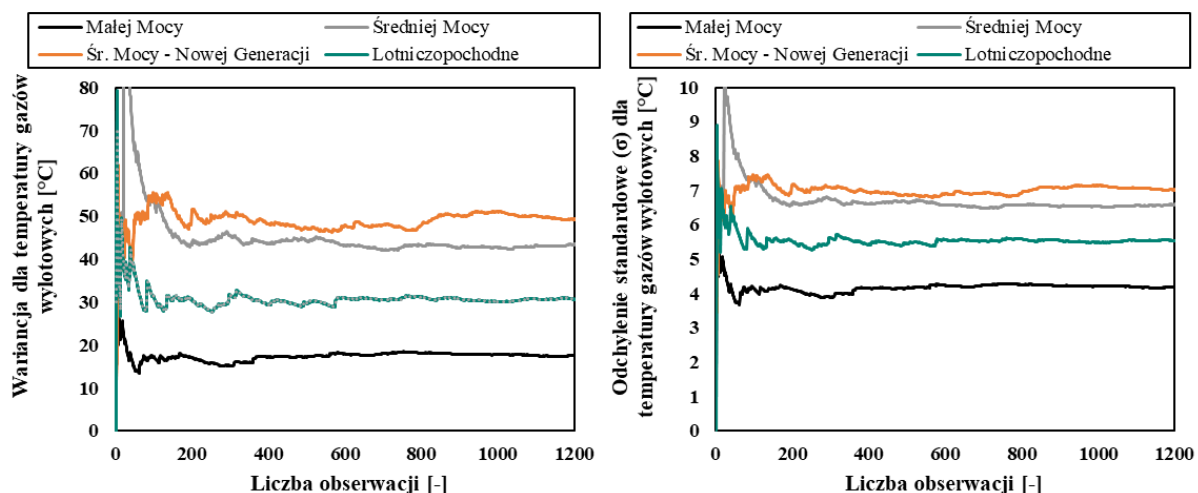
Wykres skrzynkowy zmiany strumienia ciepła w gazach wylotowych dla napędu generatora



σ	%	2,6%	3,1%	3,3%	3,3%
F-Test	-	0,018	-	0,326	0,362

Rysunek 15 Wykres skrzynkowy zmiany strumienia ciepła w gazach wylotowych dla badanych typów TG w zastosowaniu do napędu generatora

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone



Rysunek 16 Wykres wariancji i odchylenia standardowego w zależności od liczby obserwacji dla temperatury gazów wylotowych TG zastosowanej jako napęd generatora.

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Wnioski – napęd generatora

Analizując wykresy skrzynkowe i odchylenia standardowe dla zmiany kluczowych parametrów TG w badanych zastosowaniach, jak również wyniki testu statystycznego (F- Snedecor) wykonanego w celu potwierdzenia statystycznie istotnej różnicy w wariancjach między TG Średniej Mocy a silnikami Nowej Generacji można stwierdzić:

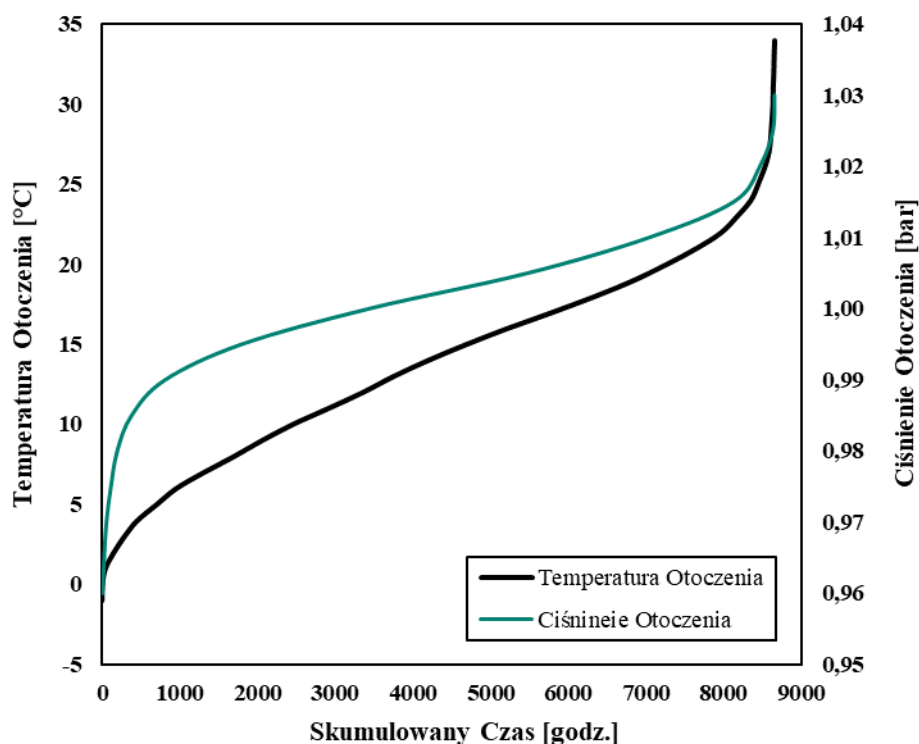
- Zmiany mocy, temperatury i przepływu gazów wylotowych dla TG Małej Mocy i Lotniczo-pochodnych są nieznacznie mniejsze od zmian dla TG Średniej Mocy. Zmiany mocy, temperatury i przepływu gazów wylotowych TG Średniej Mocy Nowej Generacji nie różnią się znacznie od zmian dla TG Średniej Mocy
- Zmiany w sprawności dla TG Średniej Mocy – Nowej Generacji są nieznacznie większe od zmian dla TG Średniej Mocy. Nie ma istotnej różnicy między zmianą sprawności dla TG Małej Mocy i Lotniczo-pochodnych, a zmianami dla TG Średniej Mocy
- Zmiany w zawartości tlenu i przepływie tlenu w gazach wylotowych dla TG Małej Mocy i Lotniczo-pochodnych są nieznacznie mniejsze w porównaniu do zmian dla TG Średniej Mocy. Nie ma istotnej różnicy w zmianach zawartości tlenu i przepływie tlenu dla TG Średniej Mocy – Nowej Generacji.
- Zmiany w strumieniu ciepła gazów wylotowych dla TG Małej Mocy są nieznacznie mniejsze w porównaniu do zmian dla TG Średniej Mocy. Nie ma istotnej różnicy między zmianami w strumieniu ciepła gazów wylotowych dla TG Średniej Mocy – Nowej Generacji i TG Lotniczo-pochodnych, a zmianami dla TG Średniej Mocy

W wyniku przeprowadzonych analiz danych eksploatacyjnych TG napędzającej generator w badanych zastosowaniach nie stwierdzono znaczących różnic między zmianami kluczowych parametrów TG pomiędzy TG Średniej Mocy, a TG Nowej Generacji. Zakres zmian parametrów TG kluczowych w badanych zastosowaniach jest znaczny dla większości parametrów z wyjątkiem zawartości tlenu w gazach wylotowych dla którego zakres zmian nie jest duży (około +/- 0.2 % obj. dla zawartości tlenu).

Przeprowadzone analizy potwierdzają brak przeciwwskazań dla zastosowania TG Nowej Generacji do napędu generatora we wszystkich badanych rozwiązaniach. Istotne jest uwzględnienie zmian kluczowych parametrów TG pod wpływem zarówno warunków otoczenia jak i profilu obciążenia TG podczas projektowania badanych zastosowań TG.

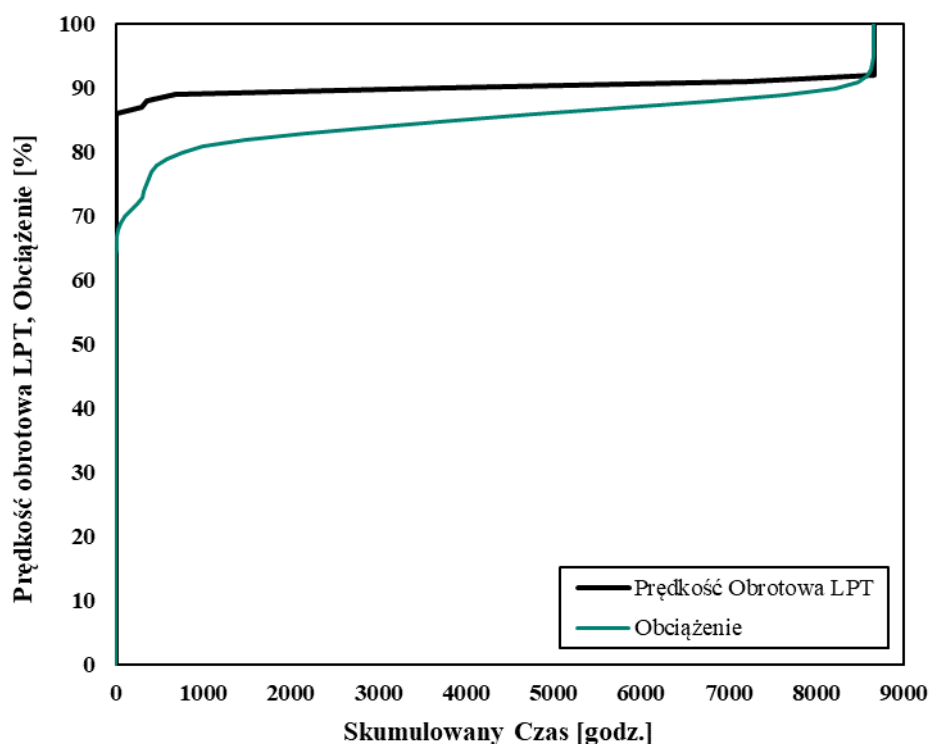
7.3. Wpływ warunków otoczenia i zmiennego obciążenia – napęd kompresora

Dostępne warunki otoczenia oraz dane eksploatacyjne zarejestrowane podczas pracy TG zastosowanej do napędu kompresora w referencyjnym projekcie są przedstawione w formie skumulowanego czasu na Rysunku 16 oraz Rysunku 17. Ponieważ moc TG nie jest mierzona, obciążenie TG przedstawione na Rysunku 17 jest oszacowane na podstawie zmierzonego strumienia ciepła w paliwie, wraz z wartością strumienia ciepła przy maksymalnym i minimalnym obciążeniu obliczoną w ramach referencyjnego projektu.



Rysunek 17 Skumulowany czas pracy TG dla temperatury i ciśnieniu otoczenia – napęd kompresora

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

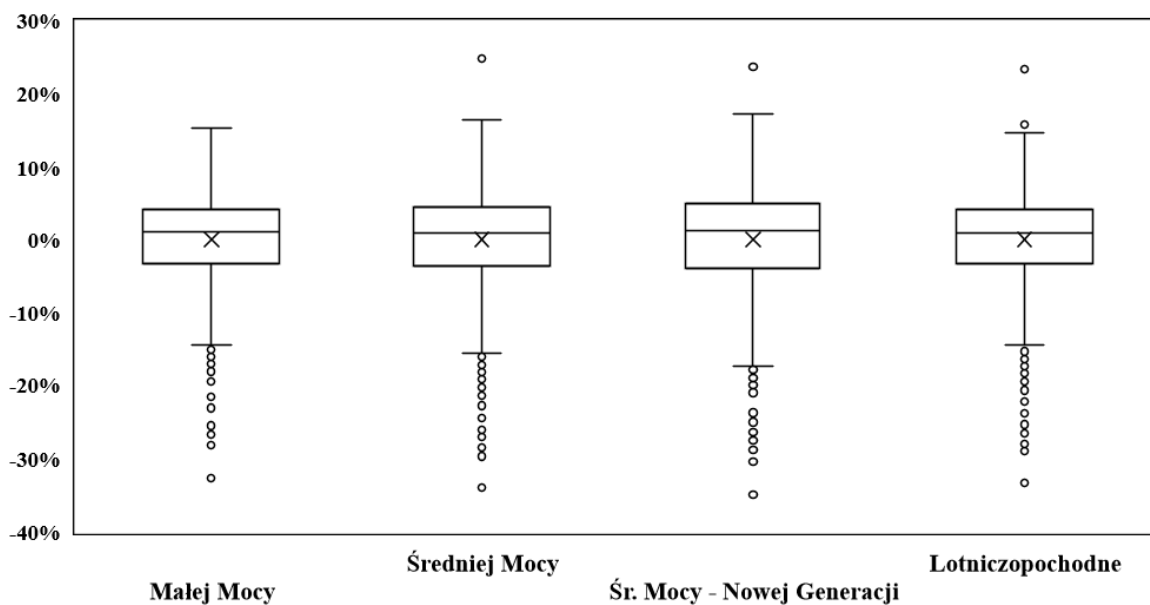


Rysunek 18 Skumulowany czas pracy TG dla prędkości obrotowej LPT oraz obciążenia TG – napęd kompresora

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Zmierzone warunki otoczenia, prędkość obrotowa LPT oraz oszacowane obciążenie zostało wprowadzone do programu symulującego obieg termodynamiczny wybranych modeli TG, korzystając z metody buforowania danych. Obliczone kluczowe parametry TG zostały znormalizowane na podstawie średnich wartości i przedstawione na wykresach skrzynkowych w celu porównania wahań kluczowych parametrów dla badanych typów TG (Rys. od 18 do 24). Sprawność, zawartość tlenu i temperatura gazów wylotowych zostały znormalizowane na podstawie różnicy do wartości średniej, pozostałe dane są znormalizowane na podstawie stosunku do wartości średniej. Tabele zamieszczone pod każdym z wykresów zawierają odchylenie standardowe (σ) dla całego zestawu otrzymanych danych oraz wyniki testu F-Snedecor (F-test) wykonanego w celu wykazania istnienia statystycznie istotnej różnicy pomiędzy wariacjami dla silników nowej generacji oraz silników średniej mocy. Analogicznie jak w przypadku napędu generatora testy statystyczne wykonano dla 300 obserwacji, a wynik testu określono dla przedziałów ufności równych 0,05. Również w tym przypadku odchylenie standardowe i wariancja wraz ze wzrostem liczby obserwacji są zbieżne do stałej wartości, jak przedstawiono na przykładowych rysunkach dla temperatury gazów wylotowych (Rys. 25).

Wykres skrzynkowy zmiany mocy na wale dla napędu kompresora

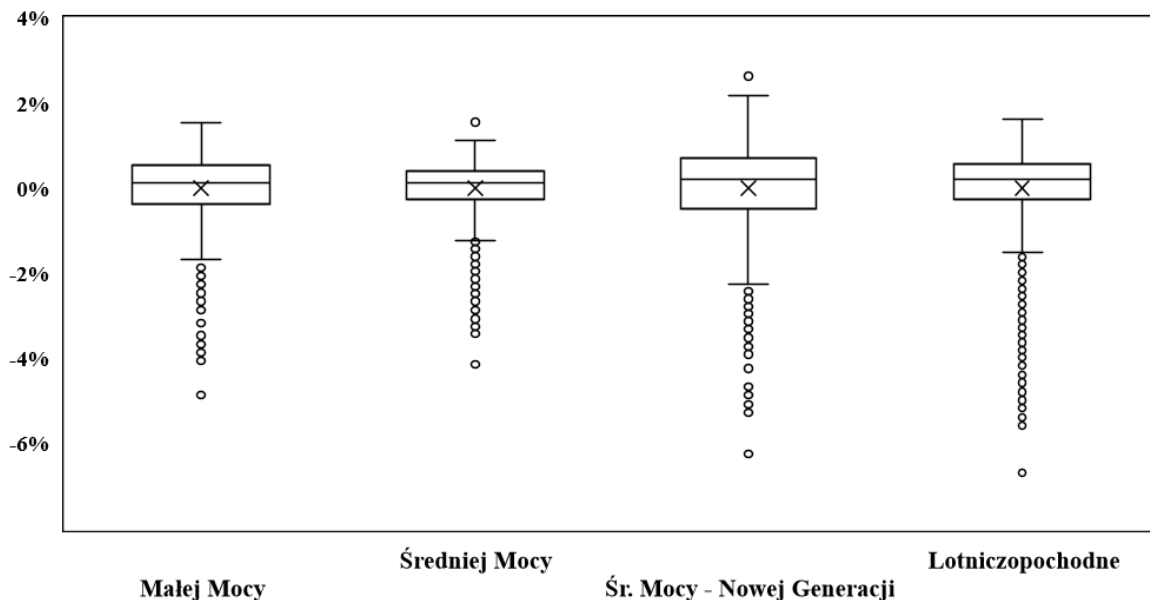


		Malej Mocy	Średniej Mocy	Śr. Mocy - Nowej Generacji	Lotniczopochodne
σ	%	6,0%	6,5%	6,8%	6,1%
F-Test	-	0,735	-	0,706	0,809

Rysunek 19 Wykres skrzynkowy zmiany mocy na wale dla badanych typów TG w zastosowaniu do napędu kompresora

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Wykres skrzynkowy zmiany sprawności (LHV) dla napędu kompresora

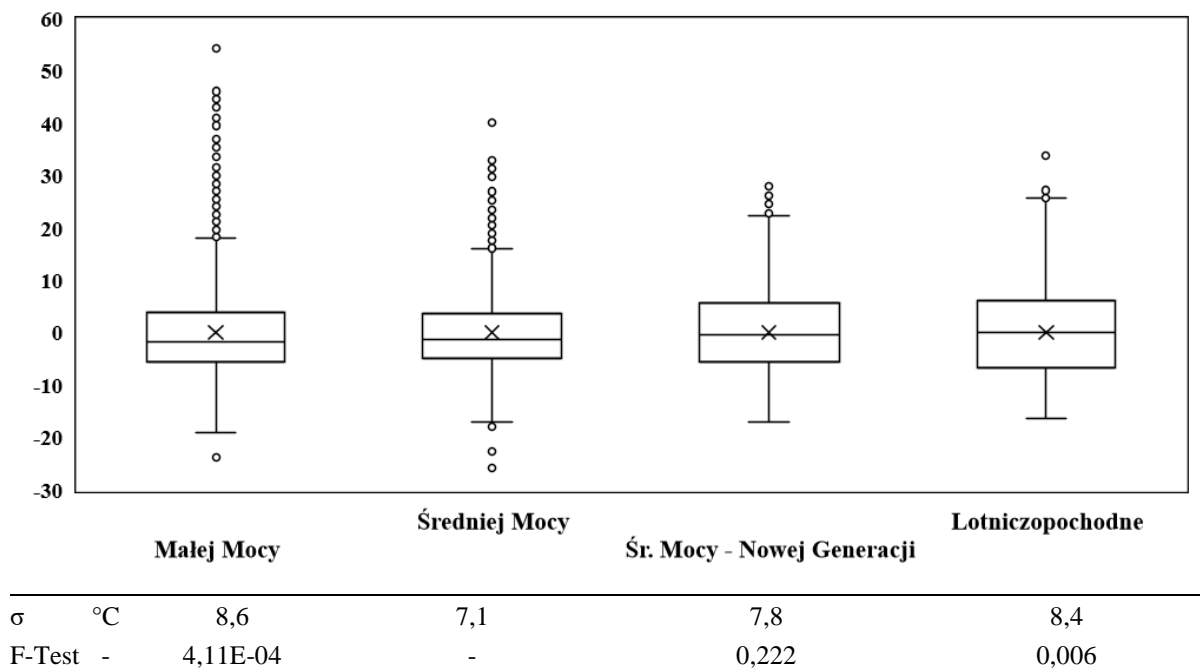


		Malej Mocy	Średniej Mocy	Śr. Mocy - Nowej Generacji	Lotniczopochodne
σ	%	0,73%	0,60%	1,02%	0,93%
F-Test	-	0,002	-	1,81E-21	1,77E-12

Rysunek 20 Wykres skrzynkowy zmiany sprawności (LHV) dla badanych typów TG w zastosowaniu do napędu kompresora

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

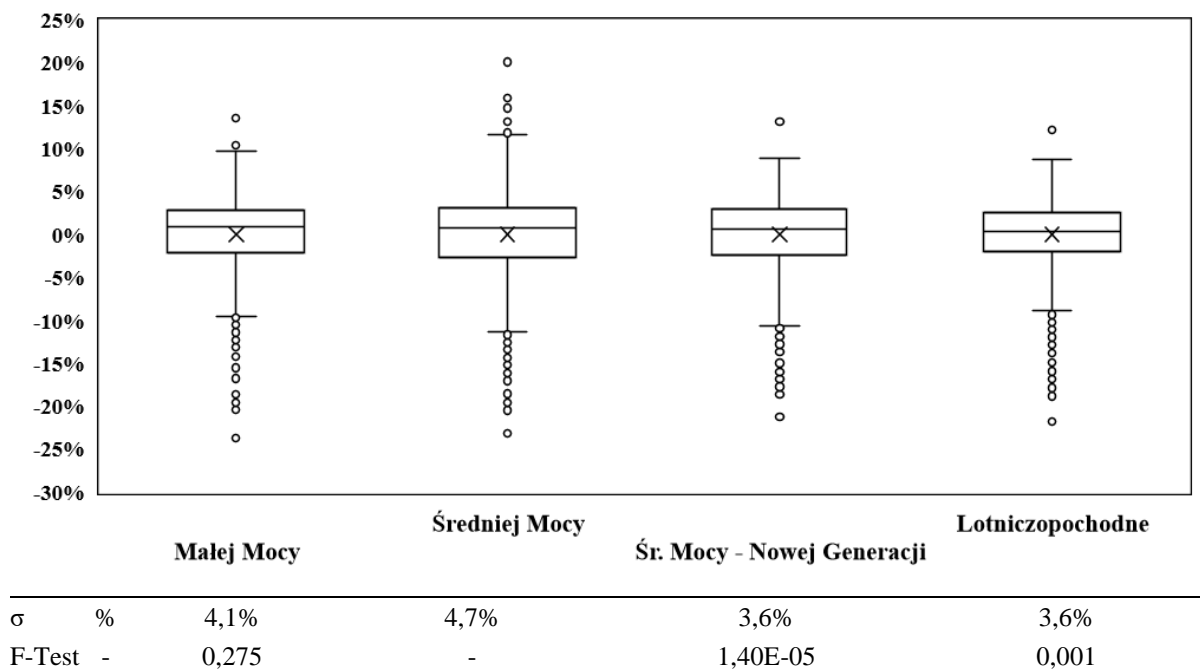
Wykres skrzynkowy zmiany temperatury gazów wylotowych dla napędu kompresora



Rysunek 21 Wykres skrzynkowy zmiany temperatury gazów wylotowych dla badanych typów TG w zastosowaniu do napędu kompresora

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

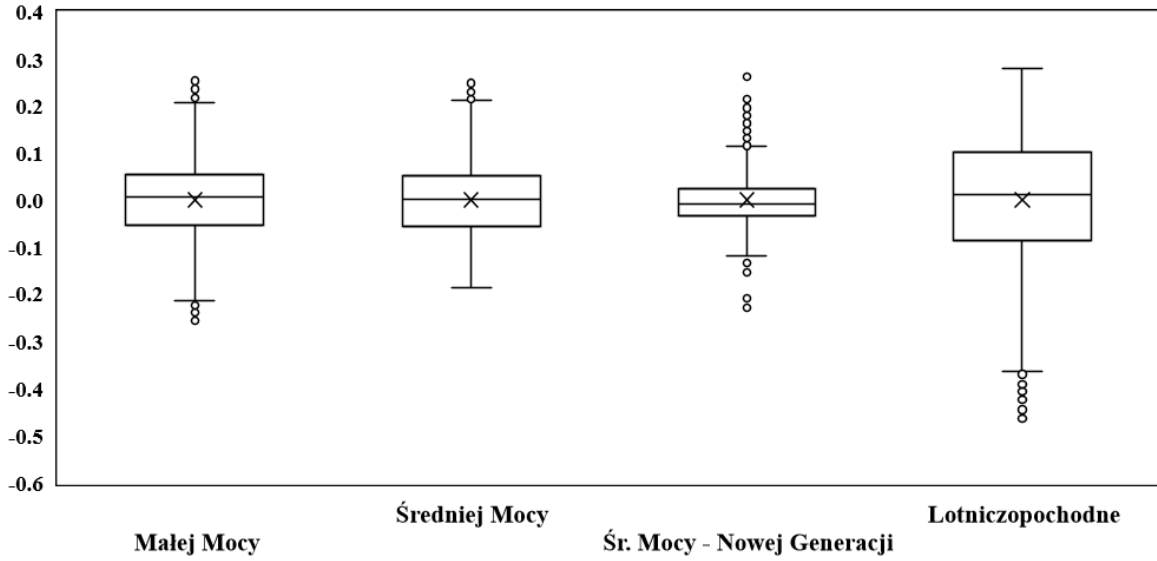
Wykres skrzynkowy zmiany przepływu gazów wylotowych dla napędu kompresora



Rysunek 22 Wykres skrzynkowy zmiany przepływu gazów wylotowych dla badanych typów TG w zastosowaniu do napędu kompresora

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Wykres skrzynkowy zmiany zawartości O₂ [% obj.] w gazach wylotowych dla napędu kompresora

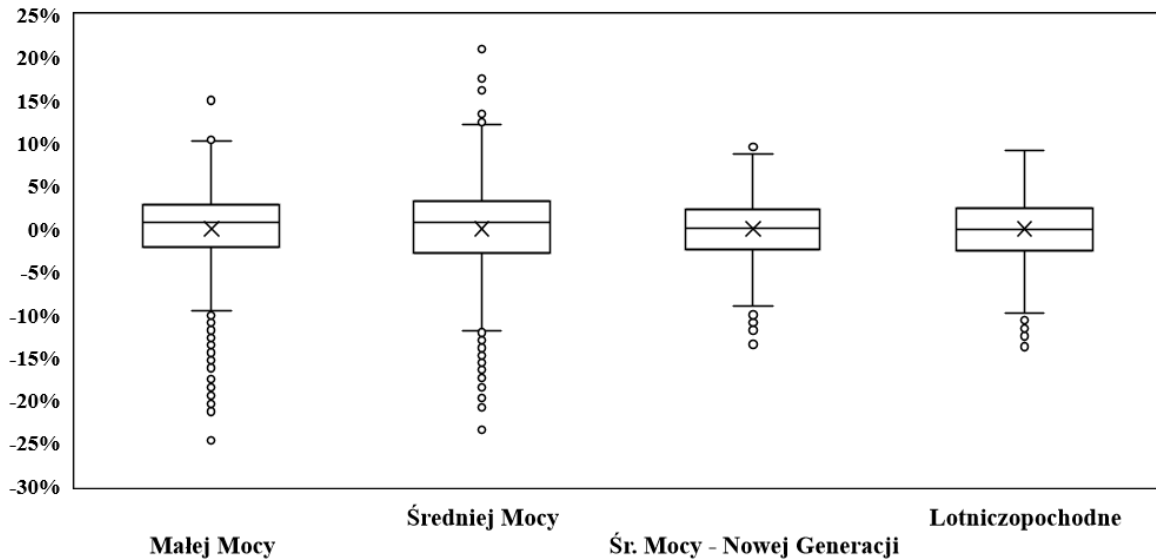


		Malej Mocy	Średniej Mocy	Śr. Mocy - Nowej Generacji	Lotniczopochodne
σ	% obj.	0,08	0,07	0,05	0,12
F-Test	-	0,348	-	1,07E-11	3,67E-13

Rysunek 23 Wykres skrzynkowy zmiany zawartości tlenu [% obj.] w gazach wylotowych dla badanych typów TG w zastosowaniu do napędu kompresora

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Wykres skrzynkowy zmiany przepływu O₂ w gazach wylotowych dla napędu kompresora

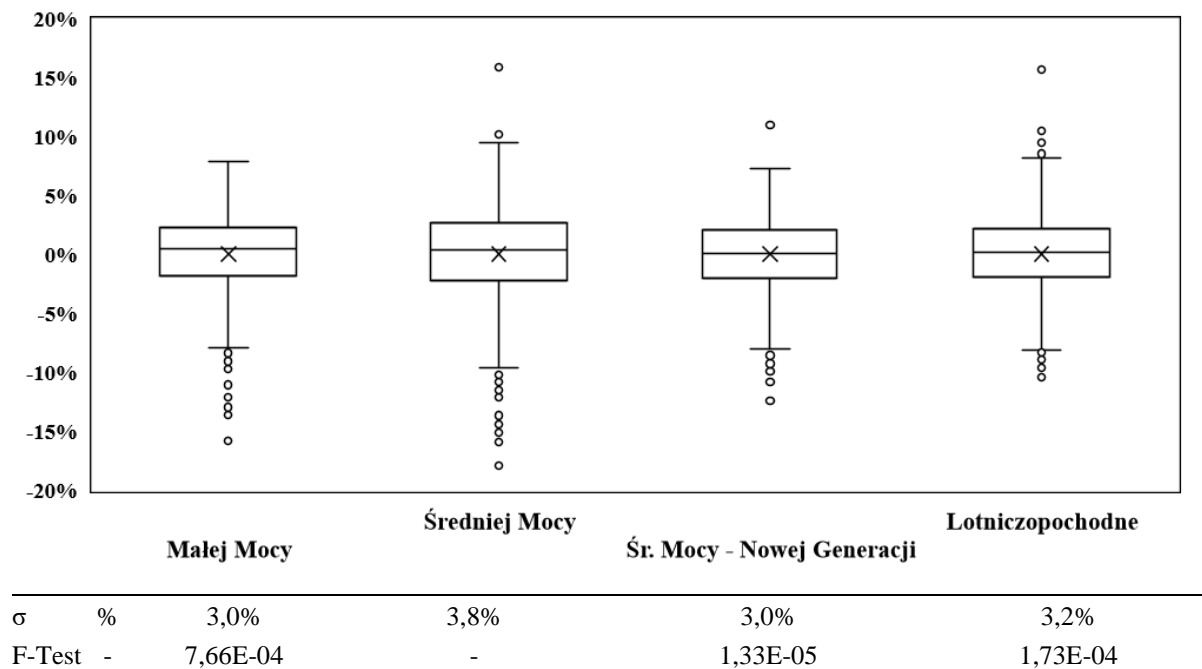


		Malej Mocy	Średniej Mocy	Śr. Mocy - Nowej Generacji	Lotniczopochodne
σ	%	4,3%	4,8%	3,5%	3,7%
F-Test	-	0,790	-	0,001	0,007

Rysunek 24 Wykres skrzynkowy zmiany przepływu tlenu w gazach wylotowych dla badanych typów TG w zastosowaniu do napędu kompresora

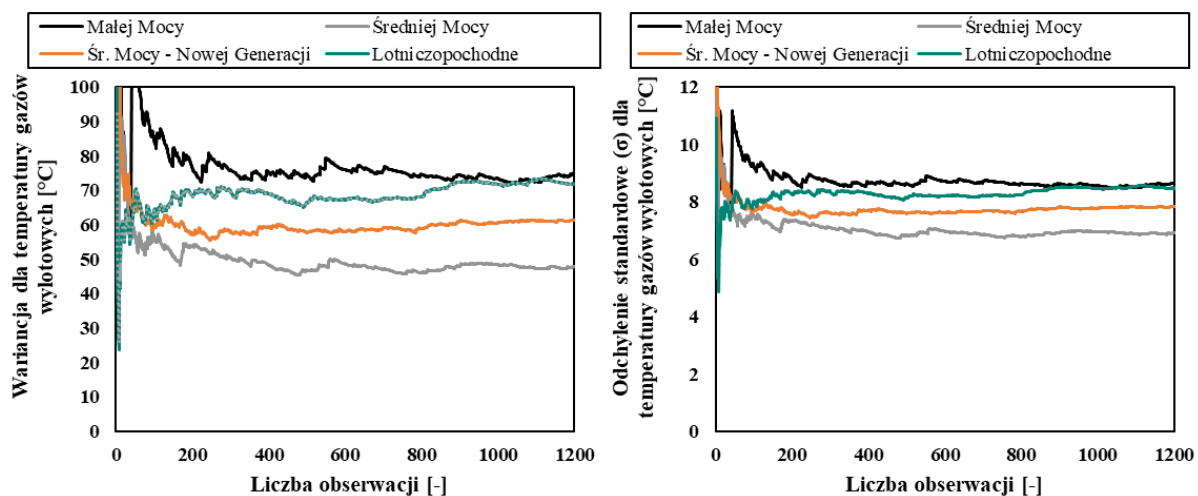
© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Wykres skrzynkowy zmiany strumienia ciepła w gazach wylotowych dla napędu kompresora



Rysunek 25 Wykres skrzynkowy zmiany strumienia ciepła w gazach wylotowych dla badanych typów TG w zastosowaniu do napędu kompresora

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone



Rysunek 26 Wykres wariancji i odchylenia standardowego w zależności od liczby obserwacji dla temperatury gazów wylotowych TG zastosowanej jako napęd kompresora.

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Wnioski – napęd kompresora

Analizując wykresy skrzynkowe i odchylenia standardowe zmiany parametrów TG kluczowych dla badanych zastosowań, jak również wyniki testu statystycznego (F- Snedecor) wykonanego w celu potwierdzenia statystycznie istotnej różnicy w wariancjach między TG Średniej Mocy a silnikami Nowej Generacji można stwierdzić:

- Nie ma istotnej różnicy między zmianą w mocy dla TG Małej Mocy, TG Średniej Mocy Nowej Generacji i TG Lotniczo-pochodnych, a zmianami dla TG Średniej Mocy
- Zmiany w sprawności są większe dla TG Małej Mocy, TG Średniej Mocy Nowej Generacji i TG Lotniczo-pochodnych w porównaniu do zmian dla TG Średniej Mocy
- Zmiany w temperaturze gazów wylotowych są nieznacznie większe dla TG Małej Mocy i TG Lotniczo-pochodnych w porównaniu do zmian dla TG Średniej Mocy. Nie ma istotnej różnicy między zmianami w temperaturze gazów wylotowych dla TG Średniej Mocy Nowej Generacji, a zmianami dla TG Średniej Mocy
- Nie ma istotnej różnicy między zmianą w przepływie gazów wylotowych dla TG Małej Mocy, a zmianami dla TG Średniej Mocy. Dla TG Średniej Mocy Nowej Generacji i TG Lotniczo-pochodnych zmiany w przepływie gazów wylotowych są nieznacznie mniejsze w porównaniu do zmian dla TG Średniej Mocy
- Zmiany w zawartości tlenu i przepływie tlenu w gazach wylotowych dla TG Średniej Mocy – Nowej Generacji są nieznacznie mniejsze w porównaniu do zmian dla TG Średniej Mocy. Zmiany w zawartości tlenu w gazach wylotowych są nieznacznie większe i zmiany w przepływie tlenu w gazach wylotowych są nieznacznie mniejsze dla TG Lotniczo-pochodnych w porównaniu do zmian dla TG Średniej Mocy. Nie ma istotnej różnicy w zmianach zawartości tlenu i przepływie tlenu w gazach wylotowych między TG Małej Mocy, a zmianami dla TG Średniej Mocy
- Zmiany w strumieniu ciepła gazów wylotowych dla TG Małej Mocy, TG Średniej Mocy Nowej Generacji i TG Lotniczo-pochodnych są nieznacznie mniejsze w porównaniu do zmian dla TG Średniej Mocy

W wyniku przeprowadzonych analiz danych eksploatacyjnych TG napędzającej kompresor w badanych zastosowaniach nie stwierdziłem znaczących różnic w zmianach większości kluczowych parametrów TG, z wyjątkiem sprawności, pomiędzy TG Średniej Mocy, a TG Nowej Generacji. Zakres zmian parametrów TG kluczowych w badanych zastosowaniach jest znaczący dla większości parametrów z wyjątkiem zawartości tlenu w gazach wylotowych dla którego zakres zmian nie jest duży (maksymalnie około +0,3% / -0,4 % obj. dla zawartości tlenu).

Porównując wyniki analiz dla TG napędzającej generator z TG napędzającą kompresor, widoczna jest większa zmienność wszystkich kluczowych parametrów TG dla zastosowań jako napęd kompresora, co wynika z pracy w szerszym zakresie obciążenia oraz zmiennej prędkości obrotowej LPT. Największą różnicę w zmienności charakteryzuje sprawność, dla której σ jest

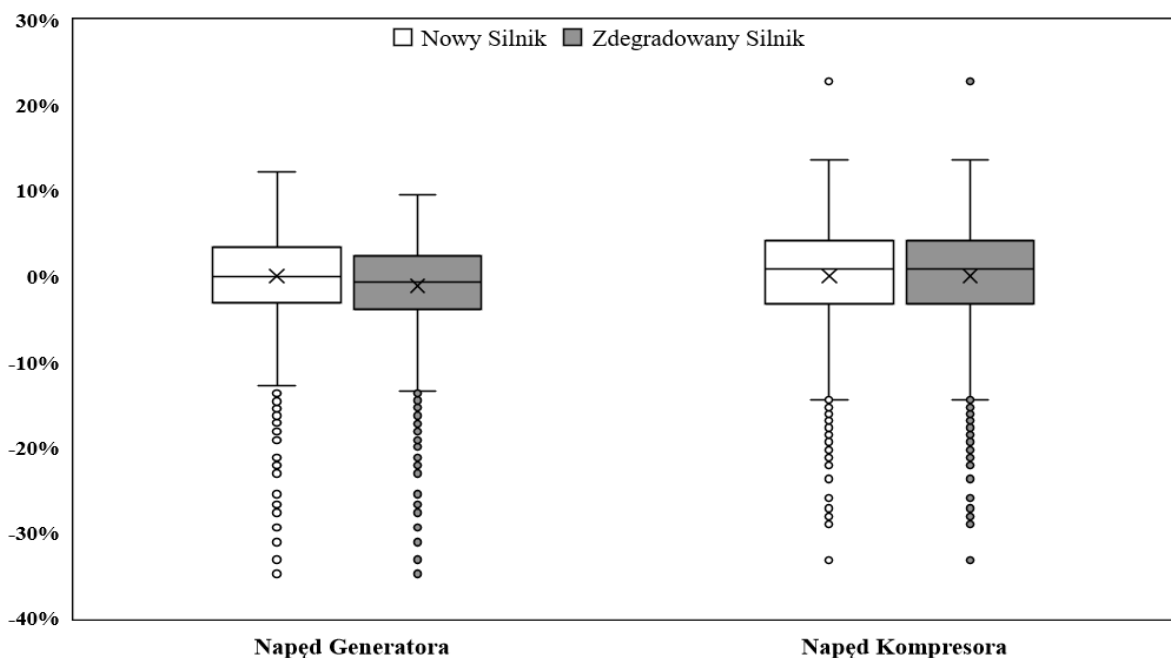
większa nawet dwukrotnie, następnie moc (σ większa o około 1,5%) oraz temperatura gazów wylotowych (σ większa o około $2\div 3$ °C).

Przeprowadzone analizy potwierdzają brak przeciwwskazań dla zastosowania TG Nowej Generacji do napędu kompresora w badanych rozwiązaniach. Istotne jest uwzględnienie zmian kluczowych parametrów TG pod wpływem zarówno warunków otoczenia, profilu prędkości obrotowej LPT jak i obciążenia TG podczas projektowania badanych zastosowań TG.

7.4. Wpływ zużycia TG

Obliczenia przedstawione w poprzednich podrozdziałach są wykonane z wykorzystaniem modeli nowych silników, bez uwzględnienia zużycia komponentów TG. Podczas eksploatacji TG następuje stopniowy spadek sprawności kompresora i turbiny oraz spadek przepływu przez kompresor, głównie w wyniku zanieczyszczenia kompresora TG. Stopień zużycia TG między przedziałami serwisowania zależy od warunków otoczenia, spalnego paliwa, cyklu pracy oraz konserwacji silnika zgodnie z zaleceniami producenta, np. odpowiednia częstotliwość przemywania kompresora. Większość strat w osiąгах TG może zostać zniwelowana dzięki renowacji, obejmującej czyszczenie albo wymianę komponentów. Dla każdego modelu TG można określić rozkład spadków osiąгов pomiędzy przedziałami serwisowania. Korzystając z modelu zużycia Lotniczo-pochodnej TG przedstawionego w GER 3695E [67], wyznaczono średni wpływ degradacji TG na osiągi oraz parametry gazów wylotowych dla typowego czasu pracy przed rozpoczęciem głównego remontu. Obliczenia wykonano dla zestawu danych zarejestrowanych podczas pracy TG napędzającej generator (podrozdział 7.2) i kompresora (podrozdział 7.3). Porównanie z wynikami otrzymanymi dla nowego silnika jest przedstawione na Rys. od 25 do 32. Dane dla zdegradowanego silnika są znormalizowane na podstawie średnich wartości dla nowego silnika.

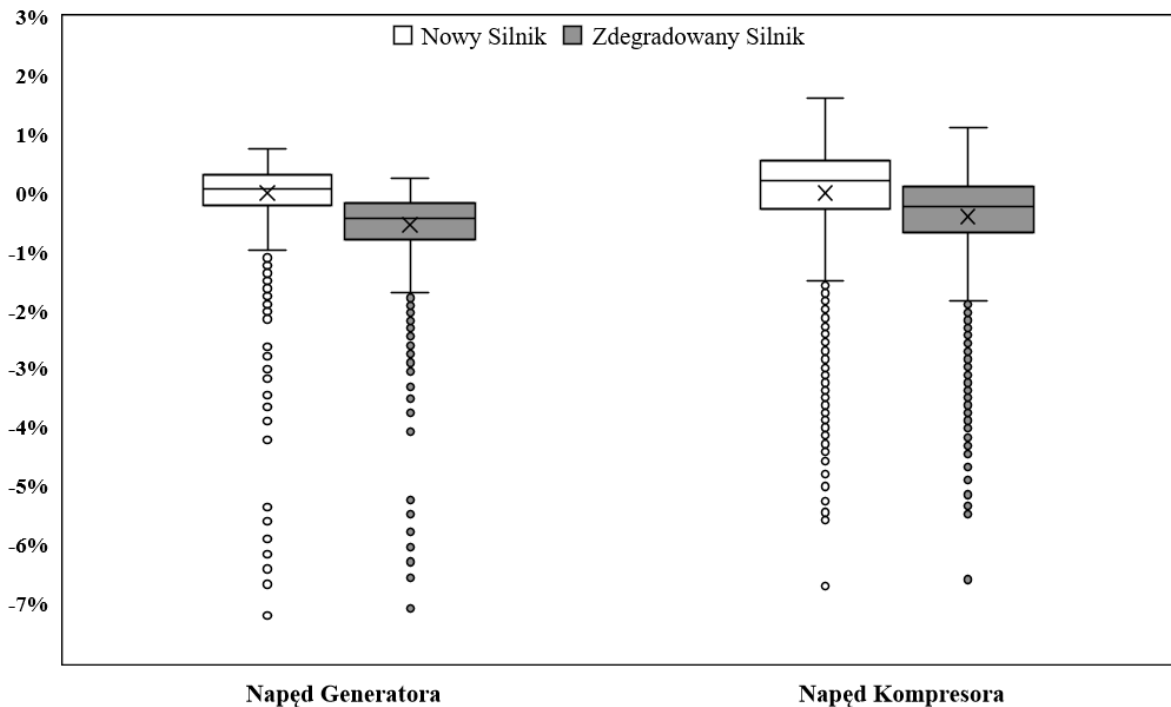
Wykres skrzynkowy zmiany mocy na wale



Rysunek 27 Wykres skrzynkowy zmiany mocy na wale dla nowego i zużytego silnika w badanych zastosowaniach TG

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

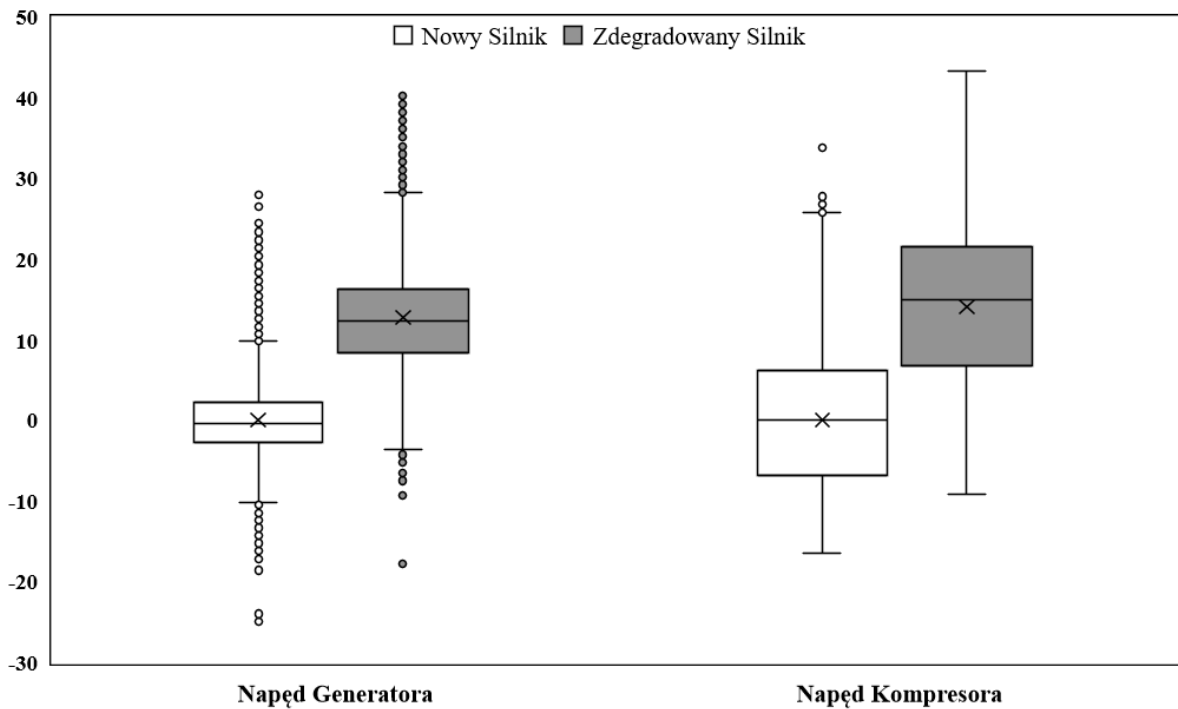
Wykres skrzynkowy zmiany sprawności (LHV)



Rysunek 28 Wykres skrzynkowy zmiany sprawności (LHV) dla nowego i zużytego silnika w badanych zastosowaniach TG

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

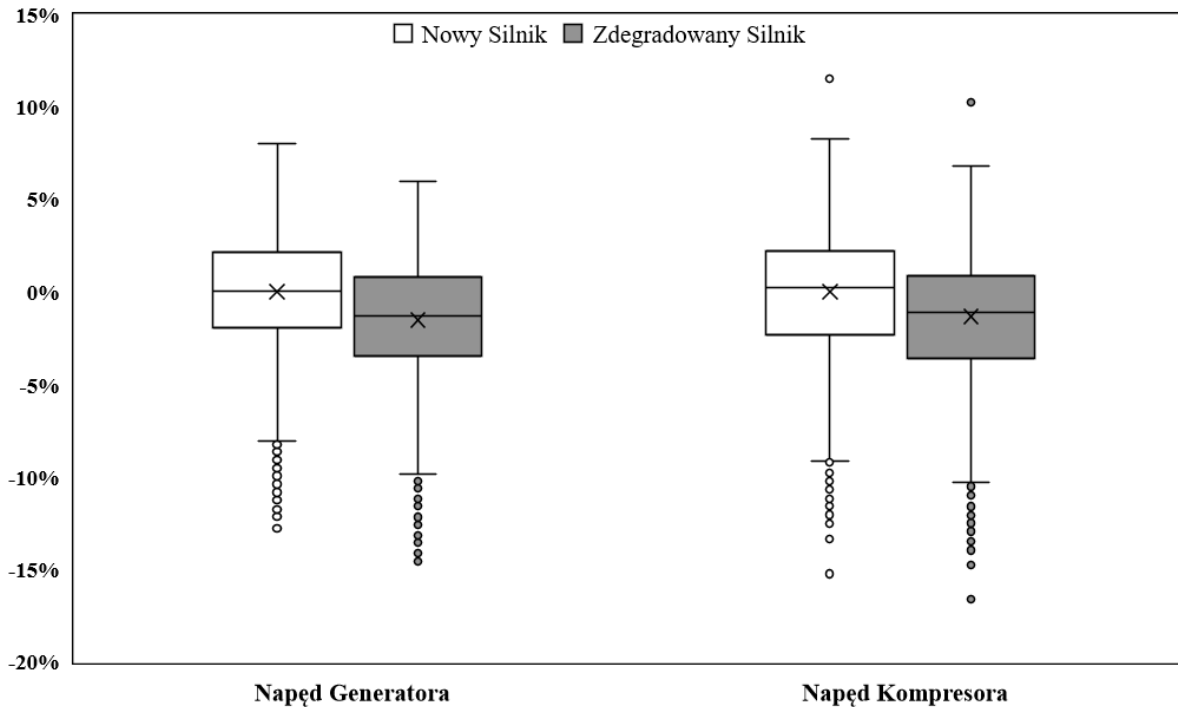
Wykres skrzynkowy zmiany temperatury gazów wylotowych



Rysunek 29 Wykres skrzynkowy zmiany temperatury gazów wylotowych dla nowego i zużytego silnika w badanych zastosowaniach TG

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

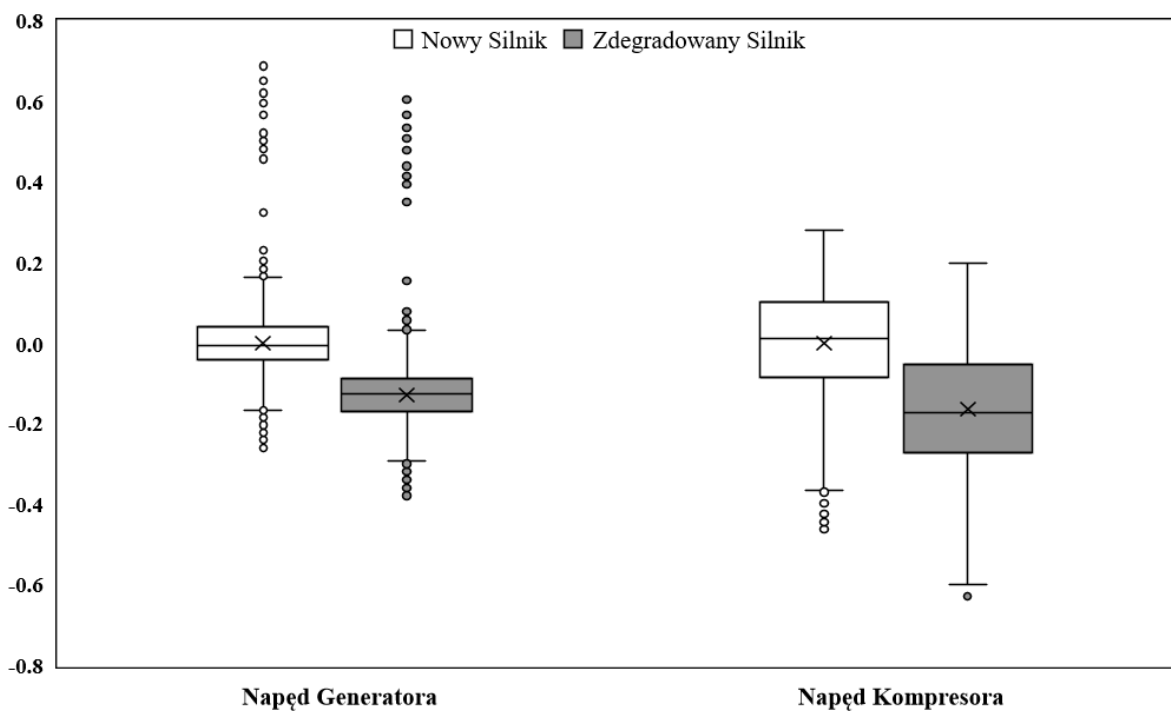
Wykres skrzynkowy zmiany przepływu gazów wylotowych



Rysunek 30 Wykres skrzynkowy zmiany przepływu gazów wylotowych dla nowego i zużytego silnika w badanych zastosowaniach TG

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

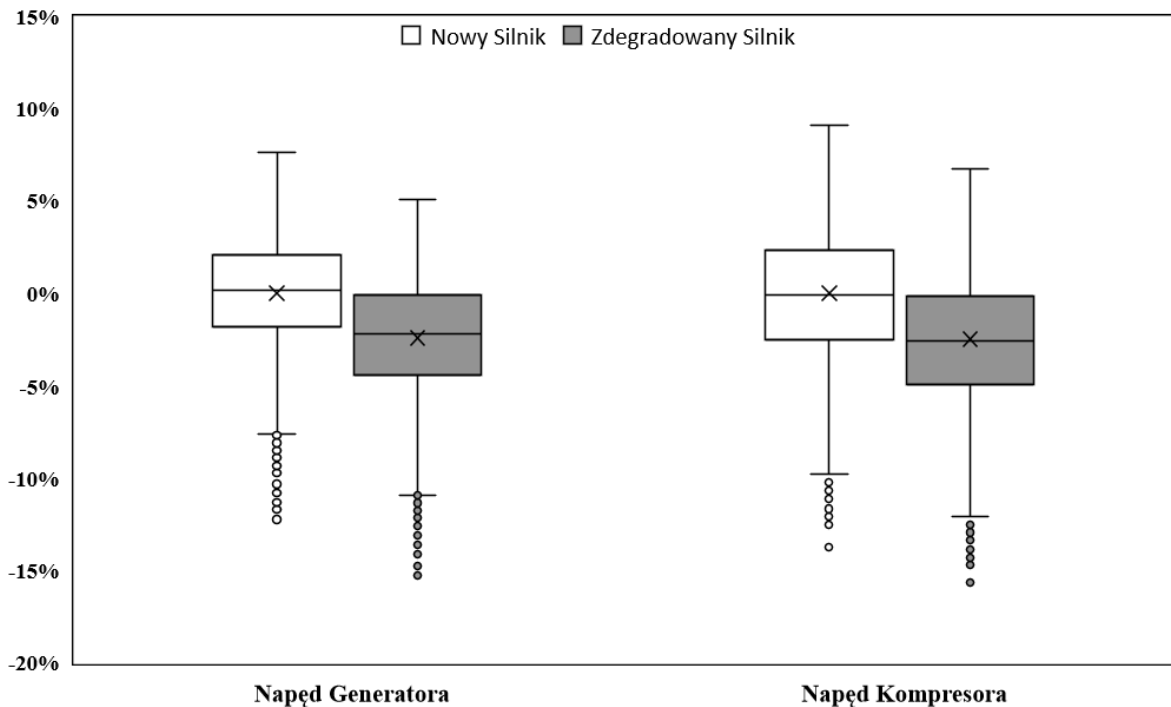
Wykres skrzynkowy zmiany zawartości O₂ [% obj.] w gazach wylotowych



Rysunek 31 Wykres skrzynkowy zmiany zawartości tlenu [% obj.] w gazach wylotowych dla nowego i zużytego silnika w badanych zastosowaniach TG

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

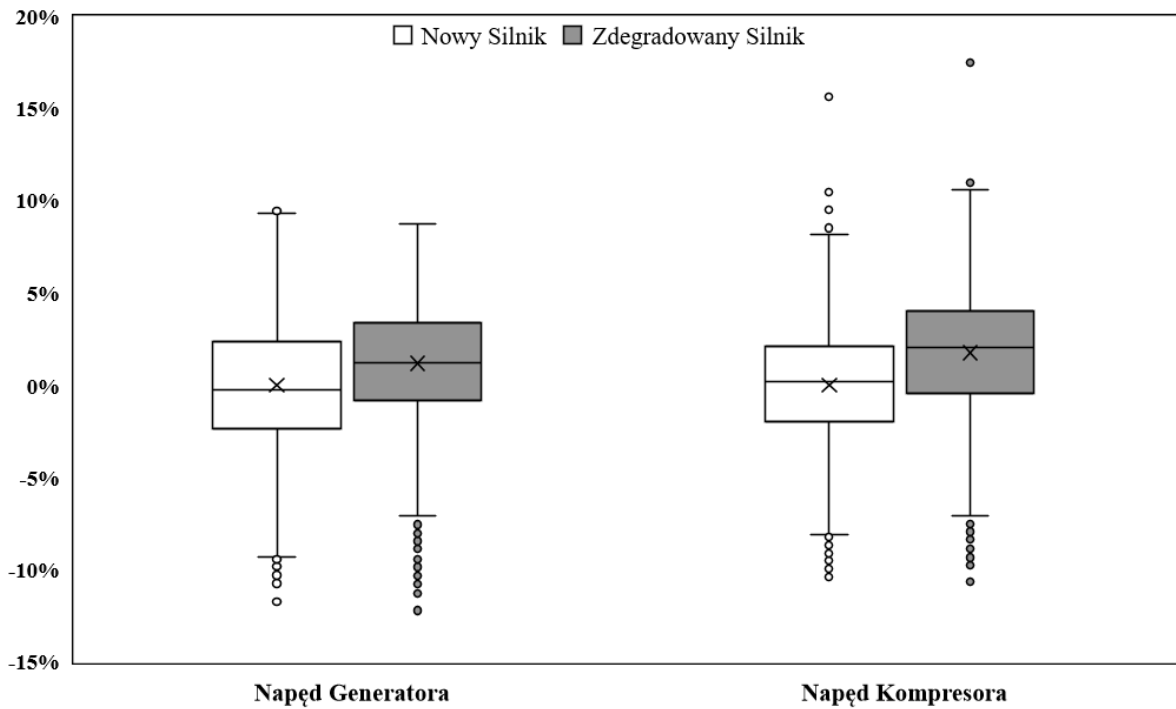
Wykres skrzynkowy zmiany przepływu O₂ w gazach wylotowych



Rysunek 32 Wykres skrzynkowy zmiany przepływu tlenu w gazach wylotowych dla nowego i zużytego silnika w badanych zastosowaniach TG

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

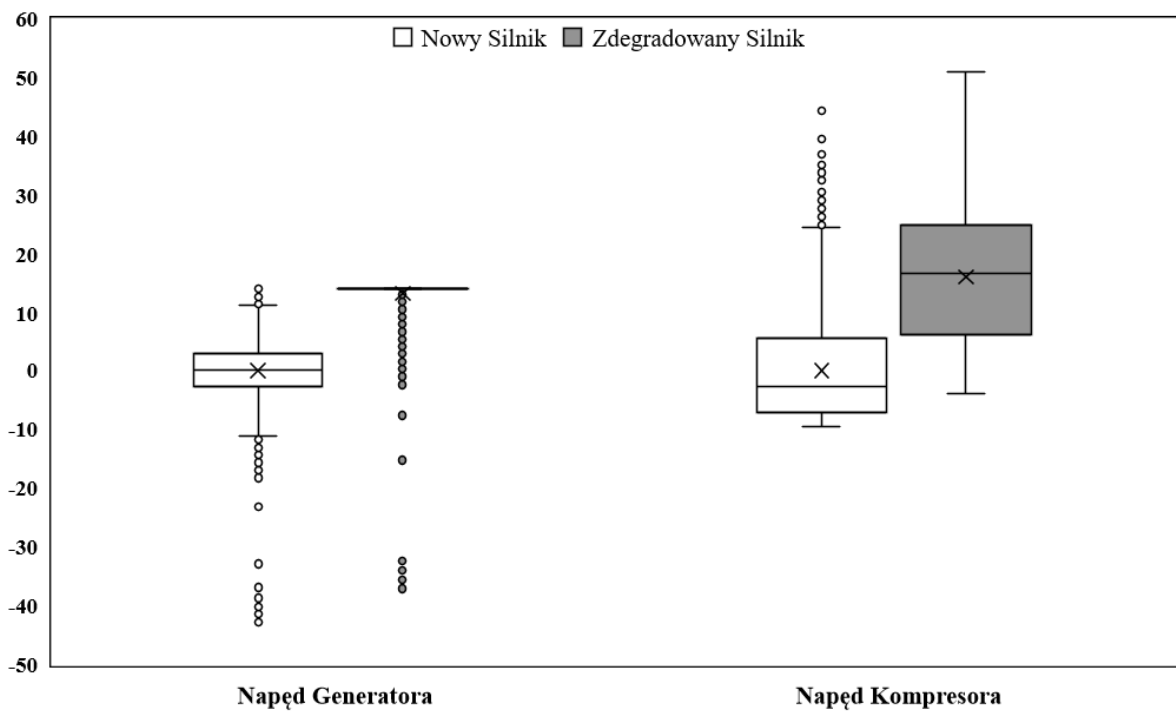
Wykres skrzynkowy zmiany strumienia ciepła w gazach wylotowych



Rysunek 33 Wykres skrzynkowy zmiany strumienia ciepła w gazach wylotowych dla nowego i zużytego silnika w badanych zastosowaniach TG

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Wykres skrzynkowy zmiany temperatury wlotowej do LPT



Rysunek 34 Wykres skrzynkowy zmiany temperatury wlotowej do turbiny niskoprężnej (LPT) dla nowego i zużytego silnika w badanych zastosowaniach TG

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Wnioski Zużycie TG

Porównując wykresy skrzynkowe zmiany parametrów TG kluczowych dla badanych zastosowań, wyznaczone dla nowego i zdegradowanego silnika w obydwu badanych zastosowaniach TG można stwierdzić:

- Moc dla TG zastosowanej do napędu kompresora nie ulega zmianie, co wynika z mocy turbiny poniżej maksymalnego obciążenia nawet dla zdegradowanego silnika. Moc dla TG zastosowanej do napędu generatora pod wpływem degradacji jest zmniejszona co wynika z osiągnięcia maksymalnej temperatury wlotowej do LPT (T_{LPTin}), jak pokazano na Rysunku 34
- Sprawność, przepływ gazów wylotowych, jak i zawartość tlenu oraz przepływ tlenu dla zużytego silnika są zmniejszone. Nie ma znacznej różnicy w zmienności tych parametrów pod wpływem degradacji silnika
- Średnia temperatura gazów wylotowych dla zdegradowanej TG jest większa o około 13 °C dla TG napędzającej generator oraz większa o około 14 °C dla TG napędzającej kompresor. Nie ma znacznej różnicy w zmienności temperatury gazów wylotowych pod wpływem degradacji silnika
- Średni strumień ciepła w gazach wylotowych dla zdegradowanej TG jest zwiększony o 1,2% dla napędu generatora oraz o 2,0% dla napędu kompresora. Zmiana strumienia ciepła w gazach wylotowych jest mniejsza dla zdegradowanej TG w przypadku napędu generatora oraz pozostaje bez znacznych zmian w przypadku napędu kompresora.

Przeprowadzone analizy potwierdzają konieczność uwzględnienia wpływu degradacji na kluczowe parametry TG w badanych zastosowaniach. Wzrost temperatury oraz strumienia ciepła gazów wylotowych dla zdegradowanego silnika jest korzystny we wszystkich badanych zastosowaniach TG. Mniejsza zawartość (średnio od -0,1 do -0,2%) oraz przepływ tlenu w gazach wylotowych (około -2,5%) nie są korzystne w przypadku integracji TG z piecami przemysłowymi, jednak spadek wartości tych parametrów nie jest znaczny.

8. Regulacja parametrów gazów wylotowych przez systemy pomocnicze i regulacyjne TG

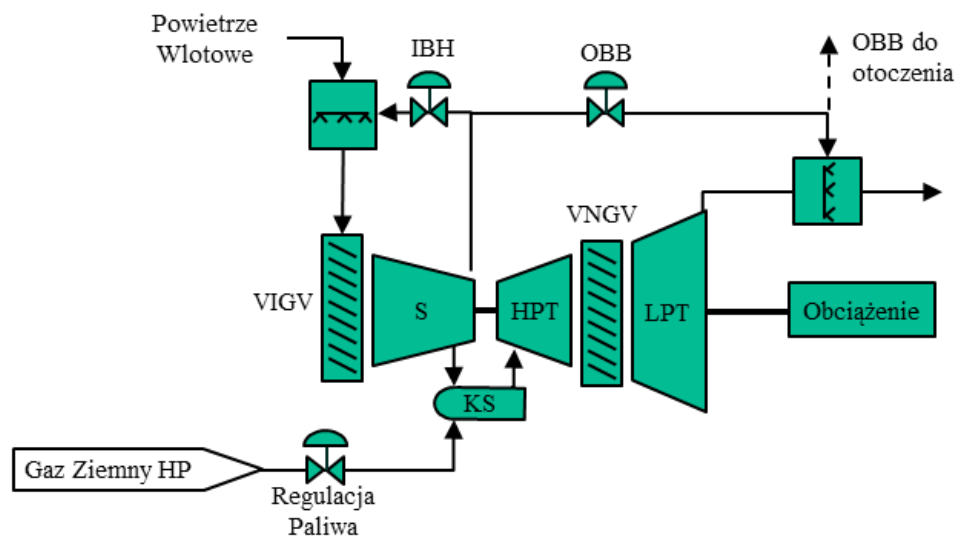
Dla zadanego punktu pracy TG parametry gazów wylotowych są determinowane przez warunki otoczenia, rodzaj spalanego paliwa, poziom mocy, prędkość obrotową LPT oraz stopień degradacji TG, zgodnie z analizami przeprowadzonymi w rozdziałach 6 i 7. W celu kompensacji wpływu warunków otoczenia oraz umożliwienia regulacji parametrów gazów wylotowych z TG (temperatura i przepływ), zbadalem możliwość wykorzystania systemów regulacyjnych oraz pomocniczych TG wypisanych poniżej i przedstawionych na Rysunku 35:

- Grupa A - Regulacja Temperatury:
 - System recyrkulacji upustu z wylotu kompresora (IBH)
 - System upustu powietrza z wylotu kompresora (OBB)
 - System regulacji paliwa - praca w warunkach przegrzewania oraz przy zmniejszonej temperaturze maksymalnej
- Grupa B - Regulacja Przepływu
 - Nastawialne kierownice wlotowe do kompresora (VIGV)
 - Nastawialne kierownice wlotowe do turbiny niskoprężnej (VNGV)

Systemy IBH są stosowane w Przemysłowych TG Średniej i Dużej Mocy, w celu umożliwienia regulacji IGW w szerszym zakresie, co pozwala na rozszerzenie obciążenia, w którym komory spalania DLN mogą pracować w trybie niskoemisyjnym. Systemy IBH są stosowane również jako zabezpieczenie przeciw oblodzeniem w systemie wlotowym TG i oblodzeniem na pierwszym stopniu kompresora we wszystkich typach badanych TG. Możliwość manualnej regulacji IGW oraz jednoczesnej manualnej regulacji IBH została wprowadzona w referencyjnych projektach dla Przemysłowych TG Średniej Mocy wyposażonych w komory spalania opisanych w podrozdziale 3.1.1. Połączenie manualnej regulacji IGW oraz IBH umożliwia jednoczesną regulację przepływu i temperatury gazów wylotowych.

Systemy OBB są stosowane w TG Lotniczo-pochodnych oraz TG Średniej Mocy – Nowej Generacji, w celu kontroli stosunku paliwa do powietrza i tym samym temperatury płomienia przy częściowym obciążeniu, na potrzeby regulacji niskoemisyjnych komór spalania. Zarówno systemy IBH jak i OBB umożliwiają zabezpieczenie kompresora TG przed pompazem. W przypadku TG Małej Mocy (dwuwałowych) wykorzystano kombinację nastawialnych kierownic wlotowych do turbiny niskoprężnej (VNGV) wraz z zaworami odcinającymi dopływ paliwa do poszczególnych palników w celu umożliwienia kontroli niskoemisyjnych komór

spalania bez konieczności wykorzystania upustu z kompresora, co znacznie zwiększa sprawność przy niskim obciążeniu.



Rysunek 35 Systemy pomocnicze (IBH i OBB) oraz regulacyjne (VIGV, VNGV i przepływ paliwa) dla dwuwalowej Przemysłowej TG

Oznaczenia: KS – komora spalania, S – sprężarka/kompresor, HPT – turbina wysokoprężna, LPT – turbina niskoprężna, VIGV – nastawialne kierownice kompresora, VNGV – nastawialne kierownice na wlocie do LPT, IBH – recyrkulacja upustu z kompresora, OBB – upust z kompresora do otoczenia lub zmieszany z gazami wlotowymi

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

System IBH został wprowadzony przez GE pod koniec lat 90-tych [68] w ramach rozwoju niskoemisyjnych komór spalania DLN. Systemy OBB został opracowane również pod koniec lat 90-tych przez GE [69] w ramach rozwoju niskoemisyjnych komór spalania DLE dla turbin Lotniczo-pochodnych. Układy, w których wykorzystano kombinacje regulacji VNGV i zaworów odcinających dopływ paliwa do palników została opatentowane przez Nuovo Pignone (Baker Hughes Company) w roku 2016 [70] w ramach opracowania nowych TG Małej Mocy z rodziny NovaLT (LT16 i LT12).

Nie wszystkie systemy pomocnicze są dostępne dla badanych typów TG. Tabela 13 zawiera podsumowanie systemów regulacyjnych oraz pomocniczych dostępnych w standardowej konfiguracji badanych modeli TG (oznaczone literą D), jak również systemy regulacyjne i pomocnicze wymagające modyfikacji standardowych konfiguracji (oznaczone literą M) i systemy niedostępne (oznaczone literą ND), których zaimplementowanie nie jest możliwe ze względu na architekturę silnika (NGV dla TG jednowalowych) lub wymagałoby znacznych modyfikacji standardowej konfiguracji, modyfikacji architektury silnika i/lub modyfikacji systemu kontroli.

Tabela 13 Systemy regulacyjne i pomocnicze dostępne w badanych typach TG

Typy TG	VIGV	VNGV	IBH	OBB
Małej Mocy (1-wałowe)	D	ND	M	D
Małej Mocy (2-wałowe)	D	D	M	M
Śr. Mocy (1-wałowe)	D	ND	D	D
Śr. Mocy (2-wałowe)	D	D	D	D
Śr. Mocy – Nowej Generacji	D	ND	M	D
Lotniczo-pochodne	D	ND	M	D

Oznaczenia: D – Dostępne w standardowej konfiguracji, M – Modyfikacja standardowej konfiguracji,

ND – Niedostępny

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

W celu umożliwienia regulacji zarówno temperatury, jak i przepływu gazów wylotowych z TG przy utrzymaniu stałej mocy konieczne jest równoczesne wykorzystanie systemów z grupy A i B. Badania przeprowadziłem dla kombinacji systemów z grup A i B wypisanych w tabeli 14. Obliczenia dla systemu upustu z wylotu kompresora (OBB) przeprowadziłem dla przypadku wyprowadzenia powietrza do otoczenia (Tabela 14 – LP: 2a), jak również dla przypadku zmieszania powietrza z gazami wylotowymi z TG (Tabela 14 – LP: 2b). W większości TG wyposażonych w systemy OBB, powietrze z upustu jest zmieszane z gazami wylotowymi. Przypadek, w którym powietrze jest wyprowadzane do otoczenia ma na celu porównanie wpływu efektu regulacji systemu OBB i VIGV, bez efektu związanego ze zmieszaniem, na parametry gazów wylotowych dla badanych typów TG.

Tabela 14 Systemy regulacyjne i pomocnicze dostępne w badanych modelach TG

LP	Regulacja Temperatury	Regulacja Przepływu	Utrzymanie Stałej mocy
1	IBH	VIGV	Paliwo
2a	OBB	VIGV	Paliwo
2b	OBB mix	VIGV	Paliwo
3	VNGV+VIGV	VIGV + N _{GG}	Paliwo

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Na podstawie dostępności systemów regulacyjnych i pomocniczych, przeprowadzenie badań wszystkich przypadków kombinacji systemów pomocniczych wypisanych w Tabeli 14 jest możliwa dla dwuwałowych Przemysłowych TG Średniej Mocy. Dla dwuwałowych TG Małej Mocy system VNGV jest dostępny, ale nie ma możliwości realizacji przypadku 3 z Tabeli 14, ze względu na powiązanie regulacji N_{GG} z modulacją IGV [70], co nie pozwala na pracę TG z zadaną prędkością obrotową i zmiennym kątem IGV. Dla pozostałych TG ze względu na niedostępność VNGV obliczenia wykonałem dla przypadków 1, 2a i 2b wg Tabeli 14.

Wszystkie z badanych systemów regulacyjnych i pomocniczych mają również wpływ na emisję tlenków azotu, tlenków węgla oraz stabilność spalania paliw w niskoemisyjnych komorach. Ograniczenia wynikające z wpływu badanych systemów regulacyjnych i pomocniczych na emisję tlenków azotu, tlenków węgla oraz stabilność spalania są uwzględnione w obliczeniach pośrednio przez dozwolony zakres zmian maksymalnej temperatury obiegu (T_{Tin}), która jest regulowana przepływem paliwa (W_F) na podstawie:

- Temperatury gazów wylotowych (T_{Tout}) określanej przez tzw. krzywą kontroli dla Przemysłowych TG Małej i Średniej Mocy
- Temperatury wlotowej do LPT (T_{LPTin}) dla TG Lotniczo-pochodnych

Na potrzeby przeprowadzonych badań wykonanej dla stałej mocy i prędkości obrotowej LPT przyjęto, że krzywa kontroli dla TG Małej i Średniej Mocy jest zdefiniowana jako temperatura gazów wylotowych (T_{Tout}) w zależności od sprężu kompresora (PR_S).

Wyzaczyłem temperaturę oraz przepływ gazów wylotowych możliwy do osiągnięcia przez regulację wspomnianych systemów przy stałej mocy odpowiadającej częściowemu obciążeniu równemu 70% dla warunków ISO, uwzględniając ograniczenia wynikające z:

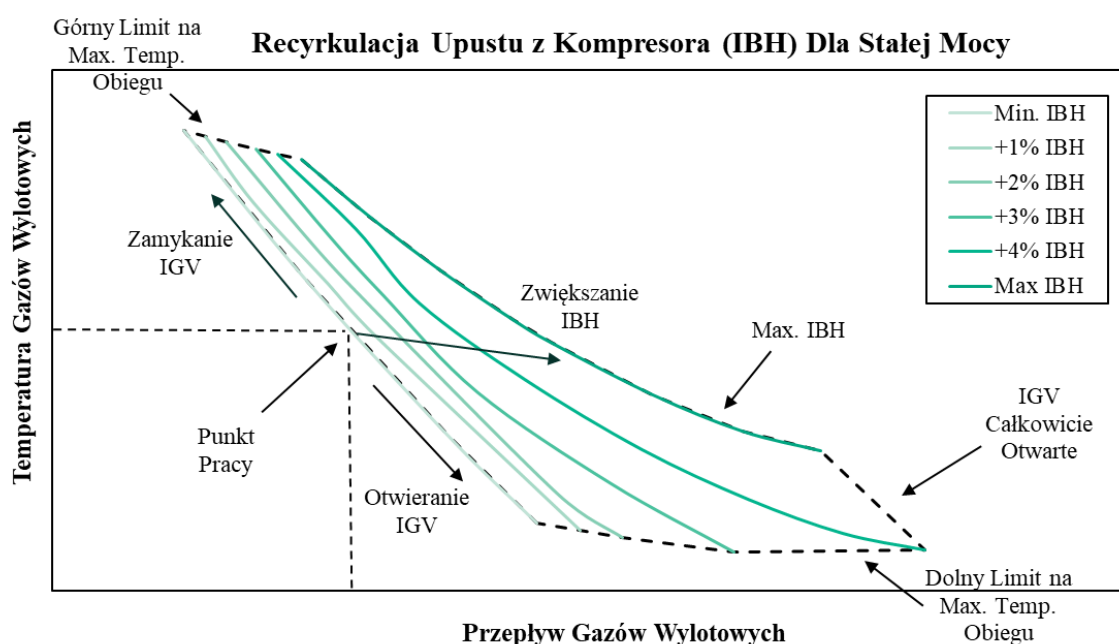
- Maksymalnej temperatury gazów wylotowych (T_{Tout})
- Dozwolonego zakresu zmian maksymalnej temperatury obiegu (T_{Tin})
- Dozwolonego zakresu kąta kierownic wlotowych do kompresora (IGV)
- Zakresu obrotów pierwszego wału TG (N_{GG}) przez zmianę kąta kierownic turbiny niskoprężnej (VNGV)
- Dozwolonego dodatkowego upustu z wylotu kompresora (OBB i IBH max 5% przepływu powietrza)
- Dozwolonego marginesu do uniknięcia zjawiska pompażu kompresora TG

Założenia i wyniki wykonanych obliczeń dla Przemysłowych TG Średniej Mocy (jednowałowe i dwuwałowe), TG Małej Mocy (dwuwałowe) oraz TG Lotniczo-pochodnej i TG Średniej Mocy – Nowej Generacji, są przedstawione w kolejnych podrozdziałach.

8.1. Przemysłowe TG Średniej Mocy

Podsumowanie ograniczeń zawężających obszar regulacji temperatury i przepływu gazów wylotowych dla przypadku kombinacji regulacji systemów IBH, VIGV oraz regulacji paliwa (Tabela 14 LP: 1) dla Przemysłowej TG Średniej Mocy jest przedstawione na Rysunku 36. Z zadanego punktu pracy możemy otrzymać krzywą, dzięki możliwości modulacji IGV oraz

równoczesnej regulacji przepływu paliwa, co pozwala na regulacją przepływu gazów wylotowych przy utrzymaniu stałej mocy. Zamykanie IGW umożliwia zmniejszenie przepływu gazów wylotowych i wymaga pracy przy zwiększonej max. temperaturze obiegu w celu utrzymania stałej mocy. Otwieranie IGW umożliwia zwiększenie przepływu gazów wylotowych, przy zmniejszonej max. temperaturze obiegu dla stałej mocy. Krzywa dla modulacji IGW jest wyznaczona dla minimalnego przepływu IBH, wymaganego na potrzeby kontroli niskoemisyjnej komory spalania DLN. Z krzywej dla modulacji IGW otrzymałem obszar regulacji temperatury i przepływu gazów wylotowych, przez zwiększanie recyrkulacji upustu z wylotu kompresora (IBH). Dla stałego kąta IGW zwiększenie IBH umożliwia jedynie zwiększenie przepływu gazów wylotowych. Dzięki połączeniu modulacji IGW, regulacji IBH oraz regulacji przepływem paliwa, możliwa jest równoczesna regulacja temperatury i przepływu gazów wylotowych. Na dopuszczalny obszar regulacji mają wpływ również warunki otoczenia. Dla wysokich temperatur obszar może być ograniczony przez maksymalną temperaturę gazów wylotowych, dla niskich temperatur przez ograniczenia na minimalny kąt IGW związane z ochroną kompresora TG przed zjawiskiem pompażu.



Rysunek 36 Zakres regulacji temperatury i przepływu gazów wylotowych z Przemysłowej TG Średniej Mocy dla przypadku kombinacji regulacji systemów IBH, VIGV oraz regulacji paliwa (LP: 1).

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

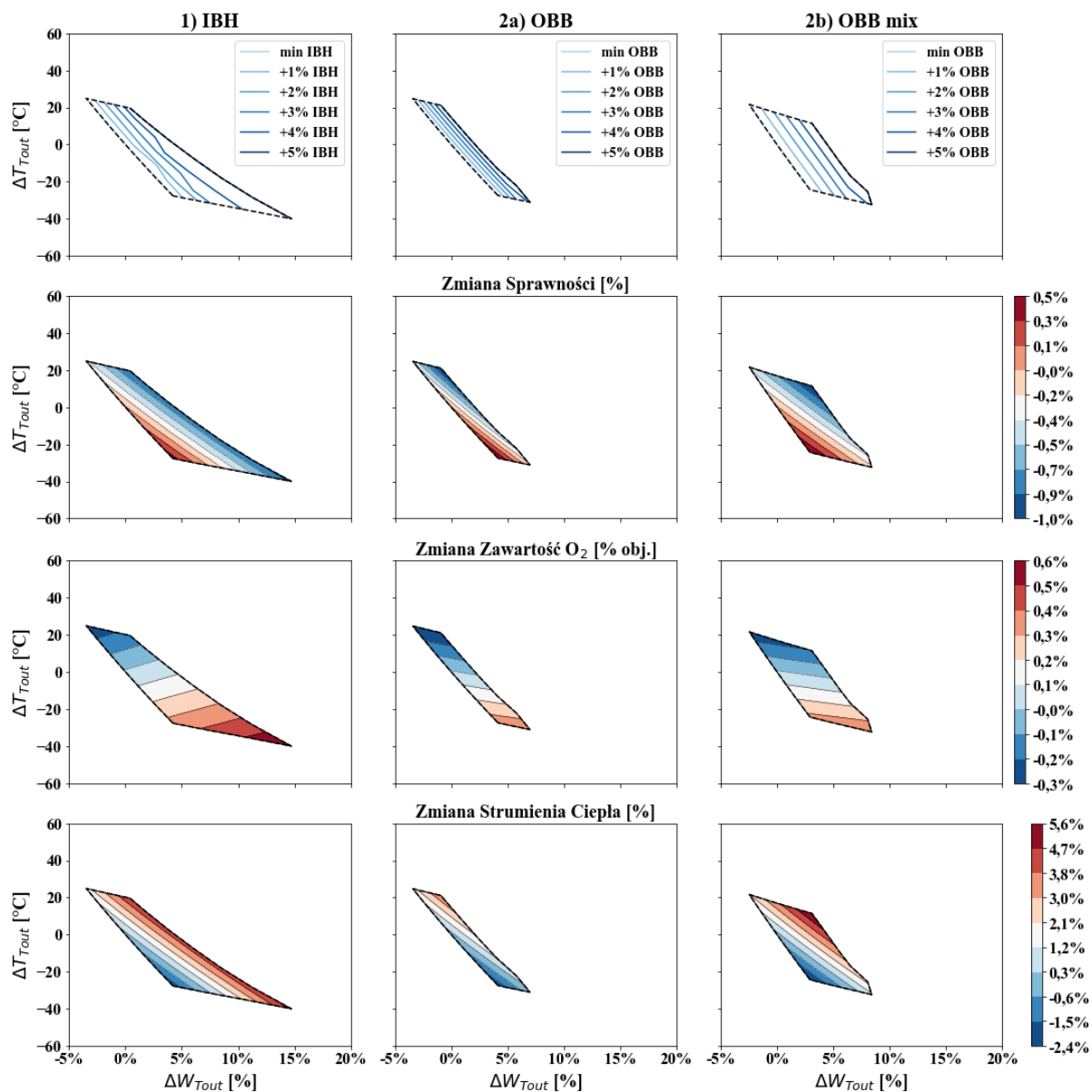
Obszar możliwej regulacji przepływu i temperatury gazów wylotowych można w analogicznych sposób wyznaczyć dla pozostałych systemów pomocniczych (OBB) i regulacyjnych TG (VNGV+VIGV). W przypadku systemów pomocniczych OBB, minimalny

przepływ OBB jest wyznaczony jako ekwiwalenty w stosunku do minimalnego przepływu IBH wymaganego do kontroli niskoemisyjnej komory spalania DLN na podstawie zgodności między kluczowymi parametrami TG, co pozwala na przeprowadzenie obliczeń bez przypadków kombinacji systemów IBH i OBB. Dla dwuwałowych TG z systemem modulacji VNGV obliczenia dla przypadków upustu z IBH i OBB są wykonane przy stałej wartości obrotów wału wysokoprężnego (N_{GG}) równej wartości minimalnej.

Regulacja przepływem paliwa wymaga wprowadzenia zmian w krzywej kontroli w celu umożliwienia utrzymania stałej mocy oraz ograniczenia wpływu zmian w badanych systemach na proces spalania w komorach niskoemisyjnych. Propozycja zmian w filozofii kontroli systemów pomocniczych oraz regulacyjnych TG umożliwiającą automatyczną regulację temperatury i przepływu gazów wylotowych przy zachowaniu stałej mocy i kompensacji wpływu na komory spalania przedstawiłem w rozdziale 10.

Porównanie parametrów gazów wylotowych przy regulacji systemami wypisanymi w tabeli 14 dla Przemysłowej TG Średniej Mocy jest przedstawione na Rysunku 37 (jednowałowa) i 38 (dwuwałowa). W obydwu przypadkach największy obszar regulacji uzyskano dla systemu recyrkulacji upustu z wylotu kompresora (IBH). Przypadek 2b w którym upust OBB jest zmieszany z gazami wylotowymi pozwala na rozszerzenie obszaru regulacji przepływu w porównaniu do przypadku 2a z wyprowadzeniem upustu OBB do otoczenia.

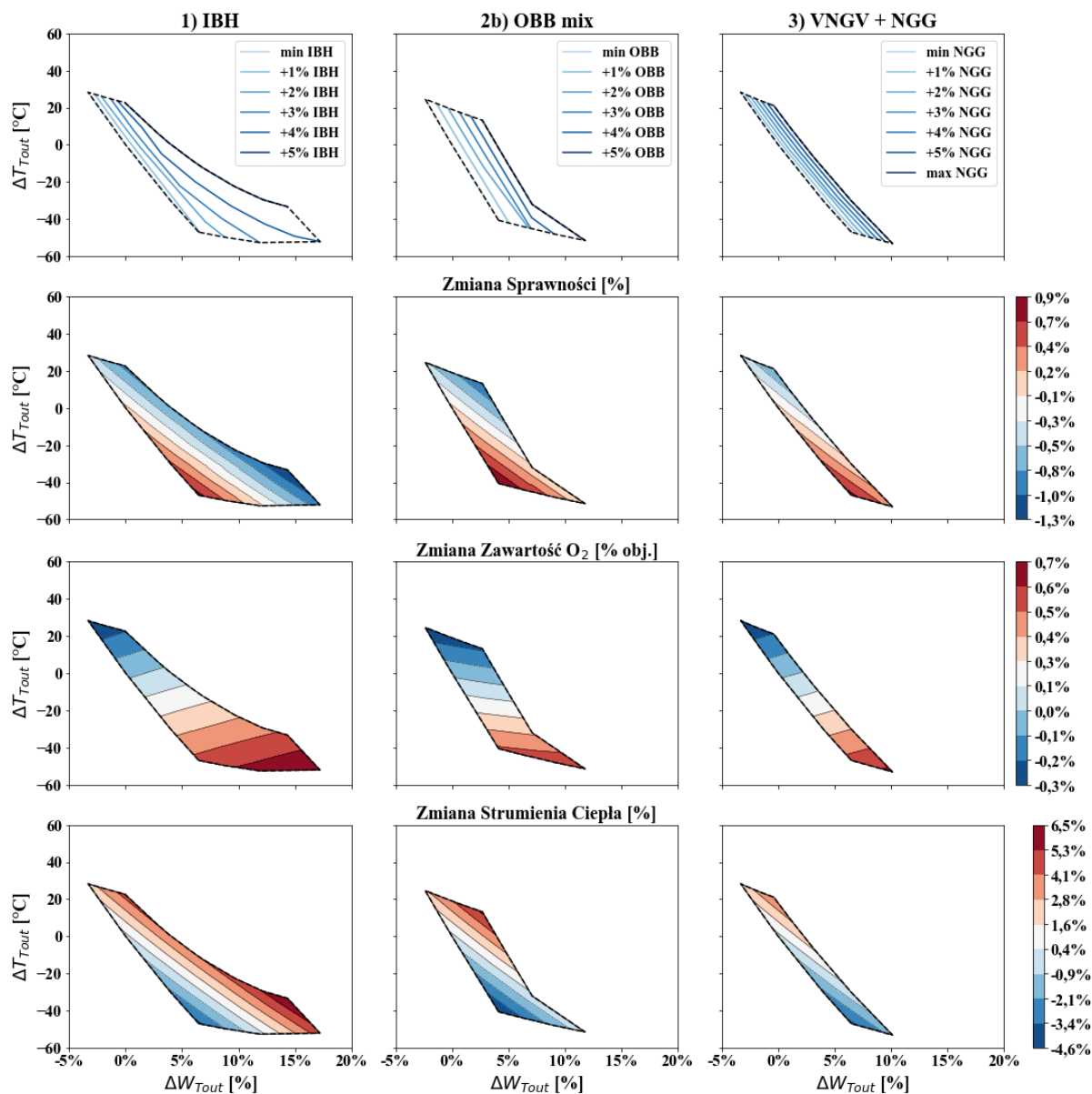
Wykresy konturowe przedstawione na Rysunkach 37 i 38, dają możliwość porównania badanych systemów pod kątem możliwego zakresu regulacji temperatury i przepływu gazów wylotowych z TG. W celu określenia wpływu zmian w systemach pomocniczych na pozostałe parametry TG, obliczyłem średnią zmianę każdego z kluczowych parametrów TG dla jednostkowej zmiany temperatury ($T_{T_{out}}$) i przepływu ($W_{T_{out}}$) (Tabela 15 i 16). Obliczenia wykonałem dla warunków ISO oraz dla stałej mocy odpowiadającej 70% obciążeniu. W przypadku jednostkowej zmiany temperatury ($T_{T_{out}}$) obliczenia wykonałem dla stałego kąta IGV i zmiennej maksymalnej temperatury obiegu ($T_{T_{in}}$), natomiast w przypadku jednostkowej zmiany przepływu gazów wylotowych ($W_{T_{out}}$) założyłem stałą wartość $T_{T_{in}}$ i zmienny kąt IGV. Wyjątkiem są obliczenia przeprowadzone dla przypadku nr 3, dla którego obliczenia dla jednostkowej zmiany $T_{T_{out}}$ wykonałem dla stałego przepływu $W_{T_{out}}$, przy zmiennym kącie IGV oraz zmiennej $T_{T_{in}}$.



Rysunek 37 Wpływ regulacji badanych systemów pomocniczych i regulacyjnych TG na temperaturę i przepływ gazów wylotowych oraz główne parametry TG, dla jednowalowej Przemysłowej TG Średniej Mocy.

Oznaczenia: 1) regulacja IBH i IGV, 2a) regulacja OBB i IGV oraz 2b) regulacja OBB mix i IGV

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone



Rysunek 38 Wpływ regulacji badanych systemów pomocniczych i regulacyjnych TG na temperaturę i przepływ gazów wylotowych oraz główne parametry TG, dla dwuwałowej Przemysłowej TG Średniej Mocy.

Oznaczenia: 1) regulacja IBH i IGV, 2b) regulacja OBB mix i IGV oraz 3) regulacja N_{GG} poprzez VNGV i regulacja IGV

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Tabela 15 Średnia zmiana kluczowych parametrów TG dla jednostkowej zmiany temperatury i przepływu gazów wylotowych obliczona dla jednowałowej Przemysłowej TG Średniej Mocy.

LP	Systemy regulacyjne i pomocnicze	$\Delta\eta$ (LHV)/ ΔT_{Tout} (%/°C)	Parametry Gazów Wylotowych		
			Δ Strumień Ciepła/ ΔT_{Tout} (%/°C)	Δ Tlen/ ΔT_{Tout} (% obj./°C)	Δ Przepływ Tlenu/ ΔT_{Tout} (%/°C)
1	IBH + VIGV	-0,020	+0,11	-0,011	-0,18
2a	OBB + VIGV	-0,030	+0,11	-0,013	-0,19
2b	OBB mix + VIGV	-0,041	+0,22	-0,015	-0,09

LP	Systemy regulacyjne i pomocnicze	$\Delta\eta$ (LHV)/ ΔW_{Tout} (%/%)	Parametry Gazów Wylotowych		
			Δ Strumień Ciepła/ ΔW_{Tout} (%/%)	Δ Tlen/ ΔW_{Tout} (% obj./%)	Δ Przepływ Tlenu/ ΔW_{Tout} (%/%)
1	IBH + VIGV	-0,14	+0,71	+0,029	+1,20
2a	OBB + VIGV	-0,24	+0,71	+0,004	+1,03
2b	OBB mix + VIGV	-0,11	+0,63	+0,012	+1,08

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Tabela 16 Średnia zmiana kluczowych parametrów TG dla jednostkowej zmiany temperatury i przepływu gazów wylotowych obliczona dla dwuwałowej Przemysłowej TG Średniej Mocy.

LP	Systemy regulacyjne i pomocnicze	$\Delta\eta$ (LHV)/ ΔT_{Tout} (%/°C)	Parametry Gazów Wylotowych		
			Δ Strumień Ciepła/ ΔT_{Tout} (%/°C)	Δ Tlen/ ΔT_{Tout} (% obj./°C)	Δ Przepływ Tlenu/ ΔT_{Tout} (%/°C)
1	IBH + VIGV	-0,020	+0,10	-0,011	-0,17
2a	OBB + VIGV	-0,029	+0,11	-0,013	-0,18
2b	OBB mix + VIGV	-0,041	+0,21	-0,014	-0,09
3	VNGV + VIGV + N _{GG}	-0,040	+0,20	-0,009	-0,06

LP	Systemy regulacyjne i pomocnicze	$\Delta\eta$ (LHV)/ ΔW_{Tout} (%/%)	Parametry Gazów Wylotowych		
			Δ Strumień Ciepła/ ΔW_{Tout} (%/%)	Δ Tlen/ ΔW_{Tout} (% obj./%)	Δ Przepływ Tlenu/ ΔW_{Tout} (%/%)
1	IBH + VIGV	-0,13	+0,67	+0,032	+1,22
2a	OBB + VIGV	-0,25	+0,68	+0,004	+1,03
2b	OBB mix + VIGV	-0,11	+0,57	+0,015	+1,10
3	VNGV + VIGV + N _{GG}	-0,11	+0,52	+0,039	+1,27

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Dla jednostkowej zmiany temperatury gazów wylotowych (T_{Tout}), system oparty na regulacji IBH i VIGV (LP: 1) charakteryzuje się najmniejszą stratą sprawności i najmniejszym wzrostem strumienia ciepła. Największy wzrost strumienia ciepła i największa strata sprawności przy jednostkowej zmianie temperatury jest osiągnięta dla systemu opartego na regulacji OBB mix i VIGV dla przypadku ze zmieszaniem upustu z gazami wylotowymi z TG (LP: 2b).

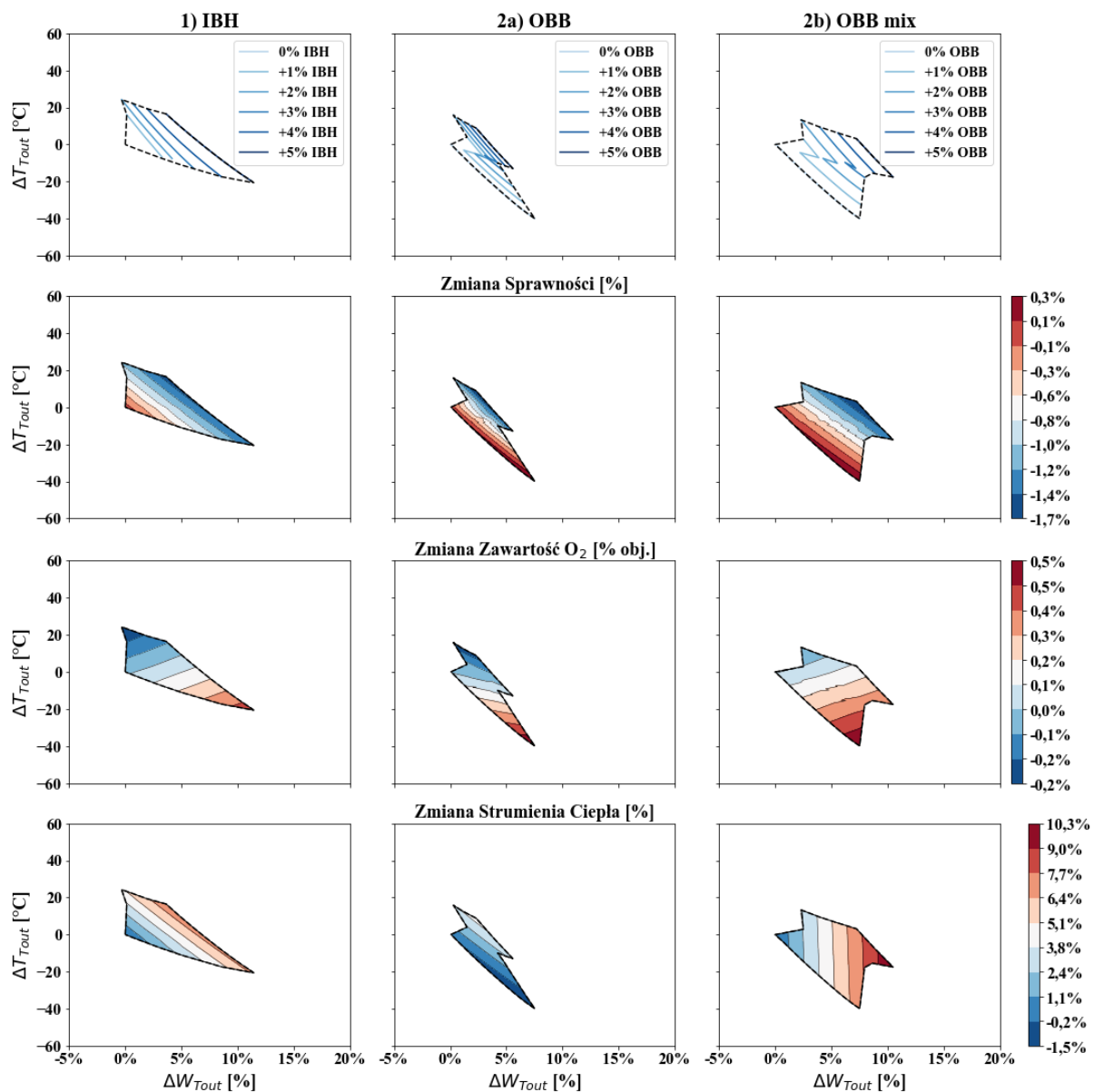
Dla jednostkowej zmiany przepływu gazów wylotowych (W_{Tout}), systemy oparte na regulacji OBB mix i VIGV (LP:2b) oraz systemy oparte na regulacji VNGV, VIGV i N_{GG} (LP: 3) charakteryzują się najmniejszą stratą sprawności i najmniejszym wzrostem strumienia ciepła. Największy wzrost strumienia ciepła i największa strata sprawności przy jednostkowej zmianie przepływu jest osiągnięta dla systemu opartego na regulacji OBB i VIGV dla przypadku z upustem odprowadzonym do otoczenia (LP: 2a).

8.2. Przemysłowe TG Małej Mocy

Obliczenia zakresu możliwej regulacji dla parametrów gazów wylotowych oraz wpływu jednostkowej zmiany temperatury i przepływu na kluczowe parametry TG wykonałem analogicznie jak dla Przemysłowych TG Średniej Mocy. Jedyną różnicą wynika z uwzględnienia zmiennej prędkości obrotowej wału wysokoprężnego (N_{GG}) również dla przypadków z regulacją IBH i OBB, co wynika z szerszego zakresu regulacji N_{GG} , w porównaniu do dwuwałowych Przemysłowych TG Średniej Mocy. Obszar dozwolonej regulacji temperatury i przepływu gazów wylotowych jest ograniczony również przez konieczność zabezpieczenia kompresora TG przed pompażem. Szczegółowy opis filozofii regulacji dwuwałowych Przemysłowych TG Małej Mocy z rodziny Nova LT, jest przedstawiony w informacji patentowej [70].

Wyniki obliczeń potwierdzają możliwość regulacji zarówno temperatury, jak i przepływu gazów wylotowych (Rys. 39). Największy obszar regulacji uzyskano dla systemu opartego na regulacji IBH i IGV (LP:1) oraz systemu opartego na regulacji OBB mix i IGV (LP:2b) z upustem zmieszany z gazami wylotowymi z TG. Zaobserwowano zakrzywienie się linii o stałej wartości upustu dla przypadku regulacji OBB mix i IGV (LP:2b), które wynika z pracy w obszarze związanym z modulacją prędkości obrotowej wału wysokoprężnego (N_{GG}) przez VNGV. Obszar poniżej załamania krzywej ze stałym OBB odpowiada pracy z minimalną prędkością N_{GG} , a obszar powyżej załamania krzywej ze stałym OBB odpowiada pracy z maksymalną prędkością N_{GG} .

Otrzymane wyniki wskazują na węższy obszar dozwolonej regulacji temperatury i przepływu dla Przemysłowych TG Małej Mocy w porównaniu do Przemysłowych TG Średniej Mocy (Rys. 37 i Rys. 38), co wynika głównie z ograniczeń związanych z charakterystyką kompresora dla TG Nowej Generacji.



Rysunek 39 Wpływ regulacji badanych systemów pomocniczych i regulacyjnych TG na temperaturę i przepływ gazów wylotowych oraz główne parametry TG, dla dwuwalowej Przemysłowej TG Małej Mocy.

Oznaczenia: 1) regulacja IBH i IGW, 2a) regulacja OBB i IGW oraz 2b) regulacja OBB mix i IGW

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Tabela 17 Średnia zmiana kluczowych parametrów TG dla jednostkowej zmiany temperatury i przepływu gazów wylotowych obliczona dla dwuwalowej Przemysłowej TG Małej Mocy.

LP	Systemy regulacyjne i pomocnicze	$\Delta\eta$ (LHV)/ ΔT_{Tout} (%/°C)	Parametry Gazów Wylotowych		
			Δ Strumień Ciepła/ ΔT_{Tout} (%/°C)	ΔT_{Tout} (% obj./°C)	Δ Przepływ Tlenu/ ΔT_{Tout} (%/°C)
1	IBH + VIGV	-0,072	+0,33	-0,008	+0,05
2a	OBB + VIGV	-0,120	+0,36	-0,014	+0,04
2b	OBB mix + VIGV	-0,160	+0,52	+0,001	+0,53

LP	Systemy regulacyjne i pomocnicze	$\Delta\eta$ (LHV)/ ΔW_{Tout} (%/%)	Parametry Gazów Wylotowych		
			Δ Strumień Ciepła/ ΔW_{Tout} (%/%)	ΔT_{Tout} (% obj./%)	Δ Przepływ Tlenu/ ΔW_{Tout} (%/%)
1	IBH + VIGV	-0,12	+0,58	+0,041	1,32
2a	OBB + VIGV	-0,30	+0,43	+0,005	1,04
2b	OBB mix + VIGV	-0,13	+0,98	+0,039	1,29

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Wyniki dla jednostkowej zmiany temperatury w przypadku Przemysłowych TG Małej Mocy, są analogicznie jak dla Przemysłowych TG Średniej Mocy (podrozdział 8.1).

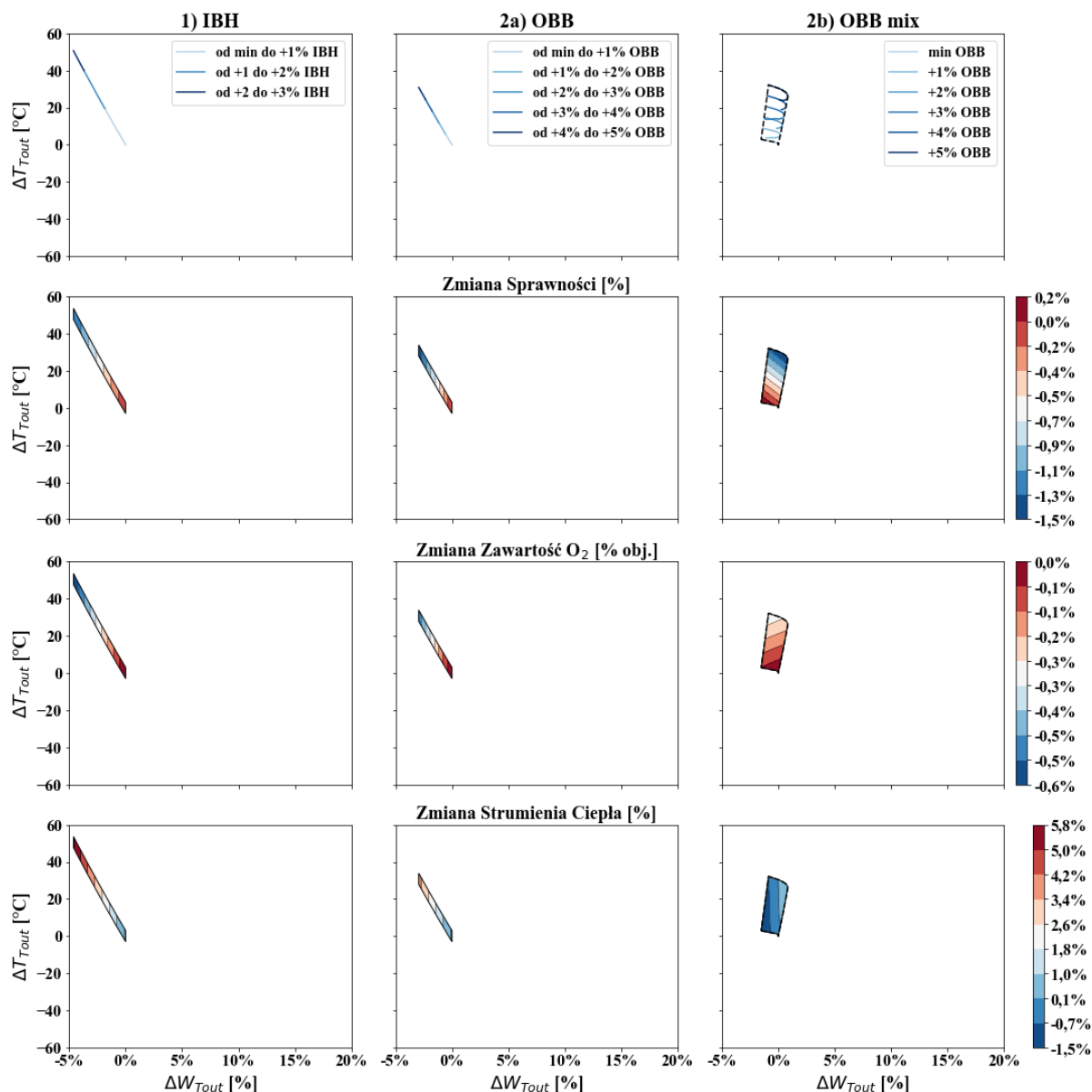
Dla jednostkowej zmiany przepływu gazów wylotowych (W_{Tout}) systemy oparte na regulacji IBH (LP:1) charakteryzują się najmniejszą stratą sprawności. Najmniejszy wzrost strumienia ciepła i największa strata sprawności przy jednostkowej zmianie przepływu jest osiągnięta dla systemu opartego na regulacji OBB i VIGV dla przypadku z upustem odprowadzonym do otoczenia (LP: 2a). Największy wzrost strumienia ciepła przy jednostkowej zmianie przepływu otrzymano dla systemu opartego na regulacji OBB mix i VIGV dla przypadku z upustem zmieszonym z gazami wylotowymi z TG (LP: 2b).

W porównaniu do Przemysłowych TG Średniej Mocy, wpływ jednostkowej zmiany temperatury na sprawność i strumień ciepła są znacznie większy dla wszystkich badanych systemów regulacyjnych i pomocniczych. Dla jednostkowej zmiany przepływu wyniki są porównywalne.

8.3. TG Lotniczo-pochodne i Przemysłowe TG Średniej Mocy – Nowej Generacji

Obliczenia zakresu możliwej regulacji dla parametrów gazów wylotowych oraz wpływu jednostkowej zmiany temperatury i przepływu na kluczowe parametry TG wykonałem analogicznie jak dla Przemysłowych TG Średniej Mocy. Ponieważ upust OBB jest wykorzystany dla badanych TG na potrzeby kontroli niskoemisyjnych komór spalania DLN i DLE, w celu uniknięcia kombinacji upustów OBB i IBH, obliczenia dla przypadku z upustem

IBH (LP: 1), zaczynają się od minimalnej wartości przepływu IBH dla której przepływ OBB na potrzeby kontroli DLE jest zerowy.



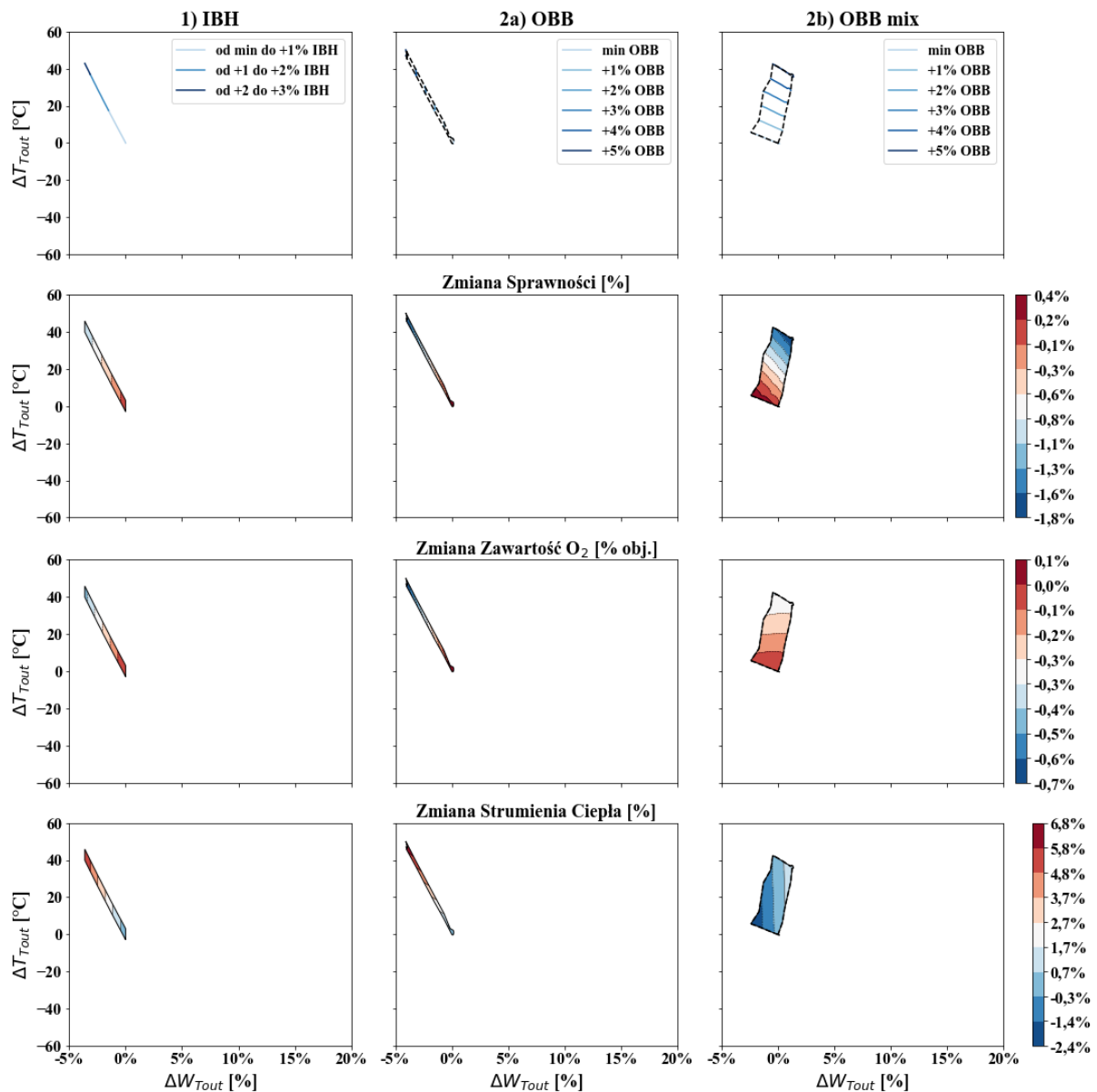
Rysunek 40 Wpływ regulacji badanych systemów pomocniczych i regulacyjnych TG na temperaturę i przepływ gazów wylotowych oraz główne parametry TG, dla Lotniczo-pochodnej TG.

Oznaczenia: 1) regulacja IBH i IGV, 2a) regulacja OBB i IGV oraz 2b) regulacja OBB mix i IGV

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Co więcej dla upustu IBH (LP: 1) oraz upustu OBB odprowadzonego do otoczenia (LP: 2a), dla TG Lotniczo-pochodnych, jak i TG Przemysłowych Średniej Mocy – Nowej Generacji możliwość regulacji zarówno temperatury jak i przepływu jest ograniczona do krzywej przedstawionej na Rysunkach 40 i 41, co wynika ze zmiany prędkości obrotowej wału wysokoprężnego (N_{GG}) podczas regulacji IGV w bardzo szerokim zakresie. Widoczna różnica

w porównaniu do Przemysłowych TG Małej i Średniej Mocy, wynika z braku możliwości kontroli N_{GG} przez modulację NGV.



Rysunek 41 Wpływ regulacji badanych systemów pomocniczych i regulacyjnych TG na temperaturę i przepływ gazów wylotowych oraz główne parametry TG, dla Przemysłowej TG Średniej Mocy – Nowej Generacji.

Oznaczenia: 1) regulacja IBH i IGW, 2a) regulacja OBB i IGW oraz 2b) regulacja OBB mix i IGW

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Zarówno w przypadku TG Lotniczo-pochodnych jak i TG Przemysłowych Średniej Mocy – Nowej Generacji, większy zakres regulacji jest osiągnięty dla systemu upustu z wylotu kompresora zmieszanego z gazami wylotowymi (OBB). Na podstawie otrzymanych wyników można również wywnioskować, że modulacja IGW daje możliwość rozszerzenia obszaru regulacji temperatury i przepływu jedynie w przypadku wykorzystania upustu OBB

wymieszanego z gazami wylotowymi (LP: 2b). W pozostałych przypadkach modulacja IGV nie jest uzasadniona, ponieważ nie zwiększa obszaru regulacji temperatury i powietrza.

Wszystkie badane systemy pomocnicze pozwalają w dużym zakresie zwiększyć temperaturę gazów wylotowych z TG (o 40 ÷ 50 °C). Jednak w przypadku regulacji opartej na systemie IBH (LP: 1) oraz na systemie OBB (LP: 2a) z upustem wyprowadzonym do otoczenia, wzrost temperatury jest osiągnięty kosztem mniejszego przepływu.

Tabela 18 Średnia zmiana kluczowych parametrów TG dla jednostkowej zmiany temperatury i przepływu gazów wylotowych obliczona dla Lotniczo-pochodnej TG.

LP	Systemy regulacyjne i pomocnicze	$\Delta\eta$ (LHV)/ ΔT_{Tout} (%/°C)	Parametry Gazów Wylotowych		
			Δ Strumień Ciepła/ ΔT_{Tout} (%/°C)	Δ Tlen/ ΔT_{Tout} (% obj./°C)	Δ Przepływ Tlenu/ ΔT_{Tout} (%/°C)
1	IBH + VIGV	-0,026	+0,12	-0,012	-0,17
2a	OBB + VIGV	-0,047	+0,12	-0,016	-0,21
2b	OBB mix +VIGV	-0,055	+0,04	-0,009	-0,026

LP	Systemy regulacyjne i pomocnicze	$\Delta\eta$ (LHV)/ ΔW_{Tout} (%/%)	Parametry Gazów Wylotowych		
			Δ Strumień Ciepła/ ΔW_{Tout} (%/%)	Δ Tlen/ ΔW_{Tout} (% obj./%)	Δ Przepływ Tlenu/ ΔW_{Tout} (%/%)
1	IBH + VIGV	+0,28	-1,25	+0,124	+1,84
2a	OBB + VIGV	+0,49	-1,23	+0,170	+2,19
2b	OBB mix +VIGV	-1,65	+1,13	-0,256	-0,782

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Tabela 19 Średnia zmiana kluczowych parametrów TG dla jednostkowej zmiany temperatury i przepływu gazów wylotowych obliczona dla Przemysłowej TG Średniej Mocy – Nowej Generacji.

LP	Systemy regulacyjne i pomocnicze	$\Delta\eta$ (LHV)/ ΔT_{Tout} (%/°C)	Parametry Gazów Wylotowych		
			Δ Strumień Ciepła/ ΔT_{Tout} (%/°C)	Δ Tlen/ ΔT_{Tout} (% obj./°C)	Δ Przepływ Tlenu/ ΔT_{Tout} (%/°C)
1	IBH + VIGV	-0,024	+0,13	-0,011	-0,16
2a	OBB + VIGV	-0,041	+0,13	-0,015	-0,19
2b	OBB mix +VIGV	-0,051	+0,05	-0,019	-0,10

LP	Systemy regulacyjne i pomocnicze	$\Delta\eta$ (LHV)/ ΔW_{Tout} (%/%)	Parametry Gazów Wylotowych		
			Δ Strumień Ciepła/ ΔW_{Tout} (%/%)	Δ Tlen/ ΔW_{Tout} (% obj./%)	Δ Przepływ Tlenu/ ΔW_{Tout} (%/%)
1	IBH + VIGV	+0,28	-1,51	+0,124	+1,83
2a	OBB + VIGV	+0,45	-1,47	+0,167	+2,12
2b	OBB mix +VIGV	-1,44	+1,29	-0,532	-2,68

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Dla jednostkowej zmiany temperatury gazów wylotowych (T_{Tout}), system oparty na regulacji IBH i VIGV (LP: 1) charakteryzuje się najmniejszą stratą sprawności i najwyższym wzrostem strumienia ciepła. Największy wzrost strumienia ciepła i największa strata sprawności przy jednostkowej zmianie temperatury są osiągnięte dla systemu opartego na regulacji OBB mix i VIGV dla przypadku ze zmieszaniem upustu z gazami wylotowymi z TG (LP: 2b).

Otrzymane wyniki obliczeń dla jednostkowej zmiany przepływu, mają przeciwny znak w porównaniu do obliczeń wykonanych dla pozostałych TG (podrozdział 8.1 i 8.2), co wynika z niemożliwości odzwierciedlenia tych samych warunków, a mianowicie stałej wartości temperatury maksymalnej obiegu (T_{Tin}) ze zmianą kąta IGW. Nie można więc wykorzystać danych z Tabeli 18 i 19 do porównania z wartościami obliczonymi w poprzednich podrozdziałach. Dodatkowo wartości średniej zmiany sprawności przy jednostkowej zmianie przepływu dla regulacji upustu IBH i OBB (LP:1 i 2a), wynikają z ujemnej wartości zarówno zmiany sprawności jak i zmiany przepływu, więc w tym przypadku większa wartość świadczy o większym spadku sprawności. Można więc stwierdzić, że w przypadku jednostkowej zmiany przepływu najkorzystniejszy jest również system oparty na regulacji IBH i VIGV (LP: 1).

9. Wpływ parametrów gazów wylotowych z TG na wybrane procesy przemysłowe

W celu określenia wpływu parametrów gazów wylotowych z TG na procesy przemysłowe w których zostały bezpośrednio wykorzystane (opisane w rozdziałach 3, 4 i 5), opracowano modele obejmujące bilanse masowe i cieplne, uwzględniające zmienność parametrów gazów wylotowych z TG oraz modele procesów przemysłowych. Kombinacja danych dla TG oraz modeli procesów przemysłowych jest opracowana w symulatorze procesów HYSYS firmy ASPEN. W obliczeniach procesu założono równania stanu Penga-Robinsona dla pieców i palników przemysłowych (podrozdział 9.1) oraz bezpośredniego suszenia (podrozdział 9.2). Dla absorpcyjnych urządzeń chłodniczych założono równania stanu NRTL, które są rekomendowane dla wodnych roztworów soli.

9.1. Piece i palniki przemysłowe

Najbardziej obiecującymi procesami, w których TG została zintegrowana, pod kątem wdrożenia w polskim przemyśle są piece przemysłowe stosowane w instalacjach do krakingu etylenu, piece pierwszego reformera stosowane w instalacjach do produkcji amoniaku oraz piece w parowym reformingu metanu - SMR (podrozdział 3.3). Opracowano model pieca stosowanego do podgrzania metanu na potrzeby SMR (Rys.42). Wyniki uzyskane z

przeprowadzonych obliczeń mogą zostać wykorzystane jako odnośnik do analiz integracji TG z piecami przy produkcji etylenu i amoniaku. Opracowane modele są przygotowane w celu porównania między układem zasilanym powietrzem z otoczenia oraz układem, w którym gazy wylotowe z TG są wykorzystane zamiast powietrza z otoczenia. Co więcej, opracowane modele posłużą do porównania osiągnięć układu uzyskanych z wysłużonymi konstrukcjami TG stosowanymi powszechnie w referencyjnych projektach (Przemysłowe TG Średniej Mocy), a TG Nowej Generacji (Przemysłowe Średniej Mocy i Lotniczo-pochodne).

W przypadku piecy przemysłowych sprawność jest zdefiniowana jako suma ciepła odzyskanego ze spalin do strumienia ciepła generowanego ze spalania GZ. W przypadku piecy przemysłowych zintegrowanych z TG sprawność jest zdefiniowana jako suma ciepła odzyskanego ze spalin i mocy TG do strumienia ciepła generowanego ze spalania GZ w piecu i TG.

Model układu opracowano na podstawie danych z literatury [71] oraz założeń autora:

Założenia

- Produkcja H_2 na poziomie 57 kTPY, przy stosunku masowym GZ do H_2 równym 3,54
- Mieszanina GZ i pary wodnej HP podgrzana do 850 °C na potrzeby reformingu parowego
- Spaliny z pieca są wykorzystane do wstępnego podgrzania mieszaniny GZ i pary wodnej na potrzeby reformingu do 450 °C oraz wytworzenia pary wodnej o ciśnieniu 54 bar (HP) i o ciśnieniu 3,7 bar (LP)
- Przepływ pary wodnej HP, która jest wykorzystana na potrzeby reformingu, jest obliczany na podstawie stosunku masowego do GZ równemu 3
- Przepływ pary wodnej LP, jest obliczany na podstawie temperatury spalin za wymiennikami ciepła równej 100 °C
- Starty Ciepła w piecu wynoszą 5%
- Spadki ciśnienia w wymiennikach ciepła i piecu są pominięte
- Piec przemysłowy i TG są opalane czystym metanem

Opracowany model pieca reformingu parowego metanu (SMR), w którym gazy wylotowe z TG są wykorzystane jako podgrzane powietrze jest przedstawiony na Rysunku 42. Wyniki obliczeń przeprowadzonych dla pełnego obciążenia i 70% obciążenia TG, w warunkach ISO, dla niskiej i wysokiej temperatury otoczenia, wraz z porównaniem dla układu bez integracji z TG (powietrze z otoczenia) przedstawiono w Tabeli 20 dla Przemysłowej TG Średniej Mocy,

w Tabeli 21 dla Przemysłowej TG Średniej Mocy – Nowej Generacji oraz w Tabeli 22 dla TG Lotniczo-pochodnej.

Tabela 20 Wpływ obciążenia Przemysłowej TG Średniej Mocy oraz temperatury otoczenia na osiągi pieca SMR, sprawność układu i wskaźniki emisji CO₂.

LP		1	2	3	4	5	6
Obciążenie TG	%	100%	100%	100%	70% dla ISO		
T Otoczenia (T_a)	°C	-20	15	40	-20	15	40
T Gazów Wylotowych (T_{Tout})	°C	476	510	523	530	553	548
Przepływ Gazów (W_{Tout})	kg/s	157,5	141,3	127,5	100,0	99,2	102,4
<u>Powietrze z Otoczenia</u>							
η_U	%	95%	95%	95%	95%	95%	95%
Energochłonność	MJ/kg H ₂	152	149	146	144	144	144
Wskaźnik Emisji CO₂	kg CO ₂ /MWh	208	208	207	207	207	207
<u>Integracja z TG</u>							
η_U	%	78%	83%	86%	83%	85%	86%
Energochłonność	MJ/kg H ₂	135	129	127	136	132	132
Wskaźnik Emisji CO₂– TG	kg CO ₂ /MWh	253	239	231	239	231	230

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Tabela 21 Wpływ obciążenia Przemysłowej TG Średniej Mocy – Nowej Generacji oraz temperatury otoczenia na osiągi pieca SMR, sprawność układu i wskaźniki emisji CO₂.

LP		1	2	3	4	5	6
Obciążenie TG	%	100%	100%	100%	70% dla ISO		
T Otoczenia (T_a)	°C	-20	15	40	-20	15	40
T Gazów Wylotowych (T_{Tout})	°C	460	501	528	461	504	527
Przepływ Gazów (W_{Tout})	kg/s	118,4	103,6	89,2	102,7	92,4	86,0
<u>Integracja z TG</u>							
η_U	%	81%	84%	85%	80%	83%	85%
Energochłonność	MJ/kg H ₂	147	142	141	145	141	141
Wskaźnik Emisji CO₂– TG	kg CO ₂ /MWh	243	234	232	246	237	233

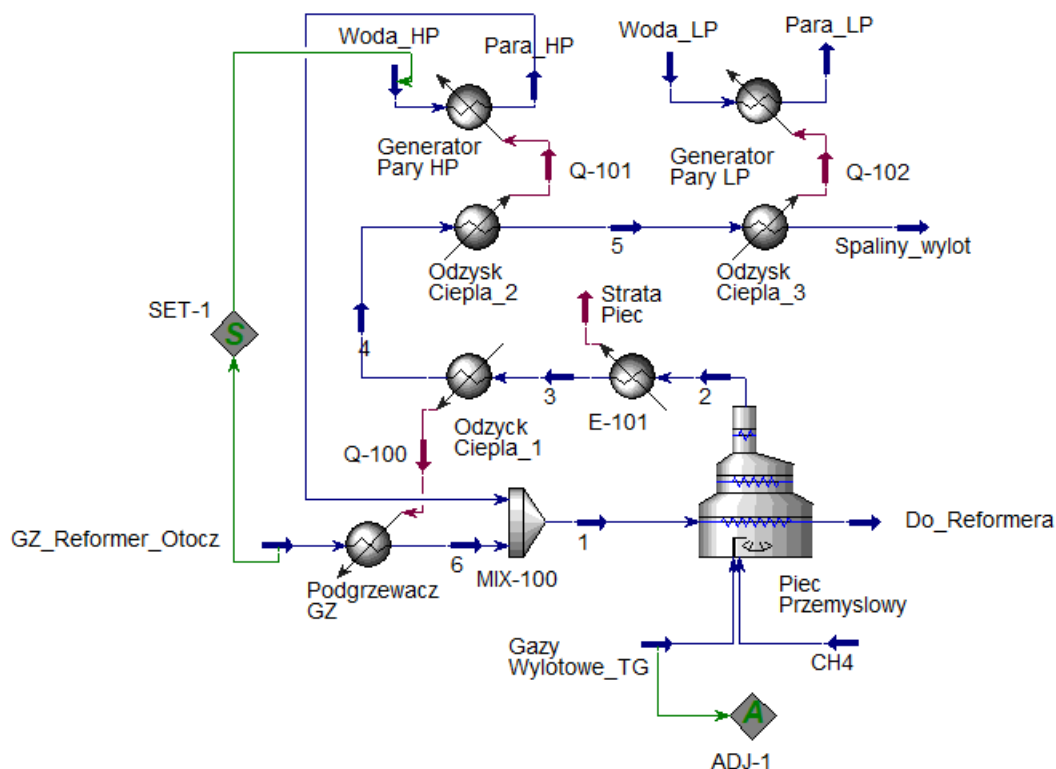
© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Tabela 22 Wpływ obciążenia dwóch TG Lotniczo-pochodnych oraz temperatury otoczenia na osiągi pieca SMR, sprawność układu i wskaźniki emisji CO₂.

LP		1	2	3	4	5	6
Obciążenie TG	%	100%	100%	100%	70% dla ISO		
T Otoczenia (T_a)	°C	-20	15	40	-20	15	40
T Gazów Wylotowych (T_{Tout})	°C	490	523	548	464	515	539
Przepływ Gazów (W_{Tout})	kg/s	202,0	181,0	155,1	169,3	159,2	149,0
<u>Integracja z TG</u>							
η_U	%	83%	89%	88%	86%	84%	82%
Energochłonność	MJ/kg H ₂	131	125	127	133	127	130
Wskaźnik Emisji CO₂– TG	kg CO ₂ /MWh	237	222	225	230	236	240

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

W wyniku przeprowadzonych obliczeń potwierdzono wysoką sprawność całkowitą badanego układu (78% ÷ 89%). W przypadku TG Lotniczo-pochodnych konieczne jest zastosowanie 2 silników, ze względu na zbyt mały przepływ tlenu w gazach wylotowych w stosunku do zapotrzebowania pieca SMR, szczególnie dla wysokich temperatur i pracy przy częściowym obciążeniu. W przypadku Przemysłowych TG Średniej Mocy – Nowej Generacji może być konieczne zastosowanie dmuchaw pomocniczych, w celu zwiększenia przepływu tlenu dla wysokich temperatur. Największą sprawność dla układu z TG uzyskano dla przypadku integracji dwóch TG Lotniczo-pochodnych (89%). Energochłonność zmniejszy się w zakresie od -1% do -25% przy założeniu, że cała energia elektryczna wytworzona przez turbogenerator zostanie zużyta na potrzeby zakładu oraz nadmiar pary, która jest używana do napędu turbin parowych zostanie eksportowany. Najkorzystniejszym rozwiązaniem pod kątem obniżenia energochłonności jest zastosowanie dwóch TG Lotnio-pochodnych. Analizowane układy z integracją TG zwiększają wskaźniki emisji CO₂ w stosunku do układów z powietrzem z otoczenia, co wynika z większej sprawności termicznej pieca, w porównaniu do sprawności układów kogeneracyjnych z TG. Wartości wskaźnika emisji CO₂ dla układów zintegrowanych z TG są znacznie niższe niż średnia dla ciepłownictwa w Polsce (347 kg CO₂/MWh wg URE [45]) i umożliwiają aplikowanie o wsparcie dla wysokosprawnej kogeneracji.



Rysunek 42 Model pieca w reformingu parowym metanu (SMR), w którym gazy wylotowe z TG są wykorzystane jako podgrzane powietrze

9.2. Bezpośrednie suszenie

Najkorzystniejszą możliwością bezpośredniego zagospodarowania gazów wylotowych z TG na potrzeby suszarnicze w polskim przemyśle są suszarnie rozpyłowe stosowane w przemyśle ceramicznym oraz suszarnie błyskawiczne i bębnowe stosowane w przemyśle drewnopochodnym. Opracowano model suszarni rozpyłowej w celu porównania całkowitej sprawności pomiędzy układami zintegrowanymi z TG a układami, w których suszarnie są zasilane gorącym powietrzem z palników przemysłowych.

W przypadku suszarni rozpyłowych zintegrowanych z TG sprawność jest zdefiniowana jako stosunek sumy energii zużytej do odparowania wody i mocy elektrycznej TG do strumienia ciepła generowanego ze spalania GZ w TG:

$$\eta_{U-TG} = \frac{W_{H_2O} \cdot L_{H_2O} + PW_{EL}}{W_{FTG} \cdot Q_w} \quad (23)$$

W przypadku suszarni rozpyłowych sprawność jest zdefiniowana jako stosunek energii zużytej do odparowania wody do strumienia ciepła generowanego ze spalania GZ w palnikach przemysłowych:

$$\eta_{U-PK} = \frac{W_{H_2O} \cdot L_{H_2O}}{W_{FPK} \cdot Q_w} \quad (24)$$

Na potrzeby obliczeń wybrano Przemysłową TG Małej Mocy, dla której parametry gazów wylotowych odpowiadają wartościom dla referencyjnych projektów (Rozdział 4). Model opracowano z poniższymi założeniami, na podstawie danych z literatury ([22] [25]) i specyfikacji producenta suszarni rozpyłowych [72] :

Założenia

- Zawartość wilgoci w masie lejnej doprowadzanej do suszarni wynosi 35% wg.
- Zawartość wilgoci w granulacie ceramicznym wynosi 5% wg.
- Temperatura masy lejnej 35 °C
- Maksymalna ilość odparowywanej wody 14 TPH
- Przepływ masy lejnej jest obliczany dla przypadku z integracją z TG, w celu otrzymania zadanej wilgotności w granulacie ceramicznym
- Przepływ masy lejnej dla przypadku z plannikami kanałowymi jest równy przepływowi obliczonemu dla przypadku integracji z TG
- Palniki przemysłowe i TG są opalane czystym metanem
- Wilgotność powietrza wynosi 0,0063 kg H₂O / kg suchego powietrza

- Temperatura gorących gazów zasilających suszarnie rozpyłową w przypadku palników kanałowych wynosi 550 °C. Zużycie metanu w palniku jest dostosowane tak aby osiągnąć wymaganą temperaturę
- Przepływ powietrza do palnika kanałowego jest dostosowany, aby osiągnąć zadaną wilgotność w granulacie ceramicznym
- Temperatura gazów opuszczających suszarnie wynika z równowagi ciecz-gaz
- Pominięto wpływ kinetyki wymiany masy w suszarni rozpyłowej.
- Rozdział składników w suszarni rozpyłowej na podstawie równowagi ciecz-gaz
- Termiczna wydajność suszarni rozpyłowej wynosi 3560 kJ/kg H₂O. Ponieważ zużycie ciepła w suszarniach rozpyłowych jest większe niż ciepło parowania wody, wprowadzone są straty ciepła w suszarniach rozpyłowych

Opracowany model suszarni rozpyłowej zintegrowanej z TG jest przedstawiony na Rysunku 43. Wyniki obliczeń przeprowadzonych dla pełnego obciążenia i 70% obciążenia TG, w warunkach ISO, dla niskiej i wysokiej temperatury otoczenia przedstawiono w Tabeli 23.

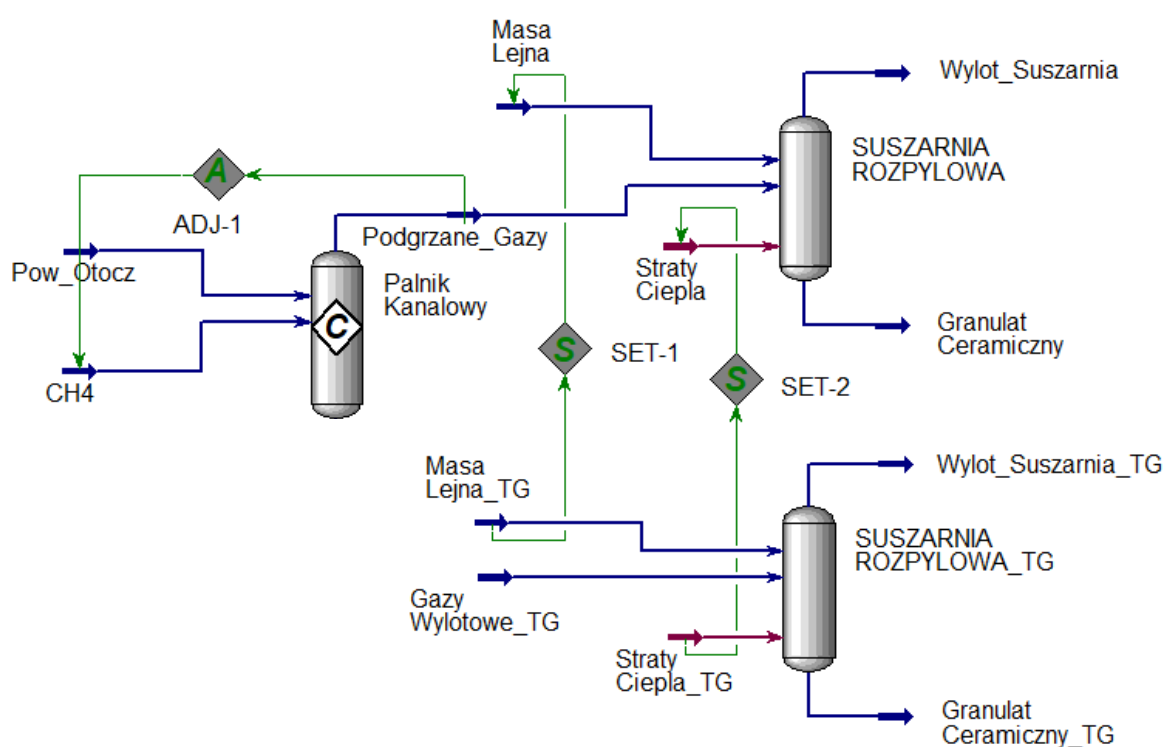
Tabela 23 Wpływ obciążenia TG Małej Mocy oraz temperatury otoczenia na osiągi suszarni rozpyłowej, sprawność układu i wskaźniki emisji CO₂.

LP		1	2	3	4	5	6
Obciążenie TG	%	100%	100%	100%	70% dla ISO		
T Otoczenia (T_a)	°C	-20	15	40	-20	15	40
T Gazów Wylotowych (T_{Tout})	°C	570	582	596	610	610	610
Przepływ Gazów (W_{Tout})	kg/s	22,8	20,4	18,1	14,6	15,0	15,4
Przepływ Odparowanej Wody	TPH	13,32	12,25	11,15	9,20	9,50	9,78
η_U – Palnik Kanałowy	%	55,3%	60,0%	62,8%	55,3%	60,0%	62,8%
Wskaźnik Emisji CO₂ – PK	kg CO ₂ /MWh	362	334	316	362	330	307
η_U – TG	%	68,9%	70,7%	71,8%	67,6%	69,9%	71,7%
Wskaźnik Emisji CO₂ – TG	kg CO ₂ /MWh	289	282	278	295	285	278

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

W wyniku przeprowadzonych obliczeń potwierdzono wysoką sprawność całkowitą badanego układu (67,6% ÷ 71,1%) oraz wzrost sprawności w stosunku do układu z palnikami kanałowymi (+8,3% ÷ 13,6%). Największą sprawność dla układu z TG uzyskano przy maksymalnym obciążeniu i wysokiej temperaturze otoczenia. W przypadku pracy TG przy częściowym obciążeniu następuje spadek strumienia odparowanej wody (maksymalnie o 31%) i nieznaczny spadek sprawności układu (-1,3%), więc może być wymagane zastosowanie dmuchaw pomocniczych i dopalaczy. Energochłonność zmieni się w zakresie od -0,5% do +2,2% przy założeniu, że cała energia elektryczna wytworzona przez turbogenerator zostanie zużyta na potrzeby zakładu. Nieznaczne zmniejszenie energochłonności zaobserwowano dla

niskich temperatur, a wzrost energochłonności dla warunków ISO i wysokich temperatur. Analizowany układ z integracją TG, umożliwił obniżenie emisji CO₂ w przeliczeniu na MWh generowanego ciepła i elektryczności z poziomu 307÷362 kg CO₂/MWh do poziomu 278÷295 kg CO₂/MWh (redukcja o 9÷20%). Wartości wskaźnika emisji CO₂ dla układów zintegrowanych z TG są dużo niższe niż średnia dla ciepłownictwa w Polsce (347 kg CO₂/MWh wg URE [45]) i umożliwiają aplikowanie o wsparcie dla wysokosprawnej kogeneracji. Uzyskane wartości sprawności całkowitej układu z integracją TG z suszarnią rozpyłową są niższe niż wartości podane w literaturze (82,3% [26]), co wynika z zastosowania dodatkowych urządzeń do odzysku ciepła odpadowego w referencyjnym projekcie.



Rysunek 43 Model suszarni rozpyłowej zasilanej gazami podgrzany w palniku kanałowym i zasilanej gazami wylotowymi z TG

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

9.3. Trójgeneracja – Absorpcyjne Urządzenia Chłodnicze

Opracowany model jest przygotowany, w celu zbadania wpływu warunków otoczenia oraz zmiennego obciążenia dla absorbera chłodniczego napędzanego przez gazy wylotowe z TG na współczynnik COP i całkowitą sprawność układu (η_U). W przypadku absorberów chłodniczych zintegrowanych z TG sprawność jest zdefiniowana jako stosunek sumy mocy chłodniczej absorbera i mocy elektrycznej TG do strumienia ciepła generowanego ze spalania GZ w TG:

$$\eta_{U-TG} = \frac{PW_{Th} + PW_{EL}}{W_{FTG} \cdot Q_w} \quad (25)$$

Na potrzeby obliczeń wybrano Przemysłową TG Małej Mocy, dla której parametry gazów wylotowych odpowiadają wartościom z referencyjnych projektów (Rozdział 5). Analizy wykonano dla dwustopniowej konstrukcji Absorbera Chłodniczego, która jest wymagana w przypadku wysokotemperaturowego źródła ciepła, aby uniknąć krystalizacji roztworów LiBr. Model opracowano z poniższymi założeniami, na podstawie danych z literatury [35] [73] [74]:

Założenia

- Dwustopniowa chłodziarka absorpcyjna
- Pominięto spadki ciśnienia w orurowaniu i poszczególnych komponentach
- Pominięto straty ciepła do otoczenia
- Ciśnienia:
 - Dla 1 stopnia 0,87 kPa i 4,2 kPa
 - Dla 2 stopnia 4,2 kPa i 62,4 kPa
- Temperatuty i skład stężonego roztworu są dobrane tak aby zabezpieczyć warnik (desorber) i wymienniki ciepła przed zjawiskiem powstawania krystalicznych hydratów w roztworze [73] :
 - Dla 1 stopnia max T = 90 °C, min T = 60 °C
 - Skład ubogiego roztworu: 57 % wag. LiBr i 43% wag. H₂O
 - Skład stężonego roztworu: 65% wag LiBr i 35% wag. H₂O
 - Dla 2 stopnia max T = 170 °C, min T = 80 °C
 - Skład ubogiego roztworu: 57% wag LiBr i 43% wag. H₂O
 - Skład stężonego roztworu: 69,5% wag LiBr i 30,5% wag. H₂O
- Parownik opuszcza nasycona para wodna
- Równania stanu NRTL, bez uwzględnienia wpływu elektrolitów – pominięto wpływ higroskopowości LiBr
- Ekspansja czynnika chłodniczego i stężonego roztworu jest modelowana przez spadki ciśnienia na zaworach
- Strumień ciepła odpadowego z TG, napędzający absorber chłodniczy, jest obliczony dla temperatury gazów wylotowych z wymiennika ciepła 170 °C
- Moc chłodnicza Absorbera jest dobrana na podstawie strumienia ciepła TG przy maksymalnym obciążeniu dla warunków ISO z 10% marginesem
- TG jest opalana czystym metanem

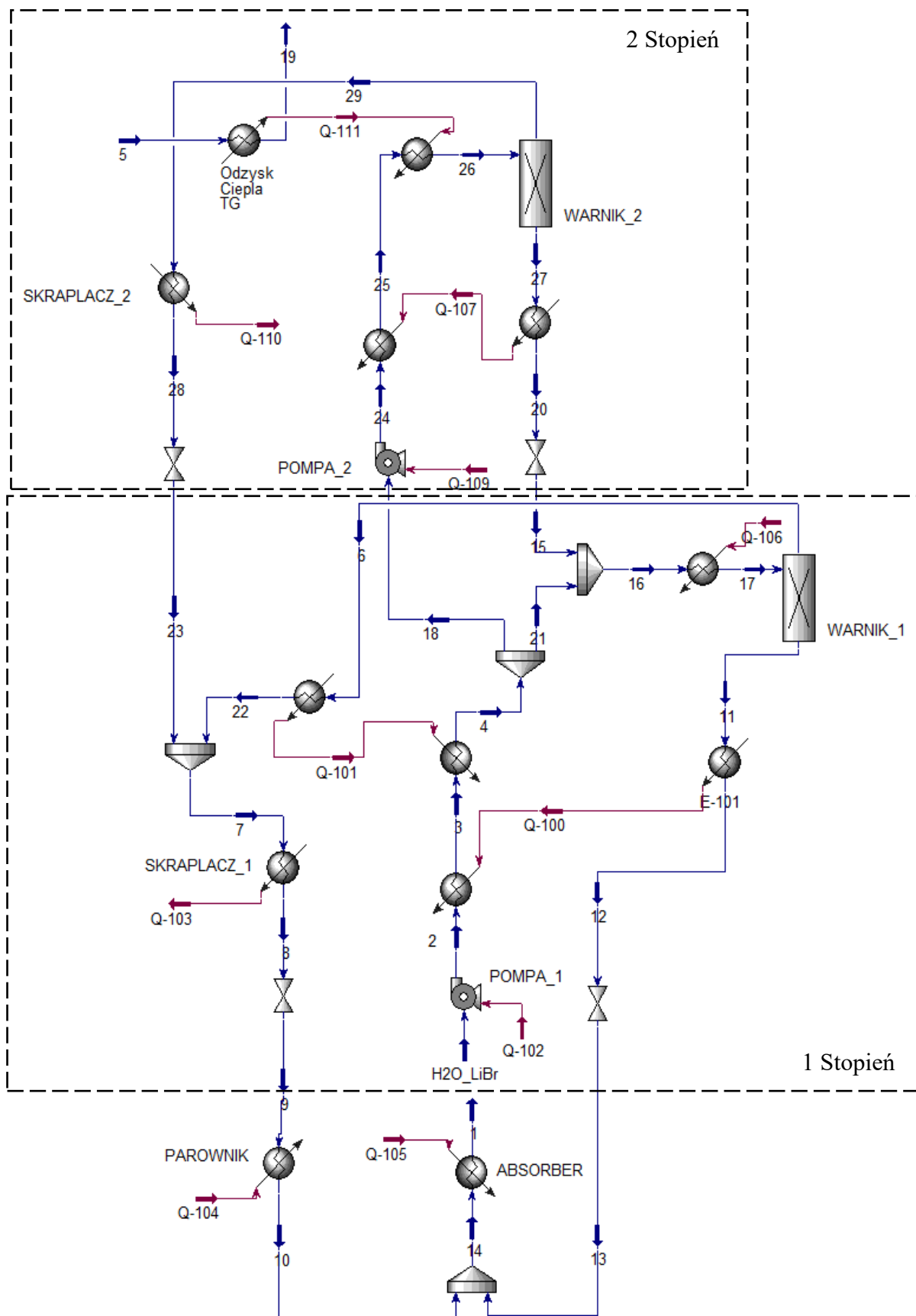
Opracowany model absorbera chłodniczego napędzanego bezpośrednio gazami wylotowymi z TG jest przedstawiony na Rysunku 44. Zaproponowany model absorbera chłodniczego jest uproszczony, gdyż nie uwzględnia wszystkich zjawisk (pominięto higroskopowość LiBr) i nie zawiera ograniczeń wynikających z krystalizacji roztworu LiBr. Założone uproszczenia nie mają wpływu na obliczenia współczynnika COP oraz całkowitej sprawności, które zależą głównie od strumienia chłodu odprowadzanego z parownika oraz ciepła dostarczonego do warnika na 2 stopniu absorbera. Wyniki obliczeń przeprowadzonych dla pełnego obciążenia i 70% obciążenia TG, w warunkach ISO, dla niskiej i wysokiej temperatury otoczenia przedstawiono w Tabeli 24.

Tabela 24 Wpływ obciążenia TG Małej Mocy oraz temperatury otoczenia na osiągi Absorbera Chłodniczego, sprawność układu i wskaźniki emisji CO₂.

LP		1	2	3	4	5	6
Obciążenie TG	%	100%	100%	100%	70% dla ISO		
T Otoczenia (T_a)	°C	-20	15	40	-20	15	40
T Gazów Wylotowych (T_{Tout})	°C	570	582	596	610	610	610
Przeptyw Gazów (W_{Tout})	kg/s	22,8	20,4	18,1	14,6	15,0	15,4
Strumień Chłodu	MW _{th}	11,1	11,1	9,8	9,3	8,5	9,6
COP	-	1,281	1,281	1,266	1,310	1,285	1,268
η_U – TG	%	81,5%	89,0%	89,5%	92,8%	95,0%	96,4%
Wskaźnik Emisji CO₂	kg CO ₂ /MWh	242	222	221	213	208	205

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

W wyniku przeprowadzonych obliczeń potwierdzono wysoką sprawność całkowitą badanego układu (nawet powyżej 95%) oraz ograniczenie mocy chłodniczej absorbera w przypadku pracy TG przy częściowym obciążeniu (maksymalnie niecałe -15% dla 70% obciążenia TG). Wskaźnik emisji CO₂ jest na poziomie 205÷242 kg CO₂/MWh, co jest wartością o 30÷40% niższą niż średnia dla ciepłownictwa w Polsce (347 kg CO₂/MWh wg URE [45]) i umożliwia uzyskanie wsparcia dla wysokosprawnej kogeneracji. Uzyskane wartości współczynnika COP oraz wydajności chłodniczej są zgodne z wartościami z literatury dla integracji absorbera chłodniczego z TG Małej Mocy [33] [34].

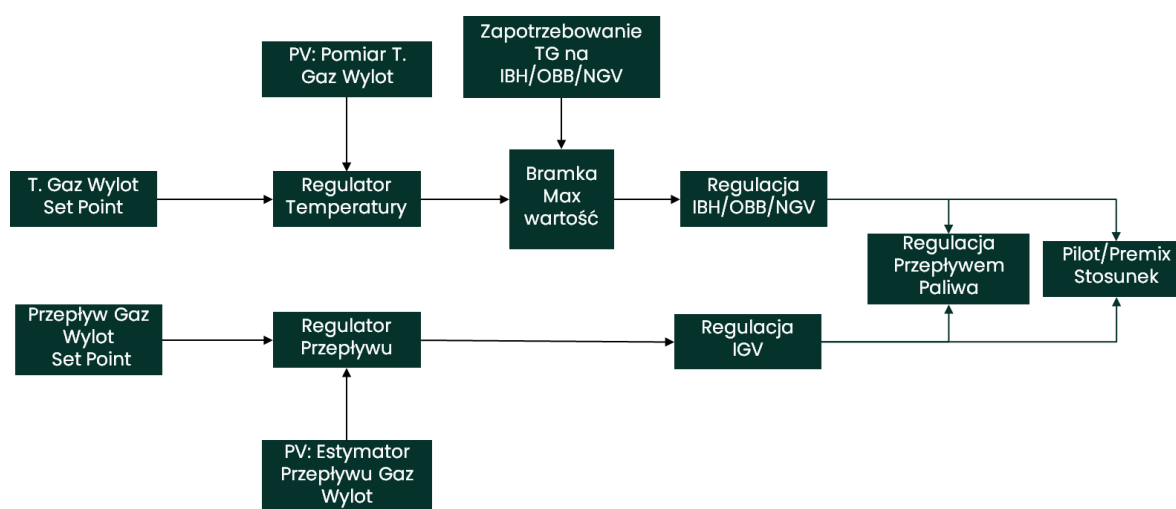


Rysunek 44 Model dwustopniowej Chłodziarki Absorpcyjnej napędzanej gazami wylotowymi z TG

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

10. Filozofia kontroli systemów regulacyjnych i pomocniczych TG

Jak wykazano w rozdziale 8 systemy pomocnicze TG (IBH lub OBB) mogą zostać wykorzystane do regulacji temperatury gazów wylotowych, a systemy regulacyjne TG do kontroli przepływu gazów wylotowych (IGV) i utrzymania stałej mocy (przepływ paliwa). Umożliwienie jednoczesnej regulacji temperatury (T_{Tout}) i/lub przepływu gazów wylotowych (W_{Tout}) przy utrzymaniu stałej mocy, wymaga zmian w filozofii kontroli TG. W przypadku TG Nowej Generacji, wyposażonych w niskoemisyjne komory spalania każda zmiana w kontroli TG, która ma znaczny wpływ na temperaturę maksymalną cyklu wymaga zmiany stosunku między paliwem podawanym do linii kinetycznej (Premixed) oraz linii pilotującej (Pilot). Zmiany w stosunku paliwa podawanego do linii kinetycznej a pilotującej mogą być zadane na podstawie poziomu zmian w systemach pomocniczych (IBH lub OBB) lub określone w trakcie mapowania komory spalania. Propozycja zmian w filozofii kontroli systemów pomocniczych i regulacyjnych TG, jest przedstawiona na Rysunku 45.



Rysunek 45 Schemat filozofii kontroli systemów pomocniczych i regulacyjnych TG Nowej Generacji umożliwiający jednoczesną regulację temperatury i przepływu gazów wylotowych przy utrzymaniu stałej mocy.

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Na podstawie zadanej i zmierzonej wartości temperatury gazów wylotowych regulacja temperatury jest osiągnięta przez zwiększenie zapotrzebowania na IBH lub OBB. Zarówno IBH jak i OBB, są wykorzystywane do kontroli TG przy częściowym obciążeniu, więc niezbędna jest bramka przepuszczająca maksymalną wartość sygnału pomiędzy zapotrzebowaniem TG a pętlą regulacji temperatury gazów wylotowych. Na podstawie zadanej i estymowanej wartości przepływu gazów wylotowych regulacja przepływu jest osiągnięta przez zmianę kąta IGV.

Zarówno zmiana zapotrzebowania na IBH lub OBB jak i zmiana kąta IGV mają wpływ na regulację przepływu paliwa oraz stosunek między paliwem podawanym do linii kinetycznej a linii pilotującej. Obydwa moduły muszą uwzględniać kompensacje na zmiany w zapotrzebowaniu na IBH lub OBB oraz zmiany kąta IGV, w celu utrzymania maksymalnej temperatury cyklu w dozwolonym zakresie, kontroli temperatury płomienia i emisji NO_x/CO. Jak wspomniano w rozdziale 7 bezpośredni pomiar przepływu gazów wylotowych z TG ($W_{T_{out}}$) nie jest dostępny, więc w celu regulacji przepływu konieczne jest wykorzystanie pośrednich metod pomiaru przepływu gazów wylotowych opisanych w podrozdziale 10.1.

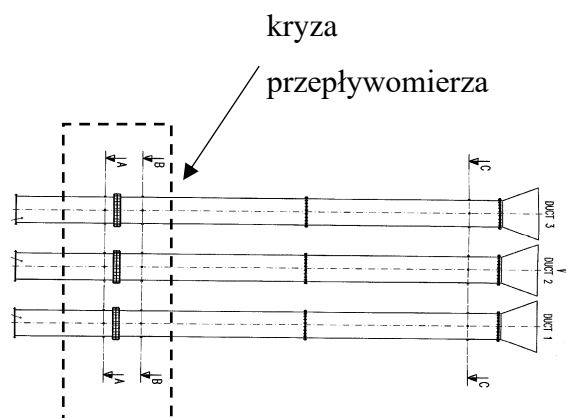
10.1. Bezpośrednie i pośrednie metody pomiaru przepływu gazów wylotowych z TG

Bezpośredni pomiar przepływu gazów wylotowych jest możliwy na bazie pomiaru ciśnienia dynamicznego w systemie wylotowym TG. Dostępne są przepływomierze, dostosowane do temperatur i przekroji przepływu w systemie wylotowym dla TG Nowej Generacji o mocy poniżej 35 MW. Dokładność pomiaru przepływu wynosi 1,5% [76]. Przepływomierze nie są dostępne, dla systemów wylotowych spotykanych w wysłużonych konstrukcjach TG o mocy powyżej 20 MW, ze względu na dużą średnicę przekroju przepływu. Bezpośredni pomiar przepływu jest rzadko stosowany, również ze względu na dostępność pośrednich metod pomiaru przepływu gazów wylotowych.

W wielu aplikacjach stosuje się pośredni pomiar przy użyciu pomiaru przepływu powietrza przez kompresor osiowy TG (W_{Sin}) oraz pomiar przepływu paliwa (W_F). Pomiar przepływu powietrza przez kompresor osiowy TG jest realizowany za pomocą:

- Pomiaru ciśnienia dynamicznego w systemie wlotowym kompresora TG
- Przepływomierzy instalowanych w systemie wlotowym TG

Pierwszy rodzaj pomiaru wymaga charakterystyki przepływowej systemu wlotowego kompresora i jest stosowany w wielu TG Nowej Generacji w celu oszacowania stosunku powietrza do paliwa, co umożliwia lepszą kontrolę niskoemisyjnych komór spalania oraz w celu kontroli systemów upustów z wylotu kompresora. Drugi rodzaj pomiaru jest stosowany głównie podczas testów prototypów, w których wymagany jest dokładny pomiar przepływu przez kompresor osiowy TG. System wlotowy TG dostosowany do pomiaru przepływomierzem zwężkowym jest przedstawiony na Rysunku 46. Konstrukcja wymaga zaprojektowania orurowania o średnicy oraz długości umożliwiającej pomiar przepływu dostępnymi przepływomierzami zwężkowymi.



Rysunek 46 System wlotowy TG zaprojektowany do dokładnego pomiaru przepływu powietrza wlotowego (W_{Sin}). Przekrój przez przeływomierz zwężkowy z kryzą pomiarową.

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

W aplikacjach w których przepływ powietrza przez kompresor TG nie jest mierzony, wyznaczane są estymatory przepływu gazów wylotowych na podstawie głównych mierzonych parametrów TG. Podczas testów osiągow TG przepływ gazów wylotowych może być oszacowany za pomocą bilansu energii zaproponowanego w standardzie testowania TG opracowanym przez ASME (PTC22 [64]).

W następnych sekcjach przedstawiono opis pośrednich metod oszacowania przepływu gazów wylotowych oraz porównanie między metodami na podstawie analiz Monte Carlo. Na potrzeby wykonanej analizy założono rozkład normalny dla wszystkich mierzonych parametrów TG oraz przyjęto odchylenia standardowe dla głównych pomiarów zgodnie z wytycznymi podanymi w ASME PTC22 [64], informacjami dostępnymi w literaturze [75] oraz założeniami autora:

Tabela 25 Odchylenia standardowe dla głównych pomiarów zgodnie z ASME PTC22 [64] oraz [75]

Wielkość Mierzona	Dopuszczalne Odchyl. Standardowe
Moc Elektryczna - $P_{W_{el}}$	1,3%
Moment Napędowy	1,3%
Ciśnienie Otoczenia - P_a	0,33%
Temperatura Wlotowa - T_{Sin}	0,6 °C
Wilgotność Otoczenia - ϕ_a	2%
Pozycja IGV – IGV	0,5 deg
Spręż Kompresora - PR_s	1,9%
Przepływ Paliwa - W_F	1,3%
Prędkość Obrotowa - N	0,1%
Temperatura Gazów Wylotowych - T_{Tout}	5,6 °C

Pośredni Pomiar $W_{T_{out}}$ – Bilans energii ASME PTC22

Główne kroki w procedurze oszacowania przepływu gazów wylotowych z TG opracowanej przez ASME [76], są następujące:

1. Obliczenie wilgotność powietrza wlotowego do TG i składu powietrza z uwzględnieniem wody
2. Obliczenie zmian w molowym przepływie powietrza związanych ze spalaniem paliwa w TG
3. Obliczenie masowego przepływu powietrza dla stechiometrycznego spalania
4. Obliczenie molowego przepływu powietrza wlotowego, na podstawie masowego przepływu powietrza do komory spalania i warunków otoczenia.
5. Obliczenie składu produktów spalania
6. Obliczenie entalpi produktów spalania odniesionej do temperatury gazów wylotowych
7. Obliczenie entalpi powietrza wlotowego do turbiny odniesionej do temperatury otoczenia i temperatury na wylocie z turbiny ($T_{T_{out}}$)
8. Obliczenie wartości opałowej paliwa (Q_w)
9. Obliczenie strat mocy w TG
10. Obliczenie nadmiarowego przepływu powietrza do turbiny na podstawie bilansu energii dla całej TG
11. Przepływ gazów wylotowych ($W_{T_{out}}$) jest obliczany jako suma przepływu produktów spalania i powietrza nadmiarowego

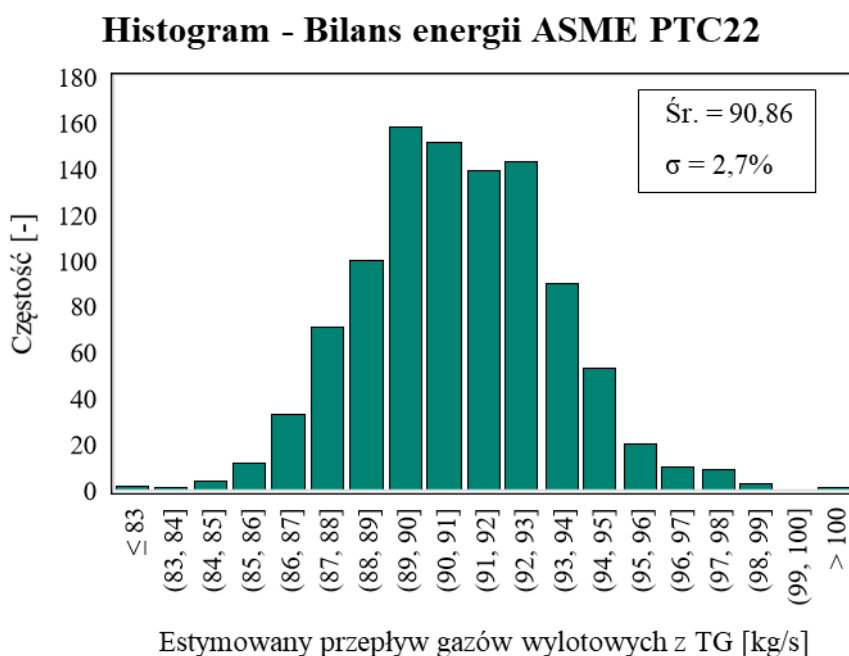
Bilans energii zgodnie z ASME PTC22, wymaga pomiaru następujących wielkości:

- Ciśnienie otoczenia (P_a)
- Temperaturę na wlocie do kompresora (T_{Sin})
- Wilgotność względna otoczenia (ϕ_a)
- Przepływ paliwa (W_F)
- Skład spalanego gazu
- Temperatura paliwa
- Przepływ dodatkowych upustów z kompresora
- Temperatura dodatkowych upustów z kompresora
- Temperatura gazów wylotowych ($T_{T_{out}}$)
- Straty mocy w TG (PW_{Strata})
- Moc turbiny (PW_{TG})

Założenia do bilansu są następujące:

- Temperatura otoczenia jest referencyjną temperaturę dla entalpii
- Straty mocy TG są równe 1% strumienia ciepła generowanego ze spalania GZ

Analiza Monte Carlo została wykonana w celu określenia niepewności pomiaru przepływu gazów wylotowych na podstawie wartości średnich parametrów TG i warunków otoczenia wykorzystywanych w opisywanej metodzie oraz dopuszczalnych odchyłeń standardowych (Tabela 25). Wartości średnie parametrów TG są wyznaczone dla warunków ISO i maksymalnego obciążenia dla Lotniczo-pochodnej TG. Wyniki analizy Monte Carlo wykonanej dla 1000 próbek, przedstawiono na Rysunku 47.



Rysunek 47 Histogram estymowanego przepływu gazów wylotowych z Lotniczo-pochodnej TG dla metody pomiaru opartej na bilansie energii zgodnie z ASME PTC22 [76]

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Odchylenie standardowe (σ) dla przepływu gazów wylotowych estymowanego zgodnie z ASME PTC22 [76] dla Lotniczo-pochodnej TG wynosi około 2,7%. Niepewność estymacji w stosunku do średniej wartości przepływu gazów wylotowych (P85/P15) wynosi $\pm 2,7\%$.

Niepewność pomiaru dla tej metody zależy głównie od dokładności pomiaru przepływu paliwa i mocy TG. Do dokładnego pomiaru przepływu paliwa wymagana jest kalibracja przepływomierza. W przypadku TG zastosowanej do napędu generatora pomiar mocy jest dosyć dokładny (Tabela 25), a w przypadku napędu kompresora wymagany jest momentometr w celu uzyskania dozwolonej dokładności pomiaru. Przykładowo dla mniej dokładnego

pomiaru przepływu paliwa oraz mocy ($\sigma = 2\%$), niepewność dla estymowanego przepływu gazów wylotowych wynosi około $\pm 4,1\%$.

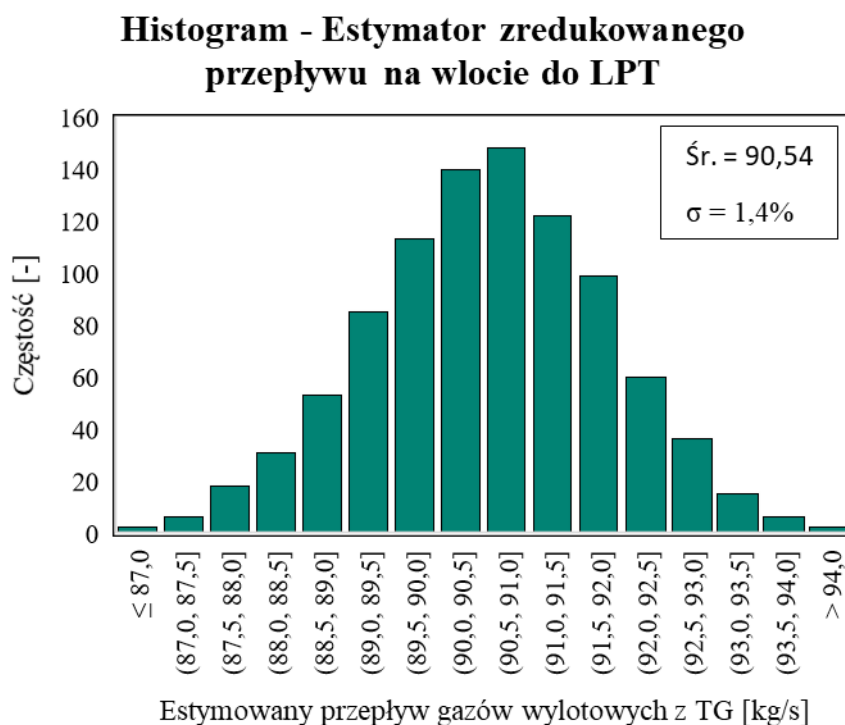
Pośredni Pomiar W_{Tout} – Estymator Zredukowanego Przepływu na Wlocie do LPT

Pośredni pomiar przepływu gazów wylotowych dla TG Lotniczo-pochodnych jest zrealizowany przez estymator zredukowanego przepływu na wlocie do LPT, na podstawie charakterystyk turbiny niskoprężnej (26):

$$W_{LPTR} = \frac{W_{LPTin} \cdot \sqrt{T_{LPTin}}}{P_{LPTin}} = f \left(N_{LPTR}, \frac{P_{LPTin}}{P_{LPTout}} \right) \quad (26)$$

$$N_{LPTR} = \frac{N_{LPT}}{\sqrt{T_{LPTin}}} \quad (27)$$

Z równania (26) można wyznaczyć przepływ gazów wylotowych z TG, przy założeniu, że przepływ wlotowy do LPT jest równy przepływowi wylotowemu z TG $W_{LPTin} = W_{LPTout} = W_{Tout}$ (brak upustów doprowadzanych do LPT). Funkcja wprowadzona w równaniu (26) $f(N_{LPTR}, P_{LPTin}/P_{LPTout})$, przedstawia charakterystykę turbiny niskoprężnej, która jest opracowana podczas testów prototypów turbin i jest własnością intelektualną producenta TG klasyfikowaną jako poufną.



Rysunek 48 Histogram estymowanego przepływu gazów wylotowych z Lotniczo-pochodnej TG dla metody pomiaru opartej na estymatorze zredukowanego przepływu na wlocie do LPT

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Na potrzeby analizy Monte Carlo przyjęto odchylenia standardowe dla ciśnień (P_{LPTin} i P_{LPTout}) równe 1,5% oraz odchylenie standardowe dla temperatury (T_{LPTin}) równe wartości dla temperatury gazów wylotowych z TG podanej w Tabeli 25 (5,6 °C). Wartości średnie parametrów TG są wyznaczone dla warunków ISO i maksymalnego obciążenia dla Lotniczo-pochodnej TG. Wyniki analizy Monte Carlo wykonanej dla 1000 próbek, przedstawiono na Rysunku 48.

Odchylenie standardowe (σ) dla przepływu gazów wylotowych estymowanego na podstawie zredukowanego przepływu na wlocie do LPT dla Lotniczo-pochodnej TG wynosi około 1,3%. Niepewność estymacji w stosunku do średniej wartości przepływu gazów wylotowych (P85/P15) wynosi $\pm 1,3\%$.

Niska niepewność pomiaru dla tej metody wynika z wykorzystania parametrów TG oraz warunków otoczenia, które są mierzone z dużą dokładnością.

Pośredni Pomiar W_{Tout} – Estymator Skorygowanego Przepływu na Wlocie do Kompresora TG

Pośredni pomiar przepływu gazów wylotowych z TG jest estymowany na podstawie charakterystyk kompresora TG (28), które umożliwiają wyznaczenie skorygowanego przepływu na wlocie do kompresora w zależności od sprężu kompresora (PR_S), kąta IGV i skorygowanej prędkości obrotowej wału wysokoprężnego (N_{GGR}). Następnie skorygowany przepływ na wlocie do kompresora jest wykorzystany do wyznaczenia przepływu masowego na wlocie kompresora (29). Przepływ gazów wylotowych (W_{Tout}) jest obliczony jako suma przepływu paliwa i przepływu na wlocie do kompresora (30).

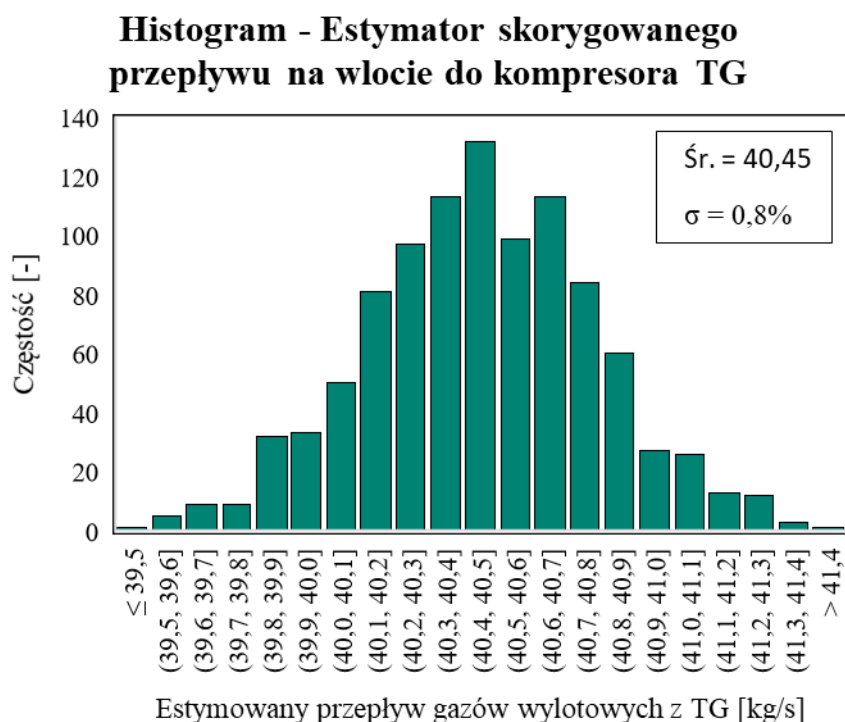
$$W_{SinR} = f (PR_S, IGV, N_{GGR}) \quad (28)$$

$$W_{Sin} = \frac{W_{SinR} \sqrt{\frac{T_{ISO}}{T_{Sin} + 273.15}}}{\frac{P_{ISO}}{P_{Sin}}} \quad (29)$$

$$W_{Tout} = W_{Sin} + W_F \quad (30)$$

Analiza Monte Carlo została wykonana w celu określenia niepewności pomiaru przepływu gazów wylotowych na podstawie wartości średnich parametrów TG i warunków otoczenia wykorzystywanych w opisywanej metodzie oraz dopuszczalnych odchyłeń standardowych (Tabela 25). Wartości średnie parametrów TG są wyznaczone dla warunków ISO i

maksymalnego obciążenia dla Przemysłowej TG Małej Mocy. Wyniki analizy Monte Carlo wykonanej dla 1000 próbek, przedstawiono na Rysunku 49.



Rysunek 49 Histogram estymowanego przepływu gazów wylotowych z Przemysłowej TG Małej Mocy dla metody pomiaru opartej na estymatorze skorygowanego przepływu na wlocie do kompresora TG

© 2021 Baker Hughes Company – Wszelkie prawa zastrzeżone

Odchylenie standardowe (σ) dla przepływu gazów wylotowych estymowanego na podstawie skorygowanego przepływu na wlocie do kompresora TG dla Przemysłowej TG Małej Mocy wynosi około 0,8%. Niepewność estymacji w stosunku do średniej wartości przepływu gazów wylotowych (P85/P15) wynosi $\pm 0,8\%$.

Bardzo niska niepewność pomiaru dla tej metody wynika z wykorzystania parametrów TG oraz warunków otoczenia, które są mierzone z dużą dokładnością. Największy wpływ na niepewność estymacji dla tej metody ma dokładność nastawiania pozycji IGV. Duża dokładność dla pozycji IGV jest wymagana zarówno dla TG Nowej Generacji jak i wysłużonych konstrukcji, co sprzyja uniwersalności badanej metody.

Wnioski – Metody Pomiaru Przepływu Gazów Wylotowych

Bezpośredni pomiar przepływu gazów wylotowych z TG jest rzadko spotykany, ze względu na wymiary systemu wylotowego oraz dostępność pośrednich metod pomiaru, których dokładność może być nawet dwukrotnie większa,

Najbardziej dokładnymi metodami pomiaru przepływu gazów wylotowych są metody pośrednie, szczególnie bazujące na pomiarze ciśnienia dynamicznego w systemie wlotowym kompresor TG i przepływomierzach instalowanych w systemie wlotowym TG. Dostateczna dokładność może być osiągnięta stosując estymatory przepływu, zarówno na podstawie zredukowanego przepływu na wlocie do LPT ($\sigma = 1,4\%$), jak i skorygowanego przepływu na wlocie do kompresora TG ($\sigma = 0,8\%$). Bilans energii dla TG opracowany przez ASME (PTC22 [64]) jest mniej dokładny ($\sigma = 2,7\%$), ale może być łatwo zastosowany bazując jedynie na zmierzonych parametrach TG, bez znajomości charakterystyk komponentów TG, która jest wymagana we wszystkich pozostałych pośrednich metodach pomiaru przepływu gazów wylotowych z TG.

11. Podsumowanie

Bezpośrednie zagospodarowanie gazów wylotowych z TG w przemyśle przetwórczym jest technologią dobrze znaną i sprawdzoną w skali przemysłowej, która umożliwia obniżyć energochłonność i tym samym emisję CO₂ dla wielkotonażowej produkcji w różnych gałęziach przemysłu, jak również zwiększyć całkowitą sprawność układu kogeneracji. Przegląd możliwości zastosowania oraz porównanie z udokumentowanymi instalacjami wykazały, że integracja gazów wylotowych z TG jest korzystnym rozwiązaniem szczególnie dla zakładów etylenowych, azotowych (Rozdział 3) oraz produkujących płytki ceramiczne w Polsce (Rozdział 4). Zastosowanie gazów wylotowych z TG do napędzania absorberów chłodniczych w sieciach ciepłowniczych w Polsce nie jest uzasadniona ze względu na zbyt małe zapotrzebowanie na chłód (Rozdział 5). Ciągłe zapotrzebowanie na chłód i moc elektryczną jest charakterystyczne np. w instalacjach oczyszczania gazu ziemnego, w których zastosowanie układów z ciepłem odpadowym z TG napędzającym absorber chłodniczy jest uzasadnione.

W wyniku przeprowadzonych badań wpływu parametrów gazów wylotowych z TG na opisane procesy przemysłowe uzyskano następujące poziomy redukcji emisji CO₂ i wzrostu sprawności całkowitej badanych układów (Rozdział 9):

- Piece i palniki przemysłowe:
 - Redukcja energochłonności w zakresie od -1% do -25%
 - Sprawność układu wynosi od 78% do 89%
- Bezpośrednie suszenie
 - Energochłonność zmieni się w zakresie od -0,5% do +2,2%
 - Redukcja emisji CO₂ w odniesieniu do MWh wynosi -9% ÷ -20% w stosunku do układu z palnikami kanałowymi
 - Sprawność całkowita układu jest na poziomie 67,6% ÷ 71,1%, w stosunku do układu z palnikami kanałowymi wzrasta o +8,3% ÷ +13,6%
- Trójgeneracja – Absorpcyjne Urządzenia Chłodnicze
 - Redukcja emisji CO₂ w odniesieniu do MWh wynosi -30% ÷ -40% w stosunku do śr. wskaźnika dla ciepłownictwa w Polsce (347 kg CO₂/MWh wg URE [45])
 - Sprawność całkowita układu jest na poziomie 81,5% ÷ 96,5%

Wybór TG Nowej Generacji oferowanych przez Baker Hughes ($\eta \geq 36\%$) dla integracji z piecami i palnikami przemysłowymi umożliwi obniżenie energochłonności nawet o -25% i może zwiększyć sprawność układu nawet o 6%, w stosunku do wysłużonych Przemysłowych TG Średniej Mocy, szczególnie w przypadku pracy przy pełnym obciążeniu. Z uwagi na mniejszy strumień ciepła i przepływ tlenu w gazach wylotowych, zastosowanie TG Nowej Generacji może wymagać stosowanie większej ilości silników, lub stosowania TG o mocy większej niż wymagana i pracy przy częściowym obciążeniu. Najkorzystniejszym rozwiązaniem jest integracja dwóch TG Lotniczo-pochodnych, która umożliwia osiągnięcie sprawności układu 89% oraz redukcję wskaźnika emisji CO₂ i energochłonności odpowiednio o -3%÷-7% i -3% dla pracy przy wysokim obciążeniu, w stosunku do Przemysłowych TG Średniej Mocy. Co więcej, jak wykazano w podrozdziale 6.2, wybrane modele TG mogą osiągać bardzo niski poziom emisji NO_x (nawet 18,5 mg/Nm³ 15%O₂), znacznie niższy w stosunku do obowiązujących wymogów środowiskowych w Polsce (50 mg/Nm³ 15%O₂).

TG Nowej Generacji mogą być opalane alternatywnymi paliwami dostępnymi w Polsce (Rozdział 6), spełniając wymogi środowiskowe obowiązujące w Polsce. Analizy osiągow TG przy spalaniu alternatywnych paliw gazowych dostępnych obecnie i w przyszłości w Polsce, wykazały większą czułość TG Nowej Generacji przy pracy z niskokalorycznymi paliwami i paliwami o dużej zawartości wodoru (Rys. 5). Analizy danych eksploatacyjnych dla TG napędzającej generator oraz kompresor (Rozdział 7) potwierdzają brak przeciwwskazań dla zastosowania TG Nowej Generacji we wszystkich badanych rozwiązaniach. W przypadku napędu kompresora zaobserwowano większe zmiany w sprawności dla Przemysłowych TG Średniej Mocy Nowej Generacji (σ większa o około 0,4%). Wpływ degradacji TG ma istotne znaczenie na kluczowe parametry TG w badanych zastosowaniach. Korzystnym efektem zużycia silnika jest wzrost temperatury oraz strumienia ciepła gazów wylotowych. Dla TG Lotniczo-pochodnych wzrost temperatury (T_{Tout}) w wyniku zużycia silnika wynosi +13 °C dla napędu generatora i 14 °C dla napędu kompresora, a wzrost strumienia ciepła w gazach wylotowych wynosi 1,2% dla napędu generatora oraz 2,0% dla napędu kompresora. Niekorzystny jest spadek zawartości tlenu (średnio od -0,1 do -0,2% obj.) i przepływu tlenu w gazach wylotowych (około -2,5%) w wyniku degradacji, jednak wielkość spadku nie jest znaczna.

Co więcej w przypadku zastosowania systemów pomocniczych (IBH lub OBB) do regulacji temperatury gazów wylotowych, TG Nowej Generacji są znacznie bardziej czułe w porównaniu do Przemysłowych TG Średniej Mocy (Rozdział 8). Dla Przemysłowych TG

Małej Mocy, w porównaniu do Przemysłowych TG Średniej Mocy, wpływ jednostkowej zmiany temperatury na sprawność jest większy nawet 4 krotnie, a wpływ na strumień ciepła nawet 3,3 krotnie. Węższy jest również obszar dozwolonej regulacji temperatury i przepływu (Rys. 37 i Rys. 38), co wynika głównie z ograniczeń związanych z charakterystyką kompresora dla TG Nowej Generacji. W przypadku Przemysłowych TG Średniej Mocy oraz TG Lotniczo-pochodnych zaobserwowano ograniczenie możliwości regulacji zarówno temperatury jak i przepływu do krzywej przedstawionej na Rysunkach 40 i 41 dla przypadku upustu IBH oraz upustu OBB odprowadzonego do otoczenia. Ograniczenie możliwości regulacji temperatury i przepływu, wynika ze zmiany prędkości obrotowej wału wysokoprężnego (N_{GG}) podczas regulacji IGV w bardzo szerokim zakresie (brak możliwości kontroli N_{GG} przez modulacje NGV).

Porównując zmienność parametrów gazów wylotowych z TG określoną na podstawie danych eksploatacyjnych (Rozdział 7), z zakresami regulacji wyznaczonymi dla systemów pomocniczych i regulacyjnych (Rozdział 8), można stwierdzić, że jest możliwe zniwelowanie wpływu warunków otoczenia i profilu pracy na temperaturę gazów wylotowych we wszystkich badanych TG. Wpływ na przepływ gazów wylotowych może być zniwelowany jedynie w przypadku Przemysłowych TG Małej i Średniej Mocy.

Rekomendowanym typem silników są dwu wałowe Przemysłowe TG Małej Mocy wyposażone w system nastawialnych kierownic w turbinie niskoprężnej (VNGV), który umożliwia zwiększenie sprawności przy częściowym obciążeniu oraz rozszerzenie obszaru regulacji dla temperatury i przepływu gazów wylotowych. Rekomendowanym systemem do regulacji temperatury i przepływu gazów wylotowych z TG jest system upustu IBH, dla którego w przypadku TG Małej Mocy zmiany sprawności i strumienia ciepła w gazach wylotowych przy jednostkowej zmianie temperatury są mniejsze w zakresie od 0,03 do 0,19 %/ °C w porównaniu z pozostałymi systemami pomocniczymi.

Wdrożenie możliwości regulacji temperatury i przepływu gazów wylotowych z TG w przypadku TG Nowej Generacji, wyposażonych w niskoemisyjne komory spalania, wymaga modyfikacji w systemie kontroli TG, ze względu na konieczność utrzymania maksymalnej temperatury cyklu w dozwolonym zakresie (Rozdział 10). Zaproponowana filozofia kontroli wymaga pomiaru przepływu gazów wylotowych. Analizy Monte Carlo wykonane w celu porównania pośrednich metod pomiaru przepływu gazów wylotowych, wykazały większą dokładność dla metod opartych na estymatorach przepływu ($\pm 0,8\%$ dla skorygowanego przepływu na wlocie kompresor TG i $\pm 1,4\%$ dla zredukowanego przepływu na wlocie do LPT)

niż metoda oparta na bilansie energetycznym ($\pm 2,7\%$) zaproponowanym w standardzie testowania TG opracowanym przez ASME (PTC22 [64]).

Dalsze prace badawcze nad możliwością regulacji temperatury i przepływu gazów wylotowych z TG Nowej Generacji, nakierowane na analizy pracy niskoemisyjnych komór spalania oraz analizy przegrzewania TG i pracy przy zmniejszonej maksymalnej temperaturze cyklu na trwałość komponentów TG są niezbędne przed wdrożeniem badanych technologii dla nowych lub pracujących TG.

Bibliografia

- [1] J. A. Jacobs III i M. Shneider, „GER-3430G Cogeneration Application Considerations,” GE Energy, 2009.
- [2] „Best Available Techniques for the Manufacture of Large Volume Inorganic Chemicals- Ammonia, Acids and Fertilisers,” European Commission, 2007.
- [3] „Best Available Techniques (BAT) Reference Document for the Production of Large Volume Organic Chemical,” European Commission, 2017.
- [4] „Reference Document on Best Available Techniques in the Ceramic Manufacturing Industry,” European Commission, 2007.
- [5] D. H. Cooke i W. D. Parizot, „Cogenerative, Direct Exhaust Integration of Gas Turbines in Ethylene Production,” w *ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, Brussels, 1990.
- [6] M. Cichocki, I. Salamonik, M. Bielecki, E. Fadlun i A. Rusowicz, „GT2020-15818 Gas Turbine Direct Exhaust Gas Integration in Process Industry – Applications Review,” w *ASME Turbo Expo 2020*, London, 2020.
- [7] M. Cichocki, I. Salamonik, M. Bielecki, E. Fadlun i A. Rusowicz, „Gas Turbine Direct Exhaust Gas Integration in Process Industry – Review of Applications and Opportunities for Polish Market,” *Inżynieria Bezpieczeństwa Obiektów Antropogenicznych*, tom 1, 2020.
- [8] M. Cichocki, I. Salamonik, M. Bielecki, E. Fadlun i A. Rusowicz, „Bezpośrednie wykorzystanie gazów wylotowych z Turbiny Gazowej w przemyśle przetwórczym – Przegląd zastosowań i możliwości wdrożenia na polskim rynku,” w *XXIV Zjazd Termodynamików*, Warszawa, 2020.
- [9] S. Kapur, „ABB Lummus Global SRT® Cracking Technology for The Production of Ethylene,” w *Handbook of petrochemicals production processes*, McGraw-Hill Education, 2005.
- [10] J. Manninen i X. X. Zhu, „Optimal Gas Turbine Integration to the Process Industries,” *Ind. Eng. Chem. Res.*, tom 38, pp. 4317-4329, 1999.
- [11] J. Davidse i J. Roukema, „Application of Gas Turbine Generators for Preheating Combustion Air With Conventional Boilers or Furnaces,” w *ASME International Gas Turbine Conference and Exhibit*, Amsterdam, 1984.
- [12] D. McKeagan, „Direct Heating in Oil Refineries Using Gas Turbine Exhaust,” *Energy & Fuels*, tom 21, pp. 1195-1196, 2007.

- [13] KBR, [Online]. Available: <https://www.kbr.com/en/insights-events/press-release/successful-commissioning-worlds-most-energy-efficient-ammonia-plant>. [Data uzyskania dostępu: 30 Sierpień 2020].
- [14] A. Malhotra, „KBR PURIFIER Technology and Project Execution Options for Ammonia Plants,” w *25th AFA International Fertilizer Technology Conference and Exhibition*, Dubai, 2012.
- [15] P. A. Ruziska, C. C. Song, R. A. Wilkinson i W. Unruh, „Exxon chemical low energy ammonia process start-up experience,” *Process Safety Progress*, tom 4, nr 2, pp. 79-84, 1985.
- [16] J. Albano, E. Olszewski i T. Fukushima, „Gas Turbine Integration Reduces Ethylene Plant's Energy Needs,” *Oil & Gas Journal*, tom 90, nr 6, pp. 55-60, 1992.
- [17] S. A. M. Moosavi i R. Tahery, „Integrating Gas Turbines with Cracking Heaters in Ethylene Plants,” *International Journal of Engineering Research and Technology*, tom 3, nr 6, pp. 820-825, 2014.
- [18] R. Peltier, „Port Arthur II Integrated Hydrogen/Cogeneration Facility, Port Arthur, Texas,” *Power*, 2005.
- [19] A. Pandey, „Energy Efficiency at Ammonia Plants: Waste to Power,” OPRA Turbines, 21 June 2019. [Online]. Available: <https://www.opraturbines.com/waste-no-more/>. [Data uzyskania dostępu: December 2020].
- [20] M. C. Doherty i D. R. Wright, „Application of Aircraft Derivative and Heavy Duty Gas Turbines in the Process Industries,” w *ASME International GT Conference and Exhibit and Solar Energy Conference*, San Diego, 1979.
- [21] „Energy Solution Case Studies,” Solar Turbines, [Online]. Available: https://www.solarturbines.com/en_US/solutions/case-studies.html.
- [22] „Detailed Project Report on Gas Turbine Based Co-Generation Technology (3.5 MW),” Ministry of Power, Government of India, New Delhi, 2010.
- [23] E. Benvenuti i M. Sargenti, „The PGT2, a New 2-MW Class Efficient Gas Turbine: Applications and Operating Experience in Cogeneration,” w *ASME Turbo Asia Conference*, Jakarta, 1996.
- [24] „Case History,” CELFA, [Online]. Available: <https://www.ceflaplantsolutions.com/en/case-history/>.
- [25] Y. Yoru, T. Karakoc i A. Hepbasli, „Dynamic energy and exergy analyses of an industrial cogeneration system,” *International Journal of Energy Research*, tom 34, pp. 345-356, 2010.
- [26] A. Hepbasli i N. Ozalp, „Co-generation studies in Turkey an application of a ceramic factory in Izmir, Turkey,” *Applied Thermal Engineering*, tom 22, pp. 679-691, 2002.

- [27] SACMI, „High Efficiency Resource Optimizer Project,” 2008.
- [28] C. Coskun, M. Bayraktar, Z. Oktay i I. Dincer, „Energy and exergy analyses of an industrial wood chips drying process,” *International Journal of Low-Carbon Technologies*, tom 4, pp. 224-229, 2009.
- [29] J. M. S. Lizarraga i a. A. V. S. B. Aguado, „Cogeneration With Gas Turbines For Dryers and Hot Water Boilers,” *Heat Recovery Systems & CHP*, tom 15, nr 3, pp. 319-325, 1995.
- [30] New York State Energy Research and Development Authority, „Use of Gas Turbine Exhaust for the Direct Drying of Food Products.,” New York State Energy Research and Development Authority, Albany, 1988.
- [31] OPRA Turbines, „OPRA Turbines Success Story Cartiera San Lorenzo,” July 2020. [Online]. Available: https://www.opraturbines.com/wp-content/uploads/2020/07/OPRA_Turbines_Success_Story_Cartiera_San_Lorenzo.pdf. [Data uzyskania dostępu: December 2020].
- [32] M. A. Devine i C. Lyons, „Engines. Turbines. Both. Choosing Power for CHP Projects,” Caterpillar, 2013.
- [33] E. Mardiat, C. Braddock i C. Lyons, „Performance Results and Lessons Learned from Austin Energy's Packaged Cooling-Heating-Power System,” *Proc. Globalcon*, 2005.
- [34] I. Stambler, „4.6 MW plant with an indirect fired 2600 ton chiller at 76.8% efficiency,” *GAS TURBINE WORLD*, 2004.
- [35] J. B. Berry, R. Schwass, J. Teigen, R. Fiskum i K. J. Rhodes, „Advanced Absorption Chiller Converts Turbine Exhaust to Air Conditioning,” w *International Sorption Heat Pump Conference*, Denver, CO, USA, 2005.
- [36] A. Y. Petrov, J. B. Berry i A. Zaltash, „Commercial Integrated Energy Systems Provide Data That Advance Combined Cooling, Heating, and Power,” w *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Chicago, 2006.
- [37] J. Bassols, B. Kuckelkorn, J. Langreck, R. Schneider i H. Veelken, „Trigeneration in the food industry,” *Applied Thermal Engineering*, tom 22, pp. 595-602, 2002.
- [38] S. Popli, P. Rodgers i V. E. , „Trigeneration scheme for energy efficiency enhancement in a natural gas processing plant through turbine exhaust gas waste heat utilization,” *Applied Energy*, tom 93, pp. 624-636, 2012.
- [39] A. Rusowicz, A. Grzebielec i A. Ruciński, „Analysis of the gas turbine selection by the pinch point technology method,” *Przem. Chem.*, tom 92, nr 8, pp. 1476-1477, 2013.
- [40] BROAD, „DLF Cyber City, District CHP Project - Broad Case Study,” 2010.
- [41] UNFCCC, „Installation of Natural gas based combined cooling heating and power (CCHP) systems in DLF SEZ Park,” Hyderabad, India, 2006.

- [42] ICF International Report for DoE (USA), „Opportunities for CHP in Data Centers,” 2009.
- [43] S. Popli, P. Rodgers i V. E. , „Trigen. scheme for energy efficiency enhancement in a NG processing plant through turbine exhaust gas waste heat utilization,” *Applied Energy*, tom 93, pp. 624-636, 2012.
- [44] Krajowy Ośrodek Bilansowania i Zarządzania Emisjami, [Online]. Available: <https://www.kobize.pl/pl/fileCategory/id/28/wskazniki-emisyjnosci>. [Data uzyskania dostępu: 11 Kwiecień 2021].
- [45] Urząd Regulacji Energetyki, „Energetyka ciepła w liczbach 2019,” URE, Warszawa, 2019.
- [46] Polskie Towarzystwo Elektrociepłowni Zawodowych, „Raport o Kogeneracji w Ciepłownictwie,” PTEZ, Warszawa, 2019.
- [47] Gaz-System, „Parametry charakteryzujące jakość przesyłanego gazu,” [Online]. Available: <https://www.gaz-system.pl/strefa-klienta/system-przesylowy/parametry-charakteryzujace-jakosc-przesylanego-gazu/>. [Data uzyskania dostępu: 9 Maj 2021].
- [48] Z. Figiel i R. Zbigniew, „Niezależność energetyczna zakładu koksowniczego,” w *Koksownictwo*, Karpacz, 2015.
- [49] R. M. Jones i N. Z. Shilling, „GER-4219 IGCC Gas Turbines for Refinery Applications,” GE Power Systems, 2003.
- [50] NETL DoE (US), „Cost and Performance Baseline for Fossil Energy Plants Volume 1: Bituminous Coal and Natural Gas to Electricity,” National Energy Technology Laboratory - DoE (US), 2013.
- [51] Y. Zeldovich, „The oxidation of nitrogen in combustion and explosions,” *Acta physicochimica*, tom 21, pp. 577-628, 1946.
- [52] URE, „Sprawozdanie z działalności prezesa URE w 2019r.,” Warszawa, 2020.
- [53] Baker Hughes, „Gas turbine experience with hydrogen for energy transition,” 2020.
- [54] W. J. Karl i H. Steve, „Expanding Fuel Flexibility Capability in GE’s Aero-derivative Engines,” w *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010*, Glasgow (UK), 2010.
- [55] Z. Robak i Z. Figiel, „Współczesne kierunki energetycznego zagospodarowania nadmiarowego gazu ziemnego,” *Przemysł Chemiczny*, tom 93, nr 12, pp. 2127-2133, 2014.
- [56] M. Warzyc i A. Ziębik, „Wykorzystanie hutniczych paliw gazowych w przemysłowych elektrociepłowniach gazowo-parowych,” *Gospodarka Paliwami i Energią*, nr 8, pp. 5-10, 2000.
- [57] Ministerstwo Klimatu i Środowiska, „Polityka Energetyczna Polski do 2040r.,” Warszawa, 2021.

- [58] W. D. York, W. S. Ziminsky i Y. Ertan, „Development and Testing of a Low NO_x Hydrogen Combustion System for Heavy-Duty Gas Turbines,” *J. Eng. Gas Turbines Power*, tom 135, nr 2, 2013.
- [59] Ministerstwo Klimatu i Środowiska, „Polska Strategia Wodorowa do roku 2030 z perspektywą do 2040 r.,” Warszawa, 2021.
- [60] „Hydrogen Gas Turbine,” European Turbine Network, 2020.
- [61] S. Cocchi i S. Sigali, „Development of a Low NO_x Hydrogen-Fuelled Combustor For 10 MW Class Gas Turbines,” w *ASME Turbo Expo 2010*, Glasgow, 2010.
- [62] R. Drew, „Turbomachinery International Magazine,” 29 April 2019. [Online]. Available: <https://www.turbomachinerymag.com/the-hydrogen-turbine/>.
- [63] Baker Hughes, „Baker Hughes,” 20 Lipiec 2020. [Online]. Available: <https://www.bakerhughes.com/company/news/snam-and-baker-hughes-test-worlds-first-hydrogen-blend-turbine-gas-networks>.
- [64] ASME, *PTC 22-2014 Gas Turbines Performance Test Codes*, 2014.
- [65] NIST, „NIST-JANAF Thermochemical Tables,” 1998. [Online]. Available: <https://janaf.nist.gov/>. [Data uzyskania dostępu: 15 9 2021].
- [66] H. Cohen, G. Rogers, P. Straznicky, H. Saravanamuttoo i A. Nix, *Gas Turbine Theory* 7th Edition, Pearson, 2017.
- [67] G. Badeer, „GER-3695E GE Aeroderivative Gas Turbines - Design and Operating Features,” GE Power Systems, 2000.
- [68] M. I. Arar, G. R. Hubschmitt, J. G. Eignor, T. R. Kemp i D. A. Deangelis, „Compressor inlet air heating system for a gas turbine”. Patent EP0962636A2, 8 12 1999.
- [69] N. D. Joshi, H. C. Mongia, G. Leonard, J. W. Stegmaier i E. C. Vickers, „98-GT-310_Dry Low Emissions Combustor Development,” w *International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition*, Stockholm, 1998.
- [70] A. Asti, L. Mei i R. Carta, „Operation Method For Improving Partial Load Efficiency In a Gas Turbine And Gas Turbine With Improved Partial Load Efficiency”. Patent EP3256709B1, 10 2 2016.
- [71] L. Herraiz, M. Lucquiaud, H. Chalmers i J. Gibbins, „Sequential Combustion in Steam Methane Reformers for Hydrogen and Power Production With CCUS in Decarbonized Industrial Clusters,” *Frontiers in Energy Research*, tom 8, 2020.
- [72] SACMI, *ATM Spray Dryes*, 2014.
- [73] B. Gaziński, „Model matematyczny grzejno-ziębniczego urządzenia absorpcyjnego z wodnym roztorem bromku litu,” *Archiwum Termodynamiki*, tom 2, nr 3-4, pp. 181-195, 1981.

- [74] C. Somers, A. Mortazavi, Y. Hwang i R. Radermacher, „Modeling Absorption Chillers in ASPEN,” w *The Second International Energy 2030 Conference*, Abu Dhabi, 2008.
- [75] E. Fadlun, I. Michelizzi i M. De Iaco, „Measurement Error Influence on Gas Turbine Operability for Condition-Based Maintenance and Reliability/Availability Improvement,” w *ASME Turbo Expo 2008*, Berlin, 2008.
- [76] ASME, *Gas Turbines Performance Test Code PTC22 - 2014*, 2014.
- [77] O. Morris, C. Kanali, Z. C. A. Gariy i E. Ronoh, „Physical and Chemical Properties of Crushed Ceramic and Porcelain Clay Tile Powder,” *International Journal of IT, Engineering and Applied Sciences Research*, tom 7, nr 7, 2017.
- [78] Emerson, *Rosemount Annubar Primary Elements - Product Data Sheet*, 2013.
- [79] T. P. Schmitt i H. Clement, „POWER2008-60036 Gas Turbine Part Load Performance Testing: Comparison of Test Methodologies,” w *ASME 2008 Power Conference*, Florida, 2008.