

Politechnika Śląska w Gliwicach  
Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki



**Politechnika  
Śląska**

**mgr inż. Łukasz Ziółkowski**

ROZPRAWA DOKTORSKA

**Analiza energetyczna układu kogeneracyjnego z silnikiem  
ZI w zakresie zmiennych parametrów regulacyjnych**

Promotor: dr hab. inż. Grzegorz Przybyła, prof. PŚ

Promotor pomocniczy: dr hab. inż. Adrian Nocoń, prof. PŚ

Dyscyplina: Inżynieria Środowiska, Górnictwo i Energetyka



Gliwice 2023

Ogromne podziękowania kieruję do moich Promotorów oraz dr inż. Romana Niestrój, niemniejsze do pozostałych osób, które wspierały moją pracę i rozwój. W wyjątkowy sposób pragnę podziękować rodzinie.

Wyniki badań przedstawione w niniejszej dysertacji uzyskano na podstawie realizacji następujących projektów:

1. Praca NB, zlecający BUDEXPERT sp. z o.o., Prace badawczo-rozwojowe ukierunkowane na opracowanie mikrogeneratora o mocy elektrycznej poniżej 40 kW wraz z nowatorskim systemem sterowania silnikiem spalinowym i możliwością zasilania gazem ziemnym lub LPG w celu wykorzystania potencjału innowacyjnego i stworzenie trwałej przewagi konkurencyjnej.” (budżet części projektu realizowanej w KTC: 636 771,00 PLN), realizacja od 22.12.2017 do 31.07.2019, kierownik pracy NB-2/RE3,RIE-6/2018. Regionalny Program Operacyjny Województwa Śląskiego – WSL 2014-2020

2. Nrodowe Centrum Badań i Rozwoju, PolNor 2019 Call, Ammonia as carbon free fuel for internal combustion engine driven agricultural vehicle (ACTIVATE) NOR/POLNOR/ACTIVATE/0046/2019 (2020-2023) (budżet projektu: 6 584 204.21 PLN), projekt realizowany w międzynarodowym konsorcjum naukowo-przemysłowym: Politechnika Śląska (lider), Uniwersytet Rolniczy w Krakowie, Norwegian University of Science and Technology NTNU, LOGE Polska sp. z o.o.

3. Badania statutowe KTC, Katedra Techniki Ciepłej, Politechnika Śląska, 44-100 Gliwice



## Ważniejsze stosowane oznaczenia

### a) litery alfabetu łacińskiego

$A$	– pole powierzchni,	$m^2$
$AFR$	– masowy stosunek powietrza do paliwa,	$kg/kg$
$COV_{li}$	– wskaźnik niepowtarzalności jed. pracy wewnętrznej,	-
$c$	– właściwa pojemność cieplna	$J/(kg\ K)$
$D$	– średnica,	$m$
$e_{d,v}$	– wartość opałowa mieszanki paliwowo-powietrznej	$kJ/dm^3$
$e$	– emisja jednostkowa	$g/kWh$
$h$	– entalpia właściwa	$J/kg$
$I$	– prąd elektryczny	$A$
$L$	– praca	$J$
$m$	– masa (ilość materii),	$kg$
$M_{o,e}$	– moment obrotowy,	$Nm/rad$
$m$	– ilość materii,	$kg$
$n_o$	– prędkość obrotowa,	$obr/min$
$N$	– moc,	$W$
$p$	– ciśnienie,	$Pa$
$P$	– moc czynna elektryczna	$W$
$Q$	– ciepło,	$J$
$t$	– czas,	$s$
$t$	– temperatura,	$^{\circ}C$
$T$	– temperatura,	$K$
$TPS$	– otwarcie przepustnicy,	$\%$
$U$	– napięcie elektryczne,	$V$
$U$	– współczynnik wnikania ciepła,	$W/(m^2\ K)$
$V$	– objętość,	$m^3$
$V_{a,min}$	– minimalne objętościowe zapotrzebowanie powietrza,	$m^3/m^3$
$w$	– prędkość,	$m/s$
$W_{d,n}$	– wartość opałowa paliwa,	$J/kg$
$x$	– stopień wypalenia paliwa,	-

### b) litery alfabetu greckiego

$\alpha$	– kąt obrotu wału korbowego,	$rad, (^{\circ}OWK)$
$\varepsilon$	– stopień kompresji,	-
$\eta$	– sprawność,	-
$\kappa$	– stosunek ciepł właściwych	-
$\lambda$	– stosunek nadmiaru powietrza (tlenu),	-
$\sigma$	– stosunek wykorbienia	-

## c) indeksy dotyczące

- a – powietrza,
- NO – tlenku węgla
- CO<sub>2</sub> – dwutlenku tlenku węgla
- dol – dolotu,
- e – wartości efektywnej,
- el – elektryczna,
- f,0 – paliwa
- HC – węglowodorów
- i – wielkości wewnętrznej,
- ład – ładunku,
- max – wartości maksymalnej,
- min – wartości minimalnej,
- NO – tlenku azotu
- pal – palności,
- sc – strat ciepła,
- v – wielkości objętościowej,
- wyl – wylotu,

## d) inne oznaczenia umowne

- – kropka nad symbolem wielkości (np.  $\dot{m}$ ) oznacza wielkość odniesioną do jednostki czasu, czyli pochodną (np.  $\dot{m} = \frac{dm}{dt}$ ),
- – kreska nad symbolem wielkości oznacza wartość średnią,
- LPG – mieszanina propanu i butanu
- GZ – gaz ziemny wysokometanowy

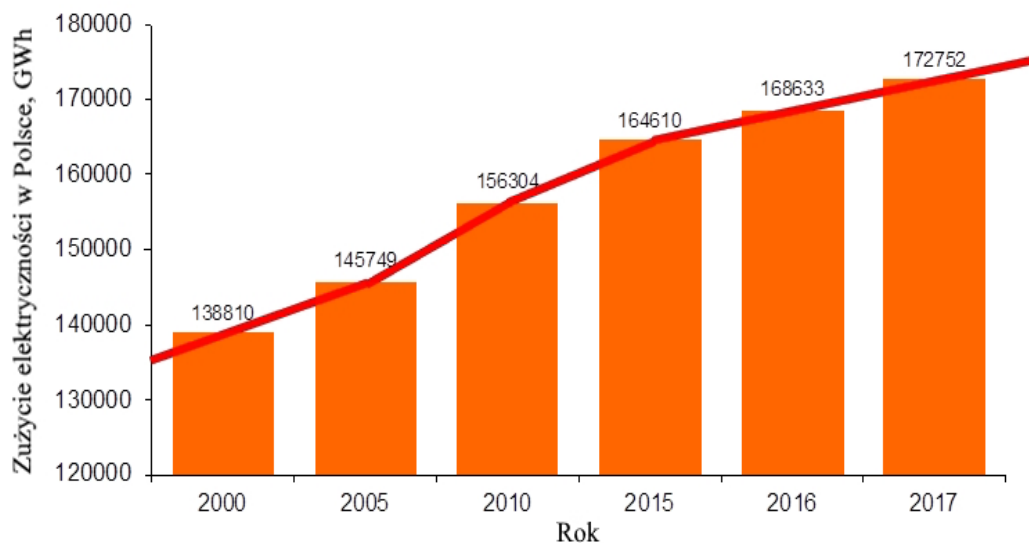
<b>WYKAZ OZNACZEŃ</b>	<b>3</b>
<b>SPIS TREŚCI</b>	<b>5</b>
<b>1. WPROWADZENIE</b>	<b>7</b>
1.1. Wstęp	7
1.2. Cel, zakres oraz tezy pracy	13
<b>2. EFEKTYWNOŚĆ ENERGETYCZNA SILNIKÓW SPALINOWYCH</b>	<b>15</b>
2.1 Wielkości wpływające na konwersję energii w silnikach spalinowych	15
2.1.1. Sposoby regulacji obciążenia silników spalinowych	15
2.1.2. Regulacja ilościowa – silnik ZI	23
2.1.3. Regulacja jakościowa – silnik ZS	24
<b>3. KONCEPCJA NOWEGO SPOSOBU REGULACJI OBCIĄŻENIA SILNIKA ZI</b>	<b>26</b>
3.1. Opis koncepcji regulacji hybrydowej	26
3.2. Analiza wybranych aspektów sterowania	29
3.2.1. Problematyka kontroli spalania mieszanki ubogiej	29
3.2.2. Tętnienia momentu obrotowego	30
3.2.3. Pomiar prędkości obrotowej silnika	37
3.2.4. Regulacja składu i ilości mieszanki paliwowo-powietrznej	39
3.3. Badania identyfikacyjne na stanowisku laboratoryjnym	42
3.3.1. Charakterystyka stanowiska badawczego	42
3.3.2. Plan badań	44
3.3.3. Analiza wyników badań	45
<b>4. BUDOWA PROTOTYPOWEGO UKŁADU KOGENERACYJNEGO Z SILNIKIEM ZI</b>	<b>54</b>
4.1. Dobór silnika spalinowego	54
4.1.1. Uproszczony model matematyczny silnika spalinowego	54
4.1.2. Określenie wybranych parametrów energetycznych dostępnych na rynku silników spalinowych	58
4.1.3. Specyfikacja techniczna dobrego silnika	64
4.2. Dobór generatora energii elektrycznej	66
4.2.1. Generator asynchroniczny	66
4.2.2. Generator synchroniczny	68
4.3. Układy odbioru ciepła z silnika spalinowego	70
4.3.1. Wymiennik ciepła niskotemperaturowego	70
4.3.2. Wymiennik ciepła wysokotemperaturowego	77
4.3.3. Układ odbioru ciepła od oleju smarującego silnik wraz z systemem automatycznego uzupełniania oleju silnikowego	78
4.4. Układy sterowania	82
4.4.1. Struktura układu sterowania i procedury pracy jednostki kogeneracyjnej	82
4.4.2. Sterownik nadrzędny	84
4.4.3. Układ sterowania pracą silnika spalinowego	87
4.4.4. Układy zabezpieczeń elektrycznych	92
4.4.5. Opis wybranej aparatury	94

<b>5. BADANIA PROTOTYPU</b>	<b>97</b>
5.1. Charakterystyka prototypu z aparaturą pomiarową	97
5.2. Konfiguracja z generatorem asynchronicznym	99
5.2.1. Moc elektryczna oraz sprawność generacji energii elektrycznej	99
5.2.2. Temperatura spalin na wylocie z silnika spalinowego	104
5.2.3. Emisja substancji szkodliwych	111
5.3. Konfiguracja z generatorem synchronicznym	115
5.3.1. Efektywność energetyczna kogeneratora	115
5.3.2. Emisja substancji szkodliwych	121
5.3.3. Badania trwałościowe	124
<b>6. PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE</b>	<b>132</b>
6.1. Podsumowanie	132
6.2. Kierunki przyszłych badań	133
6.3. Wnioski końcowe	136
<b>Bibliografia</b>	<b>139</b>
<b>Streszczenie</b>	<b>146</b>

## 1. WPROWADZENIE

### 1.1. Wstęp

W pierwszej dekadzie XXI wieku nastąpił wyraźny wzrost zużycia energii elektrycznej w Polsce. Na przestrzeni lat 2000 – 2010 nastąpiła zmiana o niespełna 18%, co stanowiło wzrost o ponad 21 TWh w porównaniu do wartości odnotowanej w 2000 r [1]. W ciągu kolejnych siedmiu lat, tj. w okresie od 2010 do 2017 r., nastąpił dalszy wzrost o ponad 10% [6]. Zużycie energii elektrycznej w Polsce w latach 2010 - 2017 przedstawiono na rys. 1.1.1. Najnowsze dane wskazują, że w 2023 r. zużycie energii elektrycznej w Polsce wyniosło 173,48 GWh i jest to wartość podobna do wolumenu osiągniętego w 2017 roku [3]. Niewielka zmiana pomiędzy rokiem 2017 a 2023 wynika najprawdopodobniej z ekspansji instalacji fotowoltaicznych, które zaspokajają część potrzeb własnych odbiorców indywidualnych oraz końcowych. Wspomniana auto-konsumpcja nie jest widoczna w systemie elektroenergetycznym i dane zaprezentowane w [3] podają wyłącznie ilość energii pobranej z systemu.



Rys. 1.1.1. Zużycie energii elektrycznej w Polsce w latach 2000 -2017 [6].

Zapotrzebowanie na energię elektryczną w naszym kraju najprawdopodobniej będzie rosnąć w nadchodzących latach. Przede wszystkim wzrost zużycia energii elektrycznej w najbliższej przyszłości będzie spowodowany rosnącym udziałem użytkowanych pojazdów elektrycznych i hybrydowych typu plug-in oraz intensyfikacją instalacji pomp ciepła przez użytkowników indywidualnych [4,5]. Poważnym wyzwaniem w tym zakresie będzie rozbudowa sieci elektroenergetycznych zapewniających dostarczenie określonej mocy elektrycznej odbiorcy końcowemu.

Niemniej ważnym aspektem od zużycia energii wynikającym z rozwoju państwa, są wytyczne prawne, w tym przepisy prawa (cele energetyczne). Do podstawowych regulacji można zaliczyć cele energetyczne Unii Europejskiej rzutujące na politykę energetyczną naszego kraju, które określone są w różnych dokumentach i aktach prawnych z podziałem na określone przedziały czasowe. Wśród nich można wyróżnić [7]:

1. Cele do roku 2020:

- redukcja emisji CO<sub>2</sub> o 20% w porównaniu z poziomem z 1990 roku,
- wzrost udziału energii ze źródeł odnawialnych w UE do 20% (dla Polski ustalono 15%),
- zwiększenie efektywności energetycznej o 20% w porównaniu do roku 2005.

2. Cele do roku 2030:

- ograniczenie emisji gazów cieplarnianych o co najmniej 40% w porównaniu do poziomu z 1990 roku. Dla Polski cel redukcyjny wynosi 7% w 2030 roku w porównaniu do poziomu z 2005 roku.
- zwiększenie udziału energii ze źródeł odnawialnych w całkowitym zużyciu energii brutto w UE do co najmniej 32%. Polska deklaruje osiągnięcie udziału OZE w finalnym zużyciu energii brutto na poziomie 21-23% do 2030 roku.
- zwiększenie efektywności energetycznej o co najmniej 32,5%. Polska ustaliła krajowy cel wzrostu efektywności energetycznej na poziomie 23% w odniesieniu do zużycia energii pierwotnej według prognozy PRIMES 2007.

3. Cele długoterminowe:

- w ramach tzw. Europejskiego Zielonego Ładu, Komisja Europejska zaproponowała cel redukcji emisji gazów cieplarnianych o co najmniej 55% do 2030 roku w porównaniu z poziomem z 1990 roku. Cel ten ma być osiągnięty poprzez pakiet przepisów zatytułowany "Gotowi na 55", który ma dostosować obowiązujące przepisy do celów na lata 2030 i 2050. Ostatecznym celem jest osiągnięcie redukcji emisji gazów cieplarnianych netto o co najmniej 55% w 2030 roku i neutralności klimatycznej w 2050 roku.

W ślad za regulacjami europejskimi politykę energetyczną Polski w dalszej perspektywie przedstawiają strategiczne dokumenty ramowe i należą do nich [7]:

- Polityka Energetyczna Polski do 2040 roku, przyjęta przez Radę Ministrów dnia 2 lutego 2021. Po 12 latach od ustanowienia poprzedniej polityki, przyjęto nowy dokument strategiczny, wyznaczający kierunki rozwoju tego sektora.
- Krajowy plan na rzecz energii i klimatu na lata 2021–2030 (KPEiK), do opracowania którego zobligowały Polskę przepisy rozporządzenia Parlamentu Europejskiego i Rady
- Długoterminowa strategia renowacji budynków przyjęta uchwałą nr 23/2022 Rady Ministrów w dniu 9 lutego 2022 r.

Realizacja założonych celów jest złożona i wymaga wielu działań. W tym kontekście warto podać, że w 2018 r. kryterium systemu efektywnego energetycznie spełniało tylko ok. 20% spośród systemów ciepłowniczych lub chłodniczych, które dostarczały ok. 85% ogólnego wolumenu ciepła systemowego w kraju. Natomiast przewiduje się, że w 2030 r. co najmniej 85% spośród systemów ciepłowniczych lub chłodniczych, w których moc zamówiona przekracza 5 MW, spełniać będzie kryteria efektywnego energetycznie systemu ciepłowniczego [7]. Osiągnięcie wskazanych wyżej celów mają wspomóc następujące działania:

- rozwój kogeneracji,
- uciepławianie bloków energetycznych w elektrowniach,
- zwiększenie wykorzystania OZE i gazu ziemnego w ciepłownictwie systemowym,
- zwiększenie wykorzystania odpadów na cele energetyczne,
- modernizacja i rozbudowa systemu dystrybucji ciepła i chłodu,
- zapewnienie warunków zwiększenia wykorzystania ciepła systemowego.

Nie bez znaczenia w tym kontekście jest również struktura wytwarzania i zużycia energii. Energia elektryczna w Polsce produkowana jest zasadniczo w ciepłych elektrowniach zawodowych. W 2021 r. wielkość produkcji w tych obiektach wyniosła 141,3 TWh, co stanowiło 78,7% całej produkcji krajowej [47]. Na przestrzeni lat 2015 – 2021 udział ciepłych elektrowni zawodowych w produkcji elektryczności obniżył się o ok. 7,9 punktu procentowego. Z kolei w elektrowniach przemysłowych wytworzono w 2021 r. 15,1 TWh, co stanowiło 8,4% całej produkcji. Pozostała produkcja energii elektrycznej była wytwarzana głównie przez elektrownie wiatrowe przede wszystkim z uwagi na liczbę instalacji [47].

W 2021 r. udział zużycia energii końcowej w gospodarstwach domowych w zużyciu krajowym brutto wyniósł 20,2%. W tym sektorze najczęściej wykorzystywanym nośnikiem były stałe paliwa kopalne, których udział wyniósł 21,9%, a następnie: gaz ziemny (20,6%), ciepło (18,3%), energia elektryczna (11,9%) i paliwa ciekłe (2,8%). Zużycie pozostałych nośników energii obejmujących m.in. biopaliwa stałe oraz ciepło otoczenia wyniosło 24,4%. Najważniejszym kierunkiem użytkowania energii było ogrzewanie pomieszczeń, którego udział wyniósł 65,4%. Na ogrzewanie wody zużyto 17,1% energii, na oświetlenie i urządzenia elektryczne 9,2%, a na gotowanie posiłków 8,3% [47].

Pewnym rozwiązaniem opisanych problemów, a sygnalizowanym w planach rozwoju energetyki może być zastosowanie lokalnych systemów kogeneracji małej mocy (tj. w skali mikro). Mikrokogeneracja (mCHP - micro Combined Heat and Power) może być realizowana w oparciu o silnik spalinowy napędzany gazem ziemnym lub LPG. W świetle dyrektywy 2004/8/WE mikrokogeneracja dotyczy skojarzonego wytwarzania energii elektrycznej o maksymalnej mocy elektrycznej mniejszej niż 50 kW<sub>e</sub>.

Ważne w tym aspekcie wydaje się to, że odpowiednio zaprojektowane i wykonane lokalne źródło energii w znaczący sposób może odciążyć istniejący system, a w szczególności sieć elektroenergetyczną. Dodatkowym argumentem jest wysoki udział wykorzystania kopalnych paliw stałych w gospodarstwach domowych, dla których rozwój układów mCHP zasilanych paliwami gazowymi wydaje się być uzasadnioną alternatywą. Kluczowym dla tego typu jednostek będzie oczywiście zapewnienie atrakcyjności cenowej względem innych technologii jak np. pomp ciepła czy kotłów gazowych kondensacyjnych. Kolejnym ważnym aspektem będzie cena gazu, której prognozy w świetle ostatnich wydarzeń politycznych trudno przewidzieć. Ponadto do zasilania układów kogeneracyjnych u odbiorców indywidualnych konieczna jest rozbudowana infrastruktura sieci gazowej. Warto podać, że w 2021 roku w Polsce sieć gazowa osiągnęła długość około 165,7 tys. km, a liczba przyłączy do budynków wynosiła około 3285 tys. sztuk. Tempo wzrostu nowych przyłączy od 2020 do 2021 roku wyniosło 4,0% [47].

Należy podkreślić, że ze względu na rozwijające się technologie paliw syntetycznych oraz produkcji wodoru w perspektywie najbliższej dekady może dojść do stabilizacji cen paliw, które można będzie zastosować do zasilania układu mCHP.

Koncepcja kogeneracji, czyli skojarzonego wytwarzania ciepła i energii istnieje od ponad wieku, a pierwsza komercyjna elektrociepłownia została zbudowana w Nowym Jorku w 1882 roku przez Thomasa Edisona. Jednak dopiero w latach 60 stała się szerzej stosowana, głównie w zastosowaniach przemysłowych. Systemy kogeneracyjne w zależności od zastosowanego silnika cieplnego mogą być zasilane różnymi paliwami w tym: gazem ziemnym, węglem, olejem napędowym, biomasą a także ciepłem odpadowym. Układy kogeneracyjne znajdują zastosowanie w wielu obiektach w tym w szpitalach, uniwersytetach, centrach danych, zakładach produkcyjnych i budynkach mieszkalnych.

Biorąc pod uwagę dostępne technologie mikro-CHP, można wyróżnić dwie kategorie, tj. bazujące na silnikach cieplnych oraz bez wykorzystania silników cieplnych [8]. Pierwsza kategoria obejmuje zarówno silniki spalania wewnętrznego jak i zewnętrznego. Należą do nich odpowiednio: tłokowe silniki spalinowe [11], mikroturbiny gazowe [12] oraz układy ORC (ang. Organic Rankine Cycle) [10], Silniki Stirlinga [13,14] i technologie ekspanderów [15]. Druga grupa technologii, obejmuje przede wszystkim ogniwa paliwowe [16] oraz słoneczne technologie hybrydowe [17,18].

Na uwagę w tym zestawieniu zasługują układy ORC, których zastosowanie w skojarzonej produkcji energii elektrycznej i ciepła jest dobrze znane i szeroko stosowane. W technologii tej zastosowanie ma energia chemiczna biomasy [19], ciepło geotermalne [20], energia promieniowania słonecznego [21] lub ciepło odpadowe [22]. Jednak w przypadku układów mCHP technologia ta nie jest wystarczająco dojrzała ze względu na wyzwania w zakresie turbiny lub maszyny rozprężnej o małych rozmiarach oraz wysoce wydajnych wymienników ciepła odpowiednich dla takiego urządzenia [10]. Ponadto systemy ORC



w skali mikro charakteryzują się podobnymi problemami eksploatacyjnymi, co duże jednostki w kontekście wyboru płynu roboczego (pod względem jego degradacji) i parametrów operacyjnych [23].

Silniki spalinowe są dobrze znaną i dojrzałą technologią, ale ciągle podlegającą badaniom pod względem poprawy ich efektywności energetycznej [8,24]. Zaletą silników spalinowych jest ich wysoka elastyczność paliwowa, tj. możliwość stosowania paliw ciekłych oraz gazowych w tym paliw alternatywnych jak gaz syntezowy z biomasy [25] lub gaz ziemny wzbogacony wodorem [26].

Dobrą elastyczność paliwową posiadają również mikroturbiny gazowe. Ponadto mikroturbiny stosowane w układach mCHP zapewniają kompaktowy rozmiar i niski poziom hałasu. Jednak ich sprawność energetyczna jest niższa niż w przypadku silników spalinowych dla podobnej wartości mocy wyjściowej [27].

Potencjał układów mCHP, jako źródeł energii w gospodarstwach domowych odzwierciedla również szerokie naukowe zainteresowanie tym problemem. Analiza różnych technologii, opis nowych rozwiązań czy sposoby rozwiązywania zaistniałych problemów praktycznych od wielu lat są obecne w literaturze przedmiotu.

Autorzy publikacji [28] uznali silniki Stirlinga za jedną z obiecujących technologii do zastosowania w mikrokogeneracji ze względu na możliwość stosowania do ich napędu ciepła pochodzącego z różnych źródeł. Dodatkowo silniki te mają niższy poziom hałasu niż silniki spalinowe, dlatego wydają się być dobrym rozwiązaniem do zastosowań domowych jak wykazano w [29,30]. Podstawowymi problemami związanymi z praktycznym zastosowaniem silników Stirlinga są wysokie koszty budowy efektywnych wymienników ciepła, niska sprawność energetyczna oraz wolna reakcja na konieczność zmiany obciążenia. Wysoką efektywność energetyczną można uzyskać stosując ogniwa paliwowe, jednak koszty inwestycyjne utrzymują się cały czas na wysokim poziomie [31].

Ze względu na duże dobowe wahania zapotrzebowania na energię elektryczną oraz zróżnicowanie zapotrzebowanie na ciepło w gospodarstwach domowych, systemy kogeneracji bardzo często składa się nie tylko z głównego napędu, ale także z zasobnika ciepła i/lub kotła zapotrzebowania szczytowego [32]. Odpowiednia konfiguracja układu mCHP w domu jednorodzinnym, jak i wielorodzinnym pozwala na obniżenie zużycia energii pierwotnej [33]. W pracy [34] omówiono ogólne wytyczne dotyczące stosowania mCHP w domu jednorodzinnym. Badania wykazały, że zarówno główny napęd jak i system magazynowania ciepła pozwalają zaoszczędzić 15 – 45% energii pierwotnej w zależności od zastosowanej jednostki. Autorzy pracy [32] przeanalizowali wykonalność różnych układów kogeneracyjnych (z silnikiem spalinowym, mikroturbiną gazową, mikro ORC i silnikiem Stirlinga) w celu zaspokojenia zapotrzebowania na energię elektryczną oraz ciepło w domu jednorodzinnym. W pracy tej wskazano jak ważnym aspektem jest prawidłowy dobór wielkości zasobnika ciepła oraz podano, że rozsądny poziom kosztu instalacji wynosi blisko

3000 euro/kW<sub>e</sub>. Wyniki oceny ekonomicznej układu mCHP przedstawiono również w pracy [35]. Na podstawie zaprezentowanej analizy ekonomicznej wykazano, że całkowity koszt jednostki mCHP (z kotłem szczytowym) wynosi około 6200 \$ przy obecnej cenie energii elektrycznej w Japonii by osiągnąć dziesięcioletni zwrot za 1 kW mocy zainstalowanej. Opracowanie [36] zawiera wyniki wielokryterialnej analizy czterech technologii kogeneracyjnych (z zastosowaniem: silnika tłokowego, mikroturbiny, silnika Stirlinga oraz ogniwa paliwowego PEM) do zastosowania w budynkach na Litwie. W badaniu uwzględniono kryteria ekonomiczne, społeczne i środowiskowe. Najlepsze wyniki uzyskano dla mikroturbin, a następnie silników spalinowych, ale różnica między nimi nie była znacząca. Z kolei w opracowaniu [32] analizie podlegał system mCHP oparty na silniku spalinowym i zastosowany w budynku wielorodzinnym, układ był połączony z systemem ogrzewania podłogowego. Zastosowanie takiego systemu powoduje wg autorów zmniejszenie zużycia energii pierwotnej o 18,4%, emisję CO<sub>2</sub> o 11,8%, a koszty eksploatacji o 9,6%. Autorzy pracy [42] badali możliwą ekspansję rynkową pomp ciepła i mCHP w oparciu o sektor mieszkaniowy w Niemczech. Analiza wykazała, że układy mCHP mają duży potencjał w domu wielorodzinnym, podczas gdy pompy ciepła lepiej nadają się do domu jednorodzinnego.

Pomimo dużej liczby badań i analiz wykazujących potencjalne korzyści prowadzące do ograniczenia zużycia energii pierwotnej i emisji gazów cieplarnianych (GHG), systemy mCHP wciąż wymagają rozwoju, aby osiągnąć wystarczający stan dojrzałości i stać się ważną alternatywą dla standardowych systemów grzewczych, tak jak wykazano między innymi w pracach [44] i [45]. Oprócz kwestii środowiskowych i energetycznych na problemy związane z rozpowszechnianiem układów mCHP na rynku wpływają niektóre przeszkody technologiczne oraz ceny gazu i energii elektrycznej, które decydują o ich konkurencyjności. Według [45] system mCHP w aplikacjach mieszkaniowych nie jest atrakcyjny ze względu na wysokie koszty inwestycji i długi okres zwrotu. Jednak w pracy [46] wykazano, że na obszarach zimnego klimatu (o wyższych potrzebach termicznych i dłuższym czasie pracy) potencjalne zainteresowanie tymi jednostkami może być większe.

Analizując dostępną literaturę, aby dalej rozwijać i ulepszać tę technologię, można stwierdzić, że wysiłki badawczo-rozwojowe koncentrują się na poprawie efektywności energetycznej i niezawodności systemów kogeneracyjnych, redukcji emisji oraz optymalizacji projektowania i sterowania systemem. Niektóre możliwe obszary rozwoju i ulepszeń obejmują:

- Zaawansowane systemy sterowania, które pozwolą zoptymalizować pracę układów kogeneracyjnych poprzez regulację parametrów pracy układu w czasie rzeczywistym. Może to poprawić efektywność energetyczną, zmniejszyć emisję substancji szkodliwych i wydłużyć żywotność systemu.

- Integrację mikro-CHP z odnawialnymi źródłami energii, takimi jak energia słoneczna i wiatrowa, co może zapewnić bardziej stabilne i niezawodne źródło energii elektrycznej.
- Odzysk ciepła odpadowego dzięki ulepszonym systemom jego odzyskiwania, co może zwiększyć ilość użytecznej energii cieplnej otrzymywanej w systemach kogeneracyjnych, tym samym zwiększając efektywność energetyczną.
- Elastyczność paliwową, która pozwoli pracować na różnych paliwach, w tym paliwach odnawialnych, takich jak biomasa i biogaz a w niedalekiej przyszłości wodór, co może zapewnić większe bezpieczeństwo energetyczne i zmniejszyć zależność od paliw kopalnych.

## 1.2. Cel, zakres oraz tezy pracy

Celem niniejszej pracy doktorskiej było zbadanie możliwości poprawy sprawności energetycznej układu kogeneracyjnego z silnikiem spalinowym o zapłonie iskrowym, szczególnie w zakresie pracy przy niskich obciążeniach (zapotrzebowaniu na moc elektryczną). Skoncentrowano się na opracowaniu metody poprawy efektywności energetycznej silnika bez ingerencji w jego konstrukcję oraz system spalania i jej wdrożenia do rozwiązania prototypowego. Skupiono się na takiej organizacji sposobu regulacji obciążenia silnika ZI, alby dokonując wpływu na typowe parametry regulacyjne jak: kąt wyprzedzenia zapłonu, skład mieszanki paliwowo-powietrznej wartość ciśnienia absolutnego w kolektorze dolotowym uzyskać możliwie najwyższą sprawność energetyczną. Wysoka wartość sprawności energetycznej to obniżona wartość emisji CO<sub>2</sub> biorąc pod uwagę stosowanie paliw węglowodorowych. Ostatecznie optymalizacja parametrów regulacyjnych powinna prowadzić do uzyskania kompromisu pomiędzy osiąganą przez silnik sprawnością, a wielkością emisji substancji toksycznych jak tlenek węgla, węglowodory i tlenki azotu.

Metodologia badawcza obejmowała realizację identyfikacyjnych badań eksperymentalnych w warunkach laboratoryjnych, analizę teoretyczną z wykorzystaniem zero wymiarowego modelu procesów wewnątrz silnikowych oraz budowę i testowanie prototypu. Badania identyfikacyjne pozwoliły na weryfikację słuszności praktycznej realizacji zaproponowanej metody regulacji obciążenia silnika spalinowego o zapłonie iskrowym. Z kolei wyniki obliczeń teoretycznych wykorzystano w procesie doboru silnika spalinowego do prototypowego urządzenia mCHP. Proces budowy prototypu odbywał się przy wykorzystaniu dostępnych narzędzi inżynierskich oraz realizując symulacje komputerowe prowadzące do oceny współpracy silnika spalinowego z generatorem energii elektrycznej. Badania prototypu w warunkach laboratoryjnych podzielono na trzy etapy tj. badania wstępne mające na celu ocenę współpracy połączeniowych elementów mechanicznych silnika z maszyną elektryczną. Badania dla konfiguracji układu z maszyną asynchroniczną

umożliwiający ocenę efektywności generacji energii elektrycznej, szkodliwego oddziaływania układu na środowisko naturalne i analizę zmian temperatury spalin na wylocie z silnika spalinowego. Badania prototypu z maszyną synchroniczną oraz zainstalowanym trójfunkcyjnym konwerterem katalitycznym w warunkach pracy zbliżonych do rzeczywistych mające na celu wyznaczenie charakterystyki efektywności energetycznej tj. sprawności generacji energii elektrycznej i ciepła oraz określenie jednostkowej emisji substancji szkodliwych w spalinach. W ostatnim etapie badano również urządzenie pod kątem jego trwałości oraz niezawodności.

Wyniki uzyskanych badań przyczyniły się do lepszego zrozumienia możliwości poprawy sprawności energetycznej silnika i w konsekwencji sprawności generacji energii elektrycznej układu mCHP stosując nowy sposób regulacji obciążenia silnika spalinowego. W szczególności badania umożliwiły wskazanie ograniczeń zaproponowanej metody w odniesieniu do silników małej mocy z niską liczbą cylindrów biorąc pod uwagę optymalną strategię sterowania uwzględniającą kompromis pomiędzy efektywnością energetyczną, szkodliwym oddziaływaniem na środowisko naturalne a jakością generowanej energii elektrycznej przez układ mCHP, który napędzany był silnikiem spalinowym ZI.

### **Teza pracy**

Połączenie sposobu ilościowej oraz jakościowej regulacji obciążenia (mocy wyjściowej) dla silnika z zapłonem iskrowym stanowiącego napęd układu kogeneracyjnego małej mocy (mCHP) i pracującego w szerokim zakresie zmian zapotrzebowania na moc elektryczną pozwala na uzyskanie wyższej sprawności generacji energii elektrycznej jednostki, szczególnie w zakresie obciążenia częściowego tj. znacznie niższego od obciążenia nominalnego względem zastosowania wyłącznie ilościowej (dławieniowej) regulacji obciążenia.

## 2. EFEKTYWNOŚĆ ENERGETYCZNA SILNIKÓW SPALINOWYCH

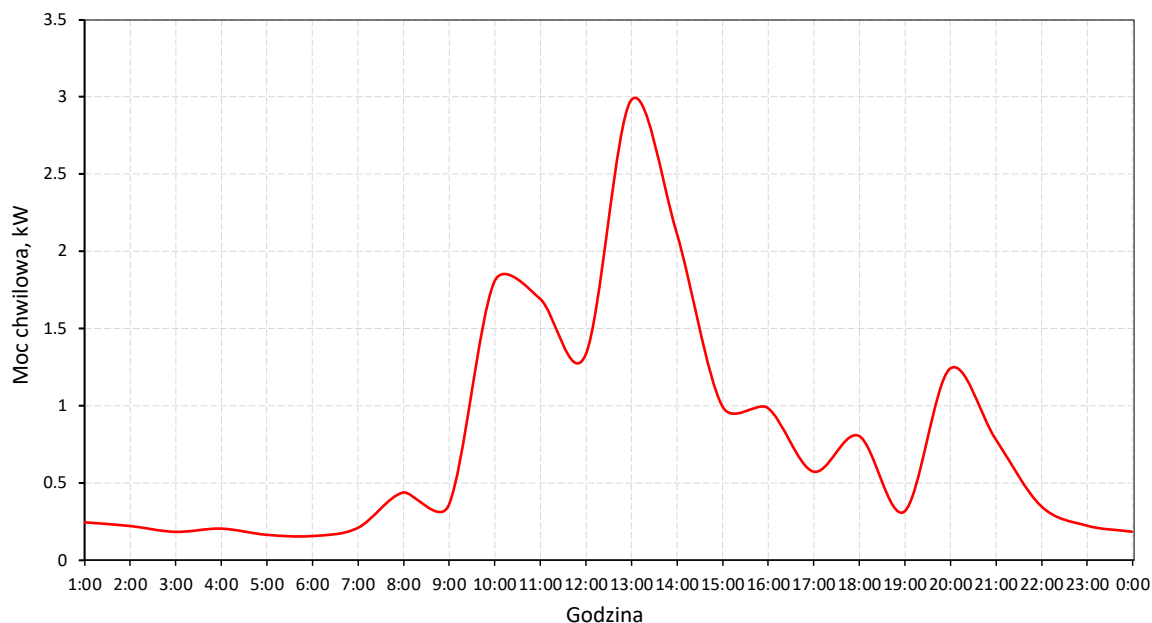
### 2.1. Wielkości wpływające na konwersję energii w silnikach spalinowych

#### 2.1.1. Sposoby regulacji obciążenia silników spalinowych

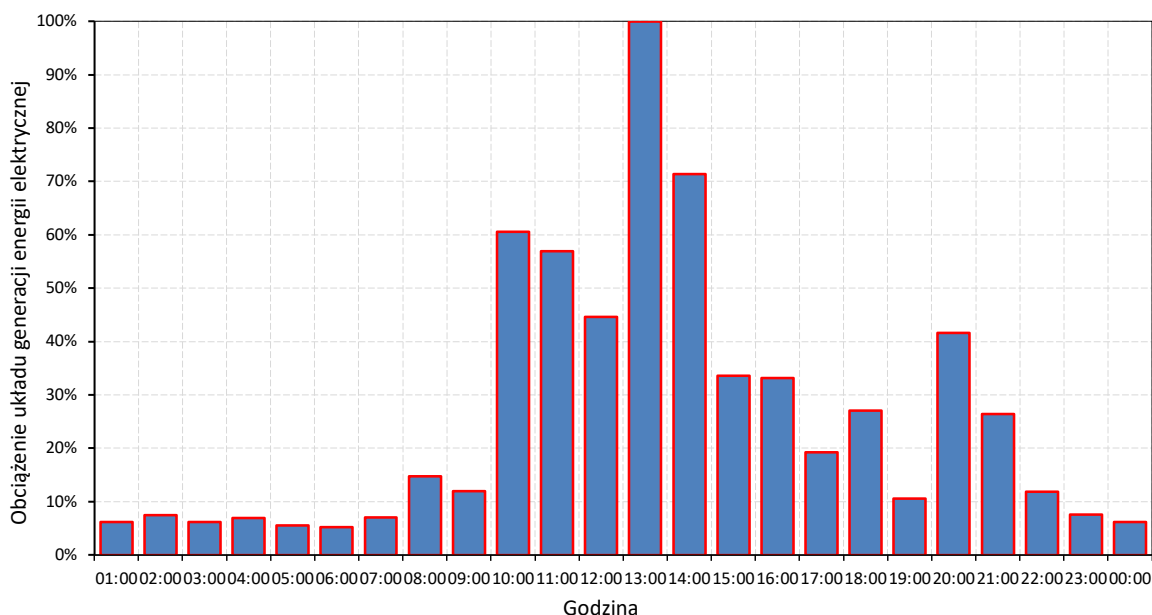
Charakterystycznymi parametrami opisującymi aktualny punkt pracy silnika spalinowego są prędkość obrotowa wału korbowego oraz wartość generowanego na nim momentu obrotowego. Silniki trakcyjne najczęściej pracują w szerokim zakresie zmian obu wspomnianych parametrów. Z kolei silniki stacjonarne pracują zwykle ze stałą prędkością obrotową, a wielkością zmienną jest wartość momentu obrotowego uzależniona od aktualnego zapotrzebowania przez układ odbiorczy połączony z wałem korbowym np. generator energii elektrycznej. Regulację wartości momentu obrotowego silnika nazywa się regulacją jego obciążenia, ponieważ generowany na wale silnika moment obrotowy przekazywany jest dalej do odbiornika, który stanowi obciążenie dla silnika spalinowego. Wyróżnia się dwa podstawowe sposoby regulacji obciążenia silników spalinowych, które wynikają przede wszystkim ze sposobu realizacji procesu spalania. Należą do nich, regulacja ilościowa stosowana w silnikach o zapłonie iskrowym i regulacja jakościowa stosowana w silnikach o zapłonie samoczynnym. Wspomniane sposoby regulacji mają negatywny wpływ na sprawność silnika spalinowego, wpływ ten jest szczególnie niekorzystny dla silnika ZI podczas jego pracy z obciążeniem częściowym, czyli znacznie niższym od obciążenia nominalnego.

Silniki trakcyjne stosowane w pojazdach przez większość czasu eksploatacji pracują w zakresie obciążenia częściowego, co związane jest z charakterystyką użytkownika pojazdu (duża zmienność zapotrzebowania na moc). Natomiast silniki stacjonarne napędzające generatory energii elektrycznej najczęściej pracują blisko obciążenia nominalnego dzięki czemu osiągają wysoką sprawność energetyczną. Sytuacja taka dotyczy jednostek, które włączane są do sieci elektroenergetycznej i oddają do niej wcześniej zakontraktowaną moc (moc ta zazwyczaj przyjmowana jest na poziomie mocy znamionowej). Podobny rodzaj pracy można osiągnąć dla wielu, wspólnie sterowanych generatorów zasilających sieć wydzieloną (w sieci takiej można tak sterować ilością generatorów i rozdziałem mocy na poszczególne jednostki aby większość z nich pracowało z mocą znamionową). Odmienny reżim pracy dotyczy zaś pojedynczych generatorów lub jednostek kogeneracyjnych pracujących w sieciach wydzielonych (praca samotna). W takim przypadku aktualna generowana moc musi się zmieniać, tak aby stale dopasować się do zapotrzebowania odbiorników. Podobne warunki dotyczą jednostek przyłączonych do sieci, których moc zależy od innych zewnętrznych parametrów np. w sytuacji gdy generator pokrywa część lub całość potrzeb własnych jakiegoś odbioru (tak zwana praca dla zerowej mocy wymiany z siecią – układ sterowania tak zmienia moc generowaną aby do sieci nie była przekazywana żadna moc). Takim odbiorem może być dom jednorodzinny.

Dopasowanie układu kogeneracyjnego małej mocy do potrzeb domu jednorodzinnego, aby pracował on w całym okresie trwania sezonu grzewczego w nominalnym punkcie pracy jest wręcz niemożliwe. Wynika to z faktu, że chwilowe zapotrzebowanie na moc elektryczną zmienia się w bardzo szerokim zakresie. Na rysunku 2.1.1.1 pokazano przykładowe chwilowe zapotrzebowanie na moc elektryczną w budynku jednorodzinnym w przedziale czasowym 24 godzin. Wyniki uzyskano dla rzeczywistego obiektu o powierzchni użytkowej 100 m<sup>2</sup>, korzystając z aplikacji udostępnionej przez jednego z krajowych dystrybutorów energii elektrycznej i pozwalającej na odczyty wybranych danych archiwalnych. Jak można zauważyć zmiana zapotrzebowania na moc elektryczną jest niemalże niezmienna jedynie w godzinach nocnych i stanowi ok. 1/10 wartości mocy szczytowej występującej o ok. godz. 13:00. Najwyższa zmienność zapotrzebowania mocy występuje od ok. godziny 9:00 do godziny 15:00. Zakładając, że budynek ma być zasilany energią elektryczną pochodzącą z układu generacyjnego z silnikiem spalinowym wartości nominalnej mocy elektrycznej wynoszącej 3kW, dla wskazanego przedziału godzinowego silnik spalinowy będzie pracować ze zmiennym obciążeniem, które chwilowo wyniesie ok. 12%, a w zdecydowanej części dnia będzie oscylować wokół wartości poniżej 50%. Hipotetyczny przebieg obciążenia takiej jednostki generacji energii elektrycznej dla profilu zapotrzebowania na moc ujętym na rysunku 2.1.1.1 pokazano na rysunku 2.1.1.2.



Rys. 2.1.1.1. Chwilowe dobowe zapotrzebowanie mocy w domu jednorodzinnym



Rys. 2.1.1.2. Chwilowe hipotetyczne obciążenie układu generacji elektrycznej

Pokazany na rysunku 2.1.1.2 hipotetyczny przebieg chwilowego obciążenia układu generacji energii elektrycznej opartego o silnika ZI świadczy o tym, że dla większości godzin dobowej eksploatacji silnik będzie pracować w zakresie obciążenia częściowego tj. poniżej 20%. Wydaje się być oczywistym, że jeżeli będzie to układ kogeneracyjny to jego eksploatacja przy profilu obciążenia pokazanym na rysunku 2.1.1.2 nie ma uzasadnienia ekonomicznego i jest ponadto niekorzystna ze względu na oddziaływanie na środowisko naturalne. Stąd dobór jednostki kogeneracyjnej na potrzeby domu jednorodzinnego odbywa się najczęściej biorąc pod uwagę kryterium zaspokojenia zapotrzebowania na ciepło, a nadmiarowa energia elektryczna sprzedawana jest do sieci elektroenergetycznej [48]. Innym rozwiązaniem może być wyposażenie układu w dodatkowe systemy jak np. zasobnik ciepła i kocioł gazowy, a następnie próba optymalizacji włączania układu kogeneracyjnego w okresach, kiedy zapotrzebowanie na energię elektryczną jest najwyższe. Jednak ze względu na koszty inwestycyjne rentowność tego typu instalacji będzie niska. Jakikolwiek nie będzie zestawienie układu kogeneracyjnego w skali mikro dla np. domu jednorodzinnego to silnik spalinowy napędzający generator energii elektrycznej będzie pracować przy zmiennym obciążeniu, czyli jego średnioroczna sprawność generacji energii elektrycznej będzie niższa od wartości osiąganego dla nominalnego punktu pracy. Będzie ona tym niższa im dłuższy będzie przedział czasowy w którym silnik pracuje z obciążeniem częściowym.

Sprawność energetyczna silnika spalinowego zdefiniowana jest jako stosunek pracy generowanej na wale korbowym do ilości energii chemicznej paliwa doprowadzonego do jego cylindra/cylindrów. Wartość tego parametru jest ograniczona, najczęściej wyrażona w procentach i zawsze niższa od 100%. Wysokosprawne silniki dużej mocy stosowane np. do napędu statków czy układów kogeneracyjnych mogą osiągać sprawności powyżej 50%.

Natomiast silniki spalinowe małej mocy (poniżej 10 kW) najczęściej osiągają sprawności maksymalne rzędu 30-35% [70]. Na ograniczenie sprawności silników spalinowych mają wpływ następujące czynniki:

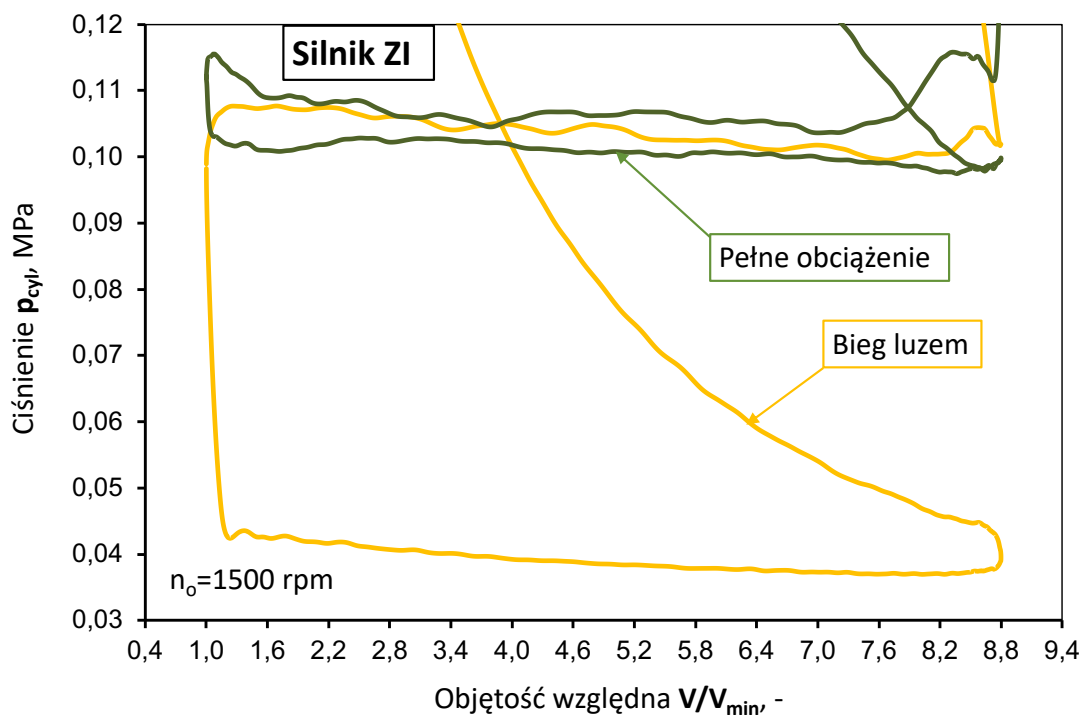
- straty ciepła w spalinach opuszczających silnik,
- straty niezupełnego i niecałkowitego spalania paliwa,
- straty ciepła podczas chłodzenia silnika,
- straty związane z niedoskonałością procesu wymiany ładunku,
- straty tarcia mechanicznego,
- energia potrzebna do napędu urządzeń pomocniczych, jak: pompy wody i oleju, wałki rozrządu itp.

Ponieważ silniki spalinowe najczęściej pracują ze zmiennym obciążeniem, to z punktu widzenia eksploatacyjnego istotnym jest nie tylko wartość maksymalna sprawności, ale jej kształtowanie się względem zmian obciążenia silnika, czyli na tzw. charakterystyce obciążeniowej. Poza parametrami konstrukcyjnymi silnika jak np. stopień kompresji, kształt komory spalania, rodzaj układu zasilania paliwem, istotną wielkością mającą wpływ na charakterystykę sprawności silnika spalinowego jest rodzaj sposobu regulacji jego obciążenia. Poniżej scharakteryzowano dwa podstawowe sposoby regulacji silnika spalinowego.

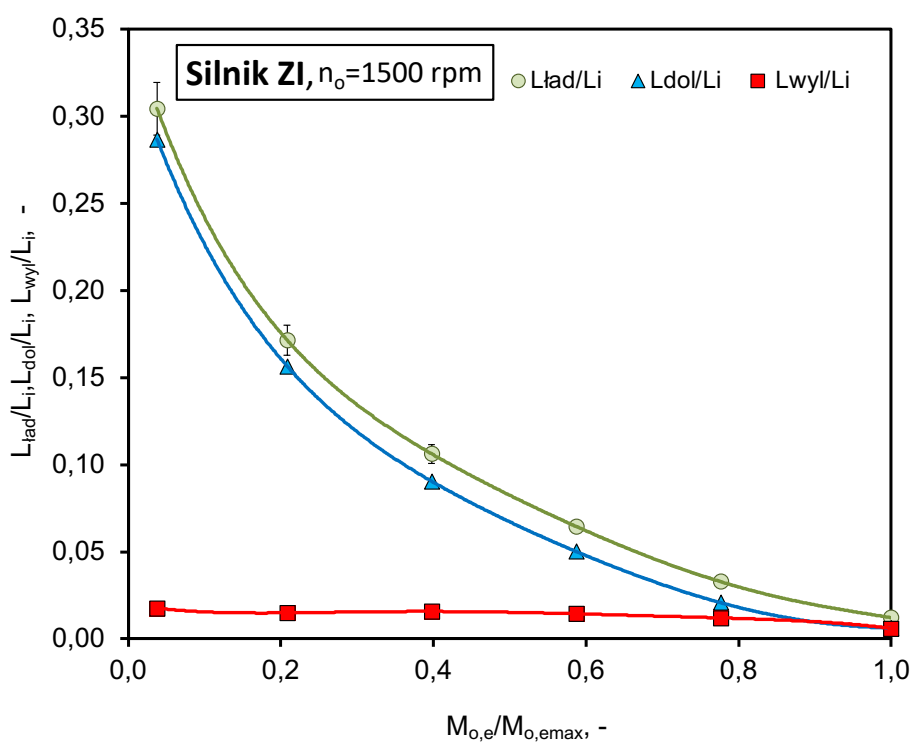
### **Regulacja ilościowa – silnik ZI**

Regulacja ilościowa stosowana jest powszechnie w silnikach o zapłonie iskrowym i polega na kontroli ilości ładunku, tj. powietrza lub jego mieszaniny z paliwem jakie są doprowadzane do cylindra silnika spalinowego (cylindrów w przypadku silnika wielocylindrowego). Kontrola ilości ładunku odbywa się poprzez dławienie jego przepływu zaworem (przepustnicą) umieszczonym w kanale dolotowym. Jest to proces izentalpowy jednak ze względu na spadek ciśnienia ładunku, następuje strata egzergii rzutująca bezpośrednio na sprawność indykowaną, a w konsekwencji na sprawność energetyczną silnika spalinowego. Im większe jest zamknięcie przepustnicy tym niższa jest sprawność energetyczna silnika spalinowego. Na rysunku 2.1.1.3 pokazano zmiany ciśnienia w cylindrze silnika względem zmian jego objętości (wyrażonej jako wartość względna) podczas pracy na biegu luzem (czyli bez obciążenia) oraz przy pełnym obciążeniu. Widoczne jest znaczne zwiększenie się pętli wymiany ładunku (czyli ujemnej pracy obiegu termodynamicznego) dla pracy bez obciążenia w stosunku do pracy przy pełnym obciążeniu. Wpływ obciążenia silnika ZI na wartość całkowitej pracy wymiany ładunku ( $L_{\text{ład}}$ ) oraz jej części związanej z napełnieniem silnika ładunkiem ( $L_{\text{dol}}$ ) i opróżnianiem ze spalin ( $L_{\text{wyl}}$ ) odniesionych do pracy indykowanej ( $L_i$ ) przedstawiono na rysunku 2.1.1.4.





Rys. 2.1.1.3. Fragment zamkniętego wykresu indykatorowego silnika ZI obejmujący tzw. pętlę wymiany ładunku (badania własne)

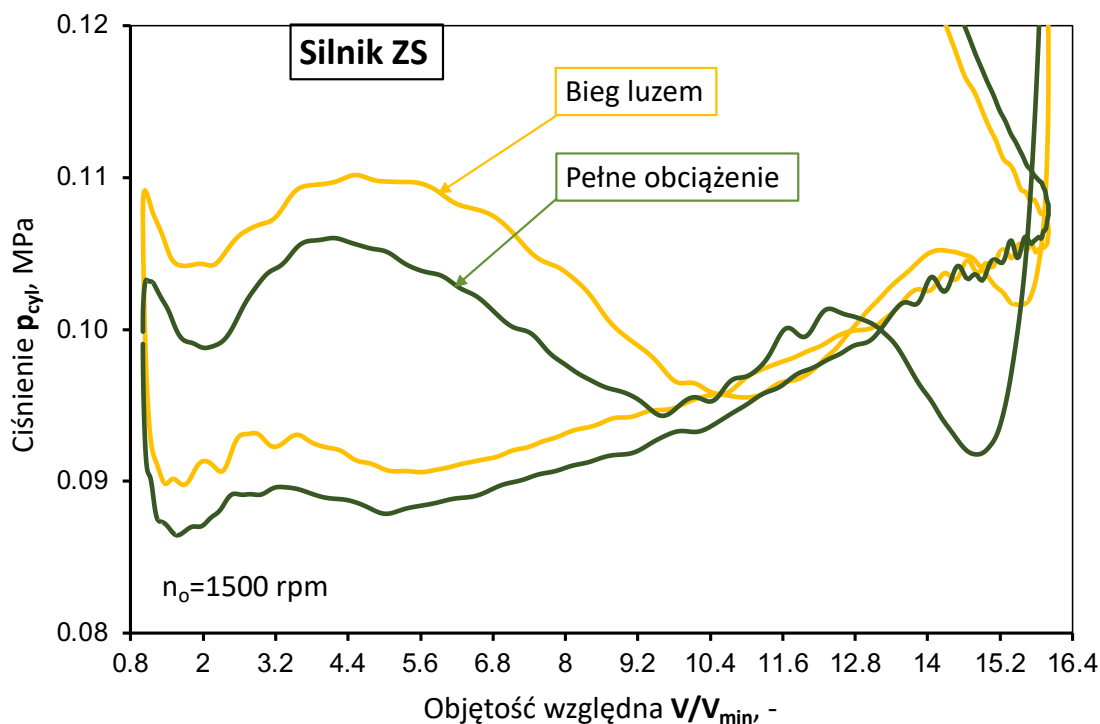


Rys. 2.1.1.4. Wpływ obciążenia silnika ZI na wartość względną pracy wymiany ładunku (badania własne)

Wyniki przedstawione na rysunku 2.1.1.4, jednoznacznie wskazują na wysoki udział części pracy wymiany ładunku związanej z napełnieniem cylindra ładunkiem, czyli dławieniem na przepustnicy. Największy udział wspomnianej pracy jest obserwowany dla obciążenia silnika z przedziału od pracy na biegu luzem do ok. 60% obciążenia.

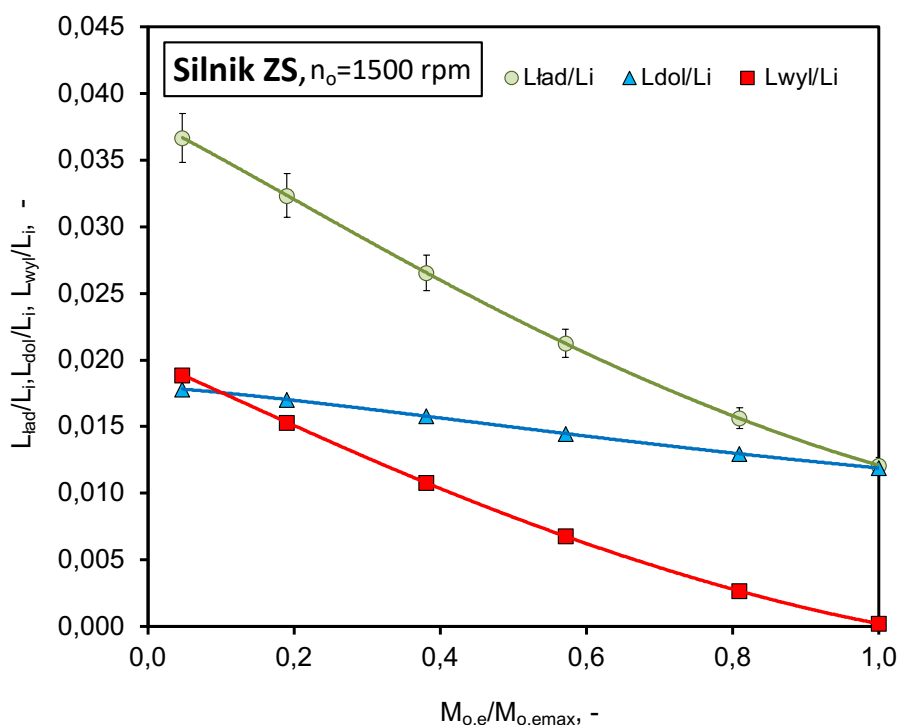
### Regulacja jakościowa – silnik ZS

Regulację jakościową obciążenia stosuje się najczęściej w silnikach o zapłonie samoczynnym i polega ona na kontroli wielkości dawki paliwa jaką doprowadza się do cylindra silnika spalinowego (cylindrów w przypadku silnika wielocylindrowego). Kontrola objętości dawki paliwa (i masy dla aktualnej jego gęstości) podawanego przez wtryskiwacz (przy określonej wartości ciśnienia paliwa na jego dolocie) odbywa się poprzez zmianę czasu trwania wtrysku. Masa powietrza doprowadzanego do cylindrów silnika wolnossącego i pracującego przy zmiennym obciążeniu i prędkości obrotowej zmienia się w nieznacznym zakresie. Jej zmiany wynikają ze zmian oporów przepływu (wraz ze zmianą prędkości obrotowej) oraz zmiennych parametrów stanu (temperatura, ciśnienie). Ponadto, dla silnika doładowanego lub turbodoładowanego masa powietrza zwiększa się wraz wartością ciśnienia za sprężarką. Na rysunku 2.1.1.5 pokazano zmiany ciśnienia w cylindrze silnika względem zmian jego objętości (wyrażonej jako wartość względna) podczas pracy na biegu luzem (czyli bez obciążenia) oraz przy pełnym obciążeniu.



Rys. 2.1.1.5. Fragment zamkniętego wykresu indykatorowego silnika ZS obejmujący tzw. pętlę wymiany ładunku (badania własne)

Dokonując porównania wyników tzw. pętli wymiany ładunku pomiędzy silnikiem ZI (2.1.1.3) oraz ZS (2.1.1.5) dla analogicznych stanów obciążenia, można zauważyć, że praca wymiany ładunku w przypadku silnika ZS będzie mieć zbliżone wartości w zakresie zmian obciążenia. Ilościowy wpływ obciążenia silnika ZS na wartość całkowitej pracy wymiany ładunku ( $L_{\text{ład}}$ ) oraz jej części związanej z napełnieniem silnika ładunkiem ( $L_{\text{dol}}$ ) i opróżnianiem ze spalin ( $L_{\text{wyl}}$ ) odniesionych do pracy indykowanej ( $L_i$ ) przedstawiono na rysunku 2.1.1.4.



Rys. 2.1.1.6. Wpływ obciążenia silnika ZS na wartość względną pracy wymiany ładunku (badanie własne)

Dokonując analizy porównawczej wyników względnej pracy wymiany ładunku pomiędzy silnikiem ZI (rys. 2.1.1.6) oraz ZS (rys. 2.1.1.6), a tym samym ilościowym i jakościowym sposobem regulacji obciążenia widoczny jest podobny trend przebiegu tych funkcji. Przy czym wartości całkowitej względnej pracy wymiany ładunku są niemalże dziesięciokrotnie niższe dla silnika o zapłonie samoczynnym. Stosowanie regulacji jakościowej w silniku ZI w pełnym zakresie zmian jego obciążenia jest niemożliwe dla klasycznych paliw silnikowych jak, benzyna, LPG czy gaz ziemny ze względu na ograniczenia co tzw. dolnej granicy palności tych paliw. Interesującym natomiast wydają się podjęcie próby połączenia obu sposobów regulacji tj. ilościowej oraz jakościowej i zastosowanie jej w silniku ZI. Takie połączenie daje szansę na poprawę efektywności energetycznej silnika w obszarze obciążeń częściowych bez ingerencji w jego konstrukcję.

### Charakterystyka wybranych paliw gazowych

Niniejsza dysertacja dotyczy problematyki konwersji energii w silnikach spalinowych ZI napędzających generator energii elektrycznej w układach skojarzonego wytwarzania energii elektrycznej i ciepła zasilanych paliwami gazowymi. Własności paliwa gazowego jakim ma być zasilany silnik ograniczają wielkość niektórych parametrów geometrycznych (np. wartość stopnia kompresji) oraz regulacyjnych (np. wartość stosunku nadmiaru powietrza) silnika. W tabeli 2.2.2.1 zamieszczono ważniejsze własności wybranych paliw gazowych istotne z punktu widzenia zasilania silnika ZI.

**Tabela 2.2.2.1** Ważniejsze własności wybranych paliw gazowych [49, 50, 51]

Paliwo	Skład/oznaczenie	LM	$e_{d,v}$ (przy $\lambda = 1$ ) kJ/dm <sup>3</sup>	$W_{d,n}$ MJ/m <sup>3</sup>	$\lambda_{pal.}$		$w_s$ (przy $\lambda = 1$ ) cm/s	$V_{a,min}$ , m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup>
					dol.	gór.		
Metan	CH <sub>4</sub>	100	3,18	35,8	2	0,6	35	9,52
Gaz ziemny wysokometanowy	CH <sub>4</sub> $\approx$ 98,5 %, CO <sub>2</sub> $\approx$ 0,1 %, N <sub>2</sub> $\approx$ 1 %, reszta: C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> , C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> , C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> ,	90	3,17	35,3	2,03	0,6	34	9,4
Propan	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	35	3,41	91	2,06	0,4	40	23,81
Butan	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	10	3,44	118,6	1,7	0,33	115	30,95
Wodór	H <sub>2</sub>	0	3,03	10,8	10,0	0,15	217	2,38

gdzie: LM – liczba metanowa,  $e_{d,v}$  – wartość opałowa mieszanki paliwowo powietrznej,  $W_{d,n}$  – wartość opałowa paliwa powietrznej,  $\lambda_{pal.}$  – wartość stosunku nadmiaru powietrza odpowiadająca granicy palności mieszanki,  $w_s$  – laminarna prędkość spalania,  $V_{a,min}$  – minimalne jednostkowe (objętościowe) zapotrzebowanie powietrza do spalania jednostki paliwa.

Zaprezentowane w tabeli 2.2.2.1 paliwa węglowodorowe paliwa gazowe charakteryzują się podobną wartością opałową mieszanki stechiometrycznej. Wyraźnie niższą wartość tego parametru posiada mieszanka wodoru z powietrzem. Dlatego, nawet jeżeli ze względów technicznych możliwym będzie spalanie mieszanki stechiometrycznej wodoru z powietrzem w silniku spalinowym, jego moc wyjściowa będzie niższa w porównaniu z paliwami węglowodorowymi podanymi w zestawieniu. Gaz ziemny oraz LPG składające się z propanu i butanu mają podobne własności biorąc pod uwagę granice palności oraz wartość opałową mieszanki paliwowo- powietrznej (dla ustalonej wartości stosunku nadmiaru powietrza). Wyższa prędkość rozprzestrzeniania się płomienia LPG będzie wiązać się prawdopodobnie z koniecznością stosowania niższych wartości kąta wyprzedzenia zapłonu (większe opóźnienie zapłonu) porównując z gazem ziemnym. Ponadto, ze względu na ponad dwukrotnie większe objętościowe zapotrzebowanie powietrza do spalania LPG względem gazu ziemnego, w kolektorze dolotowym silnika będą panowały różne warunki przepływowe co z kolei będzie mieć wpływ na jakość wymieszania paliwa z powietrzem.

### 2.1.2 Silniki o zapłonie iskrowym (ZI)

Poprawa sprawności energetycznej silnika o zapłonie iskrowym w zakresie obciążeń częściowych możliwa jest poprzez zastosowanie specjalnych rozwiązań konstrukcyjnych układu rozrządu lub/oraz kształtu komory spalania.

Jedną z możliwych metod poprawy sprawności jest zastosowanie zmiennych faz rozrządu (VVT - ang. Variable Valve Timing). Znane są rozwiązania układu VVT wykorzystujące specjalne rozwiązania wyłącznie elektromechaniczne lub połączone ze sterowaniem elektrohydraulicznym, a także wykorzystujące elektromagnetyczny układ sterowania (EMV – ang. Electromagnetic Valve) [52,53,54]. Zastosowanie zaworów elektromagnetycznych pozwala na całkowitą eliminację przepustnicy z silnika ZI. Silnik bez przepustnicy może wykorzystywać zmienne fazy rozrządu zaworów dolotowych do kontrolowania obciążenia silnika w celu znacznego zmniejszenia strat wymiany ładunku i w konsekwencji przyczynić się do wzrostu sprawności energetycznej silnika oraz obniżenia emisji substancji szkodliwych. Badania nad stosowaniem tego typu rozwiązań były już realizowane w latach osiemdziesiątych XX wieku [55] i cały czas są kontynuowane, a istniejące rozwiązania konstrukcyjne dalej rozwijane. W pracy [56] realizowano badania nad możliwością ograniczenia emisji węglowodorów i tlenków azotu podczas pracy silnika w stanie zimnym na biegu jałowym oraz przy obciążeniu częściowym stosując różne czasy otwarcia zaworów dolotowych. Przedstawione w pracy badania wykazały, że przyspieszenie otwarcia zaworu dolotowego wpływa skutecznie na obniżenie emisji HC i NO<sub>x</sub>. Z kolei autorzy opracowania [57] wykazali obniżenie jednostkowego zużycia paliwa przez silnik o ok. 7% podczas stosowania strategii wczesnego zamknięcia zaworu dolotowego.

Innym sposobem poprawy sprawności energetycznej mającym zastosowanie dla wielocylindrowych silników ZI jest wyłączanie (dezaktywacja) niektórych cylindrów silnika (CDA – ang. Cylinder Deactivation). Wyłączenie cylindrów polega na odłączeniu sterowania układu zaworowego powodując, że zarówno zawory dolotowe jak i wylotowe pozostają zamknięte i jednocześnie dopływ paliwa do tych cylindrów zostaje odcięty. Wyłączone cylindry zawierają powietrze, które akumuluje część pracy sprężania i następnie przekazuje ją (pomniejszoną o straty ciepła) na wał korbowy w trakcie ekspansji działając jak sprężyna gazowa. Prace nad tego typu rozwiązaniem również były już realizowane w przeszłości przez wielu badaczy. Wyniki badań eksperymentalnych zaprezentowane w opracowaniu [58] dla 4-cylindrowego silnika rzędowego z 2 dezaktywowanymi cylindrami wskazują na poprawę sprawności silnika o około 20% i zmniejszenie emisji HC średnio o około 25% podczas eksploatacji silnika z niskim obciążeniem. Z kolei prezentowane w pracy [59] wyniki wskazują, że zastosowanie procedury dezaktywacji cylindrów w silniku ZI pozwoliło na obniżenie zużycia paliwa w szerokim zakresie warunków pracy przy obciążeniach częściowych oraz z niską prędkością obrotową, średnio o ok 11%. Podobnie

autorzy publikacji [60] wykazują zmniejszenie zużycia paliwa w 4 cylindrowym silniku ZI poprzez technikę dezaktywacji cylindrów. Prezentowane wyniki badań eksperymentalnych wskazują na średnie zmniejszenie zużycia paliwa o ok. 22% w trybie dwucylindrowym w porównaniu z trybem czterocylindrowym.

Koncepcja zastosowania zmiennego stopnia kompresji (VCR – ang. Variable Compression Ratio) również pozwala na poprawę charakterystyki sprawności silnika spalinowego [61]. Technologia ta polega automatycznej regulacji stopnia kompresji w cylindrach silnika spalinowego podczas jego pracy umożliwiając wzrost sprawności w zakresie obciążeń częściowych [62]. Podczas pracy silnika z niskim obciążeniem stopień kompresji ulega zwiększeniu, natomiast dla wyższych obciążeń ulega on obniżeniu, aby zmniejszyć ryzyko wystąpienia spalania stukowego. Zastosowanie systemu VCR w silniku spalinowym wymaga głębokich modyfikacji konstrukcji często o wysokim stopniu skomplikowania. Niektóre rozwiązania bazują na specjalnym wykonaniu głowicy, w której znajduje się specjalna komora pomocnicza, inne wymagają zastosowania tłoka o zmiennej wysokości lub pionowo przesuwanego cylindra czy pionowo przesuwanej głowicy cylindrów albo regulowanej długości korbowodu, spotykane są również rozwiązania z mimośrodowym łożyskowaniem wału korbowego [63].

Przytoczone wyżej rozwiązania prowadzące do poprawy sprawności energetycznej silnika ZI, głównie w zakresie obciążeń częściowych wymagają stosowania często zaawansowanych zmian w konstrukcji silnika. Dodatkowo metoda wyłączania cylindrów jest możliwa do realizacji wyłącznie w silnikach wielocylindrowych najlepiej co najmniej czterocylindrowych. Ponieważ założeniem niniejszej dysertacji jest opracowanie możliwie prostego sposobu poprawy charakterystyki sprawności silnika spalinowego małej mocy bez ingerencji w jego konstrukcję, rozwiązania przytoczone w powyższym przeglądzie literaturowym nie mają uzasadnienia w zastosowaniu ze względu na stopień skomplikowania i znacząco zwiększające koszty budowy kogeneratora małej mocy.

### **2.1.3 Silniki o zapłonie samoczynnym (ZS)**

W silnikach o zapłonie samoczynnym stosowane są podobne jak dla silników ZI metody służące poprawie charakterystyki energetycznej. Przy czym stosowanie np. technologii VVT w silniku ZS pozwala w głównej mierze na ograniczenie emisji HC oraz NO<sub>x</sub> jak dokumentują autorzy opracowania [64]. W pracy wykazano, że kontrola intensywności zawirowania poprzez wcześniejsze zamknięcie zaworu dolotowego prowadzi do zmniejszenia emisji NO<sub>x</sub> oraz HC w warunkach wysokiego obciążenia, a jednocześnie zapewnia obniżenie zużycia paliwa o ok 4%. Podobnie koncepcja stosowania VCR może przynosić korzyści zarówno w silnikach ZI, jak i ZS. Jednak w przypadku silnika o zapłonie samoczynnym tego typu rozwiązanie przynosi oczekiwane efekty zwiększenia sprawności dla jednostki doładowanej. Pierwszym powodem jest to, że system VCR jest korzystny tylko przy częściowym obciążeniu (silniki ZI), a sprawność silnika ZS przy częściowym obciążeniu jest

wyższa w porównaniu do silnika o zapłonie iskrowym. Drugim powodem jest to, że silnik ZS charakteryzuje się większą odpornością na zmiany własności paliwa [65]. Zastosowanie wyłączenia niektórych cylindrów (CDA) w wielocylindrowych silnikach ZS może przynieść wymierne efekty energetyczne i ekologiczne. Autorzy opracowania [66] wskazują na obniżenie emisji CO, HC, NO<sub>x</sub> oraz PM oraz nieznaczną poprawę jednostkowego zużycia paliwa przez wyłączenie dwóch z czterech cylindrów silnika ZS. Z kolei w pracy [67] zaprezentowano wyniki badań sześciocylindrowego silnika o zapłonie samoczynnym stosując różne tryby wyłączenia cylindrów. Autorzy tej publikacji testowali między innymi strategię wyłączenia 4 z 6-ciu cylindrów oraz 3 z 6-ciu cylindrów uzyskując wzrost sprawności w przedziale 3-10%.

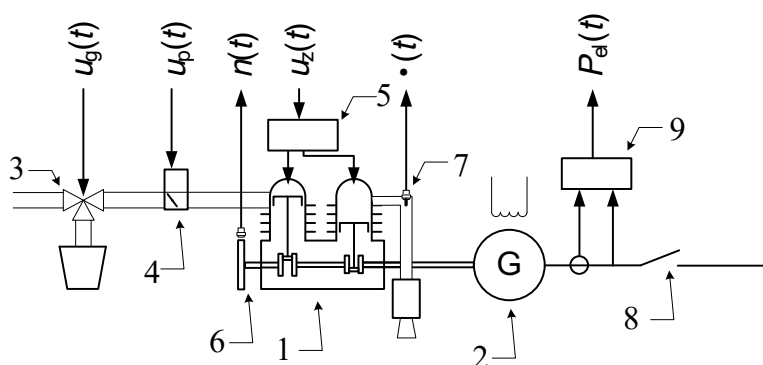
Obserwowane na przestrzeni lat zwiększanie ciśnienia wtrysku paliwa stało się praktycznym rozwiązaniem, umożliwiającym poprawę efektywności energetycznej silnika i zmniejszenie emisji spalin. W przeszłości ciśnienie wtrysku 100 MPa w układzie z pompą rzędową lub rotacyjną było uważane za wysokie. Jednak w ostatnich latach wartość ciśnienia wtrysku wzrosła do 160 ~ 180 MPa, a nawet powyżej 200 MPa. Wyższe ciśnienie paliwa pozwala na lepszą dystrybucję i rozpylenie paliwa prowadząc do skrócenia czasu opóźnienia zapłonu i w konsekwencji obniżenia jednostkowego zużycia paliwa przez silnik [68]. Autorzy artykułu [69] prezentują wyniki badań wskazujące, że połączenie wysokiego stopnia recyrkulacji spalin oraz wysokiego ciśnienia doładowania, a także wysokiego ciśnienia wtrysku do 200 MPa jest praktyczną i skuteczną strategią, która przyczynia się do obniżenia emisji spalin i zużycia paliwa w silnikach ZS. Wyniki ich badań wykazały możliwość osiągnięcia sprawności energetycznej w wysokości 46,3% i 49,7% przy ciśnieniu wtrysku paliwa wynoszącym 28 MPa, odpowiednio dla silnika jedno i sześciocylindrowego.

### 3. KONCEPCJA NOWEGO SPOSOBU REGULACJI OBCIĄŻENIA SILNIKA ZI

#### 3.1. Opis koncepcji regulacji hybrydowej

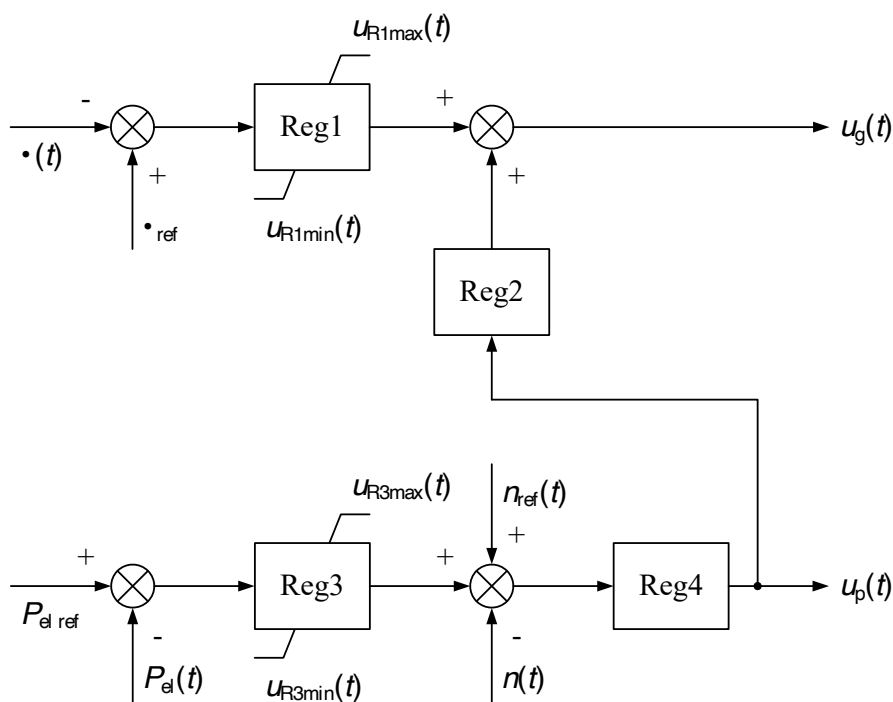
Koncepcja regulacji hybrydowej opiera się na założeniu, że w zakresie obciążeń częściowych silnika ZI układ sterowania minimalizuje dławienie przepustnicy poprzez zubożenie mieszanki palnej powietrzem (powodując większe otwarcie przepustnicy w porównaniu z pracą przy mieszance stechiometrycznej) do granicy stabilnej pracy. Dzięki temu straty związane z dławieniem ładunku w kanale dolotowym są minimalizowane, a w ten sposób zmniejszy się udział wspomnianych strat w bilansie energii obiegu termodynamicznego silnika. Ostatecznie spodziewany jest wzrost sprawności silnika ZI w zakresie obciążeń częściowych porównując z takim samym obciążeniem uzyskanym dla klasycznej regulacji wyłączenie poprzez dławienie przepustnicą. Związek pomiędzy pracą wymiany ładunku w silnikach ZI oraz ZS został szerzej omówiony w rozdziale 2.

W celu realizacji koncepcji regulacji hybrydowej opracowano odpowiedni układ regulacji. Postawą do opracowania docelowego układu sterowania był układ o strukturze przedstawionej na rysunkach 3.1.1 i 3.1.2. Rysunek 3.1.1 przedstawia strukturę obiektu regulacji, czujników i elementów wykonawczych układu sterowania silnikiem spalinowym o zapłonie iskrowym pracującym w układzie mikrokogeneracyjnym. Na rysunku 3.1.2 przedstawiono schemat blokowy podstawowego układu regulacji silnikiem spalinowym.



Rys. 3.1.1 Struktura obiektu regulacji, czujników i elementów wykonawczych układu sterowania silnikiem spalinowym o zapłonie iskrowym pracującym w układzie mikrokogeneracyjnym (1 – silnik spalinowy o zapłonie iskrowym, 2 – generator prądu, 3 – zawór gazu wraz z układem mieszania gazu i powietrza, 4 – przepustnica, 5 – układ zapłonowy, 6 – układ pomiaru prędkości obrotowej, 7 – układ pomiaru wartości współczynnika nadmiaru powietrza, 8 – wyłącznik generatorowy, 9 – układ pomiaru mocy generatora prądu)





Rys. 3.1.2. Schemat blokowy podstawowego układu regulacji silnikiem spalinowym o zapłonie iskrowym pracującym w układzie mikrokogeneracyjnym (Reg1 – regulator korekcyjny współczynnika nadmiaru powietrza, Reg2 – regulator proporcjonalny współczynnika nadmiaru powietrza, Reg3 – regulator mocy generatora prądu, Reg4 – regulator prędkości obrotowej)

Regulator proporcjonalny współczynnika nadmiaru powietrza (Reg2 przedstawiony na rysunku 3.1.2) jest regulatorem działającym na zasadzie mapowania wartości pożądanego otwarcia zaworu gazu w funkcji aktualnej wartości otwarcia przepustnicy. Wartość otwarcia przepustnicy pośrednio niesie informacje o aktualnej wartości mocy generatora prądu.

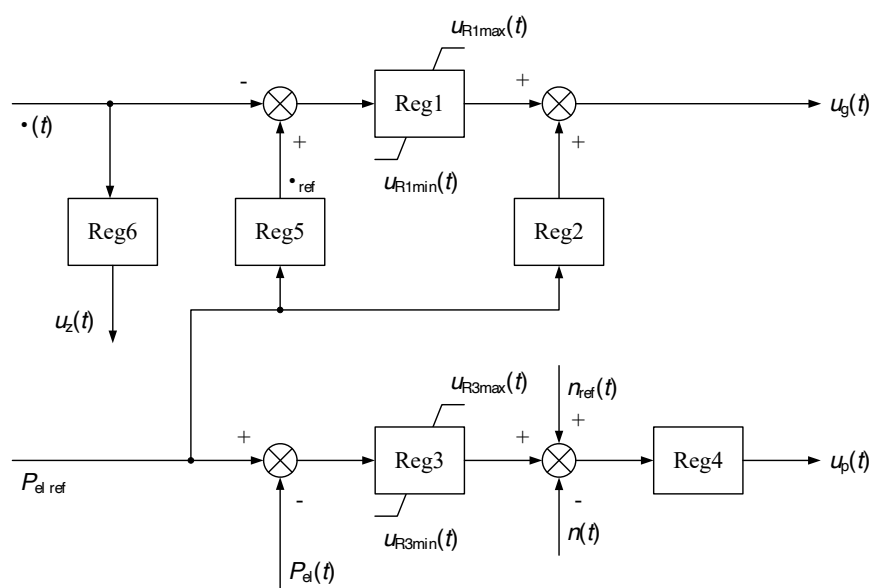
Na rysunkach 3.1.1 oraz 3.1.2 uwidoczniono następujące wielkości:  $u_g(t)$  – sygnał sterujący zaworem gazu,  $u_p(t)$  – sygnał sterujący przepustnicą,  $u_z(t)$  – sygnał sterujący modulem zapłonowym,  $n(t)$  – prędkości obrotowa silnika spalinowego,  $\lambda(t)$  – współczynnik nadmiaru paliwa,  $\lambda_{ref}$  – zadana wartość współczynnika nadmiaru paliwa,  $P_{el}(t)$  – moc generatora prądu,  $P_{el\ ref}$  – zadana wartość mocy generatora prądu,  $u_{R1min}(t)$  i  $u_{R1max}(t)$  – wartość minimalna i maksymalna sygnału regulatora Reg1 (ograniczenie dolne i górne),  $u_{R3min}(t)$  i  $u_{R3max}(t)$  – wartość minimalna i maksymalna sygnału regulatora Reg3 (ograniczenie dolne i górne).

Podstawowy układ regulacji jest powszechnie stosowany w silnikach spalinowych o zapłonie iskrowym (o czym już pisano we wprowadzeniu niniejszej pracy). Zapewnia on sterowanie ilościowe. Sterowanie to nie wymaga stałej modyfikacji wartości współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$ . Jest zatem stosunkowo proste w realizacji praktycznej.

Należy uzupełnić, że w strukturach podstawowego układu regulacji przedstawionych na rysunkach 3.1.1 i 3.1.2 nie uwzględniono regulacji napięcia generatora synchronicznego

oraz układu odbioru ciepła. Układy regulacji napięcia i odbioru ciepła w stanie pracy normalnej (tj. przy braku awarii) są niezależne od układu sterowania silnikiem spalinowym, a ich wpływ na pracę silnika spalinowego jest pomijalnie mały. Założono ponadto, że kąt zapłonu ustalany przez wartość sygnału  $u_z(t)$  nie zmienia się w czasie regulacji składem i ilością paliwa – jest stałym parametrem zadawanym w układzie regulacji.

Docelowy układ regulacji silnika spalinowego został dostosowany w ten sposób, aby mógł realizować regulację ilościową i jakościową. Struktura opracowanego układu regulacji przedstawiona jest na rysunku 3.1.3.

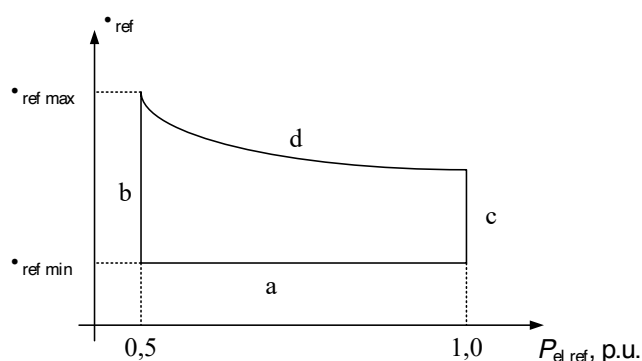


Rys. 3.1.3. Schemat blokowy zmodyfikowanego układu regulacji silnikiem spalinowym o zapłonie iskrowym pracującym w układzie mikrokogeneracyjnym (Reg1 – regulator korekcyjny współczynnika nadmiaru powietrza, Reg2 – regulator proporcjonalny współczynnika nadmiaru powietrza, Reg3 – regulator mocy generatora prądu, Reg4 – regulator prędkości obrotowej, Reg5 – regulator proporcjonalny zadanej wartości współczynnika nadmiaru powietrza, Reg6 – regulator proporcjonalny kąta zapłonu)

W zmodyfikowanym układzie sterowania regulator proporcjonalny współczynnika nadmiaru powietrza (Reg2 przedstawiony na rysunku 3.1.3) jest regulatorem działającym na zasadzie mapowania wartości pożądanego otwarcia zaworu gazu w funkcji aktualnej wartości mocy generatora prądu. Pozostałe regulatory tj. Reg5 (proporcjonalny zadanej wartości współczynnika nadmiaru powietrza) i Reg6 (proporcjonalny kąta zapłonu) również działają na zasadzie mapowania pożądanego wartości zadanej, odpowiednio współczynnika nadmiaru powietrza oraz pożądanego wartości kąta zapłonu w funkcji aktualnej wartości mocy generatora prądu.

Punkty map w regulatorach Reg2 i Reg5 w zmodyfikowanym układzie sterowania wyznaczone są pomiarowo w oparciu o pomiary wartości współczynnika nadmiaru powietrza

przy zachowaniu zdolności silnika do stabilnej pracy (tj. silnik nie przechodzi do pracy stukowej i wszystkie zapłony są skuteczne – brak tzw. wypadających zapłonów) dla Reg2 oraz nadrzędnym ograniczeniu oscylacji mocy generatora prądu oraz przy zachowaniu zdolności silnika do stabilnej pracy (tj. silnik nie przechodzi do pracy stukowej i wszystkie zapłony są skuteczne – brak tzw. wypadających zapłonów) dla Reg5. Ponadto dla określenia punktów mapy regulatora Reg5, wyznaczany jest obszar dopuszczalnej pracy silnika spalinowego, przy czym obszar ten stanowi nadrzędne ograniczenie dla wszystkich procesów regulacji w zmodyfikowanym układzie sterowania. Dla przykładu na rysunku 3.1.4 przedstawiono obszar pracy dopuszczalnej, gdzie krzywa 4 stanowi krzywą określoną przez punkty mapy regulatora Reg5.



Rys. 3.1.4 Przykładowy obszar pracy dopuszczalnej silnika spalinowego (a – ograniczenie granicą palności, b – ograniczenie mocą minimalną generatora prądu, c – ograniczenie mocą maksymalną generatora prądu, d – ograniczenie granicą palności i maksymalnymi dopuszczalnymi pulsacjami mocy generatora prądu)

Uzupełnieniem struktury układu regulacji jest regulator proporcjonalny kąta zapłonu Reg6. Punkty mapy tego regulatora również wyznaczane są pomiarowo na podstawie wartości temperatury gazów wylotowych przy zachowaniu zdolności silnika do stabilnej pracy (tj. silnik nie przechodzi do pracy, podczas której występuje spalanie stukowe i wszystkie zapłony są skuteczne – brak tzw. wypadających zapłonów).

Należy podkreślić, że sposób regulacji i metoda wyznaczania parametrów zmodyfikowanego układu sterowania stanowiła podstawę ubiegania się o patent. 25 czerwca 2019 roku Urząd Patentowy Rzeczypospolitej Polskiej przyznał patent o nr 237822.

## 3.2. Analiza wybranych aspektów sterowania

### 3.2.1. Problematyka kontroli spalania mieszanki ubogiej

Spalanie mieszanki ubogiej w paliwo w silniku ZI może przynieść wymierne korzyści energetyczne i ekologiczne. Przede wszystkim mieszanki ubogie charakteryzują się większą odpornością do wystąpienia w silniku spalania stukowego względem mieszanki

stechiometrycznej. Jeżeli utleniaczem jest powietrze to wraz ze zubażaniem mieszanki zwiększa się w jej składzie udział gazu inertnego jakim jest azot co z kolei powoduje zawężenie granic palności i utrudnia jej zapłon oraz rozprzestrzenianie się płomienia. W zależności od własności paliwa jakie będzie spalane w silniku spalinowym w warunkach nadmiaru powietrza, różna będzie wymagana wartość minimalnej energii wyładowania na elektrodach świecy zapłonowej, która zapewni jej prawidłowy zapłon. Pogorszenie się warunków zapłonu wpływa na kształtowanie się przebiegu ciśnienia w cylindrze silnika podczas spalania ładunku, co dalej przekłada się na wartość jednostkowej pracy wewnętrznej (średniego ciśnienia indykowanego) generowanej w kolejnych cyklach roboczych. Im wyższe zmiany pracy indykowanej w kolejnych cyklach roboczych tym większe są wahania chwilowej wartości momentu obrotowego generowanego na wale silnika. Wysoka zmienność momentu obrotowego na wale silnika jest przenoszona bezpośrednio na wał maszyny elektrycznej. W konsekwencji maszyna elektryczna może generować energię elektryczną o parametrach nie dopuszczalnych dla układu odbiorczego (dla pracy samotnej) lub nieakceptowalne przez operatora sieci elektroenergetycznej (dla pracy równoległej z siecią), z którą ma współpracować urządzenie.

Najczęściej analizę jakościową odstępstwa w powtarzalności pracy indykowanej pomiędzy kolejnymi cyklami roboczymi silnika przeprowadza się poprzez wyznaczenie wskaźnika opisanego poniższym równaniem:

$$COV_{li} = \frac{\sqrt{\frac{1}{N_0} \sum_{i=1}^{i=N_0} (l_{i-1} - \bar{l}_i)^2}}{\bar{l}_i} \quad (3.2.1.1)$$

Gdzie:  $N_0$  – liczba cykli pracy podlegająca analizie,  $l_i$  – jednostkowa praca wewnętrzna realizowana w kolejnym (i-tym) cyklu roboczym,  $\bar{l}_i$  – wartość średnia pracy wewnętrznej zrealizowana w liczbie  $N_0$  cykli roboczych.

### 3.2.2. Tętnienia momentu obrotowego

Moment napędowy wytwarzany w silniku tłokowym, z zasady działania silnika, nie jest stały, lecz zmienia się w zakresie kąta obrotu wału korbowego. Chwilowe zmiany momentu obrotowego są dalej przenoszone na wał maszyny, którą napędzają. Zmiany przenoszone na maszynę elektryczną można nazwać tętnieniami momentu. Są one tym większe im silnik ma mniej cylindrów.

Tętnienia momentu silnika tłokowego mają niekorzystny wpływ na podzespoły silnika narażając je na uszkodzenia i przyspieszając zjawiska zmęczeniowe. Ponadto tętnienia wprowadzając chwilowe zmiany prędkości wirowania (chwilowe przyspieszenia i opóźnienia) wpływają na generator energii elektrycznej (niezależnie od tego czy jest to generator synchroniczny czy asynchroniczny), a ściślej na kształt napięcia i prądu generatora. W zależności od wartości prędkości synchronicznej i liczby cylindrów silnika odkształcenia te mają częstotliwość niższą lub wyższą niż częstotliwość znamionowa napięcia

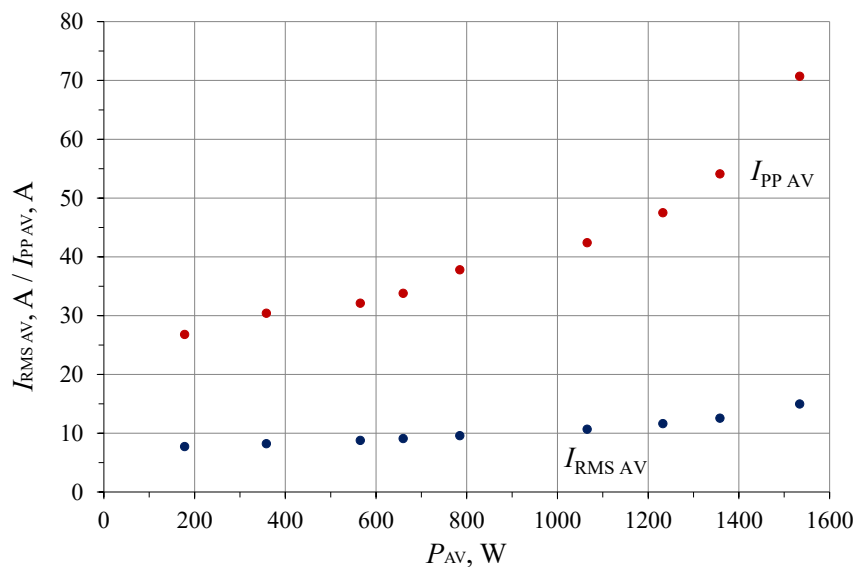
generatora. Przy częstotliwości niższej (subharmonicznej) tętnienia momentu wywołują tętnienia napięcia i prądu generatora.

W związku z tym, w rozważanym przypadku zbadano te tętnienia w laboratorium i przeprowadzono symulacje komputerowe, a na tej podstawie dobrano środki zaradcze, między innymi wyposażono silnik w odpowiednio duże koło zamachowe zwiększające bezwładność układu a tym samym ograniczające wartości chwilowych przyspieszeń silnika. Weryfikacje pomiarową przeprowadzono dla pracy równoległej z siecią elektroenergetyczną w układzie z generatorem asynchronicznym (założono, że dla generatora synchronicznego efekt nierównomierności pracy silnika w postaci tętnień napięcia i prądu będzie podobny). Wyznaczono charakterystyki wartości skutecznej prądu twornika w funkcji zmian mocy elektrycznej oddawanej do sieci elektroenergetycznej. Dodatkowo wyznaczono wartości między szczytowe prądu w funkcji zmian mocy elektrycznej generowanej do sieci. Uzyskane wyniki dla poszczególnych faz przedstawiono w tabeli 3.2.2.1.

Tabela 3.2.2.1 Wartości skuteczne prądu twornika ( $I_{RMS}$ ) i wartości między szczytowe prądu ( $I_{PP}$ ) w funkcji mocy elektrycznej generowanej do sieci elektroenergetycznej.

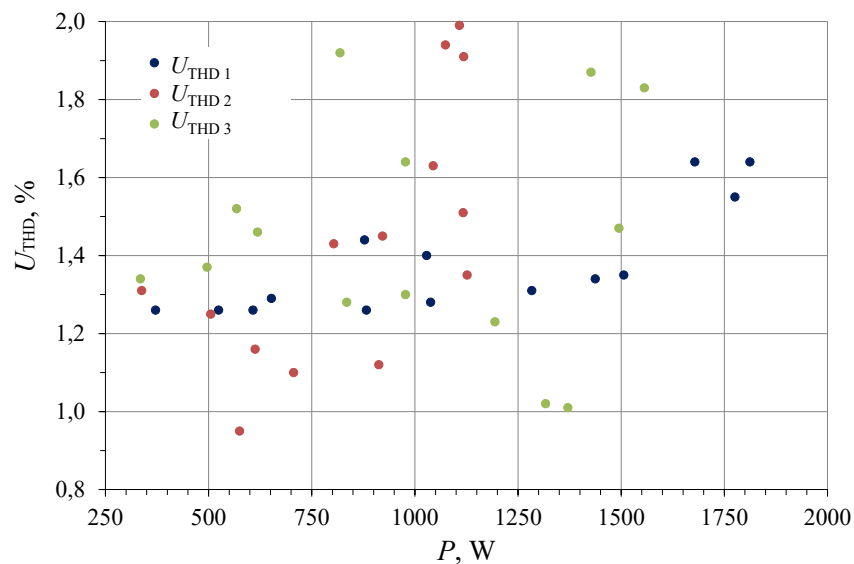
Lp.	$P_1$	$P_2$	$P_3$	$I_{RMS1}$	$I_{RMS2}$	$I_{RMS3}$	$I_{PP1}$	$I_{PP2}$	$I_{PP3}$
-	W	W	W	A	A	A	A	A	A
1	198,7	189,2	178,1	7,85	7,51	7,73	27,0	25,8	26,8
2	395,4	369,8	358,2	8,36	7,92	8,21	31,4	30,0	30,4
3	600,8	559,9	565,5	8,90	8,47	8,78	33,0	30,6	32,1
4	706,4	652,9	659,9	9,25	8,77	9,10	35,3	33,7	33,8
5	835,2	750,0	784,8	9,70	9,17	9,58	37,3	36,2	37,8
6	1118,9	949,2	1065,5	10,84	10,16	10,67	42,2	39,9	42,4
7	1335,6	1008,5	1232,5	11,81	10,77	11,64	48,4	44,7	47,5
8	1519,7	1069,4	1358,4	12,93	11,55	12,56	53,6	51,7	54,1
9	1802,6	1088,9	1534,2	15,73	13,27	14,98	70,9	65,9	70,7

Wyniki w postaci graficznej przedstawiono na rysunku 3.2.2.1, przy czym na rysunku przedstawiono średnie (średnia wartość dla wszystkich faz) wartości skutecznej ( $I_{RMS\ AV}$ ) i wartości międzyszczytowej ( $I_{PP\ AV}$ ) w funkcji mocy sumarycznej (mocy oddawanej do sieci elektroenergetycznej).

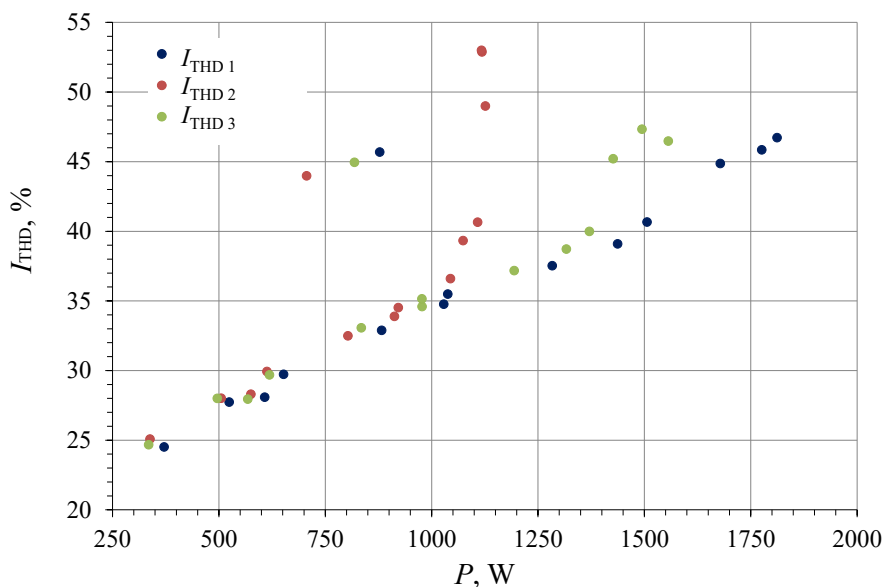


Rys. 3.2.2.1. Charakterystyka wartości skutecznej ( $I_{RMS\ AV}$ ) i wartości międzyszczytowej ( $I_{PP\ AV}$ ) w funkcji sumarycznej mocy oddawanej do sieci elektroenergetycznej.

Dodatkowo przeanalizowano zawartość wyższych harmonicznych (THD) w prądzie i napięciu twornika generatora zainstalowanego w kogeneratorze w funkcji sumarycznej mocy oddawanej do sieci elektroenergetycznej. Uzyskane wyniki przedstawiono na rysunkach 3.2.2.2 i 3.2.2.3. w postaci punktów odpowiadających poszczególnym fazom.



Rys. 3.2.2.2. Wartości współczynnika zawartości harmonicznych THD dla napięć fazowych twornika w funkcji sumarycznej mocy oddawanej do sieci elektroenergetycznej.

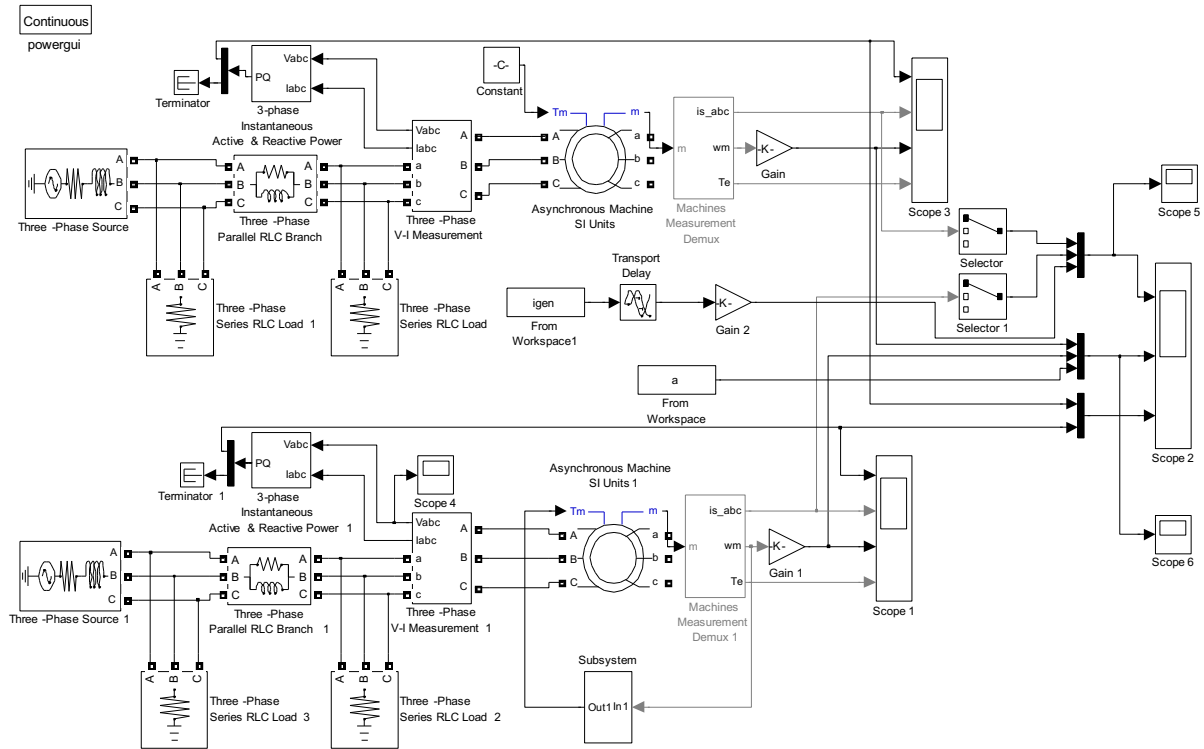


Rys. 3.2.2.3. Wartości współczynnika zawartości harmonicznych THD dla prądów fazowych twornika w funkcji sumarycznej mocy oddawanej do sieci elektroenergetycznej.

Z przeprowadzonych pomiarów wynika, że nierównomierność biegu silnika spalinowego w sposób znaczący wpływa na wzrost odkształceń prądu twornika generatora. Nierównomierność generuje niedopuszczalne tętnienia powiększając wartość międzyszczytową prądu twornika. Tętnienia momentu zwiększają również wartość współczynnika zawartości harmonicznych THD w prądzie.

Efekt ten nie jest zauważalny dla przebiegów napięcia twornika. Związane jest to z faktem, że układ kogeneracyjny przyłączony był do sieci o dużej mocy zwarciowej co sprawia, że wartość napięcia jest wymuszana przez sieć. Oczywiście w innym miejscu instalacji jednostki kogeneracyjnej tam, gdzie sieć będzie miała mniejszą moc zwarciową (tj. większą impedancję zwarcia) odkształcenia napięcia będą bardziej widoczne.

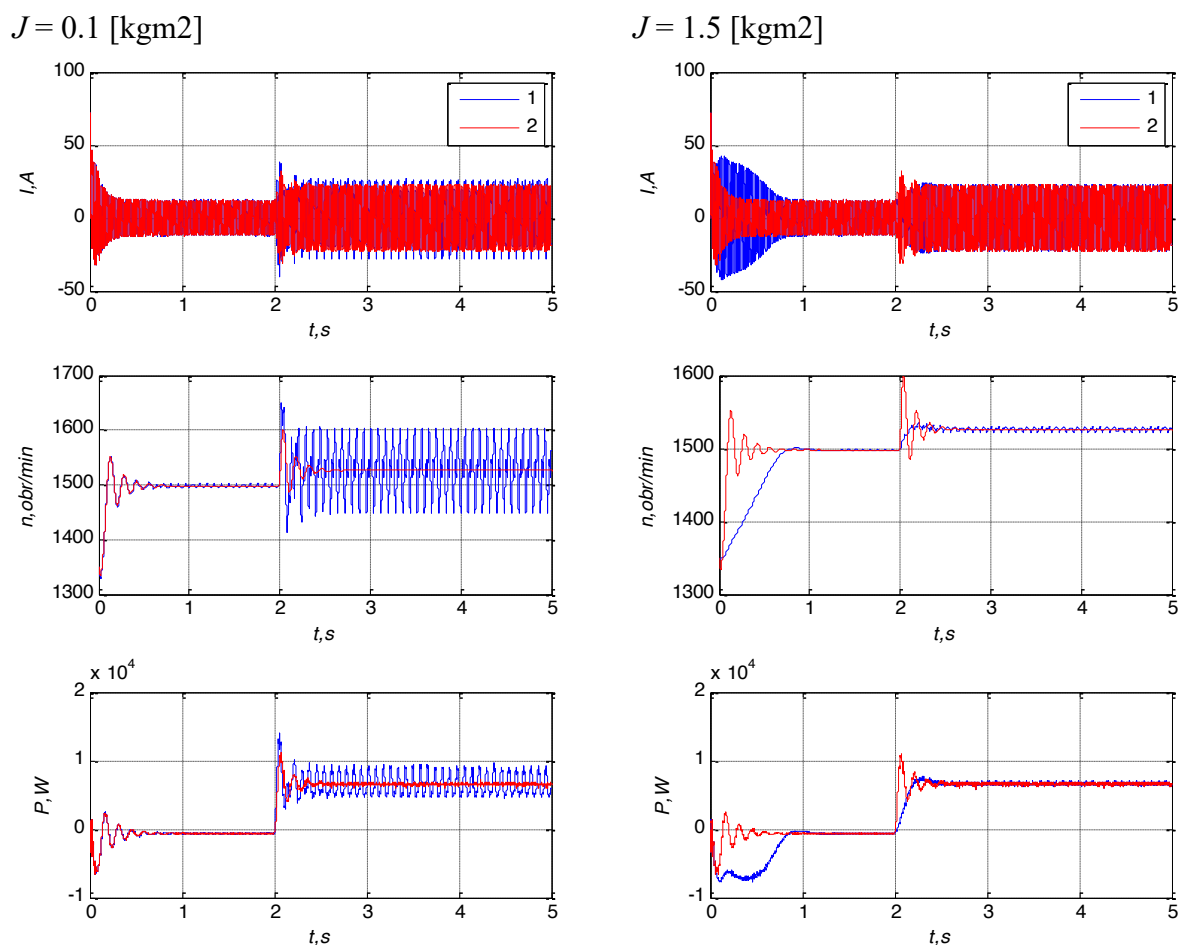
W celu weryfikacji zaobserwowanych tętnień prądów i napięć oraz podjęcia działań zmierzających do ich eliminacji opracowano uproszczony model matematyczny kogeneratora. Model matematyczny przedstawiono na rysunku 3.2.2.4, przy czym w modelu matematycznym silnika spalinowego przyjęto, że moment napędowy zmienia się zgodnie z teoretycznym przebiegiem momentu silnika tłokowego.



Rys. 3.2.2.4. Model matematyczny kogeneratora służący do weryfikacji przyczyn tętnień wielkości elektrycznych.

Wynikiem badań symulacyjnych są przebiegi prądów, prędkości obrotowej i mocy chwilowej. Przebiegi te przedstawiono na rysunku 3.2.2.5 dla dwóch różnych wartości momentu bezwładności mas wirujących kogeneratora. W badaniach symulacyjnych przyjęto, że w chwili  $t=2$  s nastąpiło przejście z biegu jałowego dla pracy silnikowej do pracy prądnicowej z mocą równą mocy znamionowej, przy czym rozruch był realizowany przez generator pracujący w zakresie pracy silnikowej (generator przez cały czas symulacji był przyłączony do sieci).





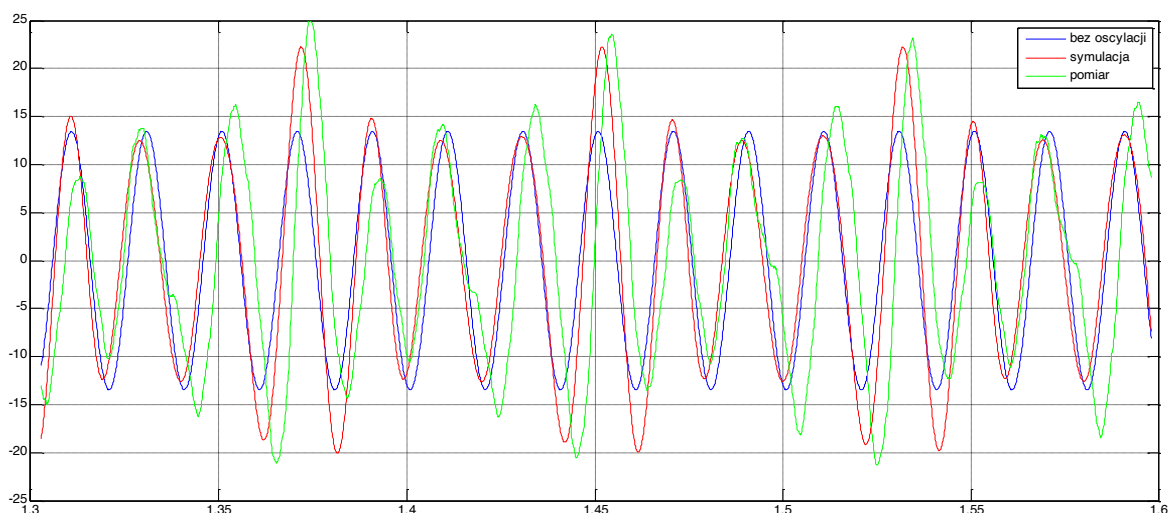
Rys. 3.2.2.5 Zestawienie wyników badań symulacyjnych, przebiegi prądów, prędkości obrotowej i mocy chwilowej dla dwóch różnych wartości momentu bezwładności mas wirujących kogeneratora (1 – przebieg dla silnika z pulsacją momentu, 2 – przebieg odniesienia dla silnika o stałym momencie).

Uzyskane wyniki badań symulacyjnych zestawiono z wynikami pomiarowymi. Porównano wartości chwilowe wybranych wielkości oraz parametry średnie – pomiarowo uśrednione wartości tętnień. Przy czym uśrednienia pomiarowe dokonano używając analizatora parametrów sieci elektrycznej LEM NORMA 6100.

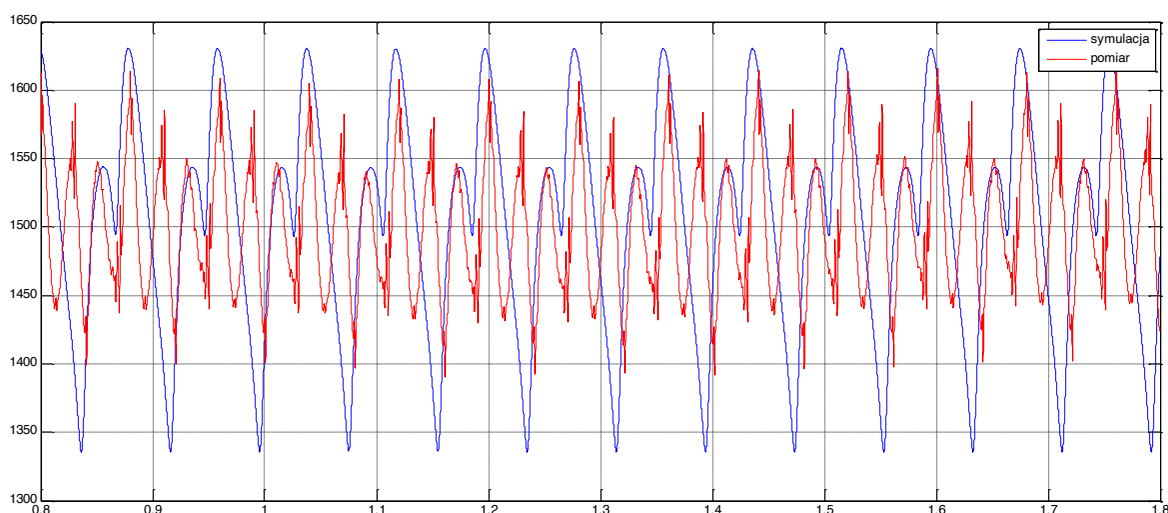
Porównania wartości chwilowych prądów dokonano dla ustalonego punktu pracy generatora, w którym generował do sieci elektroenergetycznej moc czynną równą 2 kW. W wyniku porównania uzyskano następujące wartości prądów:

- prąd zarejestrowany na obiekcie rzeczywistym:  $I_{pp \text{ pomiar}} = 45 \text{ A}$
- prąd wyznaczony symulacyjnie:  $I_{pp \text{ symulacja}} = 44 \text{ A}$

Porównanie przebiegu prądu przedstawiono na rysunku 3.2.2.6, natomiast porównanie przebiegu prędkości obrotowej na rysunku 3.2.2.7.



Rys. 3.2.2.6. Porównanie przebiegów oscylacji prądu



Rys. 3.2.2.7. Porównanie przebiegów oscylacji prędkości obrotowej

Drugim sposobem analizy porównawczej było zestawienie uśrednione wartości tętnień prądów twornika. Uzyskane wyniki przedstawiono w tabeli 3.2.2.2, przy czym  $I_{pp\ av}$  jest uśrednioną wartością tętnień prądu wyznaczaną jako średnia arytmetyczna tętnień prądów fazowych. Wartości tętnień prądów fazowych wyznaczono natomiast jako różnicę pomiędzy największą i najmniejszą wartością chwilową prądu w czasie 500 ms. Wykorzystując opracowany model matematyczny wyznaczono wartości tętnień ( $I_{pp\ av}$ ) dla trzech różnych wartości momentu bezwładności, przy czym wartość  $J_3$  równa jest podwójnej wartości momentu bezwładności silnika nie wyposażonego w koło zamachowe. W zestawieniu tabelarycznym przedstawiono również wartość oczekiwaną tętnień (wartość dopuszczalną, akceptowalną). Przyjęto, że wartość ta to 105% wartości amplitudy prądu dla danej mocy przy braku tętnień.

Tabela 3.2.2.2. Zestawienie uśrednionych wartości tętnień prądów twornika.

Pomiar											Symulacja			
											$I_{pp\ av}$			
$P_1$	$P_2$	$P_3$	$I_{RMS1}$	$I_{RMS2}$	$I_{RMS3}$	$I_{PP1}$	$I_{PP2}$	$I_{PP3}$	$P_{3f}$	$I_{pp\ av}$	$J_1$	$J_2$	$J_3$	Wartość oczekiwana
W	W	W	A	A	A	A	A	A	W	A	A	A	A	A
198,7	189,2	178,1	7,85	7,51	7,73	27,0	25,8	26,8	566	26,5				21,8
395,4	369,8	358,2	8,36	7,92	8,21	31,4	30,0	30,4	1123,4	30,6				23,1
600,8	559,9	565,5	8,90	8,47	8,78	33,0	30,6	32,1	1726,2	31,9				24,7
706,4	652,9	659,9	9,25	8,77	9,10	35,3	33,7	33,8	2019,2	34,3	33,0	29,0	28,0	25,6
835,2	750,0	784,8	9,70	9,17	9,58	37,3	36,2	37,8	2370	37,1				26,8
1118,9	949,2	1065,5	10,84	10,16	10,67	42,2	39,9	42,4	3133,6	41,5	40,0	34,0	32,7	29,9
1335,6	1008,5	1232,5	11,81	10,77	11,64	48,4	44,7	47,5	3576,6	46,9				32,3
1519,7	1069,4	1358,4	12,93	11,55	12,56	53,6	51,7	54,1	3947,5	53,1				34,9
1802,6	1088,9	1534,2	15,73	13,27	14,98	70,9	65,9	70,7	4425,7	69,2	50,0	42,0	39,2	41,5

Na podstawie przeprowadzonej analizy teoretycznej i możliwości praktycznych stwierdzono, że jedynym dopuszczalnym rozwiązaniem ograniczenia niepożądanych tętnień prądów, napięć i mocy generatora energii elektrycznej jest zastosowanie odpowiedniego doboru punktu pracy silnika spalinowego (w szczególności odpowiednie dobranie wartości współczynnika nadmiaru powietrza do aktualnej wartości mocy elektrycznej generatora oraz kąta wyprzedzenia zapłonu) połączone z zastosowaniem odpowiednio dobranego koła zamachowego. Dobór koła zamachowego w silniku spalinowym musi uwzględniać dwa sprzeczne kryteria: wartość współczynnika bezwładności układu oraz wytrzymałość mechaniczną samego silnika spalinowego. Wymagana wartość współczynnika bezwładności wpływa na charakterystykę pracy silnika, natomiast wytrzymałość mechaniczna silnika jest istotna dla zapewnienia bezpiecznej i niezawodnej pracy.

### 3.2.3. Pomiar prędkości obrotowej silnika

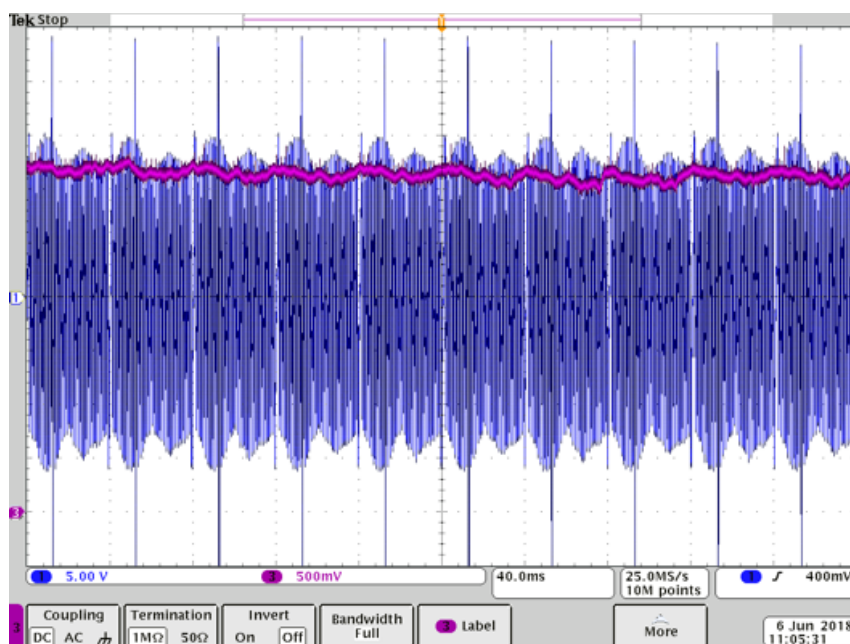
Z uwagi na występujące w układzie chwilowe zmiany momentu silnika spalinowego wpływające na przebieg prędkości wirowania, dla pełnego przedstawienia wymagań dla układu regulacji silnika, przeanalizowano metodę pomiarowego wyznaczenia prędkości.

W ramach badań wykonano precyzyjną rejestrację za pomocą oscyloskopu cyfrowego przebiegu napięcia czujnika indukcyjnego (czujnika o zmiennej reluktancji, VRS), zainstalowanego przy kole zębatym oraz prędkości obrotowej dla silnika spalinowego, zbliżonego konstrukcją do silnika docelowego, w stanie ustalonym oraz dla wybranych stanów dynamicznych.

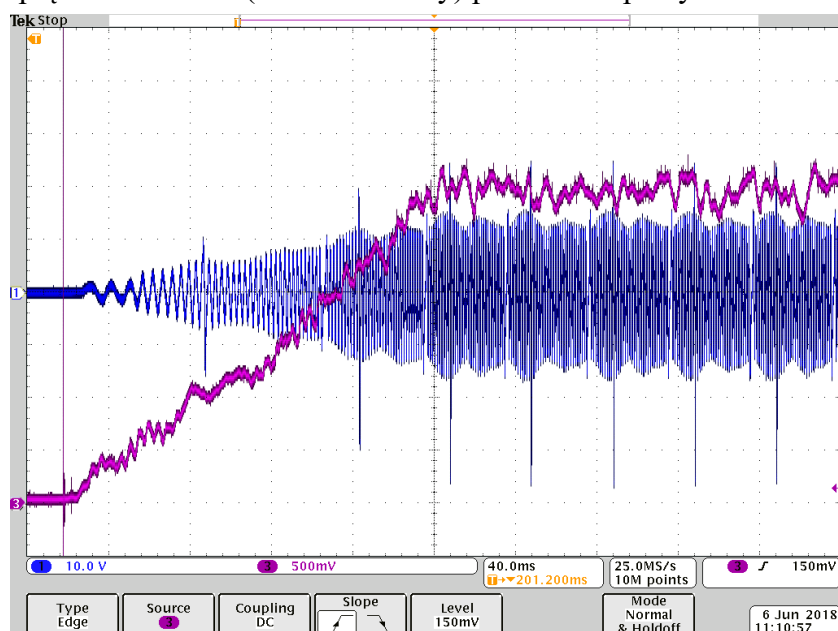
Należy podkreślić, że poprawne wyznaczenie wartości chwilowej prędkości (i położenia wału) jest warunkiem poprawnego wyznaczania chwili zapłonu, wyznaczania

okna detekcji spalania stukowego, detekcji zapłonu (wykrywania lokalnych przyspieszeń silnika lub ich braku), detekcji uruchomienia i normalnej pracy, detekcji zatrzymania.

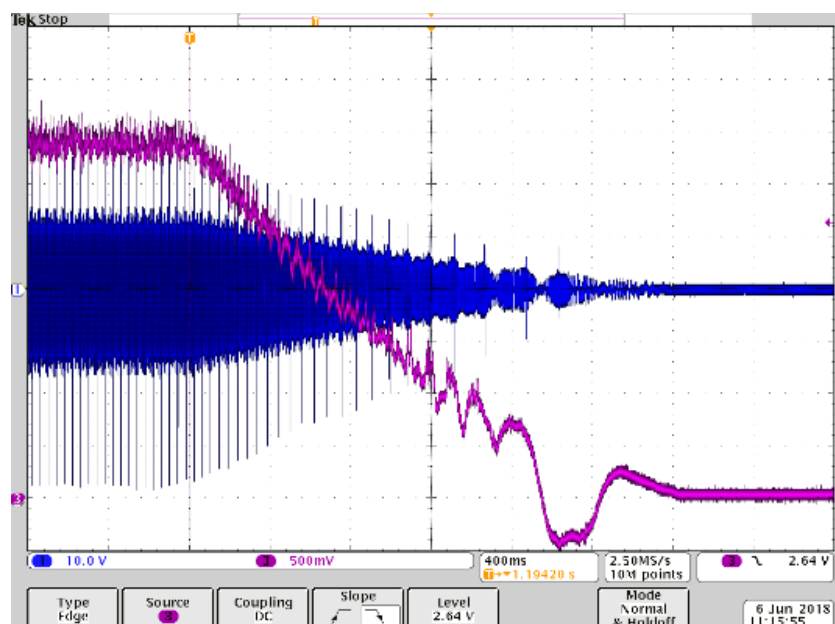
Obiektem badań był silnik spalinowy dwucylindrowy marki Lombardini połączony z silnikiem indukcyjnym klatkowym o mocy 7,5 kW, który podczas badań pełnił rolę napędu. Liczba zębów koła zębatego dla silnika spalinowego wynosiła  $35 + 1$ . Przykładowe wyniki rejestracji prędkości obrotowej przedstawiono na rysunkach od 3.2.3.1 do 3.2.3.3 (przebiegi zarejestrowane oscyloskopem cyfrowym Tektronix).



Rys. 3.2.3.1. Wyniki rejestracji sygnału z czujnika indukcyjnego przy kole zębatym (kolor niebieski) oraz prędkości silnika (kolor fioletowy) podczas 10 pełnych obrotów koła zębatego



Rys. 3.2.3.2. Wyniki rejestracji sygnału z czujnika indukcyjnego przy kole zębatym (kolor niebieski) oraz prędkości silnika (kolor fioletowy) podczas rozruchu silnika



Rys. 3.2.3.3. Wyniki rejestracji sygnału z czujnika indukcyjnego przy kole zębatym (kolor niebieski) oraz prędkości silnika (kolor fioletowy) podczas zatrzymania silnika

Odpowiednie wyznaczenie wartości chwilowej prędkości obrotowej jest warunkiem niezbędnym do wyznaczenia położenia wału a tym samym wysterowania cewki zapłonowej, czego zaś konsekwencją jest powtarzalność cykli pracy silnika. Wszystkie zakłócenia występujące w przebiegu napięcia z indukcyjnego czujnika prędkości wpływają niekorzystnie na prawidłową detekcję położenia wału. Zjawisko jest tym bardziej znaczące im prędkość silnika jest mniejsza, czyli w szczególności przy rozruchu silnika.

Eliminacja zakłóceń wymaga zatem zastosowania odpowiednich układów filtrujących stanowiących stopień wstępny sterownika silnika spalinowego. Układy przemysłowe takie układy eliminujące zakłócenia mają wbudowane, natomiast w przypadku własnych układów sterowania (np. gdy do sterowania silnika ma zostać zastosowany niekonwencjonalny algorytm, który nie jest realizowalny w dostępnych na rynku sterownikach) konieczne jest opracowanie własnych algorytmów eliminacji zakłóceń.

### 3.2.4. Regulacja składu i ilości mieszanki paliwowo-powietrznej

Sterowanie ilością i składem mieszanki paliwowo powietrznej jest podstawowym elementem leżącym u podstaw opisywanej metody regulacji. Sterowanie to odbywa się poprzez dwa elementy wykonawcze zainstalowane w układzie dolotowym silnika. Pierwszym z nich jest przepustnica regulująca ilość mieszanki, a drugim jest zawór regulujący skład mieszanki poprzez odpowiednie dozowanie gazu do aktualnej ilości powietrza.

W rozważanym przypadku do sterowania ilością mieszanki wykorzystano przepustnicę sterowaną elektrycznie. Przepustnica wyposażona jest w silnik prądu stałego zasilany impulsami napięcia o amplitudzie 12 V i kształtowanej szerokości przy stałej

częstotliwości równej 500 Hz (PWM). W mechanizmie przepustnicy zainstalowana jest sprężyna zwrotna, zamykająca przepustnicę po zaniku napięcia zasilającego. Dodatkowo przepustnica wyposażona jest w potencjometryczny czujnik położenia z dwoma kanałami komplementarnymi. Czujnik zasilany jest napięciem 5 V, więc teoretycznie sygnał wyjściowy z obu kanałów czujnika może zmieniać się w zakresie od 0 V do 5 V (dla kanału normalnego) i od 5 V do 0 V (dla kanału komplementarnego). Zdjęcie użytej przepustnicy przedstawiono na rysunku 3.2.4.1.



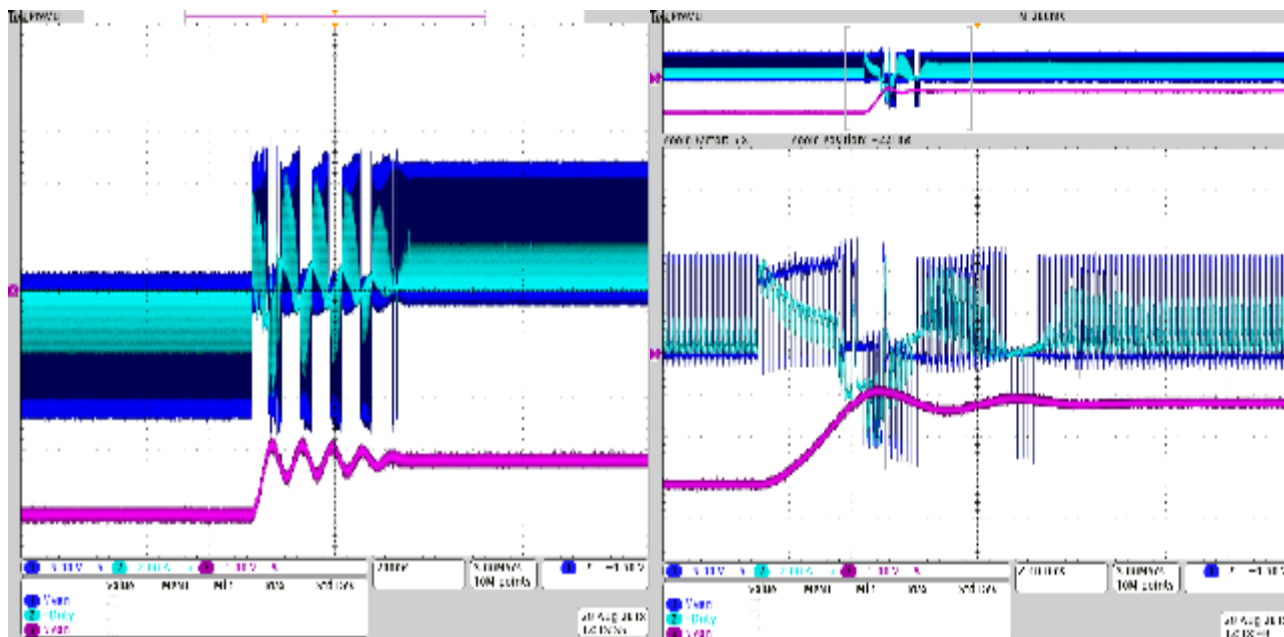
Rys. 3.2.4.1. Przepustnica sterowana elektrycznie (zdjęta pokrywa mechanizmu).

Rozpoznanie właściwości zastosowanej przepustnicy przeprowadzono rejestrując przebiegi w stanach statycznych (przy stałym kącie otwarcia przepustnicy) oraz w stanach dynamicznych (przy skokowych i powolnych zmianach kąta otwarcia przepustnicy).

Położenie przepustnicy ustalane jest przez regulator PID, którego sygnał wyjściowy zamieniany jest na szerokość impulsów PWM. Przebiegi uzyskane przy skokowych zmianach zadanego położenia przepustnicy mają kształt charakterystyczny dla regulatora PID, przy czym jakość tych przebiegów (jakość regulacji) zależy od wielkości zadanego skoku. Przy dużych skokowych zmianach uwidaczniały się oscylacje położenia przepustnicy. Powodem różnego zachowania się przepustnicy dla różnych zmian zadanej wartości kąta jej otwarcia jest nieliniowy charakter przepustnicy wynikający z obecności sprężyny zwrotnej. Warto jednak zastanowić się czy stosowanie zaawansowanych technik sterowania jest wymagane w rozważanym przypadku. Można bowiem z dużą pewnością założyć, że w tej aplikacji (tj. w jednostce kogeneracyjnej) prawdopodobnie nie będą występować duże, skokowe zmiany kąta otwarcia przepustnicy a i szybkość regulacji nie jest krytyczna.

Na rysunku 3.2.4.2 i 3.2.4.3 przedstawiono przykładowe przebiegi zarejestrowane w czasie testów i doboru parametrów regulatora przepustnicy. Na rysunkach przedstawiono następujące przebiegi: kolor niebieski - napięcie zasilania silnika przepustnicy, kolor turkusowy - prąd uzwojenia silnika przepustnicy i kolor fioletowy - napięcie z jednego kanału czujnika położenia przepustnicy.





Rys. 3.2.4.2. Rejestracja w stanie dynamicznym, skokowe otwieranie z 0% do 25%. Rys. 3.2.4.3. Rejestracja w stanie dynamicznym, skokowe otwieranie z 25% do 75%.

Do kontroli składu mieszanki paliwowo-powietrznej, a ściślej do dozowania ilości paliwa gazowego stosuje się różnego rodzaju urządzenia. Wśród nich warto wymienić trzy grupy. Po pierwsze przepustnice zbudowane jak klasyczne przepustnice znane z zastosowań motoryzacyjnych, stosowane są one rzadko i mają one za zadanie regulować przepływ gazu pod stosunkowo niskim ciśnieniem przez odpowiednio dobraną gardziel. Drugim rozwiązaniem są układy, w których zawór gazu jest zintegrowany ze zwężką Venturiego. W układzie tym zawór odpowiednio zwiększa lub zmniejsza dysze dolotowe do zwężki, tym samym regulując ilość gazu mieszającego się z zasysanym powietrzem. Innym rozwiązaniem jest klasyczny zawór dławiący zainstalowany na ścieżce gazu tuż przed mieszalnikiem. Zawory takie mogą być napędzane silnikiem krokowym lub siłownikiem magnetycznym. Oba rozwiązania mogą być wyposażone w zabezpieczenie zamykające zawór przy zaniku sygnału sterującego (np. w sprężynę zwrotną).

W rozważanym przypadku do sterowania składem mieszanki zastosowano zawór gazowy firmy Bosch wyposażony w sprężynę zamykającą go po zaniku napięcia sterującego. W związku z tym jego sterowanie odbywało się w podobny sposób jak sterowanie przepustnicą elektryczną. Różnica dotyczyła jedynie szybkości działania układu regulacji położenia obu elementów regulacyjnych. Sterowanie składem mieszanki, tj. sterowanie położeniem zaworu było bowiem realizowane znacznie wolniej niż sterowanie położeniem przepustnicy.

### 3.3. Badania identyfikacyjne na stanowisku laboratoryjnym

#### 3.3.1. Charakterystyka stanowiska badawczego

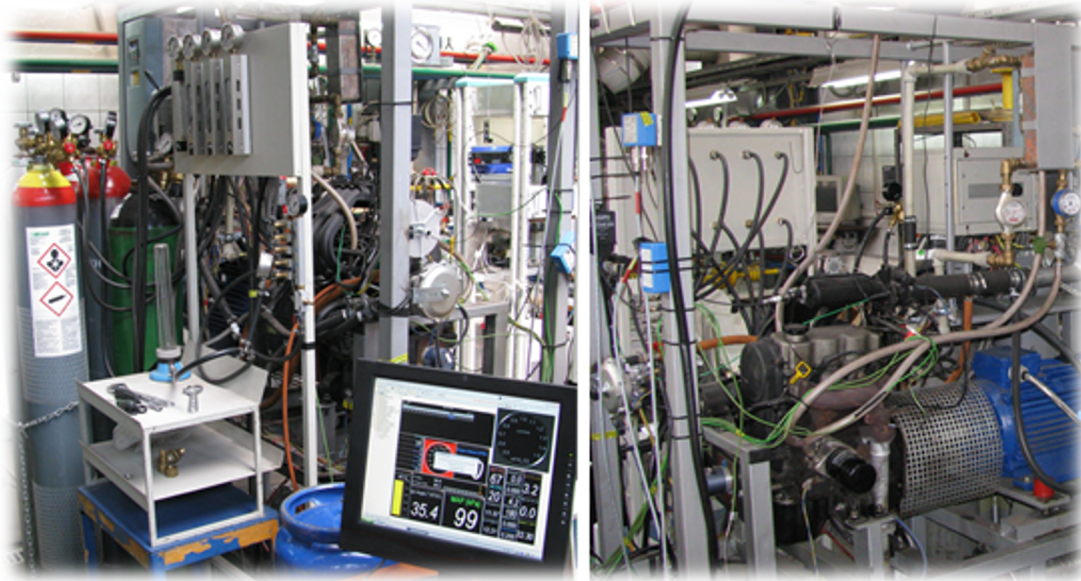
Celem sprawdzenia koncepcji nowego sposobu regulacji nazwanego dalej "metodą hybrydową" zmiany obciążenia silnika ZI, przeprowadzono badania identyfikacyjne na stanowisku laboratoryjnym. Badania zostały przeprowadzone na stanowisku badawczym, które znajduje się w Katedrze Techniki Ciepłej Politechniki Śląskiej. Stanowisko to było wyposażone w silnik spalinowy o zapłonie iskrowym, który został przystosowany do zasilania różnymi rodzajami paliw gazowych, takimi jak gaz ziemny czy mieszanka propanu i butanu. W tabeli 3.3.1.1 przedstawiono ważniejsze dane techniczne tego silnika.

Tabela 3.3.1.1 Podstawowe dane techniczne trzycylindrowego silnika ZI

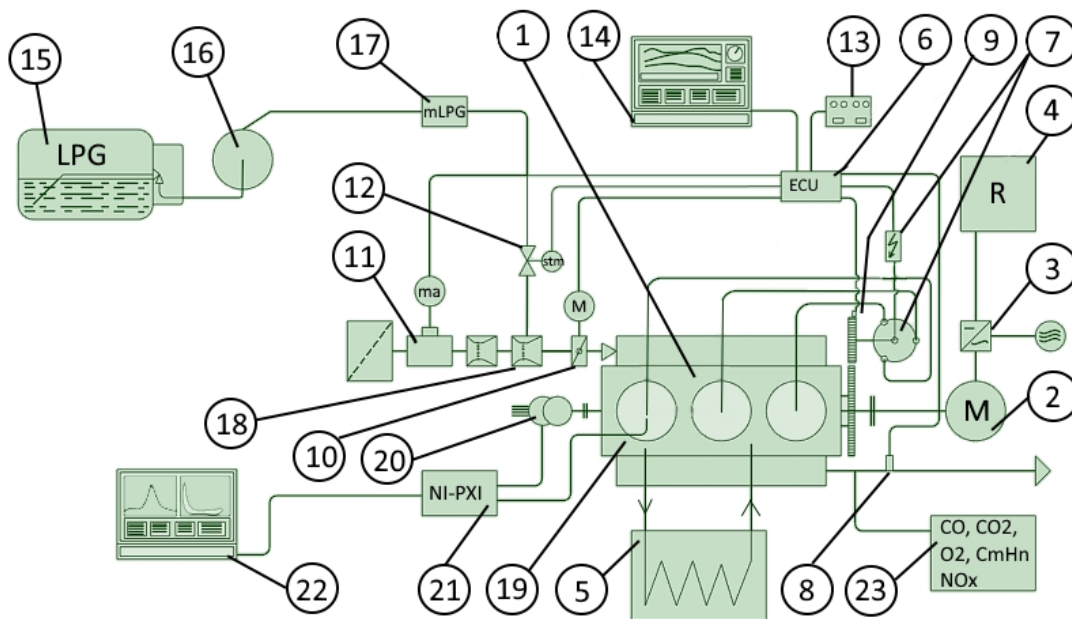
Dane charakterystyczne	Opis i wartości liczbowe
Oznaczenie silnika	F8CV
Ważniejsze, maksymalne parametry pracy na paliwie projektowym (benzyna Pb95)	Moc maksymalna, $N_e = 37,5$ kW przy $n_o = 6000$ obr/min Maksymalny moment obrotowy, $M_o = 68,6$ Nm, przy $n_o = 4600$ obr/min
Rodzaj silnika	z zapłonem iskrowym, 4-suwowy, wolnossący
Układ chłodzenia	Ciecżą, obieg wymuszony pompą odśrodkową
Układ smarowania	Cięśnieniowy z pompą zębatą
Liczba oraz układ cylindrów	3 cylindry w układzie rzędownym
Kolejność zapłonów	1-3-2
Średnica i skok tłoka, mm	68,5x72
Pojemność skokowa, dm <sup>3</sup>	0,796
Stopień kompresji	9,3

Aby umożliwić zasilanie silnika wybranymi mieszankami gazowymi, dokonano zmian i rozbudowy układu dolotowego silnika. Kolektor dolotowy został wyposażony w dwa mieszalniki gazu, których zadaniem jest przygotowanie mieszanki paliwa gazowego z powietrzem dostarczanej do silnika. W zależności od rodzaju paliwa (np. gaz ziemny, LPG), stosowany był mieszalnik o odpowiednich właściwościach przepływu. Na rysunku 3.3.1.1 przedstawiono widok stanowiska badawczego wraz z elementami pomocniczymi i aparaturą pomiarową. Z kolei na rysunku 3.3.1.2 zaprezentowano schemat stanowiska wraz z infrastrukturą kontrolnopomiarową.





Rys 3.3.1.1. Stanowisko badawcze z silnikiem ZI



1. Badany silnik spalinowy - typ. F8CV, 2. Maszyna elektryczna asynchroniczna, 3. Falownik,
4. Rezystor hamujący, 5. Wymiennik ciepła, 6. Programowalny sterownik silnika ECU, 7. Układ zapłonowy z rozdzielaczem, 8. Szerokopasmowa sonda lambda Bosch LSU 4.2, 9. Czujnik prędkości i położenia wałka rozrządu, 10. Elektryczna przepustnica, 11. Przepływomierz powietrza, 12. Zawór krokowy paliwa gazowego, 13. Ręczny nastawnik parametrów silnika spalinowego, 14. Komputer PC – oprogramowanie sterujące silnikiem spalinowym, 15. Zbiornik paliwa gazowego, 16. Parownik zero ciśnieniowy, 17. Przepływomierz gazu, 18. Mieszalnik gaz-powietrze,
19. Czujnik ciśnienia w cylindrze nr.1, 20. czujnik położenia wału korbowego (enkoder), 21. Wielokanałowy szybki układ pomiarowy, 22. Oprogramowanie do indykacji ciśnienia w cylindrze, 23. Analizator spalin 5-składnikowy.

Rys 3.3.1.2. Schemat stanowiska wraz z infrastrukturą kontrolnopomiarową

Silnik spalinowy był obciążany za pomocą elektrycznego silnika asynchronicznego, który był połączony przez falownik z rezystorem hamującym. Maszyna elektryczna z układem odbioru mocy miała możliwość pracy w dwóch trybach: jako napędowy lub prądnicowy. Podczas uruchamiania silnika spalinowego, silnik asynchroniczny pracował w trybie napędowym, przekazując moment obrotowy na wał silnika spalinowego. Procedura pomiarowa silnika spalinowego, wcześniej nagrzanego w podobny sposób przebiegała w następującej kolejności:

- włączenie zasilania obwodów elektrycznych, układu sterownika silnika spalinowego oraz ustawienie żądanej wartości kąta wyprzedzenia zapłonu,
- ustawienie prędkości obrotowej silnika elektrycznego na wartość wymaganą w eksperymencie,
- uruchomienie układu w trybie napędu silnika spalinowego za pomocą silnika elektrycznego,
- ustawienie elektrycznie sterowanej przepustnicy silnika w pozycji zapewniającej oczekiwane obciążenie silnika spalinowego, opierając się na zmierzonej wartości ciśnienia w kanale dolotowym,
- uruchomienie systemu dystrybucji paliwa do układu dolotowego silnika spalinowego oraz regulacja strumienia paliwa w celu uzyskania odpowiedniego stosunku nadmiaru powietrza.

Po wykonaniu tych czynności silnik asynchroniczny automatycznie przełączał się w tryb pracy prądnicowej, dopasowując swoje obciążenie do silnika spalinowego, aby ten pracował z założoną na początku wartością prędkości obrotowej. W trybie pracy prądnicowej moc efektywna silnika spalinowego przekazywana do generatora energii elektrycznej pobierana była przez wspomniany wcześniej rezystor hamujący.

Regulacja składu mieszanki odbywała się poprzez dławienie przepływu gazu do mieszalnika, w celu uzyskania pożądanego składu mieszanki (na przykład stechiometrycznej). Kontrolę składu mieszanki przeprowadzano za pomocą szerokopasmowej sondy lambda Bosch LSU 4.2 z kontrolerem Innovate LC-1.

### **3.3.2. Plan badań**

Przyjęto następujące założenia planu badań:

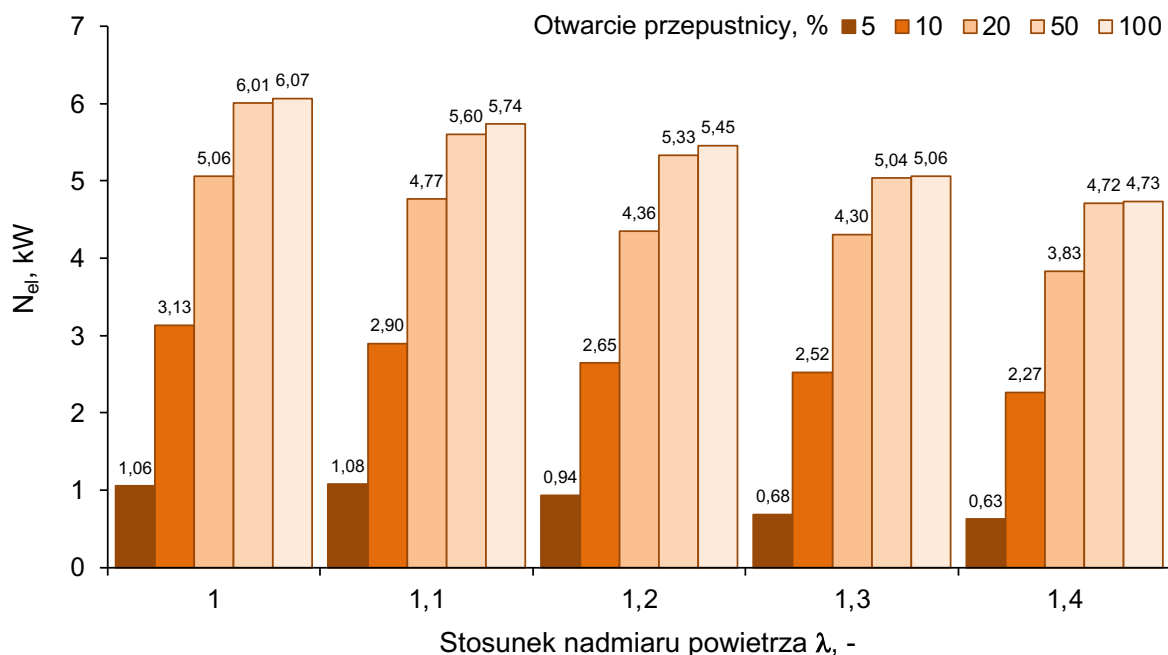
- paliwem do zasilania silnika spalinowego będzie gaz LPG,
- praca silnika spalinowego będzie się odbywać ze stałą prędkością obrotową wynoszącą 1500 obr/min, przy czym ze względu na zastosowanie w układzie odbiorczym maszyny asynchronicznej dopuszczalne są nieznaczne zmiany prędkości obrotowej wynikające z charakterystyki obciążenia maszyny elektrycznej,
- położenie przepustnicy będzie zmienne w zakresie od 5% do 100% tj. pełnego otwarcia,

- dla każdego z położań przepustnicy zmieniany będzie skład mieszanki paliwowo-powietrznej w zakresie od mieszanki stechiometrycznej ( $\lambda=1$ ) do mieszanki ubogiej odpowiadającej stabilnej pracy silnika dla stosowanego paliwa, jakim była mieszanina propanu i butanu. Jako wartość graniczną stabilnej pracy przyjęto powtarzalność kolejnych cykli roboczych silnika, scharakteryzowaną poprzez wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego, czyli wariancji jednostkowej pracy wewnętrznej określonej wg. równania 3.2.1.1. Przyjęto, że wartość wskaźnika nie powinna przekraczać 5%, aby zapewnić prawidłową współpracę silnika spalinowego z generatorem energii elektrycznej [70]. Stabilną pracę badanego silnika określoną wg. przywołanego wyżej kryterium, uzyskano dla mieszanki ubogiej o maksymalnej wartości stosunku nadmiaru powietrza  $\lambda=1,4$ .

### **3.3.3. Analiza wyników badań**

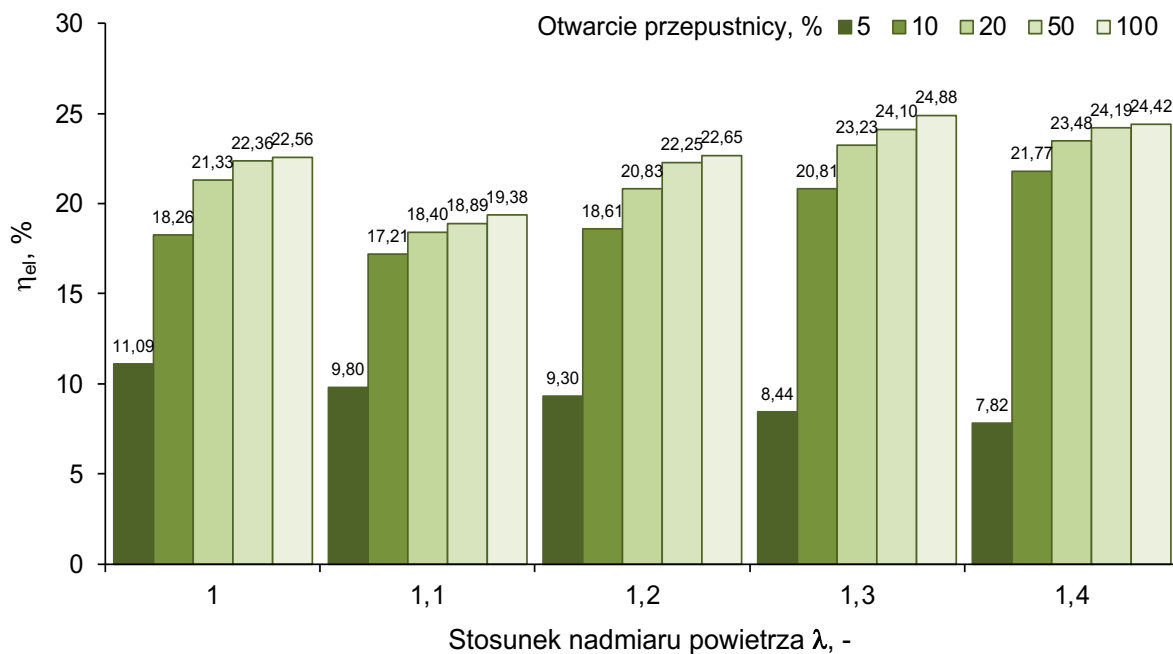
Na podstawie wyników przeprowadzonych badań sporządzono zestawienie danych zmienności mocy elektrycznej badanego układu oraz dokonano obliczeń sprawności generacji energii elektrycznej w zakresie zmian stosunku nadmiaru powietrza oraz otwarcia przepustnicy. Następnie dokonano analizy wyników pod kątem efektów jakie przynosi regulacja hybrydowa dokonując częściowej aproksymacji danych pomiarowych tak, aby uzyskać zależność pomiędzy zestawem danych który dotyczył stosowania wyłączenie dławieniowej regulacji (tj. wyłącznie położeniem przepustnicy), a danymi dla regulacji hybrydowej.

Na rysunkach 3.3.3.1 oraz 3.3.3.2 przedstawiono zmiany mocy oraz sprawności generacji energii elektrycznej układu silnik spalinowy - maszyna asynchroniczna w zakresie zmian parametrów regulacyjnych silnika spalinowego. Prezentowane wyniki dotyczą stanu pracy dla kąta wyprzedzenia zapłonu, dla którego układ osiągał najwyższą sprawność generacji energii elektrycznej.



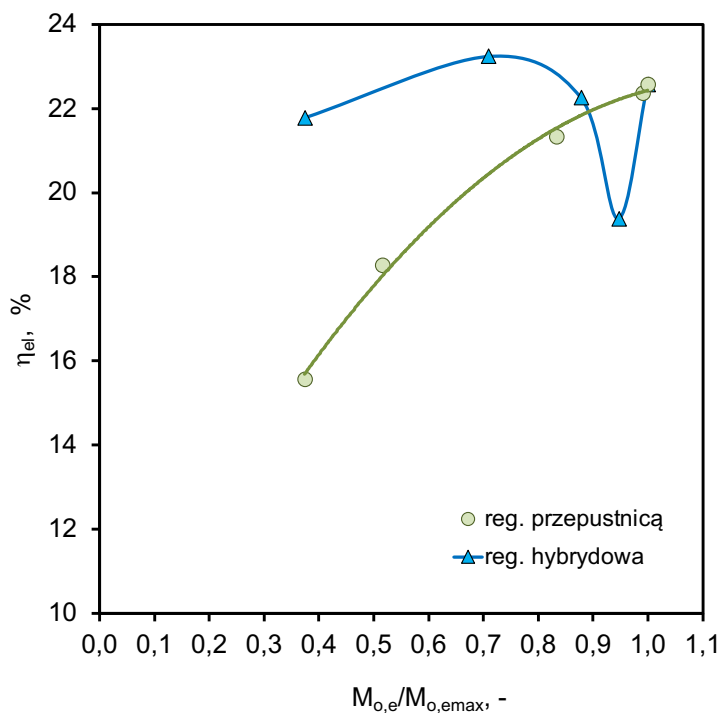
Rys. 3.3.3.1. Wpływ otwarcia przepustnicy (TPS) na moc wyjściową badanego układu przy ustalonych wartościach stosunku nadmiaru powietrza

Na podstawie wyników zaprezentowanych na rysunku 3.3.3.1 można zauważyć, że maksymalny zakres regulacji mocy elektrycznej badanego układu podczas stosowania wyłącznie jakościowej regulacji obciążenia silnika spalinowego jest znacznie niższy w porównaniu z regulacją ilościową. Dla regulacji jakościowej możliwy do uzyskania zakres zmiany mocy występuje od wartości 4,73kW ( $\lambda = 1,4$ ) do wartości maksymalnej równej 6,07kW ( $\lambda = 1$ ). Wartość minimalna mocy wyjściowej dla tego rodzaju regulacji wynika z wartości opalowej mieszanki paliwa z powietrzem jaką osiąga ona dla granicznej wartości stosunku nadmiaru powietrza tj.  $\lambda = 1,4$ . Analizując wyniki sprawności generacji energii elektrycznej (rys. 3.3.3.2) we wspomnianym sposobie regulacji obserwuje się wzrost tej wielkości o niespełna 1 punkt procentowy dla pracy przy  $\lambda = 1,4$ . Warto zaznaczyć, że w obu przypadkach przepustnica jest całkowicie otwarta, a obserwowany wzrost sprawności jest spowodowany przede wszystkim niższą wartością temperatury podczas spalania i w konsekwencji niższymi stratami ciepła do otoczenia. Najniższa wartość sprawności w całym badanym przedziale zmienności otwarcia przepustnicy uzyskiwana jest podczas pracy silnika na mieszance o wartości stosunku nadmiaru powietrza  $\lambda = 1,1$ . Jest to niekorzystny punkt pracy silnika ze względu na wysoką wartość temperatury podczas spalania wewnątrz cylindrów silnika. Więcej informacji na temat tego punktu pracy zamieszono w komentarzu pod rysunkami zamieszczonym w dalszej części tego rozdziału.



Rys. 3.3.3.2 Wpływ otwarcia przepustnicy (TPS) na sprawność generacji energii elektrycznej przez badany układ przy ustalonych wartościach stosunku nadmiaru powietrza

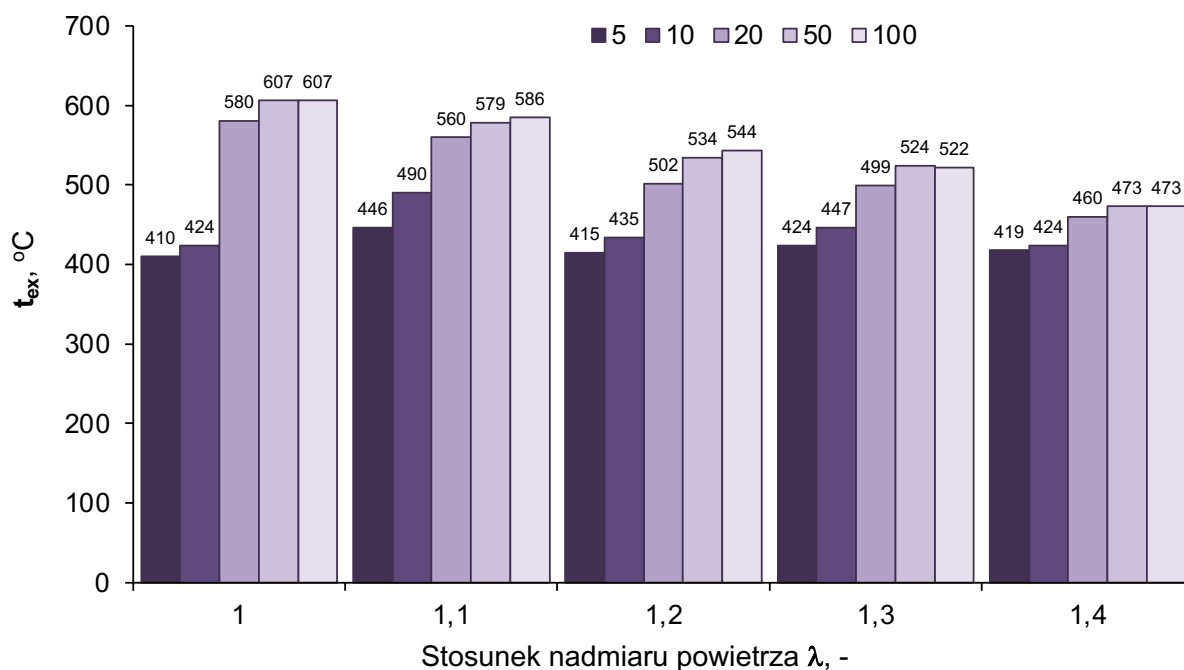
Na rysunku 3.3.3.3 przedstawiono porównanie wyników sprawności generacji energii elektrycznej w zakresie zmian obciążenia silnika spalinowego od niespełna 40% do 100%, stosując regulację wyłącznie przepustnicą ( $\lambda=1$ ) i regulację hybrydową ( $\lambda = \text{var}$ ,  $\alpha_p = \text{var}$ ).



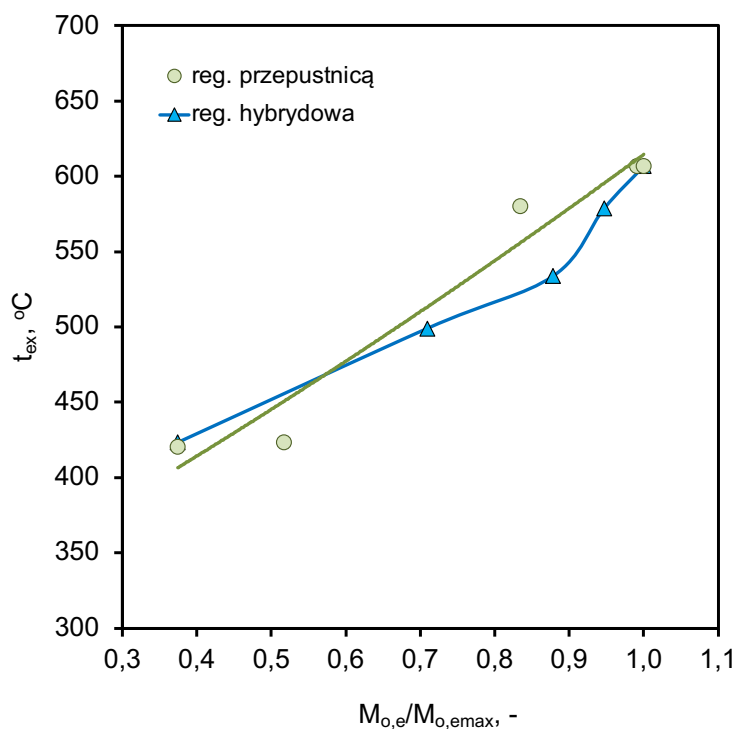
Rys. 3.3.3.3. Porównanie sprawności generacji energii elektrycznej podczas stosowania regulacji wyłącznie przepustnicą i regulacji hybrydowej

Wyniki przedstawione na powyższym rysunku wskazują, że zastosowana regulacja hybrydowa pozwala na uzyskanie wyższej sprawności silnika spalinowego i ostatecznie energii elektrycznej w zakresie od ok 40% do 90% obciążenia. Spadek sprawności podczas regulacji hybrydowej przy 95% obciążenia jest spowodowany tym, że jest to punkt pracy silnika przy mieszance o  $\lambda=1,1$ , dla którego proces spalania (w badanym silniku) odbywa się w niekorzystnych warunkach termicznych (wysoka wartość średniej temperatury ładunku intensyfikująca straty ciepła). Stąd, aby utrzymać wysoki poziom sprawności energetycznej silnika dla omawianego punktu pracy uzasadnionym jest przejście na regulację wyłączenie z przepustnicą i skład mieszanki stechiometryczny.

Na rysunku 3.3.3.4 przedstawiono wyniki pomiaru temperatury w kolektorze wylotowym silnika spalinowego w zakresie zmian otwarcia przepustnicy dla ustalonych wartości stosunku nadmiaru powietrza z przedziału, dla którego realizowano plan badań. Z kolei na rysunku 3.3.3.5 przedstawiono porównanie wyników pomiaru wspomnianej wcześniej temperatury spalin, ale w zakresie zmian obciążenia silnika spalinowego od niespełna 40% do 100%, stosując regulację wyłącznie przepustnicą ( $\lambda=1$ ) i regulację hybrydową ( $\lambda = \text{var}$ ,  $\alpha_p = \text{var}$ ).



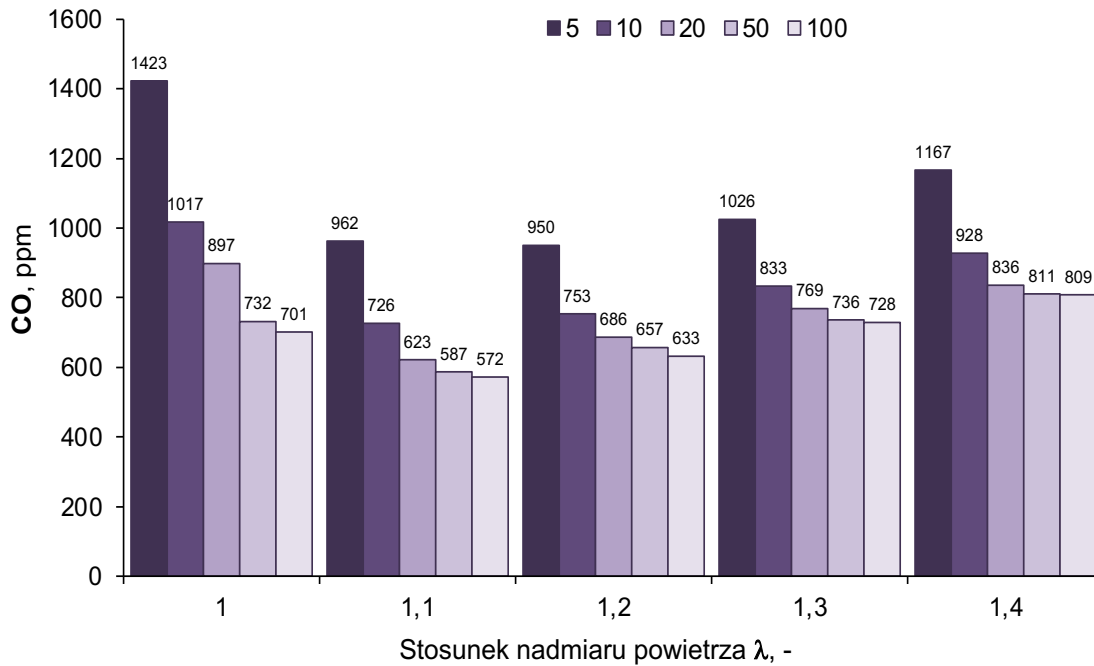
Rys. 3.3.3.4. Wpływ otwarcia przepustnicy (TPS) na temperaturę spalin w kolektorze wylotowym silnika przy ustalonych wartościach stosunku nadmiaru powietrza



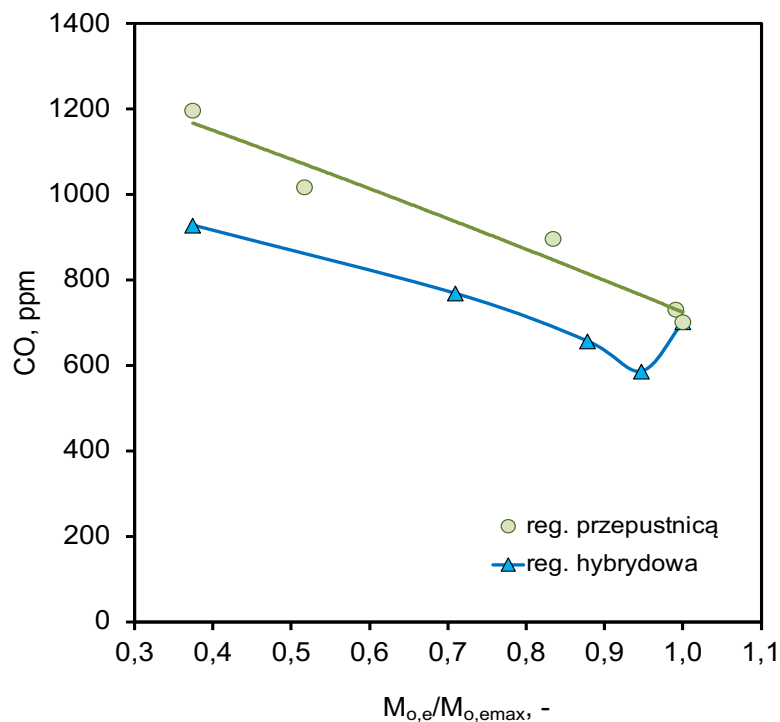
Rys. 3.3.3.5. Porównanie temperatury spalin w kolektorze wylotowym silnika podczas stosowania regulacji wyłącznie przepustnicą i regulacji hybrydowej

Poziomą temperaturę spalin w kolektorze wylotowym silnika w zakresie zmian jego obciążenia jest podobny dla obu testowanych sposobów jego regulacji. Przy czym w zakresie obciążenia od ok. 70% do 95% temperatura spalin na wylocie silnika dla regulacji hybrydowej jest nieznacznie niższa. Na tej podstawie można powiedzieć, że warunki wymiany ciepła w wymienniku spalin układu CHP będą podobne niezależnie od zastosowanej regulacji. Pewna różnica będzie wynikać ze zmiennych parametrów przepływu oraz składu spalin dla pracy silnika w warunkach nadstechiometrycznych dla regulacji hybrydowej.

Ponieważ badania były realizowane przy zmiennej wartości stosunku nadmiaru powietrza to aby dokonać analizy porównawczej składników spalin dokonano przeliczeń korekcyjnych. Wspomniana korekcja składu spalin polegała na sprowadzeniu ich składników do wspólnego mianownika porównawczego tj. wartości stosunku nadmiaru powietrza wynoszącego jeden zgodnie z algorytmem zaprezentowanym w pracy [71], dokonując jego przeliczenia dla wszystkich punktów pomiarowych realizowanych w zakresie spalania mieszanki ubogiej. Na rysunkach 3.3.3.6, 3.3.3.8 oraz 3.3.3.10 zaprezentowano wyniki skorygowanego składu spalin CO, HC oraz NO w zakresie zmian otwarcia przepustnicy oraz ustalonych wartości stosunku nadmiaru powietrza. Z kolei na rysunkach 3.3.3.7, 3.3.3.9 oraz 3.3.3.11 przedstawiono w analogicznej kolejności te same składniki spalin porównawczo dla regulacji obciążenia silnika wyłącznie przepustnicą i regulacji hybrydowej w zakresie zmian obciążenia silnika spalinowego od niespełna 40% do 100%.

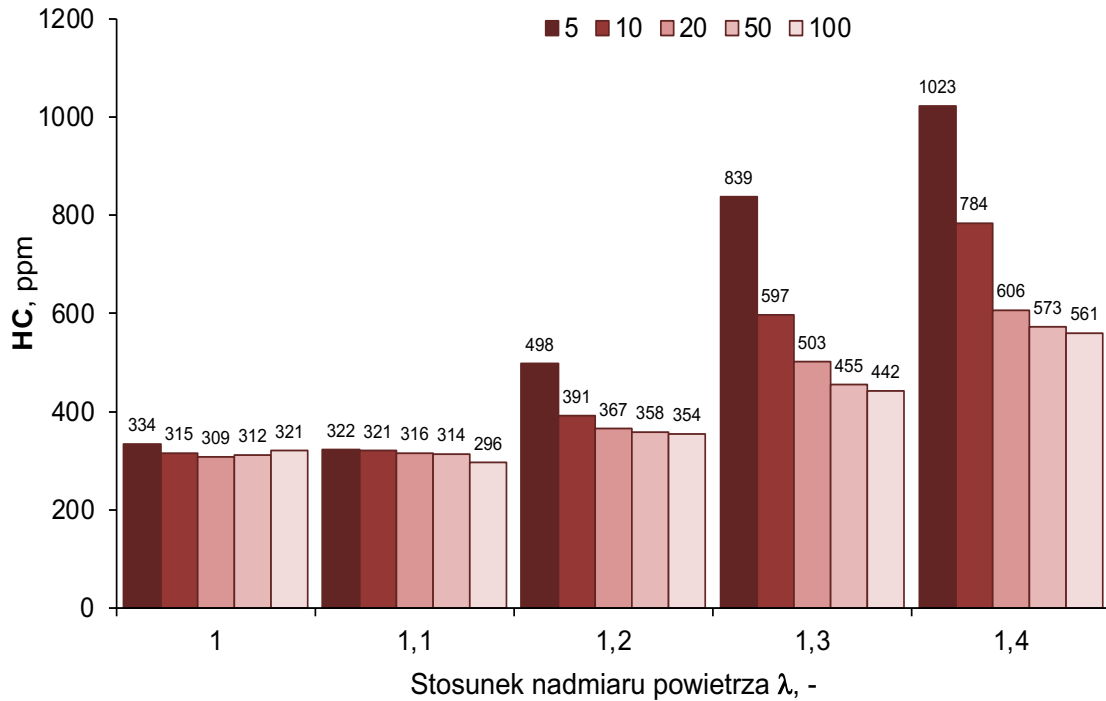


Rys. 3.3.2.6. Wpływ otwarcia przepustnicy (TPS) na udział molowy CO w spalinach suchych silnika (korekcja do  $\lambda=1$ ) przy ustalonych wartościach stosunku nadmiaru powietrza

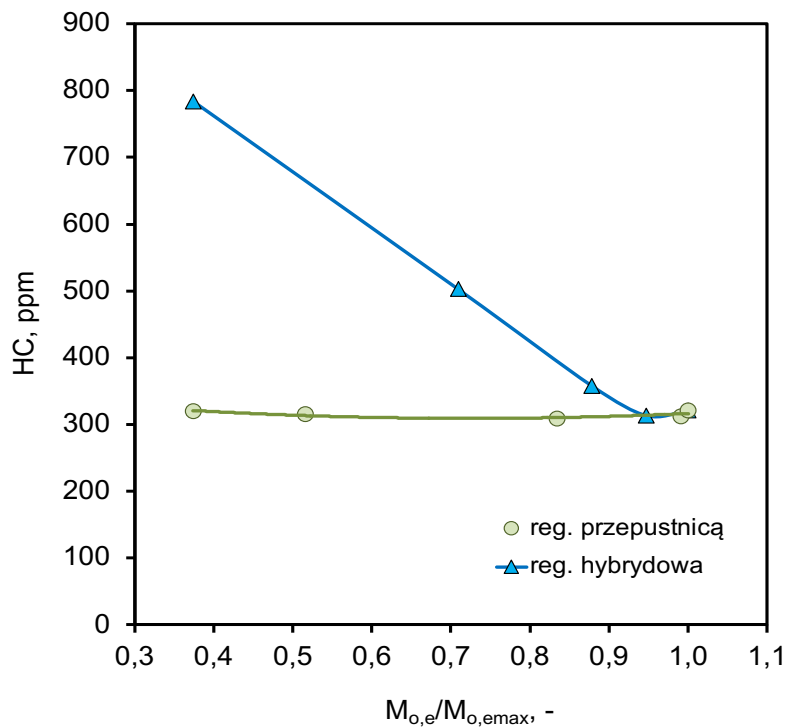


Rys. 3.3.3.7 Porównanie wartości udziału molowego CO w spalinach suchych silnika (korekcja do  $\lambda=1$ ) podczas stosowania regulacji wyłącznie przepustnicą i regulacji hybrydowej

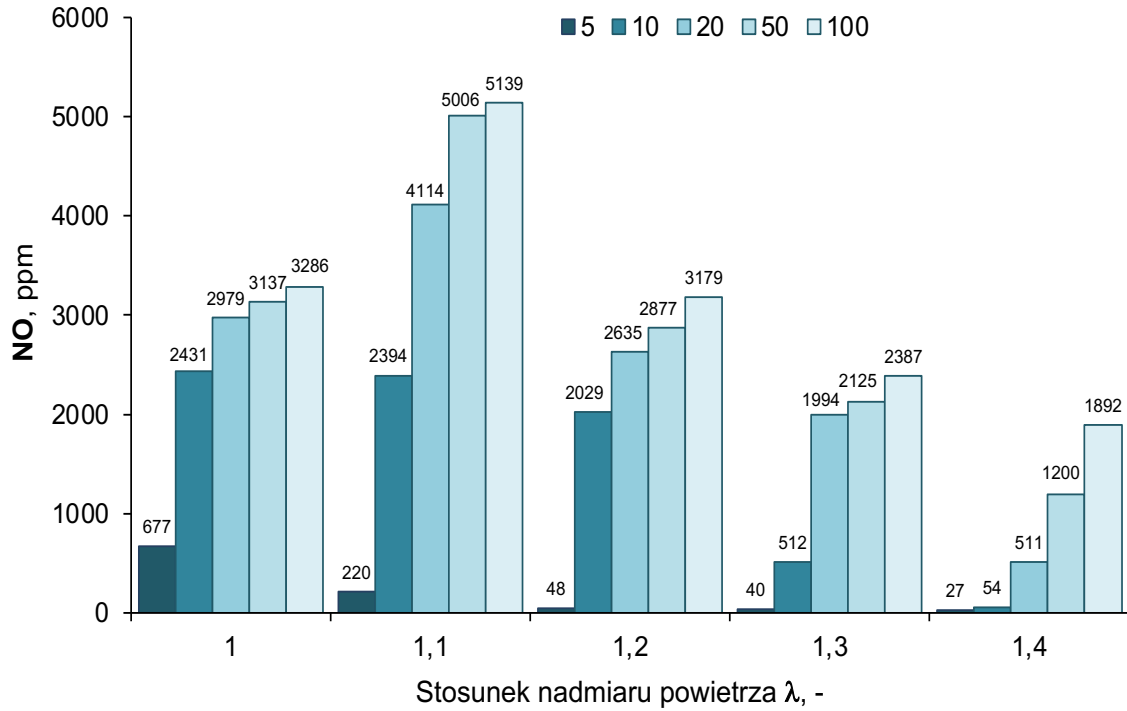




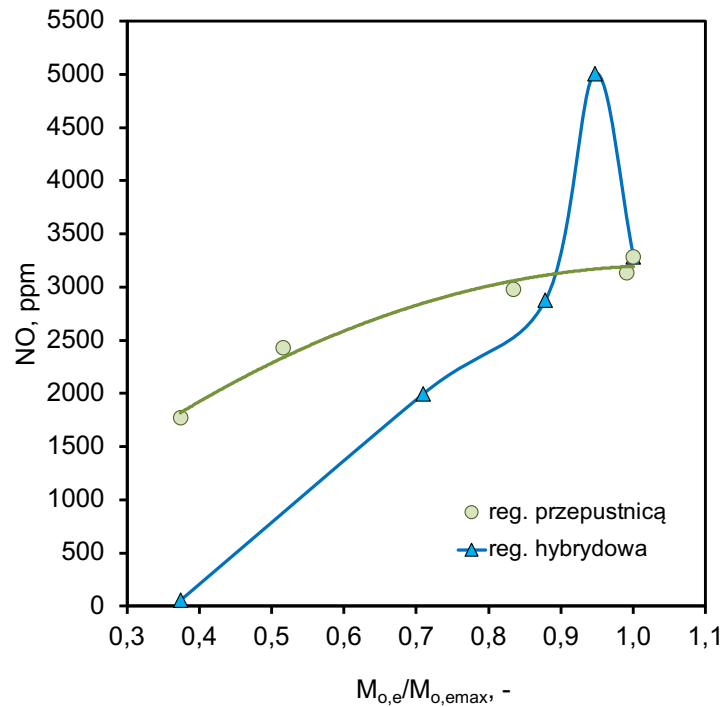
Rys. 3.3.3.8 Wpływ otwarcia przepustnicy (TPS) na udział molowy HC w spalinach suchych silnika (korekcja do  $\lambda=1$ ) przy ustalonych wartościach stosunku nadmiaru powietrza



Rys. 3.3.3.9 Porównanie wartości udziału molowego HC w spalinach suchych silnika (korekcja do  $\lambda=1$ ) podczas stosowania regulacji wyłącznie przepustnicą i regulacji hybrydowej



Rys. 3.3.3.10 Wpływ otwarcia przepustnicy (TPS) na udział molowy NO w spalinach suchych silnika (korekcja do  $\lambda=1$ ) przy ustalonych wartościach stosunku nadmiaru powietrza



Rys. 3.3.3.11 Porównanie wartości udziału molowego NO w spalinach suchych silnika (korekcja do  $\lambda=1$ ) podczas stosowania regulacji wyłącznie przepustnicą i regulacji hybrydowej

Obserwując wyniki pomiaru udziału molowego tlenku węgla w spalinach silnika można zauważyć, że stosowanie regulacji hybrydowej (rys. 3.3.2.7) pozwala ograniczyć

emisję tego związku do otoczenia średnio o ok. 20%. Przy czym emisja węglowodorów (rys. 3.3.2.9) jest wyższa podczas stosowania tego typu regulacji. Wartości są tym wyższe im niższe jest obciążenie silnika spalinowego. Prawdopodobną przyczyną jest niska temperatura czynnika roboczego (ze względu na spalanie mieszanki ubogiej) głównie w okolicy warstwy przyściennej w szczelinach pomiędzy cylindrem, a pierścieniem tłokowym. Ostatnim składnikiem toksycznym spalin jaki mierzono podczas badań eksperymentalnych był tlenek azotu. Jak można zauważyć na podstawie wyników zaprezentowanych na rys. 3.3.2.11 emisja tego związku szkodliwego jest niższa podczas stosowania regulacji hybrydowej w zakresie obciążenia silnika od niespełna 40% do ok. 90%. Następnie widoczny jest gwałtowny wzrost udziału molowego NO w spalinach silnika (a tym samym emisji tego związku) dla ok 95% jego obciążenia. Punkt ten omawiano już przy okazji analizy sprawności silnika i jest to punkt pracy przy mieszance ubogiej o  $\lambda=1,1$ . Wysoka wartość tlenu azotu w spalinach wskazuje na wyższą wartość temperatury ładunku w cylindrze (względem wartości osiąganych dla pozostałych punktów pracy silnika), gdyż mechanizmem decydującym o tworzeniu się tlenu azotu podczas spalania w silniku spalinowym ZI jest mechanizm temperaturowy [72] Należy jednak zaznaczyć, że przeprowadzone testy zostały wykonane na stanowisku bez konwertera katalitycznego. Zawartość substancji szkodliwych w spalinach silnika może zostać obniżona przez zastosowanie trójfunkcyjnego konwertera katalitycznego w rozwiązaniu prototypowym. Przy czym podczas spalania mieszanek ubogich będzie on pracować jak utleniający konwerter katalityczny dopalając węglowodory oraz tlenek węgla. Natomiast podczas spalania mieszanki stechiometrycznej urządzenie to będzie miało dodatkowa zdolność do redukcji tlenu azotu znajdującego się w spalinach silnikowych.

## **4. BUDOWA PROTOTYPOWEGO UKŁADU KOGENERACYJNEGO Z SILNIKIEM ZI**

### **4.1. Dobór silnika spalinowego**

#### **4.1.1. Uproszczony model matematyczny silnika spalinowego**

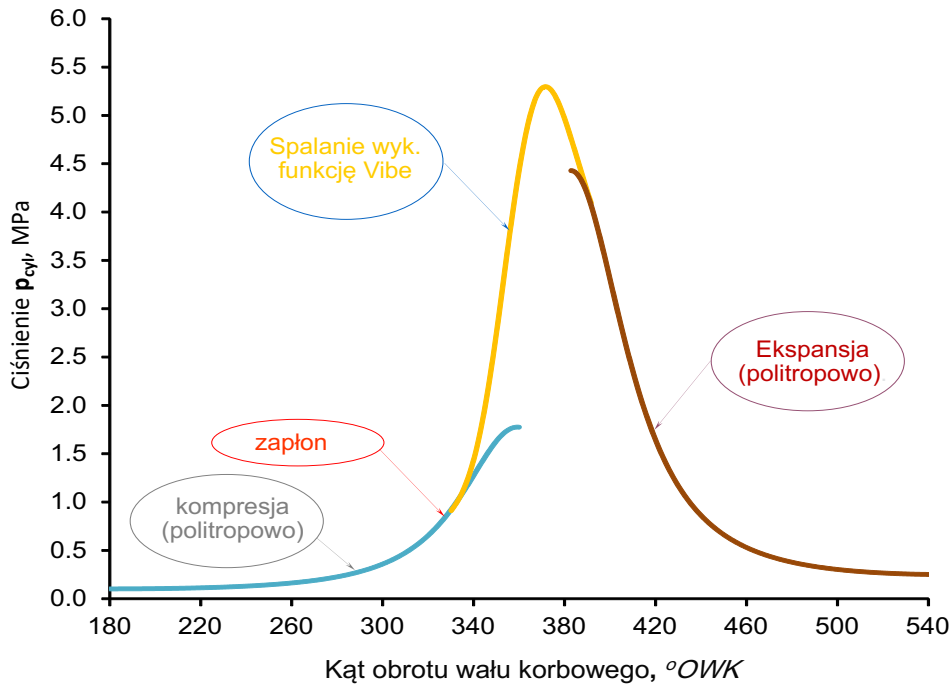
Silnik spalinowy przeznaczony do budowy prototypu dobrano w oparciu dostępne na rynku jednostki. Producenci silników spalinowych nie zawsze udostępniają ich pełne charakterystyki. Najczęściej w broszurach specyfikacji technicznej dostępne są główne parametry konstrukcyjne. Z kolei parametry energetyczne jak moment obrotowy i moc efektywna podawane są jako wartości maksymalne ze wskazaniem prędkości obrotowej przy której są one osiągane przez silnik. Sprawność energetyczna podawana jest zwykle pośrednio poprzez ujawnienie minimalnej wartości jednostkowego zużycia paliwa. Ponieważ, silnik spalinowy ma napędzać generator energii elektrycznej pracujący z prędkością obrotową wału korbowego wynoszącą 1500 obr/min istotnym jest w pierwszej kolejności oszacowanie mocy oraz sprawności silnika spalinowego pracującego z taką właśnie prędkością obrotową. Szacowanie wspomnianych parametrów odbywało się na podstawie „0” wymiarowego modelu matematycznego silnika spalinowego.

Matematyczny model silnika spalinowego wykorzystanego w niniejszej pracy oparty jest na analizie różniczkowej bilansu energii oraz masy cyklu roboczego silnika spalinowego [73].

Założenia przyjęte w modelu:

1. Brak przedmuchów – oznacza to, że masa w cylindrze pozostaje stała między zamknięciem zaworu dolotowego i otwarciem wylotowego,
2. Spalanie całkowite i zupełne, a proces wypalania paliwa opisany jest funkcją Wiebe
3. Temperatura początkowa mieszanki jest równa temperaturze otoczenia,
4. Temperatura ścian wewnątrz cylindra jest stała,
5. Spadek ciśnienia w kanale dolotowym wynosi 5 kPa,
6. Stałe ciśnienie podczas napełniania i opróżniania cylindrów silnika spalinowego,
7. Optymalna wartość kąta wyprzedzenia zapłonu według kryterium MBT

Natomiast graficzne przedstawienie tych założeń prezentuje rysunek 4.1.1.1.



Rys.4.1.1.1 Graficzne przedstawione założenia modelu matematycznego silnika spalinowego

Chwilowa zmiana ciśnienia w cylindrze silnika spalinowego na podstawie bilansu energii komory roboczej silnika opisana jest poniższym równaniem:

$$\frac{dp}{d\alpha} = \frac{[\kappa(T, x) - 1]}{V(\alpha)} \left[ m_{f,0} W_{d,n} \frac{dx}{d\alpha} - \frac{\kappa(T, x)}{[\kappa(T, x) - 1]} p(\alpha) \frac{dV}{d\alpha} - \frac{dQ_{sc}}{d\alpha} \right] \quad (4.1.1.1)$$

Gdzie:  $p$  to ciśnienie w cylindrze,  $\alpha$  kąt obrotu wału korbowego,  $\kappa$  stosunek ciepł właściwych,  $T$  temperatura czynnika wewnątrz cylindra,  $x$  stopień wypalenia paliwa,  $m_{f,0}$  masa dawki paliwa,  $W_{d,n}$  wartość opałowa paliwa,  $V$  objętość cylindra, a  $Q_{sc}$  strumień strat ciepła przez ścianki cylindra, głowicy i tłoka.

Chwilowa objętość cylindra jest określona na podstawie geometrii układu korbowo-tłokowego i można ją wyznaczyć na podstawie poniższego równania:

$$V(\alpha) = V_s \left[ \frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{2} \left\{ (1 - \cos(\alpha)) + \left[ \sigma - \sqrt{\sigma^2 - \sin^2 \alpha} \right] \right\} \right] \quad (4.1.1.2)$$

Gdzie:  $V_s$  - objętość skokowa,  $\varepsilon$  - stopień kompresji,  $\sigma$  - to stosunek wykorbienia tj. długości korbowodu do promienia wykorbienia.

W oparciu o równanie chwilowej objętości cylindra wyznaczano chwilowe wartości powierzchni cylindra dla bieżącego położenia tłoka. Wspomniana powierzchnia wraz z powierzchnią denka tłoka oraz głowicy były następnie wykorzystywane do określenia strat ciepła. Do tego celu zastosowano równanie przepływu ciepła i ostatecznie obliczono chwilowy strumień strat ciepła wg. równania:

$$\dot{Q}_{sc} = A_{ch} h_{lad} (T_{in} - T_{sc}) \quad (4.1.1.3)$$

Gdzie  $A_{ch}$  – powierzchnia wymiany ciepła (suma powierzchni cylindra, denka tłoka oraz głowicy wraz z zaworami),  $h_{lad}$  – współczynnik wnikania ciepła od ładunku do wewnętrznych powierzchni silnika,  $T_{in}$  – średnia temperatura czynnika roboczego w cylindrze,  $T_{sc}$  – średnia temperatura powierzchni wymiany ciepła.

Występującą w równaniu 4.1.1.3 wartość średniej temperatury czynnika roboczego ( $T_{in}$ ) wewnątrz cylindra obliczona za pomocą równania stanu gazu przy znajomości chwilowych wartości ciśnienia, objętości i składu mieszanki paliwowo-powietrznej oraz jej masy w cylindrze. W obliczeniach zastosowano model gazu półdoskonałego, który pozwala uzyskać zbliżone wyniki do gazu rzeczywistego mając na uwadze zakres zmian temperatury i ciśnienia jakie panują w silniku rzeczywistym [74]. Do określenia wartości współczynnika wnikania ciepła od czynnika roboczego do ścianek komory spalania wykorzystano równanie Annanda [75] w postaci:

$$h_{lad} = 0.8 \cdot k \cdot B \cdot Re^{0.7} + 4.3 \cdot 10^{-9} \cdot \frac{(T^4 - T_{sc}^4)}{(T - T_{sc})} \quad (4.1.1.4)$$

Gdzie:  $h_{lad}$  - współczynnik wnikania ciepła,  $k$  - przewodność cieplna czynnika roboczego,  $B$  - średnica cylindra,  $Re$  - liczba Reynoldsa obliczona dla prędkości równej średniej prędkości tłoka,  $T_{in}$  oraz  $T_{sc}$  to odpowiednio temperatura gazu oraz ścian cylindra, tłoka i głowicy. Wartości stałych zaczerpnięto z [76] Dodatkowo przewodność cieplna jak również kinematyczny współczynnik lepkości zostały obliczone przy wykorzystaniu równań aproksymujących dostępnych w [77]

Chwilowe wartości stopnia wypalenia paliwa występującego w równaniu (4.1.1.1) otrzymano stosując funkcję Wiebe [78], z wykorzystaniem zmiennych parametrów równania „a” oraz „m” dla spalania mieszaniny propan-butan wyznaczonych według metodyki podanej w pracy [79] :

$$x = 1 - \exp \left[ -a \left( \frac{\alpha}{\alpha_k} \right)^{m+1} \right] \quad (4.1.1.5)$$

Gdzie:  $\alpha$ ,  $\alpha_k$  – bieżąca oraz całkowita wartość kąta obrotu wału korbowego dla procesu spalania,  $a$  oraz  $m$  to współczynniki równania Wiebe.

Bieżąca wartość stosunku ciepł właściwych  $\kappa(T, x)$  jako funkcja temperatury i składu czynnika roboczego została określona stosując równanie (4.1.1.5) oraz równania stechiometryczne procesu spalania mieszaniny propan-butan przy założonych wartościach stosunku nadmiaru powietrza. Zmiana składu gazu wewnątrz cylindra na skutek spalania zależna jest od bieżącej wartości stopnia wypalenia paliwa, składu paliwa oraz jego dawki. Skład paliwa jest znany, natomiast dawka paliwa została obliczana przy znajomości stosunku nadmiaru powietrza.

Sprawność wolumetryczną silnika pozwalającą określić rzeczywistą ilość ładunku doprowadzonego do cylindra określono w oparciu o równanie [76] :

$$\eta_v = \left(\frac{M_m}{M_a}\right) \left(\frac{p_{int}}{p_a}\right) \left(\frac{T_a}{T_{int}}\right) \frac{1}{[1 + 1/AFR]} \left\{ \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} - \frac{1}{\kappa_{int}(\varepsilon - 1)} \left[ \left(\frac{p_{ex}}{p_{int}}\right) + \kappa_{int} + 1 \right] \right\} \quad (4.1.1.6)$$

Gdzie:  $M_m$  - masa molowa mieszanki paliwowo powietrznej,  $M_a$  masa molowa powietrza,  $AFR$  - stosunek masy powietrza do masy paliwa dla określonej wartości stosunku nadmiaru powietrza. Indeksy  $int$ ,  $ex$  oraz  $a$  odnoszą się odpowiednio do momentu zamknięcia zaworu dolotowego, wylotowego oraz powietrza atmosferycznego. Z kolei  $\kappa_{int}$  oznacza stosunek ciepł właściwych w momencie zamknięcia zaworu dolotowego.

Wykorzystując równanie (4.1.1.6), równania stechiometryczne oraz termiczne równanie stanu gazu obliczono ciśnienie ładunku wewnątrz cylindra w momencie zamknięcia zaworu dolotowego. Tak przygotowane warunki początkowe zostały następnie wykorzystane w numerycznym procesie obliczeniowym. W oparciu o doświadczenia z badań eksperymentalnych w obliczeniach założono, że wartość sprawności mechanicznej silnika wynosi 0,9.

#### **4.1.2. Określenie wybranych parametrów energetycznych dostępnych na rynku silników spalinowych**

Prace nad doбором jednostki napędowej prototypowego układu kogeneracyjnego rozpoczęto od rozeznania rynku krajowego oraz zagranicznego. Szukano producentów i dostawców silników spalinowych biorąc pod uwagę poniższe kryteria:

- maksymalna efektywna moc wyjściowa na wale korbowym silnika przy prędkości obrotowej 1500 obr/min i osiągnięta dla paliwa bazowego (dla którego zaprojektowano silnik) powinna mieścić się w zakresie 5÷10kW,
- zapłon iskrowy,
- możliwość pracy ciągłej,

- chłodzenie cieczą,
- kompaktowe cechy konstrukcyjne, maksymalnie trzy cylindry dla jednostki w układzie rzędowym,
- cena pozwalająca w przyszłości konkurować z dostępnymi na rynku jednostkami kogeneracyjnymi w skali mikro.

Ważnym aspektem było również fabryczne (lub przy niewielkiej modyfikacji) przystosowanie silnika do sterowania elektronicznego, to jest m.in. zębaty wieniec położenia i obrotów wału korbowego, czujniki temperatury cieczy chłodzącej i powietrza dolotowego, czujnik spalania stukowego i położenia przepustnicy.

Początkowo rozważano możliwość adaptacji silnika o zapłonie samoczynnym na iskrowy zapłon mieszanki. Było to podyktowane tym, że w przedziale mocy  $<10$  kW generalnie silniki ZS wyposażone są w chłodzenie cieczowe. Jednak wraz z gromadzeniem dokumentacji dostępnych jednostek napotkano na przeszkody w dotarciu do szczegółowych rysunków głowicy/głowic tego typu silników. Ostatecznie ze względu na brak możliwości wiarygodnej oceny powodzenia modyfikacji głowicy/głowic, jak również ze względu na dostępne, choć w ograniczonym stopniu silniki o zapłonie iskrowym, spełniające założone kryteria, porzucono takie rozwiązanie bazujące na silniku ZS. Ponadto okazało się, że ze wstępnie wytypowanych jednostek ZI łatwiej dostępne są te, zasilane benzyną, aniżeli paliwami alternatywnymi jak gaz ziemny czy LPG. Dlatego zdecydowano, o przeprowadzeniu adaptacji silnika fabrycznie przystosowanego do zasilania benzyną na zasilanie paliwami gazowymi. Co więcej zastosowanie nowego algorytmu sterowania, wykorzystującego hybrydową regulację obciążenia wiąże się z koniecznością zastosowania dodatkowych elementów wykonawczych i ogólnie bardziej zaawansowane sterowanie niż przy klasycznym zasilaniu paliwami gazowymi.

Na podstawie danych technicznych pozyskanych z materiałów udostępnianych przez producentów jednostek napędowych dokonano wstępnej selekcji silników ZI spełniających założone wymagania. Ważniejsze dane techniczne jednostek napędowych podlegających wstępnej selekcji zaprezentowano w tabeli 4.1.2.1. Podane we wspomnianej tabeli wartości mocy efektywnej osiąganey przy prędkości obrotowej 1500 obr/min stanowią wartości ekstrapolowane (stosując ekstrapolację liniową) z charakterystyki zewnętrznej w oparciu o dane prezentowane w materiałach producenta. Należy zaznaczyć, że charakterystyki producenta dotyczą pracy silnika na paliwie projektowym tj. benzynie 95RON (Research Octane Number). Celem określenia szacowanej wartości mocy efektywnej osiąganey na paliwach gazowych (gazie ziemnym GZ oraz LPG) przez analizowane silniki spalinowe przeprowadzono obliczenia wykorzystując model matematyczny scharakteryzowany w pkt. 4.1.1. Oprócz mocy efektywnej, obliczono szacunkowe wartości sprawności energetycznej oraz temperatury spalin opuszczających silnik.



Tabela 4.1.2.1 Zestawienie silników spalinowych przyjętych do dalszej analizy

Producent	Kohler			Lombardini		Toyota
Typ silnika	LH 640	LH 755	LH 775	LGW 523	LGW 627	1KS
Maksymalna moc [kW]	17,9	20,9	23	15	14,5	21
Moc przy 1500 obr./min [kW]	6,5	8,5	7,5	5,5	5,4	10,5
Maksymalny moment obrotowy [Nm]	52	61,5	65	37	44,5	75,2
Moment obrotowy przy 1500 obr./min [Nm]	50	56	54	35	39	68
Cylindry	V2	V2	V2	W 2	W 2	W3
Pojemność skokowa [cm <sup>3</sup> ]	624	747	747	505	611	953
Średnica cylindra [mm]	77	83	83	72	72	72
Skok tłoka [mm]	67	69	69	62	75	78
Stopień sprężania	8,5	8,7	8,7	8,7	9	12
Układ paliwowy	Gaźnik	Gaźnik	Wtrysk	Gaźnik	Wtrysk	Gaźnik
Waga [kg]	51,7	51,7	51,7	52	52	73,5
Wymiary wys./dł./szer. [mm]	674/ 432/ 459	674/ 432/ 459	674/ 432/ 459	484/ 538/ 372	484/ 538/ 372	651/ 488/ 402

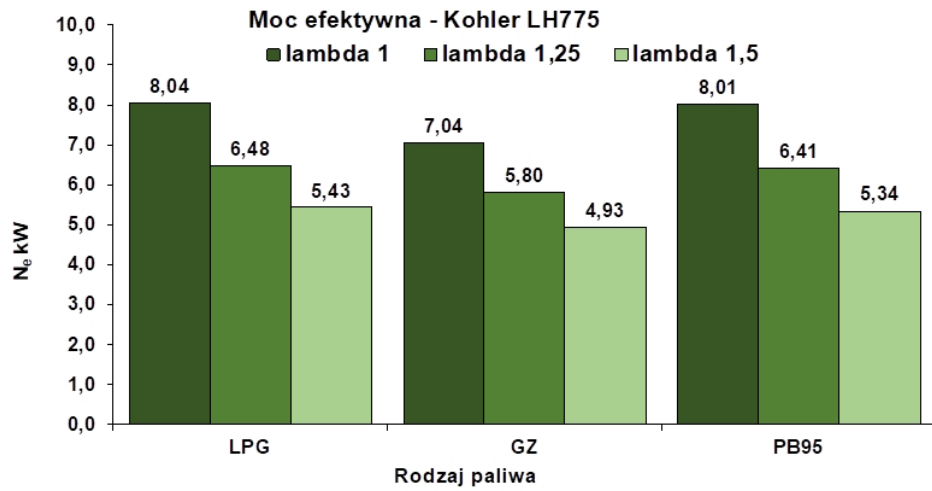
Obliczenia parametrów energetycznych, analizowanych silników spalinowych wykonano w zakresie zmiennych wartości parametrów regulacyjnych, jak:

- kąt wyprzedzenia zapłonu  $\alpha$  (przyjęto zakres zmienności od  $20^\circ$  do  $40^\circ$  OWK przed GZP, z rozdzielczością co  $1^\circ$  OWK),
- stosunek nadmiaru powietrza  $\lambda$  (przyjęto trzy wartości; mieszanka stechiometryczna  $\lambda = 1$  oraz dwie wartości w zakresie mieszanki ubogiej 1,25 i 1,5).

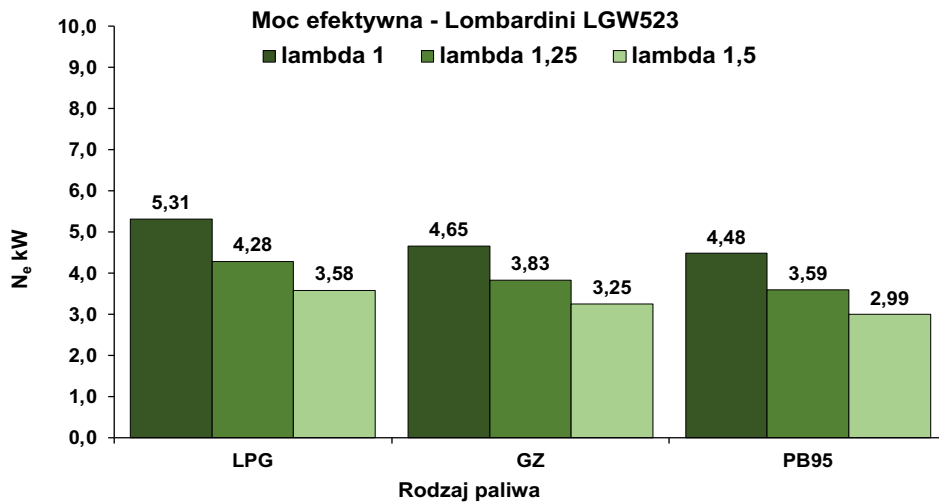
W obliczeniach uwzględniono zasilanie silnika następującymi paliwami:

- benzyna bezołowiowa PB95 – 95 RON,
- gaz ziemny GZ (gaz ziemny wysokometanowy typu E),
- autogaz, LPG (mieszanka propan-butan o składzie 50/50 objętościowo).

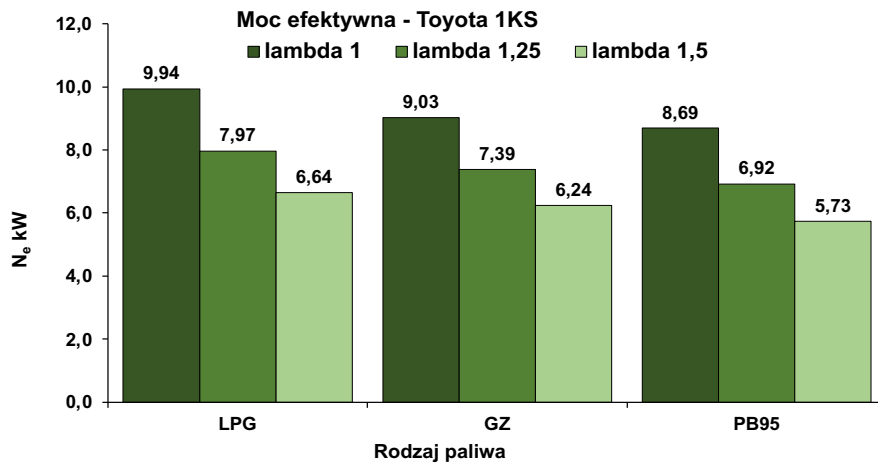
Obliczenia realizowano dla pełnego otwarcia przepustnicy, przyjmując spadek ciśnienia w kolektorze dolotowym w wysokości 5 kPa (wartość przyjęto na podstawie doświadczeń własnych z badań eksperymentalnych silników ZI na hamowni). Wyniki obliczeń sprawności energetycznej, mocy efektywnej oraz temperatury spalin dla trzech jednostek wybranych do dalszej szczegółowej analizy zaprezentowano na rysunkach od rys. 4.1.2.1 do 4.1.2.9. Zaprezentowane wyniki obliczeń dotyczą wartości kąta wyprzedzenia zapłonu, przy której dany silnik na określonym paliwie oraz przy określonej wartości stosunku nadmiaru powietrza osiąga wartość maksymalną mocy efektywnej.



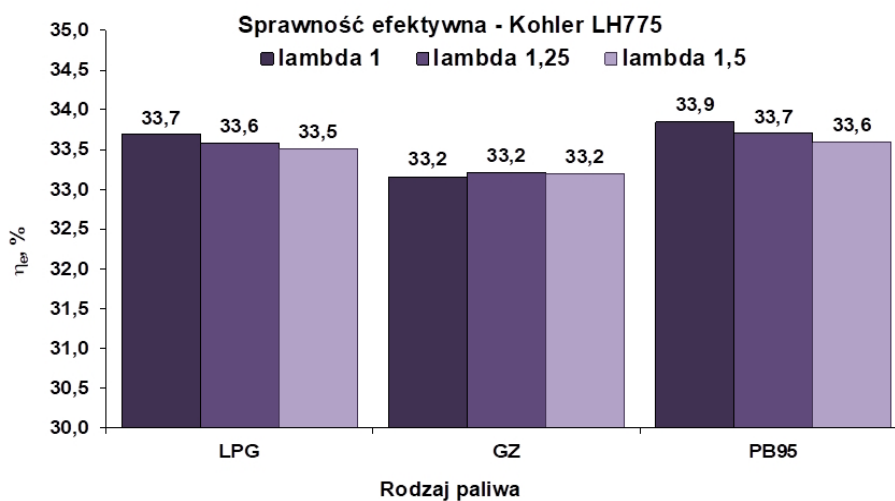
Rys. 4.1.2.1. Moc efektywna w zależności od stosunku nadmiaru powietrza dla trzech rodzajów paliw - silnik Kohler LH775



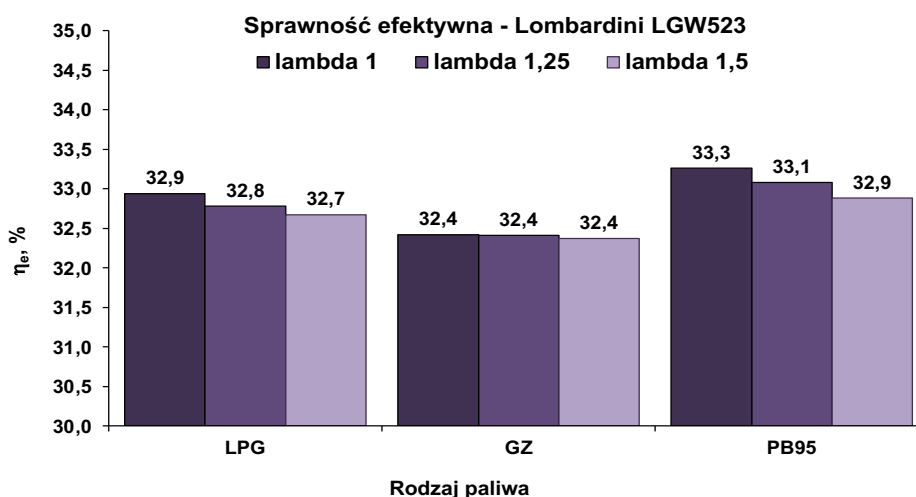
Rys. 4.1.2.2. Moc efektywna w zależności od stosunku nadmiaru powietrza dla trzech rodzajów paliw - silnik Lombardini LGW523



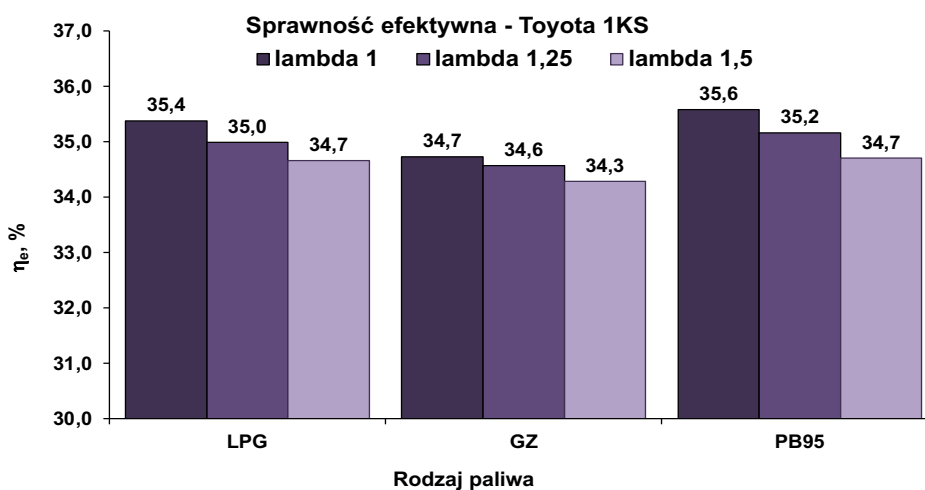
Rys. 4.1.2.3. Moc efektywna w zależności od stosunku nadmiaru powietrza dla trzech rodzajów paliw - silnik Toyota 1KS.



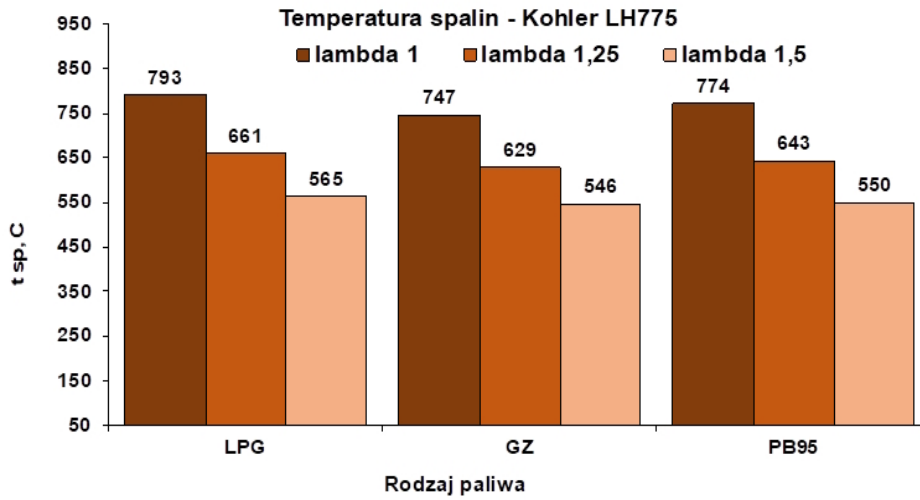
Rys. 4.1.2.4. Sprawność energetyczna w zależności od stosunku nadmiaru powietrza dla trzech rodzajów paliw - silnik Kohler LH775.



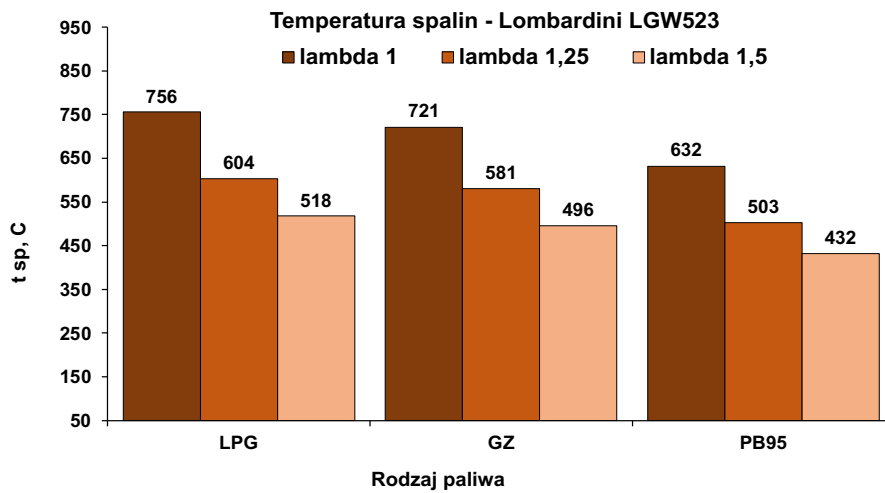
Rys. 4.1.2.5. Sprawność energetyczna w zależności od stosunku nadmiaru powietrza dla trzech rodzajów paliw - silnik Lombardini LGW523



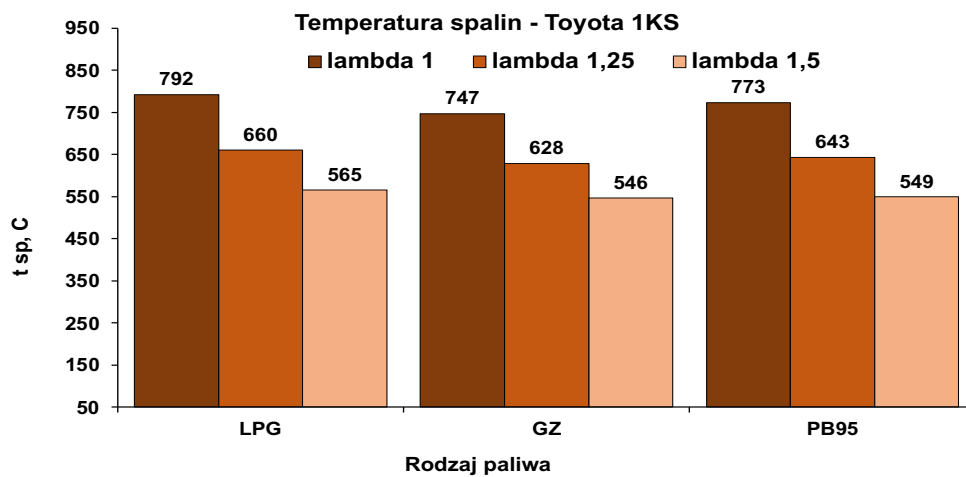
Rys. 4.1.2.6. Sprawność energetyczna w zależności od stosunku nadmiaru powietrza dla trzech rodzajów paliw - silnik Toyota 1KS



Rys. 4.1.2.7. Temperatura spalin w zależności od stosunku nadmiaru powietrza dla trzech rodzajów paliw - silnik Kohler LH775



Rys. 4.1.2.8. Temperatura spalin w zależności od stosunku nadmiaru powietrza dla trzech rodzajów paliw - silnik Lombardini LGW523



Rys. 4.2.1.9. Temperatura spalin w zależności od stosunku nadmiaru powietrza dla trzech rodzajów paliw - silnik Toyota 1KS

Wartości mocy efektywnej poddanych analizie silników spalinowych określone na podstawie modelu matematycznego różnią się względem wartości ekstrapolowanych z charakterystyki zewnętrznej. Dla silnika Kohlera obliczona wartość mocy jest niższa o niespełna 6% od wartości ekstrapolowanej, podczas gdy dla silników Lombardini oraz Toyoty wartości obliczone są wyższe o ok. 20% porównując z wartością ekstrapolowaną. Wynika to po pierwsze z faktu, że charakterystyki zewnętrzne analizowanych silników spalinowych były dostępne jedynie w formie graficznej, stąd odzwierciedlenie charakterystyki w arkuszu kalkulacyjnym było obarczone błędem odczytu kolejnych wartości z pliku graficznego. Po drugie współczynniki funkcji Wiebe zastosowane w modelu zostały określone na podstawie badań innego silnika niż jednostka, dla której dokonywano obliczeń.

Przyjęty w obliczeniach model matematyczny, który omówiono w rozdziale 4.1.1 posiada zaimplementowaną funkcję Wiebe, której współczynniki zostały skalibrowane dla silnika, na którym realizowano badania identyfikacyjne omówione w rozdziale 3.3.

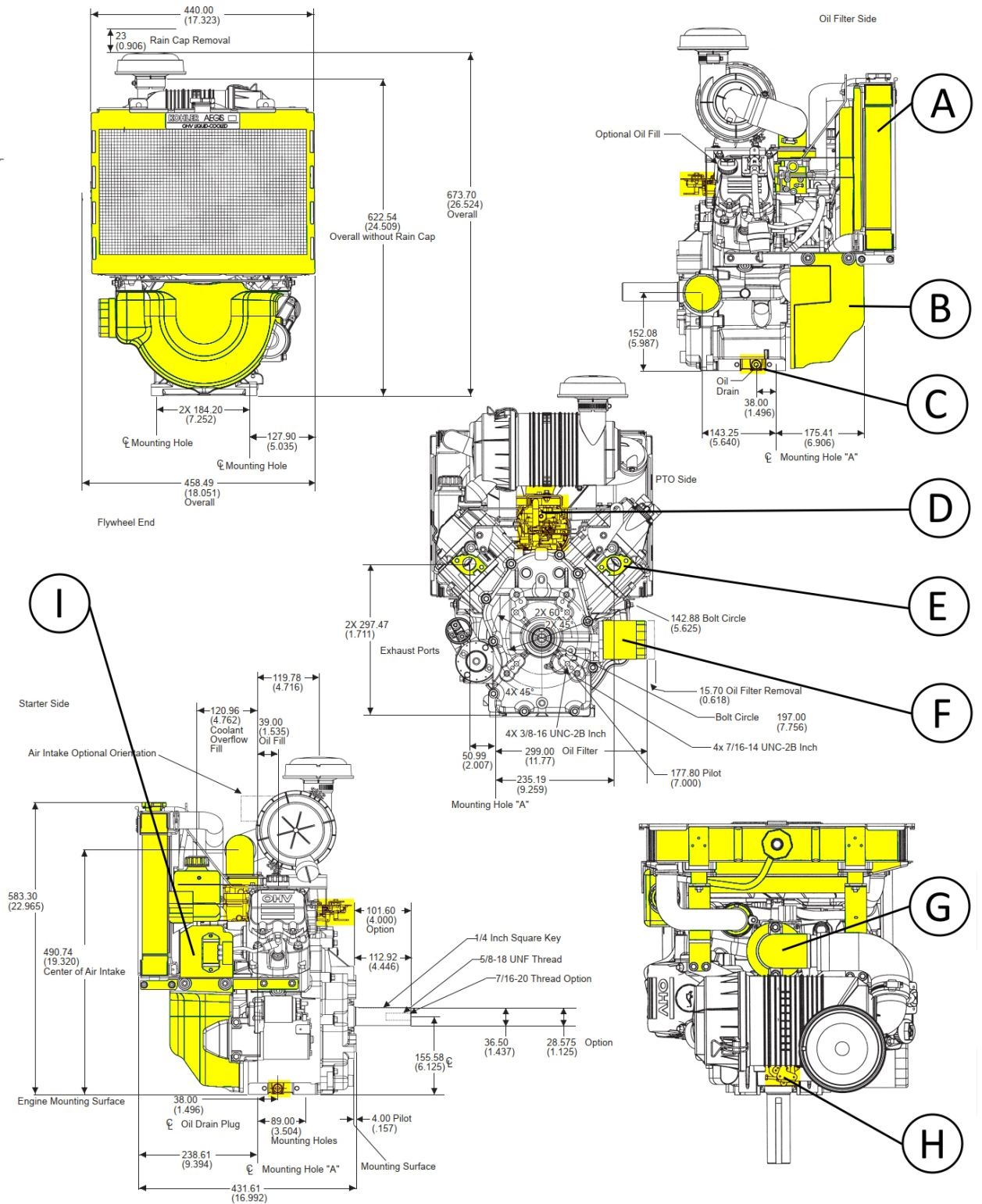
Wyniki obliczonej sprawności energetycznej analizowanych silników spalinowych osiągają podobne wartości dla zastosowanych paliw biorąc pod uwagę dany typ silnika. Najwyższą sprawność osiąga silnik firmy Toyota 1KS. Silnik ten posiada najwyższą wartość stopnia kompresji co ma bezpośredni wpływ na uzyskiwaną przez niego sprawność. Silniki pozostałych firm tj. Kohler oraz Lombardini posiadają taką samą wartość stopnia kompresji i osiągają zbliżoną sprawność (nieznacznie wyższą dla silnika Kohlera). Wyniki uzyskane z modelu wskazują na spadek sprawności energetycznej wraz ze wzrostem stosunku nadmiaru powietrza. Wynika to stąd, że wraz ze wzrostem tego parametru maleje energia chemiczna mieszanki doprowadzonej do silnika i w konsekwencji moc wewnętrzna. Ponieważ praca tarcia wewnętrznego w silniku spalinowym (rzutująca na jego sprawność mechaniczną) jest praktycznie niezmienna dla pracy ze stałą prędkością obrotową to również moc tarcia mechanicznego jest niezmienna. Zatem im niższą moc wewnętrzną generuje silnik tym większy wpływ na jego moc efektywną i sprawność wywiera wspomniana moc tarcia mechanicznego. Wpływ ten jest taki, że wraz ze wzrostem stosunku nadmiaru powietrza w silniku generowana jest niższa moc wewnętrzna (proporcjonalnie do spadku energii chemicznej mieszanki paliwowo-powietrznej), zatem względna wartość mocy tarcia (tj. stosunku mocy tarcia do mocy wewnętrznej) zwiększa się wraz ze wzrostem stosunku nadmiaru powietrza.

#### **4.1.3. Specyfikacja techniczna dobranego silnika**

Po uwzględnieniu wyników i założeń z podrozdziałów 4.1.1 i 4.1.2, takich jak parametry techniczne, osiągi, efektywność oraz dostępność, wybrano silnik Kohler 775. Jego podstawowe fabryczne dane techniczne są w tabeli 4.1.2.1. Oprócz usunięcia termostatu oraz

łopatek i napędu wirnika fabrycznej pompy cieczy chłodzącej, nie ingerowano w elementy wewnętrzne silnika. Natomiast celem przeprowadzonych zmian w osprzęcie było dostosowanie do pracy w kogeneracji ciepła i energii elektrycznej oraz przeprowadzenia badań. Wybrane szczegóły techniczne zostaną omówione w kolejnych podrozdziałach a poglądowo przedstawione są między innymi na rysunku 4.1.3.1 gdzie:

- A- fabryczny wymiennik ciepła, w którym wentylator mechaniczny został zastąpiony elektrycznym i razem wykorzystane jako wymiennik awaryjny
- B- masę fabrycznego koła zamachowego powiększono dodatkowym elementem opracowanym w celu ograniczenia tętnień momentu silnika wynikającej z nieregularności spalania paliwa. To z kolei przekłada się na płynniejsze działanie silnika i poprawę jakości generowanej energii elektrycznej.
- C- otwory spustowe oleju po obu stronach korpusu wykorzystano do podłączenia dodatkowego zasobnika oleju i kontroli jego poziomu w silniku,
- D- układ wtrysku benzyny zastąpiono gazowym układem zasilania,
- E- opracowano układ wydechowy składający się z kolektora wydechowego, katalizatora 3 funkcyjnego, wymiennika ciepła spalin wraz z punktami pomiaru temperatury i poboru próbki spalin,
- F- filtr oleju uzupełniono o chłodnicę oleju, odbierającą ciepło od oleju smarnego,
- G- fabryczny korpus przepustnicy zastąpiono elektrycznie sterowanym,
- H- Zdemonstrowano mechaniczny układ regulacji prędkości obrotowej,
- I- Fabryczny sterownik silnika zastąpiono układem programowalnym.



Rys. 4.1.3.1 Osprzęt silnik poddany modyfikacją wraz z wymiarami silnika, zaczerpnięte z instrukcji serwisowej jednostki napędowej.

## 4.2. Dobór generatora energii elektrycznej

### 4.2.1. Generator asynchroniczny

W jednostkach wytwórczych do wytwarzania energii elektrycznej stosuje się przetworniki energii mechanicznej na elektryczną, czyli generatory prądu. Wśród najpopularniejszych rozwiązań tj. takich, w których generator wytwarza napięcie o stałej częstotliwości można wyróżnić dwa rozwiązania. Pierwszym z nich jest generator asynchroniczny a drugim generator synchroniczny. Oprócz układów ze stałą częstotliwością czasami stosuje się układy, w których silnik spalinowy wiruje ze zmienną prędkością w zależności od jego obciążenia, a w takim przypadku popularnym rozwiązaniem jest generator synchroniczny z magnesami trwałymi.

Generator asynchroniczny jest przetwornikiem energii mechanicznej na elektryczną, przy czym do przetwarzania energii wykorzystywane jest zjawisko indukcji elektromagnetycznej.

Dla poprawnej pracy generatora asynchronicznego konieczne jest wytworzenie w nim pola magnetycznego wirującego kołowego. Dla przypadku, w którym generator asynchroniczny pracuje przyłączony do sieci elektroenergetycznej, to właśnie sieć stanowi źródło niezbędnej energii biernej aby wytworzyć pole magnetyczne w generatorze. Natomiast w przypadku pracy samotnej (pracy na sieć wydzieloną) konieczne jest przyłączenie do generatora odpowiednio dobranej baterii kondensatorów stanowiących źródło energii dla wytworzenie pola w maszynie elektrycznej.

Niezależnie od sposobu wytworzenia pola magnetycznego w generatorze asynchronicznym zasada jego działania jest taka sama (przy czym w dalszej części rozważań pominięto generatory dwustronnie zasilane [79]. Niezasilony wirnik generatora (z uzwojeniem zwartym klatkowym lub pierścieniowym [80]). wiruje w polu magnetycznym wytworzonym przez stojan zasilony z sieci lub z baterii kondensatorów. Ruch ten powoduje, że w zwartym uzwojeniu indukuje się siła elektromotoryczna a pod jej wpływem płynie prąd wytwarzając drugie pole magnetyczne (również wirujące kołowe). Jeżeli wirnik będzie wirował szybciej niż pole wytworzone przez stojan to moment napędowy generatora zostanie przetworzony na energię elektryczną, która popłynie do sieci lub odbiorników.

Moc czynna wytwarzana w generatorze asynchronicznym jest zależna od różnicy prędkości wirnika i pola magnetycznego stojana. Im większa różnica (poślizg) tym większa energia elektryczna oddawana do sieci lub odbiorników, przy czym częstotliwość napięcia jest stała.

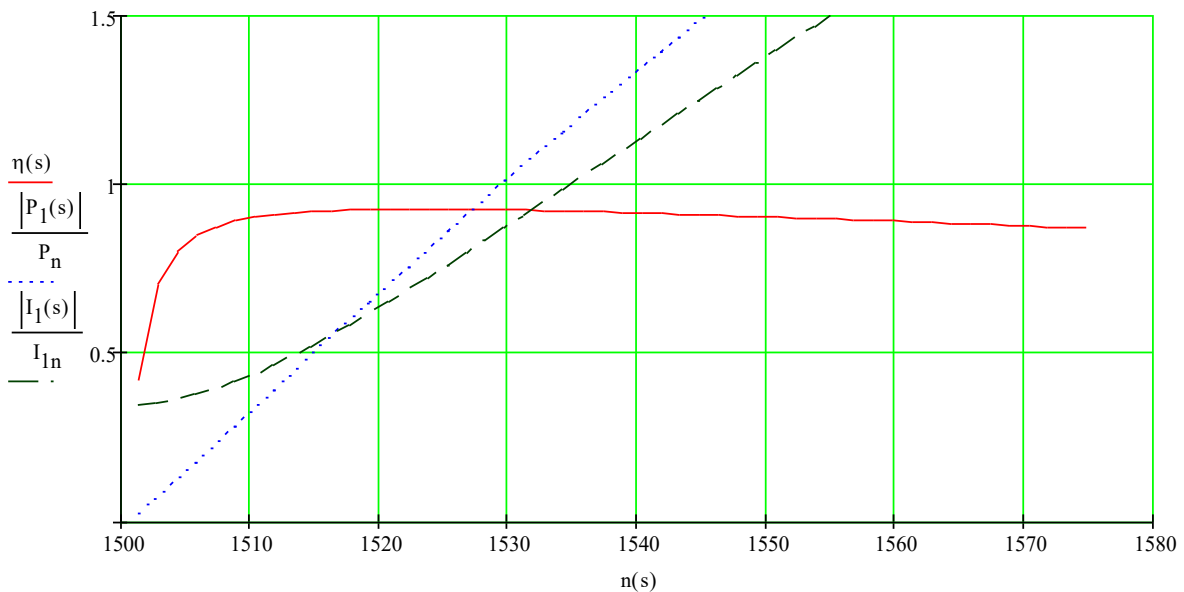
Należy podkreślić, że opis zasady działania generatora asynchronicznego pracującego samotnie tj. bez podłączenia do sieci elektroenergetycznej jest bardziej skomplikowany niż przedstawiono wcześniej. Nie mniej jednak dla uproszczenia rozważań przyjęto opis ogólny ponieważ nie stanowi on głównego zagadnienia pracy.



Biorąc zatem pod uwagę budowę, zasadę działania i właściwości generatora asynchronicznego można wymienić następujące wady i zalety stosowania go jako generatora prądu w układach kogeneracyjnych z silnikiem spalinowym:

- prosta budowa (zasilany tylko stojan, niezasilany wirnik zwarty),
- brak ruchomych styków (zasilany tylko stojan),
- konieczność dostarczenia mocy biernej indukcyjnej (maszyna nie generuje mocy biernej, pobiera ją z sieci lub z baterii kondensatorów),
- utrudniona praca wyspowa (dla pracy wyspowej konieczne wzbudzenie baterią kondensatorów co stanowi znaczną trudność przy wzbudzeniu maszyny większej mocy),
- brak możliwości regulacji napięcia (napięcie zależy od stanu obciążenia generatora),
- regulacja mocy czynnej przez zmianę prędkości wirowania,
- prosta procedura przyłączenia do sieci (włączenie do sieci po sprawdzeniu jedynie kierunku wirowania i ustaleniu prędkości wirowania równej prędkości synchronicznej).

Korzystając z zależności obowiązujących w schemacie zastępczym maszyny asynchronicznej [80] wyznaczono charakterystyki względnej mocy wydawanej, względnego prądu stojana i sprawności (bez uwzględnienia strat mechanicznych). W obliczeniach wykorzystano dane według dostępnych materiałów katalogowych, maszyny ogólnego przeznaczenia o mocy znamionowej 15 kW. Uzyskane wyniki przedstawiono na rys. 4.2.1.1.



Rys. 4.2.1.1 Charakterystyki względnej mocy wydawanej, względnego prądu stojana i sprawności generatora asynchronicznego

Na podstawie uzyskanych wyników stwierdzono, że moc znamionową maszyna asynchroniczna pracująca w zakresie pracy prądnicowej uzyskuje dla prędkości ok. 1530 obr/min. Natomiast prąd znamionowy osiągnąć jest dla ok. 1535 obr/min, czyli dla większej prędkości wirowania w zakresie pracy prądnicowej. Należy zatem przyjąć, że regulacja mocy

od zera do wartości znamionowej będzie zachodziła przy zmianie prędkości wirowania w zakresie od 1500 do 1530 obr/min. W konsekwencji należy uwzględnić wyznaczony zakres regulacji prędkości (mocy) w algorytmie sterowania jednostki kogeneracyjnej.

Zakres zmian prędkości w celu regulacji mocy nie jest zbyt duży. W związku z tym z uwagi na możliwość dostosowania charakterystyk ruchowych przeanalizowano również maszyny pierścieniowe, między innymi SUDg 132 M-4A oraz SUDg 132 M-4B. Ponadto maszyny z powiększonym poślizgiem, między innymi: SCg 132M-4; SCg 132S-4; SCg 160M-4.

Na podstawie analiz charakterystyk uzyskanych z wykorzystaniem modelu matematycznego obowiązującego w stanie ustalonym stwierdzono, że możliwości dostosowania charakterystyk ruchowych w maszynach pierścieniowych i maszynach z powiększonym poślizgiem nie rekompensują powiększonych kosztów i strat mocy takich maszyn (w obu maszynach w celu zwiększenia prędkości, przy której osiągnięta jest moc znamionowa, stosuje się zwiększenie rezystancji w uzwojeniu wirnika co powiększa straty mocy i zmniejsza sprawność). W związku z tym do dalszych badań wybrano maszyny asynchroniczne ogólnego przeznaczenia. Zestawienie danych analizowanych maszyn przedstawia tabela 4.2.1.1., przy czym wszystkie dane zamieszczone w tabeli to dane znamionowe odnoszące się do pracy silnikowej maszyny.

Tabela 4.2.1.1 Zestawienie danych analizowanych maszyn asynchronicznych

Typ maszyny	$P_n$	$n_n$	$\eta$	$I_n$	$I_{max}$	$\cos\phi$
	kW	Obr/min	%	A	A	-
2SIE132S4	5,5	1460	88,0	11,3	14,0	0,80
2SIE132M4	7,5	1460	88,7	15,3	18,0	0,80
2SIE160M4	11,0	1470	89,8	21,8	27,0	0,81
2SIE160L4	15,0	1470	90,6	29,5	36,2	0,81
2SIE180M4	18,5	1470	91,2	34,0	45,0	0,86

Biorąc pod uwagę dane znamionowe dla pracy silnikowej i wyznaczone parametry dla pracy prądnicowej do badań jednostki kogeneracyjnej wybrano maszynę typu 2SIE132M4.

#### 4.2.2. Generator synchroniczny

W odróżnieniu od maszyny asynchronicznej maszyna synchroniczna jest generatorem, który do działania wymaga zasilenia uzwojenia wzbudzenia prądem stałym. Maszyna synchroniczna o budowie klasycznej [80] uzwojenie wzbudzania ma umieszczone w wirniku, natomiast w stojanie umieszczone jest uzwojenie prądu przemiennego (uzwojenie twornika). Zasilony prądem stałym i napędzony wirnik wytwarza pole magnetyczne wirujące względem uzwojenia stojana. Dzięki temu ruchowi w uzwojeniu stojana indukuje się siła elektromotoryczna o częstotliwości proporcjonalnej do prędkości wirowania wirnika.

Dla pracy samotnej (na sieć wydzieloną) napięcie generatora synchronicznego zależy od prądu wzbudzenia (prądu zasilania uzwojenia wzbudzenia) i od wartości obciążenia generatora zgodnie z charakterystyką zewnętrzną [80]. Częstotliwość zaś zależy tylko od prędkości wirowania generatora.

Po przyłączeniu generatora do sieci elektroenergetycznej sytuacja się zmienia, ponieważ napięcie i częstotliwość są wymuszane przez sieć (dla uproszczenia założono, że generator pracuje z siecią sztywną). W związku z tym prędkość wirowania generatora a zatem i silnika spalinowego zawsze jest stała. Regulacja mocy czynnej następuje poprzez zmianę wartości momentu napędowego (w maszynie asynchronicznej jest podobnie ale zmiana momentu zmienia również prędkość wirowania), czyli poprzez zmianę składu lub ilości mieszanki paliwowo-powietrznej. Po osiągnięciu maksymalnej wartości mocy (momentu napędowego) zostaje zerwana więź magnetyczna pomiędzy uzwojeniem stojana a uzwojeniem wirnika i generator wypada z synchronizmu, czyli przechodzi do pracy asynchronicznej. Stan ten musi być natychmiast eliminowany przez odpowiednie zabezpieczenia.

Należy podkreślić, że sposób przyłączenia generatora synchronicznego do sieci jest bardziej złożony niż dla generatora asynchronicznego. Przyłączenie generatora synchronicznego może nastąpić w dwojaki sposób: metodą samosynchronizacji lub synchronizacji dokładnej [81].

Pierwszy sposób, tj. samosynchronizacja dozwolona jest jedynie dla generatorów bardzo małej mocy. W metodzie tej do sieci przyłączany jest niewzbudzony generator (uzwojenie wzbudzenia jest niezasilone i zwarte odpowiednio dobranym rezystorem ochronnym) wirujący z prędkością synchroniczną (tj z prędkością wynikającą z częstotliwości napięcia w sieci). Samosynchronizacja powoduje udary prądu i narażenia generatora i sieci, jest w związku z tym bardzo rzadko stosowana.

Synchronizacja dokładna jako drugi sposób przyłączenia generatora do sieci, wymaga zaś użycia specjalnego układu. W metodzie tej do sieci przyłączany jest wzbudzony generator (generator, w którym wytworzono napięcie w uzwojeniu stojana). Aby dokonać synchronizacji sprawdza się jej warunki, tj. równość wartości skutecznych napięć sieci i generatora, równość częstotliwości obu napięć i równość kątów napięć (różnica kątowa między napięciem sieci i generatora musi być równa zero). Jeżeli wszystkie warunki są jednocześnie spełnione w odpowiednio długim przedziale czasu, generator może być przyłączony do sieci. Zadanie sprawdzenia wszystkich warunków i zezwolenie na załączenie wyłącznika łączącego sieć i generator spełnia układ synchronizujący lub odpowiednia procedura w sterowniku jednostki kogeneracyjnej.

Biorąc pod uwagę budowę i zasadę działania generatora synchronicznego można wymienić następujące wady i zalety stosowania go jako generatora prądu w układach kogeneracyjnych z silnikiem spalinowym:

- złożona budowa (zasilany stojan i wirnik),
- konieczność zapewnienia wzbudzenia,

- możliwość eliminacji ruchomych styków (dla generatorów ze wzбудnicą synchroniczną – obecnie jest to najpopularniejsze rozwiązanie dla jednostek do kilku megawatów)
- możliwość generowania mocy biernej (pełna regulacja mocy i możliwość aktywnej kompensacji mocy biernej w sieci)
  - możliwa praca wyspowa (stosunkowo szybka regulacja napięcia)
  - złożona struktura układu sterowania (wymaga regulatora napięcia)
  - złożona procedura przyłączenia do sieci.

Biorąc pod uwagę dostępność generatorów na polskim rynku do dalszych badań wybrano generator ze wzbudzeniem bez szczotkowym (ze wzbudnicą synchroniczną o budowie odwróconej) typu ECP28 2VS4 A firmy Mecc Alte w wersji dwułożyskowej.

Dla porównania w tabeli 4.2.2.1 zestawiono wybrane parametry różnych generatorów synchronicznych analizowanych pod kątem badań w niniejszej pracy. W tabeli przedstawiono: minimalną moc znamionową  $P_{\min}$  (tj. moc dla najgorszych warunków chłodzenia uzwojenia), maksymalną moc znamionową  $P_{\max}$  (tj. moc dla najlepszych warunków chłodzenia), maksymalną sprawność ( $\eta_{\max}$ ) oraz moc, przy której generator osiąga największą sprawność ( $P$  dla  $\eta_{\max}$ ).

Tabela. 4.2.2.1 Zestawienie wybranych parametrów generatorów synchronicznych

Typ generatora	$P_{\min}$	$P_{\max}$	$\eta_{\max}$	$P$ dla $\eta_{\max}$
	kW	kW	%	kW
Generatory szczotkowe (bez wzbudnicy)				
E1S13S A/4	5,84	7,20	85,10	6,0
E1S13S B/4	7,20	9,12	86,90	7,5
Generatory bezszczotkowe				
E1X13S A/4	4,80	5,92	84,90	5,0
E1X13S B/4	6,16	7,36	86,50	6,0
E1X13S C/4	7,36	9,12	87,80	7,5
LSA 40 VS1	7,20	8,80	88,8	8,0
ECP282VS4A	7,00	9,00	88,5	8,8
E1X13S C/4	7,36	9,12	87,8	7,5

### 4.3. Układy odbioru ciepła z silnika spalinowego

#### 4.3.1. Wymiennik ciepła niskotemperaturowego

Powszechnie stosowanymi rozwiązaniami wymiany ciepła w aplikacjach ciepłowniczych są wymienniki typu płytowego lutowanego. Ich zastosowanie obejmuje: zapewnienie komfortu cieplnego, przygotowanie ciepłej wody użytkowej, przygotowanie ciepłej wody basenowej, odseparowanie układów zamkniętych od otwartych. Do zalet płytowego wymiennika ciepła można zaliczyć:

- modułowość wymiennika zapewnia łatwość czyszczenia, inspekcji, remontów;
- modułowość sprawia, że można powiększać wymiennik dokładając płyt w miarę wzrostu zapotrzebowania na ciepło;

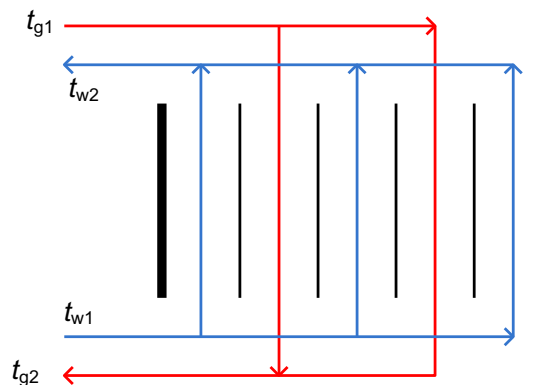
- w porównaniu do wymiennika płaszczowo-rurowego występuje 10-25% mniej zanieczyszczeń;
- powierzchnia wymiany ciepła przy tej samej mocy wymiennika jest 2-3 mniejsza niż dla analogicznego płaszczowo-rurowego; oznacza to niższy koszt oraz mniejszą przestrzeń zajmowaną przez wymiennik;
- wymiennik płytowy jest ok. 6 razy lżejszy niż analogiczny płaszczowo-rurowy;
- małe zagrożenie przeciekami;
- wysoka efektywność wymiennika (do 93%)
- brak wibracji, hałasu, naprężeń.

Ważniejszymi ograniczeniami do stosowania wymienników płytowych są:

- maksymalne ciśnienie robocze (max. 2.5 MPa),
- maksymalna temperatura robocza (260°C), aby uniknąć bardzo drogich materiałów termowyttrzymałych [82].

Aby osiągnąć wysokie współczynniki wymiany ciepła w wymienniku, zwykle stosowany jest przepływ równoległy przeciwrządowy. Poniżej zamieszczono opis doboru rozmiaru wymiennika do założonych parametrów w jego projektowym punkcie pracy. Przedmiotem prac było również przeprowadzenie tzw. analizy off-design, dzięki czemu możliwe było określenie charakterystyki pracy wymiennika przy zmiennym obciążeniu cieplnym.

Dobór wymiennika może zostać dokonany uwzględniając dwie grupy ograniczeń, tj. ograniczeń wynikających z danych katalogowych komercyjnie dostępnych modeli wymienników oraz ograniczeń wynikających z założonych i oczekiwanych parametrów przepływowych. Gdy dla założonych ograniczeń temperaturowych, ciśnieniowych i przepływowych wybrany zostanie typoszereg wymiennika, zostanie obliczone jego pole powierzchni, co tutaj oznacza obliczenie liczby potrzebnych płyt o określonych wymiarach podanych w katalogu producenta. Na rys. 4.3.1.1 przedstawiono schematycznie przepływ wody i glikolu przez analizowany wymiennik.



Rys. 4.3.1.1 Schemat ścieżki przepływu czynników w wymienniku płytowym przeciwrządowym.

Zakłada się, że na podstawie bilansu poprzedzających komponentów (silnika, wymiennika wysokotemperaturowego) znany jest strumień przepływu ( $\dot{m}_g$ ) oraz temperatura wlotowa czynnika gorącego – glikolu ( $t_{g1}$ ). Ponadto, założono, że znane są parametry temperaturowe podgrzewanej wody ( $t_{w1}$ ,  $t_{w2}$ ), oraz różnica temperatury między ochłodzonym glikolem a podgrznaną wodą ( $t_{g2} - t_{w2}$ ). Z bilansów energii, jak w równaniu 4.3.1.1 i 4.3.1.2, wynika moc wymiennika ( $\dot{Q}_{wc}$ ) oraz strumień przepływu wody ( $\dot{m}_w$ ).

$$\dot{Q}_{wc} = \dot{m}_g(h_{g1} - h_{g2}) \quad (4.3.1.1)$$

$$\dot{Q}_{wc} = \dot{m}_w(h_{w2} - h_{w1}) \quad (4.3.1.2)$$

Gdzie  $h$  oznacza entalpię czynnika w danym punkcie. Następnie, na podstawie równania Pecleta (4.3.1.3) wyznaczany jest iloczyn współczynnika wymiany ciepła  $U$  ( $W/(m^2K)$ ) i pola powierzchni wymiennika  $A$  ( $m^2$ ).

$$\dot{Q}_{wc} = UA \cdot \Delta T_{lg} \quad (4.3.1.3)$$

gdzie  $\Delta T_{lg}$  oznacza logarytmiczną różnicę temperaturę wyznaczaną jak dla wymiennika przeciwprądowego

$$\Delta T_{lg} = \frac{(t_{g2} - t_{w1}) - (t_{g1} - t_{w2})}{\ln\left(\frac{t_{g2} - t_{w1}}{t_{g1} - t_{w2}}\right)} \quad (4.3.1.4)$$

Następnie, obliczenia prowadzone są iteracyjnie w taki sposób, aby dobrać liczbę płyt określonej wielkości (tu: z danych katalogowych), a co za tym idzie: pole powierzchni wymiennika, dla których iloczyn współczynnika  $U$  obliczonego na podstawie analizy wymiany ciepła i pola powierzchni wymiennika będzie równy współczynnikowi  $U$  z równania Pecleta (4.3.1.3).

Aby dokonać analizy wymiany ciepła, z katalogu producenta należy wybrać dane dotyczące wysokości ( $H$ ) i szerokości płyty ( $W$ ), grubości płyty ( $\Delta x$ ), założonej odległości między płytami ( $b$ ) oraz informację o materiale, z którego płyty są wykonane. W pierwszej fazie obliczeń zakłada się liczbę płyt (parzystą)  $N$  w pierwszej iteracji. Dla założonej liczby płyt oblicza się liczbę komór z czynnikiem gorącym ( $N_H$ , na podstawie równania 4.3.1.5) oraz z czynnikiem zimnym ( $N_C$ , na podstawie równania 4.3.1.6).

$$N_H = \frac{N}{2} - 1 \quad (4.3.1.5)$$

$$N_C = \frac{N}{2} \quad (4.3.1.6)$$

Pole powierzchni wymiany ciepła wynika z równania 4.3.1.7.

$$A = N \cdot H \cdot W \quad (4.3.1.7)$$

Następnie obliczana jest prędkość przepływu glikolu ( $w_g$ ) i wody ( $w_w$ ) z równania 4.3.1.8 i 4.3.1.9 odpowiednio.

$$w_g = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g \cdot W \cdot b \cdot N_H} \quad (4.3.1.8)$$

$$w_w = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w \cdot W \cdot b \cdot N_C} \quad (4.3.1.9)$$

Gdzie:  $\rho_g$  - to gęstość glikolu wyznaczona dla średniej temperatury czynnika, a  $\rho_w$  to gęstość wody wyznaczona dla średniej temperatury czynnika.

Dla tak wyznaczonej prędkości obliczone zostają liczby Reynoldsa na podstawie wzorów 4.3.1.10 i 4.3.1.11.

$$Re_g = \frac{w_g \cdot D_e \cdot \rho_g}{\mu_g} \quad (4.3.1.10)$$

$$Re_w = \frac{w_w \cdot D_e \cdot \rho_w}{\mu_w} \quad (4.3.1.11)$$

Gdzie:  $\mu_g$  i  $\mu_w$  oznaczają odpowiednio lepkość dynamiczną glikolu i wody odczytaną dla średnich temperatur płynów; natomiast  $D_e$  jest wymiarem charakterystycznym - średnicą ekwiwalentną przepływu przez komory obliczaną na podstawie równania 4.3.1.12.

$$D_e = \frac{2 \cdot W \cdot b}{W + b} \quad (4.3.1.12)$$

W zależności od wartości liczb Reynoldsa oraz liczb Prandtla (odczytanych odpowiednio dla glikolu i wody) wybrana zostaje korelacja empiryczna dla obliczenia liczby Nusselta (równanie 4.3.1.13, 4.3.1.14 [83]). Doprowadzi to do wyznaczenia współczynnika wnikania ciepła – odpowiednio od glikolu  $\alpha_g$  i do wody  $\alpha_w$  (równanie 4.3.1.15, 4.3.1.16).

$$Nu_g = f(Re_g, Pr_g) \quad (4.3.1.13)$$

$$Nu_w = f(Re_w, Pr_w) \quad (4.3.1.14)$$

$$Nu_g = \frac{\alpha_g \cdot D_e}{k_g} \quad (4.3.1.15)$$

$$Nu_w = \frac{\alpha_w \cdot D_e}{k_w} \quad (4.3.1.16)$$

Gdzie  $k_g$  i  $k_w$  są współczynnikami przewodzenia glikolu i wody wyznaczonymi dla ich średnich temperatur.

Następnie wyznaczany jest współczynnik przenikania ciepła  $U$  jak przez ścianę płaską z wzoru 4.3.1.17.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_g} + \frac{\Delta x}{k} + \frac{1}{\alpha_w}} \quad (4.3.1.17)$$

Gdzie  $k$  jest współczynnikiem przewodzenia ciepła przez materiał płyty, odczytany dla średniej temperatury płyty.

Kolejno, dokonuje się sprawdzenia, czy  $UA$  wyznaczone z równania 4.3.1.3 równe jest iloczynowi  $A$  z równania 4.3.1.7 i  $U$  z równania 4.3.1.17. Jeżeli nie, w następnej iteracji liczba  $N$  powiększana jest o 2 i obliczenia kontynuowane są w pętli iteracyjnej do osiągnięcia założonej dokładności  $\epsilon$ .

W tabeli 4.3.1.1 zestawiono założenia do przeprowadzenia bilansu energii. Dane dotyczące glikolu wynikają z obliczeń poprzednich komponentów, dane dotyczące temperatury wody są życzeniowe.

Tabela 4.3.1.1 Założenia do obliczeń bilansu energii

Parametr	Wartość
$\dot{m}_g$	0.4 kg/s
$t_{g1}$	84.04°C
$t_{w1}$	35°C
$t_{w2}$	65°C
$t_{g2} - t_{w2}$	8 K
$p_{g1}$	1.2 bar
$p_{w1}$	1.5 bar

W tabeli 4.3.1.2 zestawiono dane dotyczące wybranego wymiennika płytowego lutowanego miedzią z katalogu producenta [84].

Tabela 4.3.1.2 Założenia do obliczeń bilansu energii

Parametr	Wartość
Max/min temperatura pracy	176/-160°C
Maksymalny przepływ	8.1 m <sup>3</sup> /h
Szerokość płyty $W$	94 mm
Wysokość płyty $H$	324 mm
Grubość płyty $\Delta x$ (zał.)	2 mm
Odległość między płytami $b$ (zał.)	1 mm
Materiał płyty	AISI316

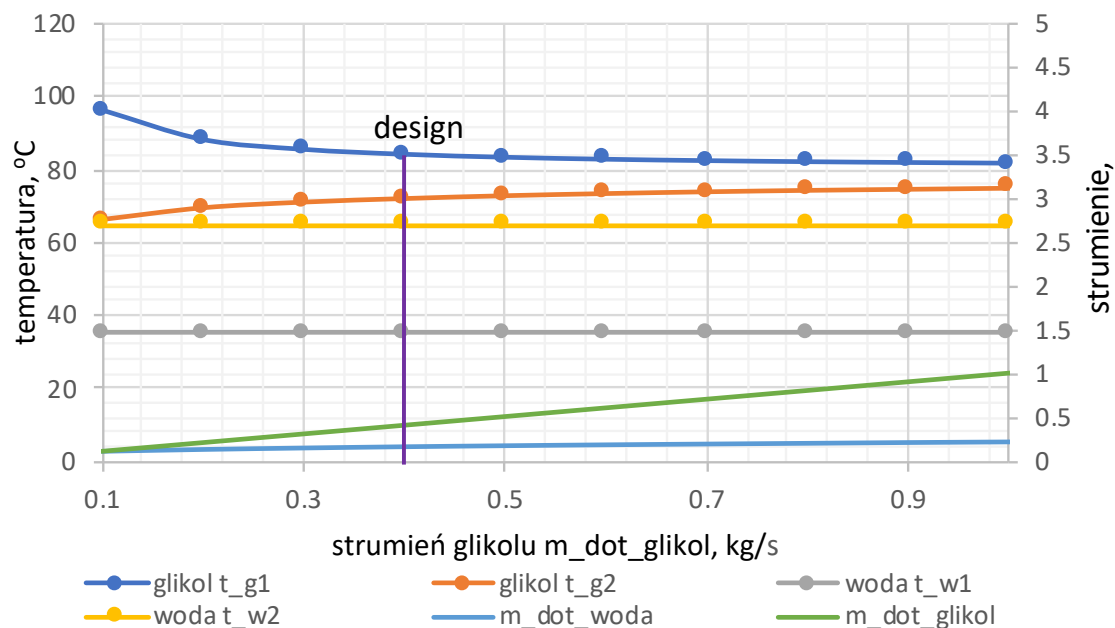


W tabeli 4.3.1.3 zestawiono wyniki obliczeń w projektowym punkcie pracy (design point).

Tabela 4.3.1.3 Wyniki obliczeń w projektowym punkcie pracy wymiennika płytowego

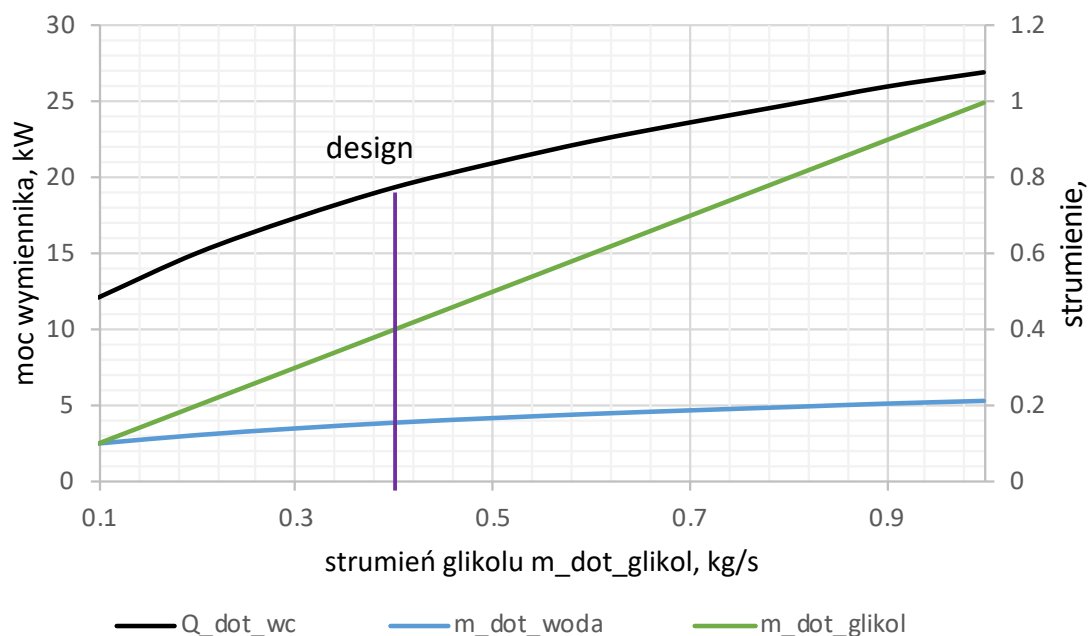
<b>Parametr</b>	<b>Wartość</b>
$\dot{Q}_{wc}$	17.7 kW
$\Delta T_{lg}$	27.44 K
$UA$	0.645 kW/K
$D_e$	0.002 m
<b>glikol</b>	
$t_{g2}$	73°C
$w_g$	0.287 m/s
$Re_g$	782.1
$Pr_g$	5.86
$Nu_g$	5.856
$\alpha_g$	1.453 kW/(m <sup>2</sup> K)
<b>woda</b>	
$\dot{m}_w$	0.141 kg/s
$w_w$	0.095 m/s
$Re_w$	338.7
$Pr_w$	3.628
$Nu_w$	4.667
$\alpha_w$	1.487 kW/(m <sup>2</sup> K)
<b>plyta</b>	
$k$	14 W/(mK)
<b>geometria</b>	
$N$	32
$A$	0.975 m <sup>2</sup>
$U$	0.666 kW/(m <sup>2</sup> K)

Sprawdzono jak zmieni się charakterystyka pracy wymiennika jeżeli zmieni się obciążenie silnika. Zmianę obciążenia silnika zasymulowano zmianą strumienia przepływu glikolu oraz proporcjonalnie zmianą temperatury wlotowej glikolu. Analizę można powtórzyć łącząc model wymiennika płytowego w całym układzie kogeneratora. Wyniki przedstawiono na wykresach zaprezentowanych poniżej. Na rys. 4.3.1.2 pokazano jak zmieniają się wartości temperatury i strumienia przepływu w zależności od zmiany strumienia przepływu glikolu.



Rys. 4.3.1.2 Zmiana parametrów czynników w zależności od zmiany strumienia przepływu glikolu.

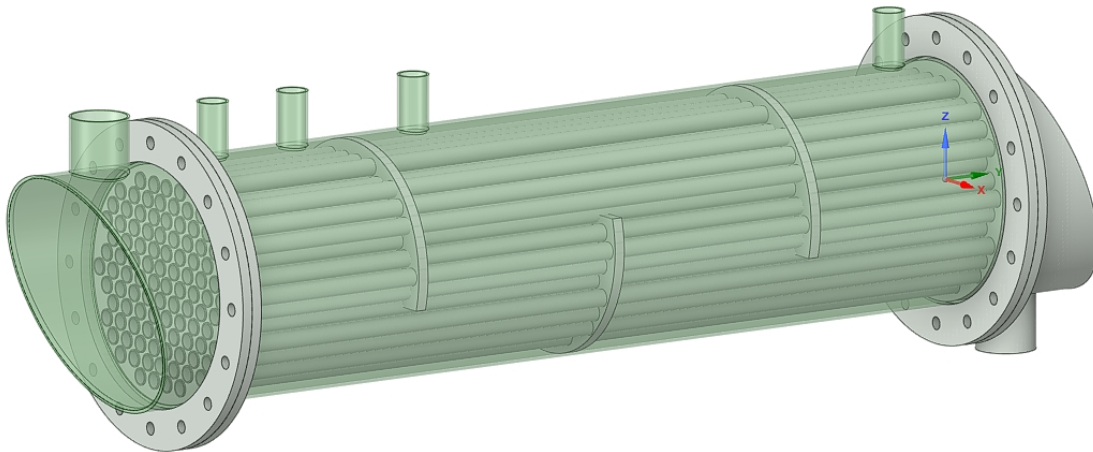
Na rysunku 4.3.1.3 przedstawiono zmianę mocy wymiennika przy zmiennym strumieniu przepływu glikolu.



Rys. 4.3.1.3 Zmiana mocy wymiennika płytowego w trybie off-design przy zmianie strumienia glikolu.

### 4.3.2. Wymiennik ciepła wysokotemperaturowego

Wymiennik wysokotemperaturowy to wymiennik służący do odbioru ciepła od spalin opuszczających silnik spalinowy i przekazania go do wymiennika końcowego, którym zasilane są układy odbiorcze. Ze względu na słabą dostępność na rynku wymienników ciepła dedykowanych do kogeneracji w skali mikro, postanowiono przeprowadzić obliczenia pozwalające na określenie parametrów geometrycznych takiego wymiennika. Z kolei wykonanie wymiennika było realizowane przez firmę Budexpert sp. z o.o., tj. zlecniodawcę prac badawczych mikrokogeneratora. Typowym rozwiązaniem stosowanym przy silnikach spalinowych do odzysku entalpii fizycznej spalin wylotowych jest wymiennik płaszczowo-rurowy. Ten rodzaj wymiennika składa się z cylindrycznego pęczka rur, znajdującego się w płaszczu cylindrycznym wzdłuż jego osi. Na rysunku 4.3.2.1 zaprezentowano widok na konstrukcję opracowanego wymiennika ciepła wysokotemperaturowego.

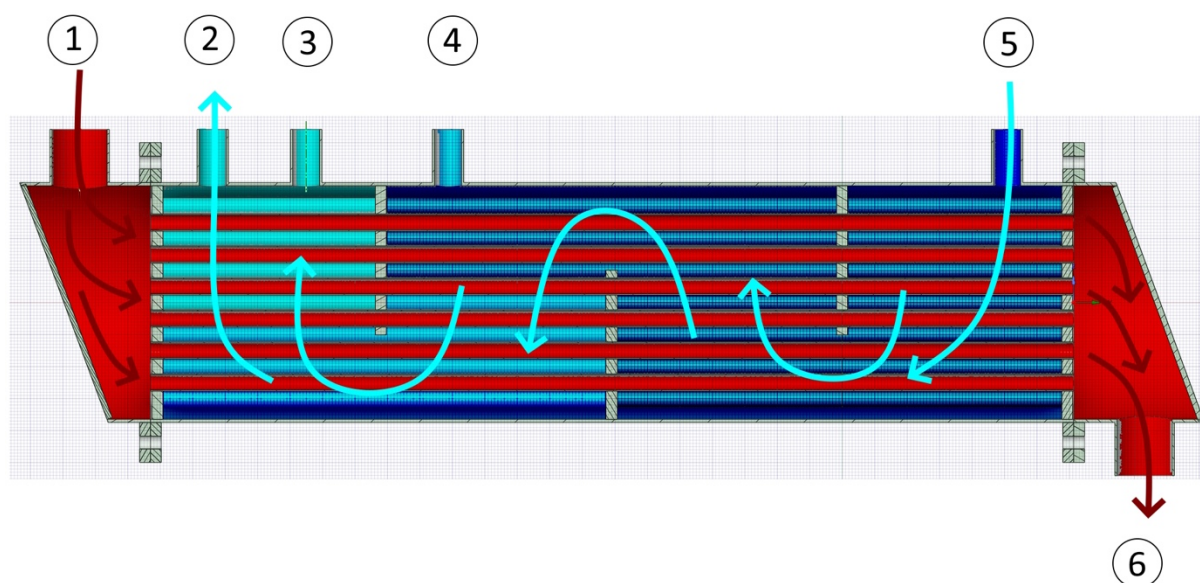


Rys.4.3.2.1 Model 3D opracowanego wysokotemperaturowego wymiennika ciepła

Wewnątrz pęczka rur przepływają spaliny oddając ciepło do wewnętrznych powierzchni rurek pęczka, natomiast po zewnętrznej stronie pęczek omywany jest czynnikiem odbierającym ciepło (np. glikolem). Czynnik odbierający ciepło przepływa wzdłuż płaszcza, w którym najczęściej dodatkowo umieszcza się przegrody odpowiednio kierujące przepływ cieczy i poprawiające warunki wymiany ciepła. Schemat rozwiązania konstrukcyjnego elementów wewnętrznych wymiennika płaszczowo-rurowego przyjętego do budowy prototypu zaprezentowano na rysunku 4.3.2.2.

Na podstawie analizy wyników badań identyfikacyjnych oraz obliczeń temperatury spalin wg. modelu przedstawionego w rozdziale 4.1 dla silnika Kohler 775, przeprowadzono obliczenia głównych wymiarów wymiennika wysokotemperaturowego wykorzystując równania kryterialne zestawione w pracy [85]. W omawianym przypadku, w ramach założeń

geometrycznych przyjęto wymiennik z trzema przegrodami poprzecznymi zamontowanymi za pomocą tulei dystansowych. Niska liczba przegród poprzecznych podyktowana jest względami praktycznymi, uwzględnienie większej liczby przegród komplikuje technologię wykonania wymiennika rzutując na koszty jego wykonania. Ze względu na konieczność posadowienia wymiennika przy silniku spalinowym połączonym z generatorem energii elektrycznej, które trzeba zabudować w kontenerze, podstawowym wymaganiem wobec wymiennika jest jego kompaktowość. Analiza obliczeniowa wykazała, że zastosowanie trzech przegród poprzecznych pozwala w sposób zadowalający zwiększyć warunki wymiany ciepła poprzez podniesienie liczby Reynoldsa płynu omywającego rurki którymi płyną spaliny.

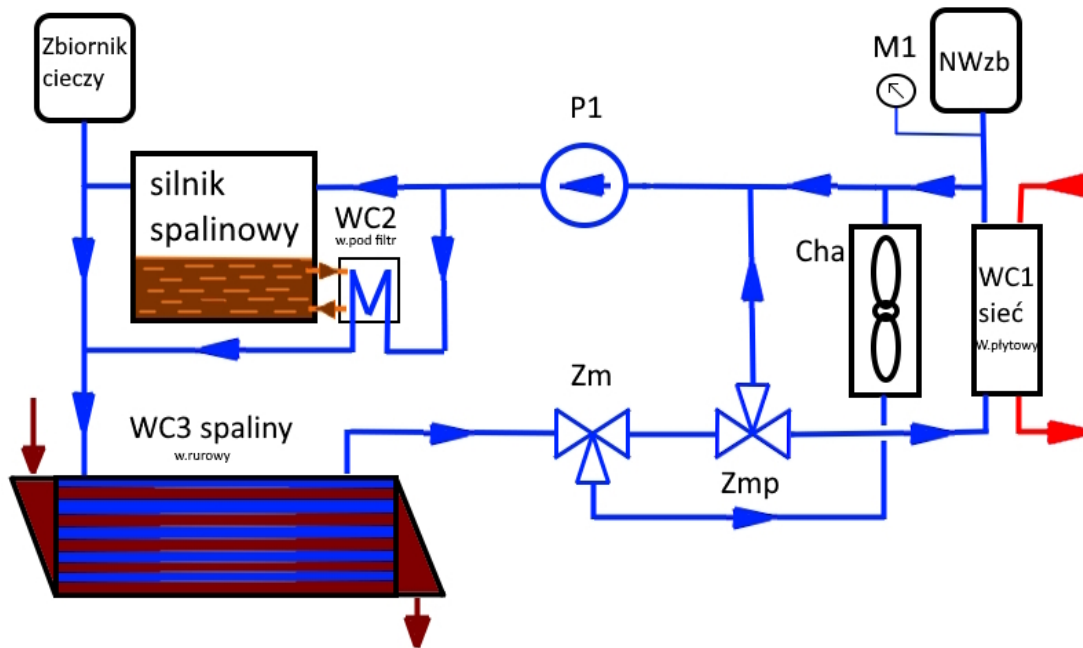


1. Wlot spalin, 2. Wylot glikolu, 3. Króciec zaworu bezpieczeństwa, 4. Króciec odpowietrznika, 5. Wlot glikolu, 6. Wylot spalin

Rys.4.3.2.2 Obrazowe przedstawienie przeciwprądowego wymiennika ciepła spalin, gdzie

#### 4.3.3. Układ odbioru ciepła od oleju smarującego silnik wraz z systemem automatycznego uzupełniania oleju silnikowego

Zespół kogeneracyjny powinien umożliwiać bezpieczną i prawidłową pracę w możliwie szerokim zakresie zmian parametrów termicznych otoczenia. W przypadku pracy bez potrzeb wykorzystania ciepła, system odbioru ciepła musi zapewnić jego właściwy zrzut do chłodnicy awaryjnej. Na rysunku 4.3.3.1 zaprezentowano opracowany schemat odbioru ciepła wysokotemperaturowego (od spalin opuszczających silnik) oraz niskotemperaturowego (od układu chodzenia bloku silnika oraz od oleju smarującego elementy wewnętrzne silnika). Aby zapewnić pracę układu w szerokim zakresie temperatury otoczenia jako czynnik obiegowy układu odbioru ciepła silnika spalinowego zdecydowano zastosować 30% roztwór glikolu.



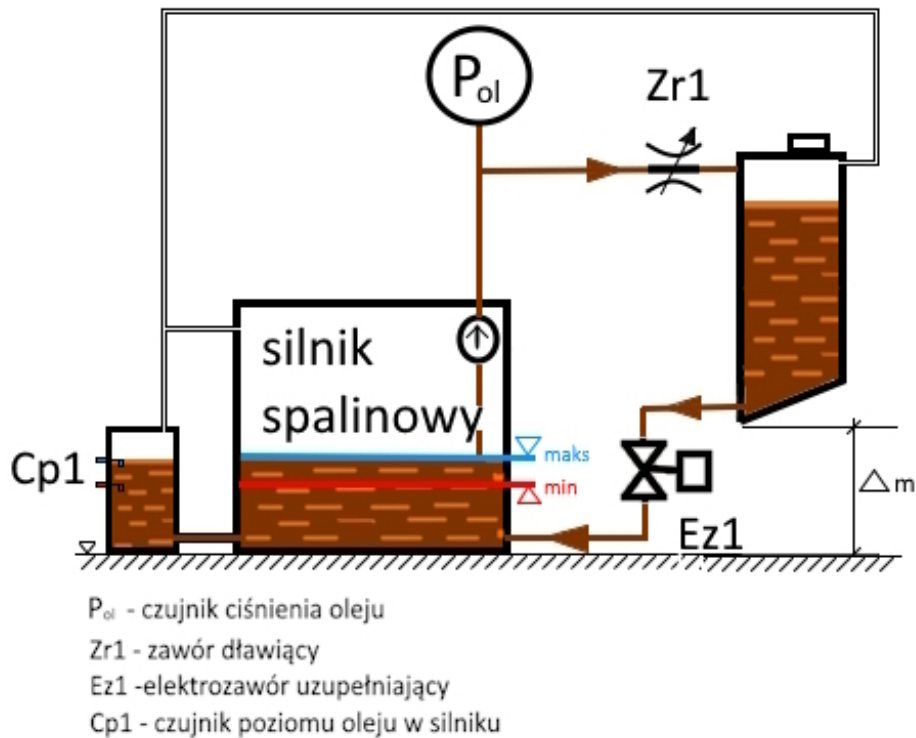
WC1 - wymiennik płytowy końcowy , WC2 - wymiennik olej - ciecz,  
 WC3 - wymiennik rurowy spalin - ciecz, P1 - pompa cieczi,  
 Cha - chłodnica awaryjna, Zm - zawór mieszający dwustanowy,  
 Zmp - zawór mieszający proporcjonalny

Rys. 4.3.3.1. Schemat układów odbioru ciepła z silnika spalinowego

Kolorem niebieskim oznaczono przepływ glikolu w obiegu pierwotnym układu, natomiast kolorem czerwonym obieg wtórny (odbioru ciepła). Kolorem brązowym oznaczono przepływ oleju smarującego silnik. Naczynie zbiorcze zapewnia utrzymanie wymaganego nadciśnienia glikolu w obwodzie pierwotnym, a jego wartość wskazywana jest na manometrze M1. Pompa P1 tłoczy glikol do silnika spalinowego, który podczas normalnej pracy został schłodzony wcześniej w wymienniku WC1. Strumień glikolu jest częściowo kierowany do wymiennika ciepła WC2, gdzie odbiera ciepło od oleju smarującego silnik. Pozostała część strumienia glikolu przepływa przez silnik schładzając pośrednio jego elementy wewnętrzne odbierając ciepło. Następnie oba strumienie łączą się i wpływają do wymiennika wysokotemperaturowego spalin-glikol gdzie oddawane jest ciepło w wyniku spadku entalpii spalin. Dalej glikol dopływa do zaworu mieszającego Zm, który umożliwia jego przekierowanie do chłodnicy awaryjnej Cha jeżeli zachodzi taka potrzeba. W przypadku, gdy układ pracuje na sieć Zm umożliwia przepływ glikolu do zaworu mieszającego proporcjonalnego Zmp. Zawór ten rozdziela przepływ pomiędzy wymiennik WC1 a dołot silnika. Regulacja położenia zaworu uzależniona jest od temperatury glikolu opuszczającego silnik.

Mając na uwadze długookresową eksploatację zespołu kogeneracyjnego, przewidziano zastosowanie specjalnego systemu uzupełniania oleju silnikowego. Na rysunku 4.3.3.2 zaprezentowano proponowany schemat układu wymiany i okresowego dozowania oleju

smarującego silnik z dodatkowego zasobnika. Fabrycznie, miska silnika spalinowego mieści ok. 3 dm<sup>3</sup> oleju, proponuje się aby zasobnik posiadał dodatkowo ok. 7 dm<sup>3</sup> oleju. Dodatkowa objętość oleju uzupełniana z zasobnika pozwoli na wydłużenie interwału czasowego wymian oleju oraz powinna zwiększyć trwałość elementów wewnętrznych silnika w trakcie eksploatacji.



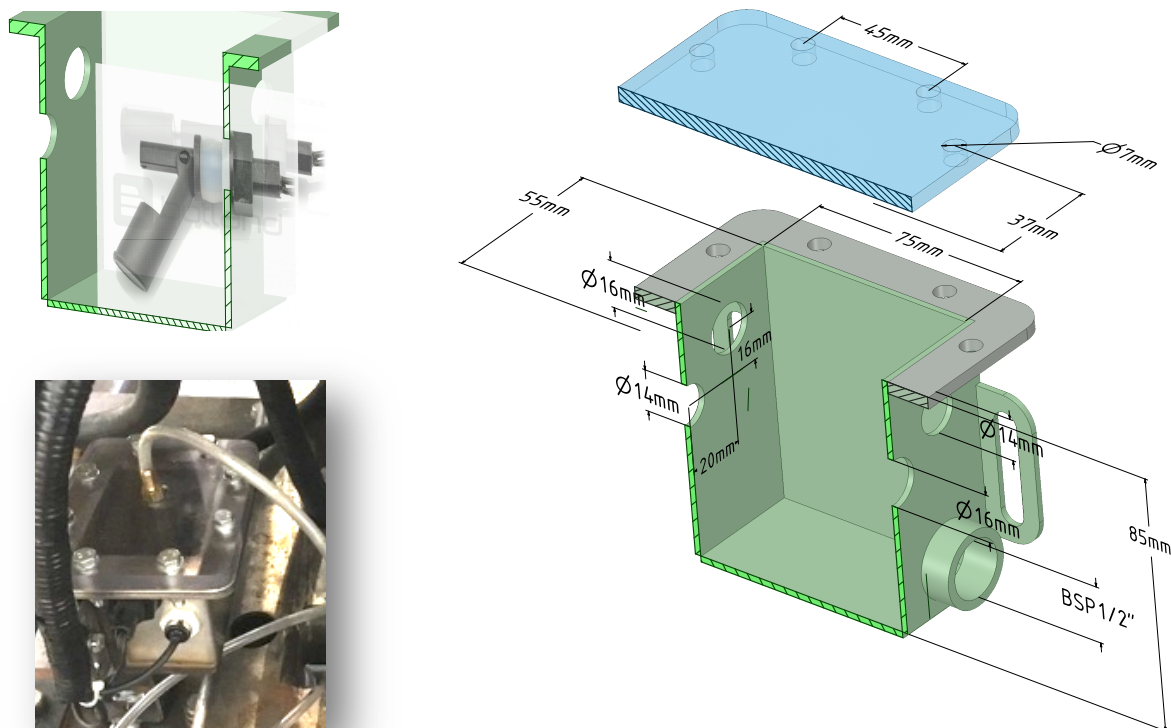
Rys. 4.3.3.2. Schemat układów odbioru ciepła z silnika spalinowego

Miska olejowa silnika prototypu stanowi część odlewu bloku silnikowego, w której na jej przeciwległych powierzchniach bocznych dostępne były dwa króćce zaślepione fabrycznie śrubami. Wspomniane miejsca podłączeniowe wykorzystano do podłączenia układu kontrolującego poziom oleju w misce oraz do podłączenia przewodu, którym uzupełniany jest olej w silniku podczas eksploatacji kogeneratora (jeżeli poziom w misce obniży się do wartości założonej jako minimalna). Do króćca zlokalizowanego z lewej strony silnika (patrząc od strony napędu – wyjście mocy z silnika) zamontowano układu pomiaru poziomu oleju w silniku. Z kolei króciec z prawej strony silnika wykorzystano do połączenia ze zasobnikiem oleju.

Olej smarujący silnik pobierany był z miski olejowej i tłoczony za pośrednictwem pompy do kanałów smarujących i dalej rozprowadzany rozbryzgowo na elementy wewnętrzne silnika. W górnej części głowicy silnika znajdował się kanał przyłączeniowy czujnika ciśnienia oleju. Do kanału tego zaproponowano przyłączenie trójnika, do którego z jednej strony podłączona została specjalnie dobrana kryza, przez którą olej smarujący silnik (bardzo małym strumieniem) kierowany był do zasobnika. Pozostała końcówka trójnika połączona została z czujnikiem ciśnienia oleju.

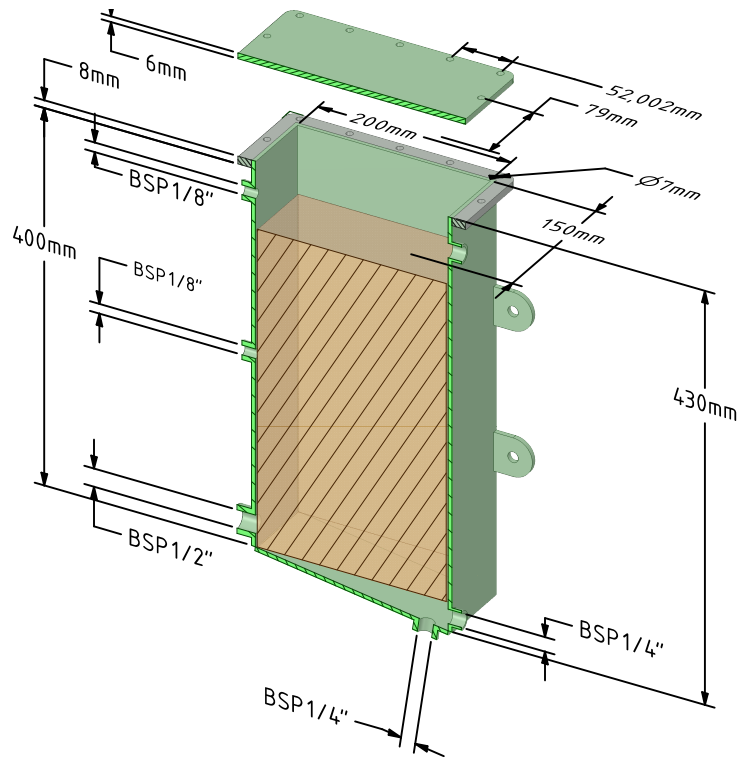


Na rysunku 4.4.4.3 pokazano konstrukcję w fazie projektowej oraz finalne wykonanie zbiornika z czujnikiem poziomu oleju stanowiącego elementy układu kontroli poziomu oleju w misce olejowej silnika spalinowego.



Rys. 4.3.3.3. Schemat układów odbioru ciepła z silnika spalinowego

W trakcie eksploatacji następuje wymiana oleju pomiędzy silnikiem oraz zasobnikiem. Przepływ oleju przez kryzę (oznaczoną na rysunku 4.3.3.2 jako zawór dławiący Zr1) powoduje jego ubytek z miski olejowej. Po osiągnięciu wartości minimalnej (bezpiecznej wartości dla prawidłowego działania silnika) system czujnika poziomu oleju Cp1 sygnalizuje układ sterujący, który z kolei włącza obwód zasilania zaworu Ez1 dolewki oleju z zasobnika do miski olejowej silnika. Uzupełnianie oleju odbywa się do momentu osiągnięcia poziomu maksymalnego oleju w misce olejowej. Stan ten sygnalizowany jest przez układ czujnika poziomu i powoduje zamknięcie zaworu Ez1. Na rysunku 4.3.3.3 pokazano założenia konstrukcyjne zewnętrznego zasobnika oleju.



Rys. 4.3.3.3. Zasobnik oleju układu uzupełniającego poziom oleju w misce olejowej silnika podczas pracy kogeneratora

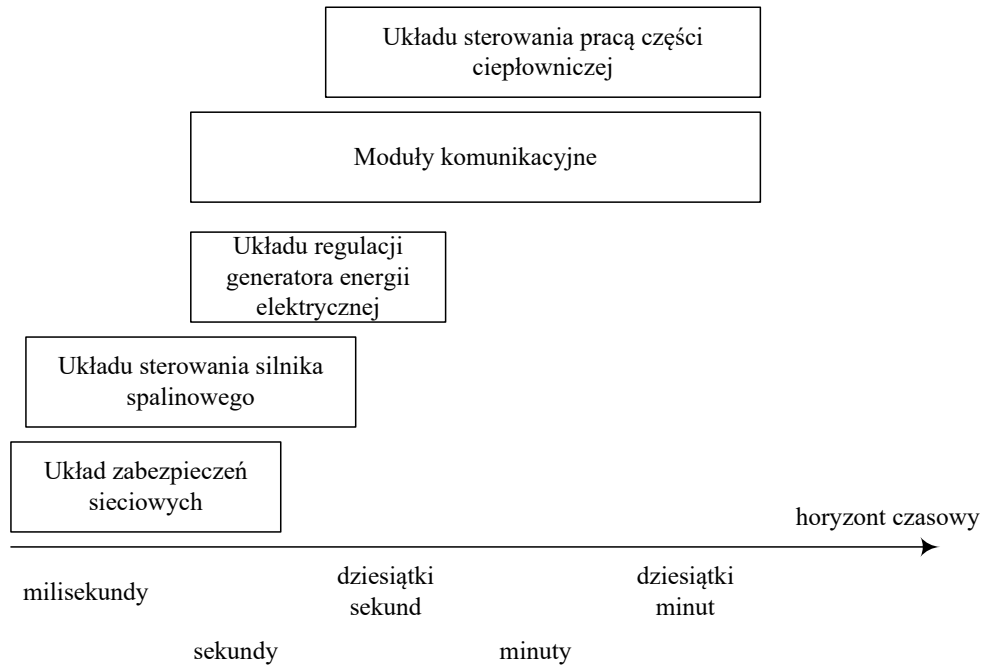
## 4.4. Układy sterowania

### 4.4.1. Struktura układu sterowania i procedury pracy jednostki kogeneracyjnej

Zadaniem układu sterowania było takie prowadzenie pracy jednostki kogeneracyjnej, aby osiągnąć zadany cel (tj. produkować zadaną wartość energii elektrycznej i ciepła) przy zachowaniu zadanych limitów poszczególnych wielkości wynikających z wymagań mechanicznych, termicznych, etc.

Wszystkie te zadania muszą być realizowane jednocześnie, jednakże poszczególne procesy zachodzą w różnych horyzontach czasu. Od milisekund, w których zachodzą proces spalania w silniku spalinowym i zjawiska elektromagnetyczne w generatorze, poprzez sekundy do minut, w których zachodzą zjawiska cieplne. W związku z tym układ sterowania można podzielić funkcjonalnie zgodnie z horyzontem zachodzenia zjawisk, które trzeba sterować. Uproszczony podział zjawisk i odpowiadające mu funkcjonalności układu sterowania przedstawiono na rysunku 4.4.1.





Rys. 4.4.1. Horyzont czasowy działania podsystemów sterowania i regulacji.

Do realizacji wszystkich funkcjonalności układu sterowania można wykorzystać jedno urządzenie (sterownik) lub wiele urządzeń. W praktyce inżynierskiej częstszym rozwiązaniem jest stosowanie wielu sterowników połączonych kaskadowo (hierarchicznie), przy czym każdy ze sterowników odpowiada za sterowanie określoną grupą zjawisk, zazwyczaj zachodzących w podobnym horyzoncie czasowym.

W rozważanym przypadku przyjęto, że układ regulacji będzie złożony z dwóch lub trzech podukładów: sterownika nadrzędnego, układu wzbudzenia generatora (jedynie dla układu z generatorem synchronicznym) i układu sterowania silnikiem spalinowym. Do zadań sterownika nadrzędnego należy integracja wszystkich układów i sterowanie podukładami regulacji oraz częścią ciepłowniczą, a ponadto zapewnienie procedur zabezpieczających. Układ wzbudzenia generatora odpowiada za odpowiednie zasilanie uzwojenia wzbudzenia i sterowanie napięciem lub mocą bierną generatora. Układ sterowania silnika spalinowego ma za zadanie sterowanie zapłonem i elementami wykonawczymi sterującymi składem i ilością mieszanki paliwowo-powietrznej. Dokładniejszy opis funkcji sterownika nadrzędnego i układu sterowania silnika przedstawiono w podrozdziałach 4.4.2 i 4.4.3. Pominęto natomiast opis działania układu wzbudzenia generatora, ponieważ wykracza to za przyjęty zakres niniejszej pracy. Dodatkowo w podrozdziale 4.4.4 ogólnie opisano procedury zabezpieczeń sieciowych (elektrycznych), jako niezbędny element wymagany przy przyłączeniu generatora do sieci.

Niezależnie od podziału ze względu na horyzont czasu czy liczbę podukładów, w całym układzie regulacji muszą być realizowane odpowiednie procedury. Odpowiadające możliwym staną pracy kogeneratora, tj.: postojowi, rozruchowi, pracy ustalonej, regulacji mocy,

zatrzymaniu „miękkim” (zatrzymanie planowane, niewymuszone przez awarię) oraz zatrzymaniu awaryjnemu.

#### 4.4.2. Sterownik nadrzędny

Jak już wspomniano wyżej zadaniem sterownika głównego jest realizacja procedur obsługi elementów ciepłowniczych i wydawanie poleceń podukładom, tj. zadawanie prędkości układowi sterowania silnika oraz napięcia układowi wzbudzenia generatora synchronicznego (jeżeli jest on wykorzystany w danym przypadku).

W poszczególnych stanach pracy sterownik nadrzędny (współpracując z innymi regulatorami i elementami wykonawczymi) musi zapewnić następujące funkcje:

1. Postój: kontrola sygnałów z poszczególnych podzespołów, działania związane z komunikacją (obsługa modułów komunikacyjnych), ładowanie akumulatorów rozruchowych.

2. Rozruch: kontrola szczelności ścieżki gazu, uruchomienie rozrusznika w celu przewietrzenia układu wydechowego z resztek gazu (realizowane w celu ochrony kogeneratora i obsługi przed skutkami wybuchu gazu w układzie wydechowym), uruchomienie rozrusznika w celu uruchomienia silnika spalinowego wraz z odpowiednim sterowaniem dawkami paliwa na czas rozruchu, procedura rozgrzewania i stabilizacji temperatury kogeneratora, przyłączenie generatora energii elektrycznej do sieci (realizowana w zależności od zastosowanego generatora, tj. synchronicznego lub asynchronicznego), łagodne przejście do żądanego obciążenia kogeneratora.

3. Praca ustalona: stabilizacja mocy kogeneratora poprzez odpowiednie sterowanie składem i ilością mieszanki paliwowo-powietrznej, stabilizacja temperatur w wyznaczonych punktach układu wymiany ciepła i chłodzenia silnika spalinowego.

4. Regulacja mocy: łagodna zmiana mocy kogeneratora poprzez odpowiednie sterowanie składem i ilością mieszanki paliwowo-powietrznej, stabilizacja temperatur w wyznaczonych punktach układu wymiany ciepła i chłodzenia silnika spalinowego.

5. Zatrzymanie miękkie: łagodne zmniejszenie mocy kogeneratora do wartości zerowej poprzez odpowiednie sterowanie składem i ilością mieszanki paliwowo-powietrznej, odłączenie generatora energii elektrycznej do sieci, zamknięcie ścieżki gazu, stabilizacja temperatur w wyznaczonych punktach układu wymiany ciepła i chłodzenia silnika spalinowego, procedura schładzania układu wymiany ciepła i układu chłodzenia silnika spalinowego.

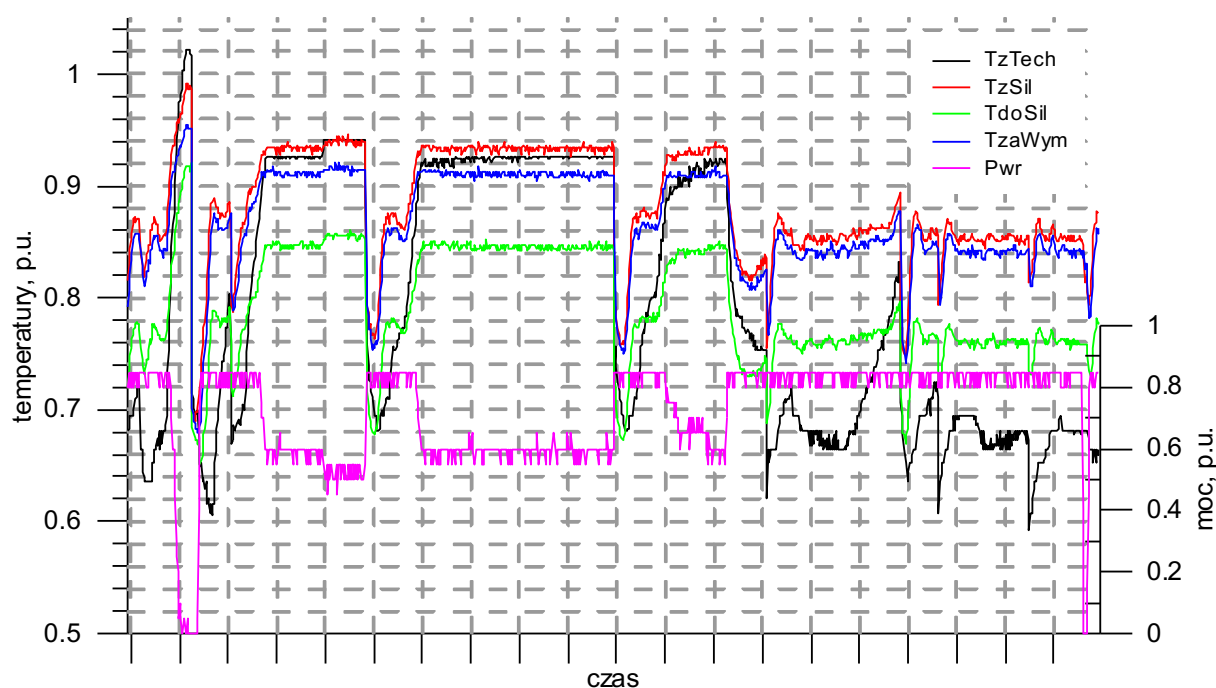
6. Zatrzymanie awaryjne: odłączenie generatora energii elektrycznej od sieci, zamknięcie ścieżki gazu, procedura schładzania układu wymiany ciepła i układu chłodzenia silnika spalinowego.

Niezależnie od realizowanej procedury układ sterowania musi ponadto zapewnić: kontrolę sygnałów z poszczególnych podzespołów w szczególności z układów zabezpieczających

i podejmowanie odpowiednich działań w czasie awarii oraz obsługę systemów komunikacyjnych.

Dla prawidłowej pracy jednostki kogeneracyjnej konieczne jest odpowiednie sparametryzowanie układów regulacji. W ramach parametryzowania sterownika nadrzędnego przeprowadzono dobór i optymalizację struktury układów regulacji mocy i temperatur mikrogenerators. W tym celu w ramach badań testowano różne przypadki obciążeń kogenerators i różne zakłócenia jego pracy.

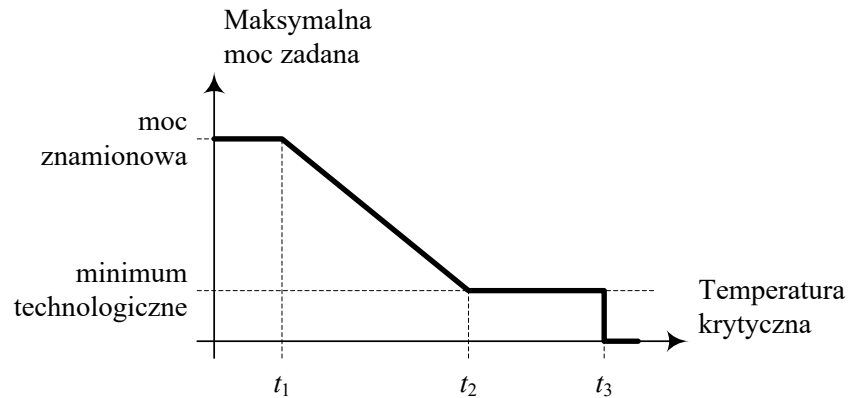
Przykładowo na rysunku 4.4.2 przedstawiono przebiegi mocy elektrycznej i temperatur kogenerators zarejestrowane dla różnych zakłóceń wprowadzanych do jego pracy. Przebiegi na rysunku przedstawiono w wartościach względnych (dla temperatur przyjęto jako odniesienie maksymalną temperaturę dopuszczalną a dla mocy elektrycznej moc znamionową).



Rys. 4.4.2. Przykładowe przebiegi mocy czynnej ( $P_{wr}$ ) i temperatur ( $T_{zTech}$  – temperatura płynu obiegu technologicznego,  $T_{zSil}$ ,  $T_{doSil}$  – temperatury płynu wypływającego i wpływającego do silnika,  $T_{zaWym}$  – temperatura płynu za wymiennikiem spalin) zarejestrowane w czasie testów układu regulacji kogenerators.

Na podstawie uzyskanych wyników stwierdzono, że regulacja temperatur, w szczególności temperatury płynu chłodzącego silnik spalinowy powinna odbywać się z wykorzystaniem zaworów trójdrogowych ze sterowaniem proporcjonalnym realizowanym w układzie nadrzędnym. Regulacja mocy (jej redukcja wynikająca z ograniczenia odbioru ciepła z kogenerators – ustalenie wartości możliwej mocy maksymalnej kogenerators) powinna odbywać się z wykorzystaniem rampy mocy zgodnie z charakterystyką jak na

rysunku 4.4.3. Przy tworzeniu charakterystyki redukcji mocy wzięto pod uwagę fakt, że regulacja mocy elektrycznej odbywa się szybciej niż regulacja temperatur, zatem możliwe jest liniowe ograniczenie mocy na podstawie zmian temperatur (wartość mocy elektrycznej podąża za zmianami temperatur).



Rys. 4.4.3. Charakterystyka redukcji możliwej mocy maksymalnej kogeneratora, gdzie  $t_1$ ,  $t_2$  i  $t_3$  to wartości temperatur granicznych ustalane na podstawie warunków panujących w miejscu zainstalowania kogeneratora.

Jak wspomniano na wstępie jedną z podstawowych funkcji układu sterowania jest zapewnienie prawidłowej pracy układu poprzez nadzorowanie i realizację funkcji zabezpieczających. W rozważanym przypadku sterownik nadrzędny realizował następujące funkcje zabezpieczeń (z wyjątkiem zabezpieczeń sieciowych, opisanych w rozdziale 4.4.4):

- temperatury płynu chłodniczego (przekroczenie zadanej wartości skutkuje w zależności od stanu pracy kogeneratora wyłączeniem jednostki, gdy ona pracuje, lub tylko alarmem, gdy jednostka jest zatrzymana),
- temperatury uzwojeń generatora (jak dla procedury zabezpieczenia temperatury płynu chłodniczego),
- poziomu oleju (przekroczenie zadanego poziomu, tj. poziom zbyt niski skutkuje dolaniem oleju lub wyłączeniem silnika - lub zbyt wysoki - skutkuje wyłączeniem silnika),
- ciśnienia oleju (ciśnienie zbyt małe - zatrzymanie silnika),
- ciśnienia płynu chłodzącego (ciśnienie zbyt małe - zatrzymanie silnika).

Ponadto sterownik nadrzędny realizował następujące funkcje obsługi urządzeń peryferyjnych:

- pompa obiegu cieczy chłodzącej: załączenie z chwilą rozpoczęcia rozruchu jednostki kogeneracyjnej, załączenie przy zbyt niskiej temperaturze (procedura antyzamarzaniowa), wyłączenie po zatrzymaniu z opóźnieniem lub wyłączenie po zatrzymaniu, gdy temperatura płynu chłodzącego spadnie poniżej zadanego poziomu,
- zawór dolewania oleju: otwarcie i zamknięcie mające na celu utrzymanie zadanego poziomu oleju,

- wentylator przewietrzania obudowy, w której zainstalowano jednostkę kogeneracyjną: załączenie w chwili otwarcia zaworów gazu celem przewietrzenie obudowy przed rozruchem silnika spalinowego, wyłączenie po wyłączeniu silnika lub w zależności od temperatury wewnątrz obudowy,
- zawór trójdrogowy regulujący temperaturę płynu chłodzącego: sterowanie płynne otwarciem w zależności od wartości temperatury płynu chłodzącego.

#### 4.4.3. Układ sterowania pracą silnika spalinowego

Silnik spalinowy prototypu wyposażono w jednostkę sterującą (ECU) typu „stand alone” (nazwa pochodzi z języka angielskiego i jest powszechnie stosowana w motor-sporcie). Zastosowano sterownik Link G4 Extreme, jest to urządzenie o szerokich możliwościach adaptacji do badań stanowiskowych. Zadaniem ECU była kontrola składu mieszanki paliwowo-powietrznej poprzez odpowiednie sterowanie przepustnicą oraz zaworem podającym paliwo do mieszalnika, a także sterowanie cewkami zapłonowymi celem wyzwalania zapłonu w oczekiwanym położeniu tłoka w kolejnym cylindrze silnika. Do prawidłowego działania sterownika wraz z silnikiem spalinowym konieczne było zastosowanie niezbędnego osprzętu. W jednostce prototypowej wykorzystano część osprzętu fabrycznie dołączonego do silnika, jak: wieniec zębaty do sygnalizacji prędkości i położenia wału korbowego wraz z czujnikiem, cewki zapłonowe, czujniki temperatury silnika oraz temperatury powietrza dolotowego. Z kolei układ zasilania paliwem ciekłym tj. pompę, regulator ciśnienia oraz wtryskiwacze zostały zdemontowane, a otwory po wtryskiwaczach mieszczące się w kolektorze dolotowym zaślepieno. Dodatkowo silnik spalinowy wyposażono w:

- elektrycznie sterowaną przepustnicę o średnicy 32mm z małolitrażowego silnika trakcyjnego,
- zero ciśnieniowy reduktor/parownik gazu, odpowiedni do badanego paliwa (osobno dla LPG i GZ),
- elektrycznie sterowany zawór z zamykaniem sprężynowym regulujący ilość podawanego paliwa,
- czujnik ciśnienia i temperatury gazu,
- czujnik ciśnienia w kolektorze dolotowym,
- mieszalnik gazu (zainstalowany przed przepustnicą patrząc od strony filtra powietrza)
- szerokopasmową sondę lambda Bosch LSU4.9.

Na rysunku 4.4.3.1 pokazano przepustnicę, mieszalnik oraz zintegrowany czujnik ciśnienia i temperatury gazu.

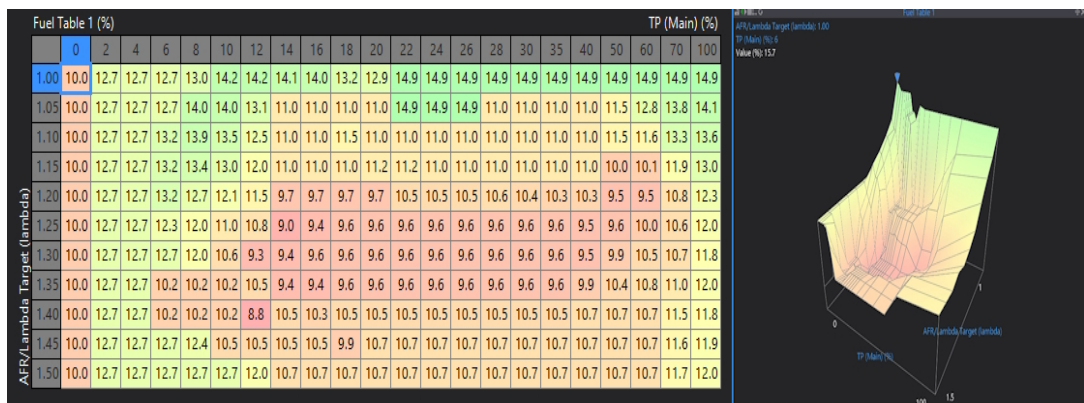


Rys.4.4.3.1 Widok na wybrane elementy układu dolotowego silnika

Jak już sygnalizowano wcześniej, zastosowany sterownik typu „stand alone” do silników spalinowych to zaawansowane urządzenie, które oferuje szeroki zakres możliwości sterowania, monitorowania i ochrony silnika. Poniżej zaprezentowano skrócony opis ważniejszych funkcji sterownika, które były wykorzystane podczas badań:

1. *Sterowanie otwarciem przepustnicy.* System elektronicznego sterowania przepustnicą (E-Throttle) zapewnia kontrolę nad kątem otwarcia przepustnicy. Przepustnica wyposażona jest w dwa potencjometry pozwalający na generację z sygnału, który informuje sterownik o wartości aktualnego kąta jej otwarcia. Ponadto sterownik posiada własny algorytm diagnostyczny pozwalający na wykrycie ewentualnej awarii przepustnicy zapewniając bezpieczeństwo działania jednostki kogeneracyjnej. Sterownik wykorzystuje podwójny system redundancji, aby zapewnić stałą kontrolę nad przepustnicą. System jest stale monitorowany pod kątem potencjalnych usterek, a w przypadku ich wykrycia zgłasza awarię. Dodatkowo system elektronicznego sterowania przepustnicą posiada kilka kreatorów ustawień ułatwiających jego konfigurację. Do prawidłowej pracy układu, opracowano tabelę 3D, która umożliwia dostosowanie wymaganego otwarcia przepustnicy w oparciu o sygnał ze sterownika nadrzędnego i prędkość obrotową silnika.

2. *Sterowanie otwarciem zaworu dozowania paliwa gazowego.* W układzie dolotowym zastosowano wielootworkowy mieszalnik gazowy wykorzystujący zjawisko Venturiego do pobierania paliwa gazowego z reduktora zero-ciśnieniowego. Jak już wspomniano zawór służy do regulacji przepływu tego gazu i tym samym kontroli składu mieszanki. Razem z kontrolą otwarcia przepustnicy stanowi ona zmienny parametr podlegający badaniu i optymalizacji w kontekście hybrydowej regulacji obciążenia, będącej tematem niniejszej pracy. W procesie kalibracji stanowiska opracowano tabelę 3D (rys. 4.4.3.2) bazowego otwarcia zaworu w funkcji kąta otwarcia przepustnicy (obciążenia silnika) i docelowego składu mieszanki w zakresie Lambda od 1,0 do 1,5, korektę otwarcia zaworu zależną od temperatury przepływającego gazu i temperatury silnika, oraz włączono algorytm PID wprowadzający dodatkową poprawkę w zakresie +/- 40%, precyzyjnie kontrolując zadaną ręcznie lub przez sterownik nadrzędny wartość stosunku nadmiaru powietrza w oparciu o wskazania z szerokopasmowej sondy lambda.



Rys. 4.4.3.2 Tabela bazowego otwarcia zaworu mieszanki.

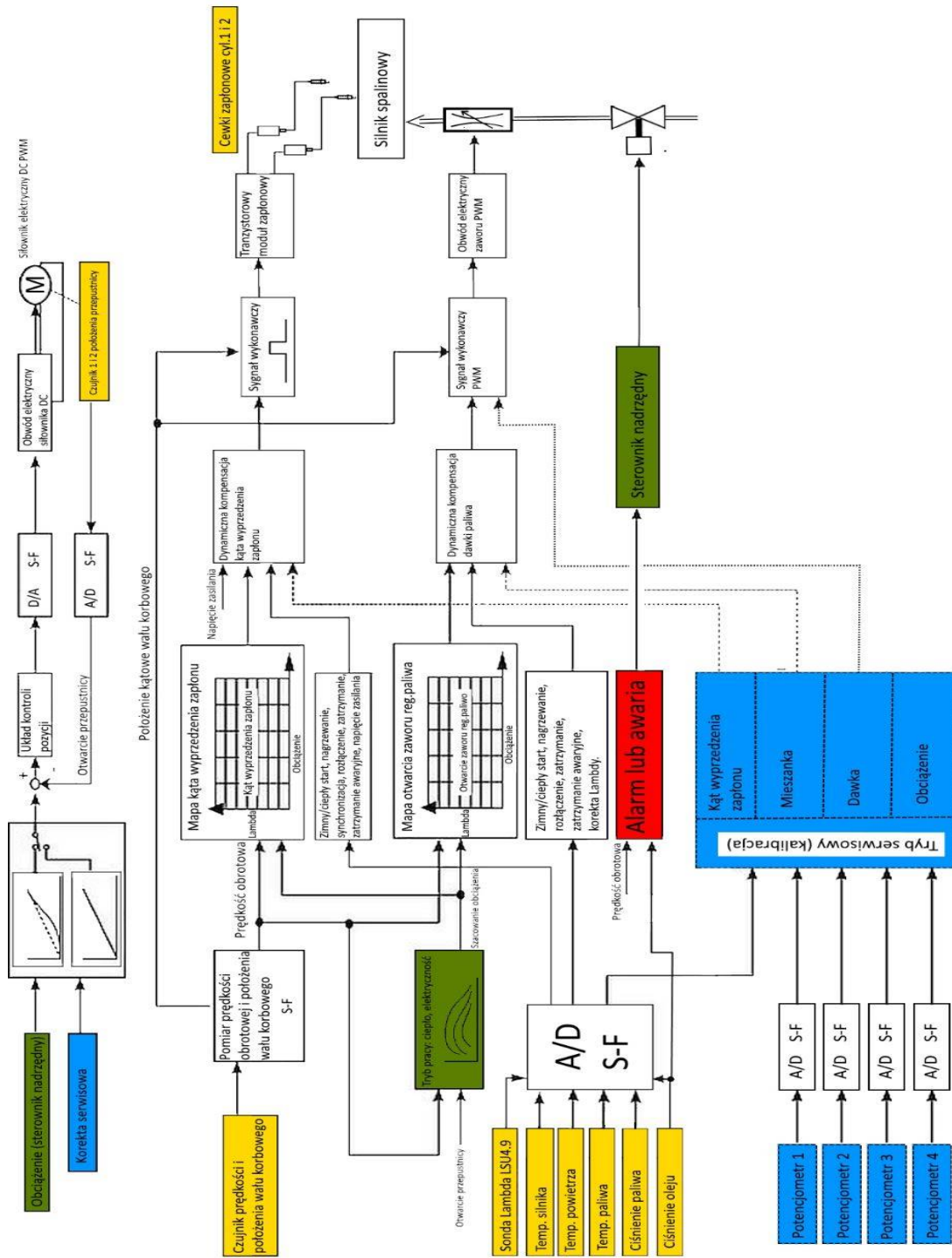
3. *Sterowanie kątem wyprzedzenia zapłonu.* Optymalne ustawienie kąta wyprzedzenia zapłonu jest zależne od wielu czynników, między innymi od rodzaju paliwa, konstrukcji silnika, aktualnego obciążenia, prędkości obrotowej i warunków zewnętrznych. Poprawne ustawienie tego parametru pozwala na osiągnięcie optymalnej efektywności spalania, maksymalnej mocy i momentu obrotowego, minimalnej emisji zanieczyszczeń oraz zachowania stabilności pracy silnika. Sterownik pozwala na implementację tabeli 3D dla optymalnych wartości kąta wyprzedzenia zapłonu w funkcji kąta otwarcia przepustnicy (obciążenia silnika) i docelowego składu mieszanki w zakresie Lambda od 1,0 do 1,5, korektę od temperatury silnika oraz prędkości obrotowej. Dodatkowo zastosowany sterownik pozwala na dynamiczną korektę kąta wyprzedzenia zapłonu w funkcji wskaźnika zmiany chwilowej prędkości obrotowej wału korbowego silnika, engine speed ROC [obr/s] (Rate Of Change). Funkcja ta była wykorzystana podczas fazy synchronizacji

generatora energii elektrycznej z siecią, celem ustabilizowania obrotów a tym samym częstotliwości napięcia generatora.

4. *Procedura startu i nagrzewania silnika.* Kontrola dawki paliwa gazowego podczas startu silnika zasilanego gazem (LPG/gaz ziemny), różni się nieco od startu silnika zasilanego paliwem ciekłym, takim jak np. benzyna. Podczas gdy paliwo ciekłe dla ułatwienia zapłonu wymaga nieco wzbogaconej mieszanki podczas uruchamiania silnika i jego nagrzewania, to korekta dawki przy zasilaniu paliwem gazowym jest „ujemna” (dawka startowa jest mniejsza niż w czasie normalnej pracy), ze względu na większy wpływ gęstości paliwa gazowego przy niskiej temperaturze na wymaganą dawkę. Ponadto paliwa ciekłe wymagają odparowania rozpylonych kropeł częściowo osiadających w kanale dolotowym na jego ściankach i w konsekwencji zmniejszając ilość paliwa docierającego do komory spalania, wymuszając korektę „dodatnią”.
5. *Procedury zabezpieczające.* Sterownik silnika pozwala na wyzwolenie sygnałów zabezpieczających pracę silnika np. pod względem maksymalnej prędkości obrotowej, odcinając zapłon powyżej określonej wartości np. 1900 obr/min. Ponadto możliwe jest wyłączenie silnika ze względu na minimalne ciśnienie oleju smarującego oraz maksymalną temperaturę czynnika odbierającego ciepło poprzez wysyłanie alarmu do sterownika nadrzędnego.

Na rysunku 4.4.3.3 zaprezentowano blokowe ujęcie funkcji opisanego wyżej sterownika silnikowego.





Rys.4.4.3.3 Schemat blokowy opisujący funkcje sterownika silnikowego

#### 4.4.4. Układy zabezpieczeń elektrycznych

Z uwagi na znaczenie podsystemu zabezpieczeń sieciowych [87], pomimo tego, że jest realizowany programowo w sterowniku nadrzędnym, został on dodatkowo opisany.

Zadaniem podsystemu zabezpieczeń sieciowych jest zapewnienie bezpieczeństwa obsługi oraz zabezpieczenie podzespołów jednostki kogeneracyjnej przed awarią lub ograniczenie skutków takiej awarii.

Struktura podsystemu zabezpieczeń sieciowych musi być zgodna z wytycznymi Instrukcji Ruchu i Eksploatacji Sieci Dystrybucyjnej opracowywanej przez Operatora Sieci Dystrybucyjnej, do której zostanie przyłączony generator energii elektrycznej (synchroniczny lub asynchroniczny), a obecnie z wytycznymi kodeksu sieci NC RfG czyli Rozporządzeniem Komisji (UE) 2016/631 z dnia 14 kwietnia 2016 r. ustanawiające kodeks sieci dotyczący wymogów w zakresie przyłączenia jednostek wytwórczych do sieci (Dz.U. UE L 112/1 z 27.4.2016). Warto podkreślić, że kodeks znacznie rozszerzył wymagania stawiane źródłom energii elektrycznej (nawet o najmniejszych mocach) przyłączanych do sieci elektroenergetycznej.

Z uwagi na realizację badań przed wprowadzeniem obligatoryjnego stosowania kodeksu badana jednostka kogeneracyjna była dostosowana do wymogów Instrukcji Ruchu i Eksploatacji Sieci Dystrybucyjnej.

Na etapie opracowywania koncepcji struktury podsystemu zabezpieczeń sieciowych przeanalizowano Instrukcje Ruchu i Eksploatacji Sieci Dystrybucyjnej czterech największych operatorów dystrybucyjnych w Polsce, tj. Turon Dystrybucja, Energa, Enea i PGE [88,89,90,91]. W wyniku przeprowadzonej analizy stwierdzono, że z uwagi na napięcie znamionowe i moc znamionową w opracowywanej strukturze podsystemu zabezpieczeń sieciowych powinny być obecne następujące zabezpieczenia: różnicowoprądowe, zabezpieczenie pod- i nadnapięciowe, zabezpieczenie nadprądowe zwłoczne (przeciążeniowe) i bezzwłoczne (zwarciove), zabezpieczenie od pracy wyspowej lub inne zabezpieczenie zapewniające samoczynne wyłączenie generatora w przypadku zaniku napięcia od strony sieci dystrybucyjnej.

W zaprojektowanej i uruchomionej jednostce kogeneracyjnej zastosowano sterownik nadrzędny IntelliCompact NT SPtM firmy ComAp, który w swojej strukturze zawiera odpowiednie elementy pozwalające na realizację podstawowych funkcji zabezpieczeń sieciowych [92].

W tabeli 4.4.4.1. zestawiono krótki opis wybranych procedur zabezpieczeń sieciowych zastosowanych w badanym kogeneratorze. Należy podkreślić, że wartości nastawień zabezpieczeń muszą być skorelowane z wytycznymi Warunków Przyłączenia wydawanych przez Operatora Sieci Dystrybucyjnej dla miejsca zainstalowania układu kogeneracyjnego.

Tabela 4.4.4.1 Zestawienie zabezpieczeń części elektrycznej układu kogeneracyjnego.

L.p.	Funkcja	Nazwa zabezpieczenia	Zakres możliwych nastawień
1	wyłączenie możliwości podania napięcia z jednostki wytwórczej na niezasiloną sieć przedsiębiorstwa energetycznego;  zabezpieczenie podnapięciowe (działania niezależnie dla każdej fazy);	Undervoltage	Próg napięciowy: 20..100% napięcia znamionowego generatora  Opóźnienie wyzwolenia: 0.00..600.00 s
3	zabezpieczenie nadprądowe (jest to zabezpieczenie dodatkowe, stanowi redundancję zabezpieczenia zwarciovego i przeciążeniowego instalowanego w wyłączniku sprzęgającym generator z siecią elektroenergetyczną)	Overcurrent	Zabezpieczenie bezzwłoczne  Próg prądowy: 100..500% prądu znamionowego generatora  Opóźnienie wyzwolenia: 0.00..10.00 s  Zabezpieczenie zwłoczne bez progu prądowego, którego czas wyzwolenia zależy od wartości płynącego prądu (charakterystyka czasowo zależna [87])  Opóźnienie wyzwolenia: 1..600.0 s
4	zabezpieczenie nadnapięciowe	Overvoltage	Próg napięciowy: 100..150% napięcia znamionowego generatora  Opóźnienie wyzwolenia: 0.00..600.00 s
5	zabezpieczenie od skutków pracy niepełnofazowej	Current Unbalance  Voltage Assymetry (Voltage Unbalance)	Próg prądowy: 0..200% prądu znamionowego generatora  Opóźnienie wyzwolenia: 0.00..600.00 s  Próg napięciowy: 0..200% napięcia znamionowego generatora  Opóźnienie wyzwolenia: 0.00..600.00 s
6	zabezpieczenie od pracy wyspowej (nad- i podczęstotliwościowe)	Overfrequency  Underfrequency	Próg częstotliwościowy: 0.00.. 2.00 Hz  Opóźnienie wyzwolenia: 0.00..600.00 s  Próg częstotliwościowy: -2.50.. 0 Hz  Opóźnienie wyzwolenia: 0.00..600.00 s
7	zabezpieczenie od pracy wyspowej (wektorowe)	Vector shift	Próg kątowy: 1.. 12°

#### 4.4.5 Opis wybranej aparatury

W niniejszej pracy doktorskiej wykorzystywano szereg specjalistycznych przyrządów pomiarowych do mierzenia i zbierania danych. Przedstawiono je na rysunkach od 4.4.5.1 do 4.4.5.6. Scharakteryzowana w tej części aparatura pomiarowa była wykorzystywana zarówno podczas badań identyfikacyjnych jak również podczas badań prototypu kogeneratora.

Pomiar ciśnienia w cylindrze zrealizowany z niepewnością maksymalną 2%, przy użyciu czujnika ciśnienia w cylindrze marki Kistler, typ 6117BF17, podłączony ze wzmacniaczem ładunku typu 5039A212. Kolejnym był czujnik ciśnienia w kanale dolotowym marki Kistler, typ 4045A1, wraz ze wzmacniaczem typu 4618A0. Do pomiaru obrotów silnika wykorzystano enkoder o częstotliwości próbkowania 1024 pkt/obr. Cały system pomiarowy opierał się na kartach National Instruments PXI-6133 i PXI-6602. Badania indykacyjne stosowane były do wyznaczenia wskaźnika charakteryzującego powtarzalność pracy indykowanej w kolejnych cyklach roboczych silnika.



Rys. 4.4.5.1 System pomiarowy NI-PXI 1033 oraz czujnik ciśnienia w cylindrze Kistler typ 6117BF17



Rys. 4.4.5.2 Wzmacniacze sygnału Kistler 5039A212 oraz 4618A0

Za pomocą analizatora gazu (Rys 4.4.5.3) firmy CAPELEC, typu CAP3201, mierzono skład spalin silnika. Rodzaj mierzonych składników spalin wraz z zakresami i dokładnością pomiarową przedstawia tabela 4.4.5.1.



Rys. 4.4.5.3 Analizator gazu Capelec CAP3201

Tabela 4.4.5.1

Mierzona wielkość	Zakres pomiarowy	Dokładność pomiarowa
CO	0÷10,5 % obj.	±3 %
CO <sub>2</sub>	0÷21 % obj.	±4 %
HC (równoważnik C <sub>6</sub> H <sub>14</sub> )	0÷20 000 ppm	±5 %
NO <sub>x</sub>	0÷10 000 ppm	±1 %
O <sub>2</sub>	0÷21 % obj.	±3 %

Paliwo gazowe zasilające stanowisko badawcze zgodne z Polską Normą PN-EN 589:2009 oraz PN-C-96008:98, pochodziło od lokalnego dystrybutora LPG. Dostarczane i pobierane z butli 11 kg pozwoliło na wykorzystanie wagi platformowej Sartorius, umożliwiając wyznaczenie średniego strumienia objętościowego w określonym czasie pracy układu. (Rys. 4.4.5.4)



Rys. 4.4.5.4 Panel wagi platformowej Sartorius ISI 10

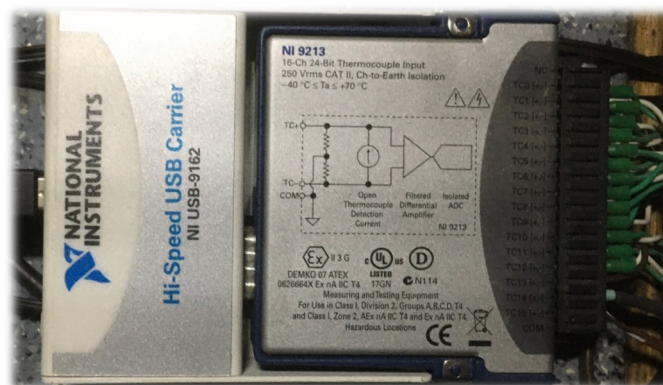
Pomiar temperatur realizowany przy użyciu płaszczowych termoelementów typ K (NiCr-NiAl, klasa 2 wg PN – EN 60584 -1:2014) i zarejestrowany przy użyciu systemu ALMEMO



5690-2 produkcji Ahlborn (Rys.4.4.5.5) ale podczas badań trwałościowych użyto systemu NI LabView 2018, bazującego na pomiarach z karty pomiarowej NI-9213 w module NI USB-9162 przedstawionych na rysunkach 4.4.5.5 oraz 4.4.5.6. Oba układy mierzyły z podobną dokładnością 2,75 – 3 stopni Celsjusza.



Rys.4.4.5.5 Rejestrator temperatur ALMEMO 5690-2



Rys.4.4.5.6 Pomiar temperatury zestawem National Instruments NI-9213 oraz NI USB-9162

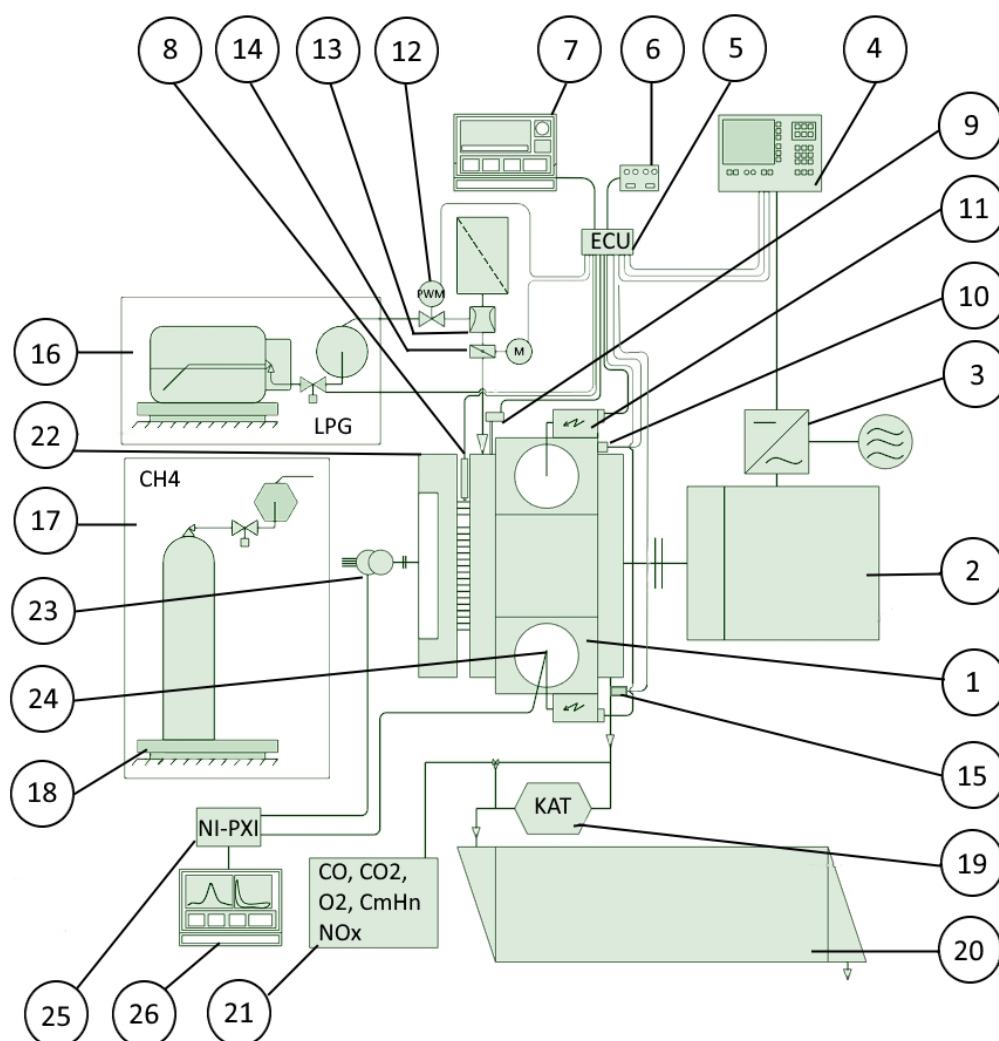
## 5. BADANIA PROTOTYPU

### 5.1. Charakterystyka ogólna prototypu

Badania prototypowego układu kogeneracyjnego, którego poszczególne komponenty zostały scharakteryzowane w rozdziale 4 były realizowane w laboratorium Katedry Techniki Ciepłej Politechniki Śląskiej. Badania realizowano w dwóch konfiguracjach prototypu. Pierwsza konfiguracja obejmowała zastosowanie generatora asynchronicznego. W konfiguracji tej skupiono się na analizie energetycznej części wytwarzania energii elektrycznej oraz oddziaływaniu jednostki na środowisko naturalne. Wyznaczając charakterystyki sprawnościowe oraz wskaźniki emisji w zakresie zmiennej wartości kąta wyprzedzenia zapłonu spalając mieszkankę stechiometryczną i ubogą stosując LPG, a następnie gaz ziemny jako paliwa do zasilania silnika. W trakcie badań testowano również podzespoły układu kogeneracyjnego tj. działanie: sprzęgła łączącego silnik spalinowy z generatorem energii elektrycznej, wymienników ciepła, układów zasilania paliwem, czujników sygnałowych oraz układu automatycznego uzupełniania oleju smarującego silnik. Przy czym były to badania identyfikacyjne, mające na celu ujawnienie ewentualnych problemów konstrukcyjnych zbudowanej jednostki prototypowej. Druga konfiguracja bazowała na zastosowaniu generatora synchronicznego i była to konfiguracja docelowa ze względu na fakt, że z założenia opracowywany mikrokogenerator miał mieć zdolność do pracy wyspowej (por. podrozdział 4.2). W konfiguracji tej, podobnie jak dla rozwiązania z generatorem asynchronicznym, dokonano badań pozwalających na analizę energetyczną wytwarzania energii elektrycznej i oddziaływania jednostki na środowisko naturalne oraz dodatkowo realizowano badania w zakresie zagospodarowania ciepła odpadowego pochodzącego od spalin i czynnika chłodzącego silnik. Ponadto dla drugiej konfiguracji realizowane były badania trwałościowe mające na celu ocenę zużycia elementów wewnętrznych silnika spalinowego. Podczas badań obu konfiguracji kogeneratora maszyna elektryczna poprzez system zabezpieczeń była połączona z siecią elektroenergetyczną, która stanowiła obciążenie jednostki. W trakcie badań rozwiązania z generatorem synchronicznym dodatkowo testowano możliwości pracy wyspowej obciążając układ elektryczny zestawem odbiorników rezystancyjnych i zmieniając skokowo obciążenie poprzez włączenie kolejnych odbiorników.

Na rysunku 5.1.1 zaprezentowano schemat prototypowego układu kogeneracyjnego wraz z urządzeniami pomocniczymi oraz aparaturą kontrolno-pomiarową, która została scharakteryzowana w rozdziale 4.4.5. Jak wspomniano wcześniej, badania realizowano stosując dwa rodzaje paliwa gazowego, tj. gaz ziemny oraz mieszaninę propanu i butanu, czyli LPG. W obu przypadkach paliwa znajdowały się w zbiornikach ciśnieniowych umieszczonych na precyzyjnej wadze celem realizacji pomiaru zużycia paliwa przez silnik

spalinowy. Dla obu badanych paliwa granicą stabilnej pracy silnika była wartość stosunku nadmiaru powietrza wynosząca  $\lambda = 1,3$ .



1. Silnik spalinowy Kohler LH 775, 2. Generator synchroniczny, 3. Falownik, 4. Sterownik nadrzędny, 5. Programowalny sterownik silnika ECU, 6. Ręczny nastawnik parametrów silnika spalinowego 7. Komputer z oprogramowaniem nadzorującym pracę silnika spalinowego / monitoring zewnętrzny, 8. Czujnik prędkości i położenia wału korbowego, 9. Czujnik ciśnienia w kolektorze dolotowym, 10. Czujnik temperatury silnika, 11. Cewka zapłonowa cylindra nr.1, 12. Zawór paliwa gazowego, 13. Mieszalnik gaz - powietrze, 14. Elektryczna przepustnica silnika, 15. Szerokopasmowa sonda Lambda, 16. Parownik zero ciśnieniowy, 17. Zbiornik paliwa z reduktorem zero ciśnieniowym, 18. Waga do pomiaru zużycia paliwa, 19. Trójfunkcyjny konwerter katalityczny, 20. Wymiennik ciepła spaliny – ciecz, 21. Pięcioskładnikowy analizator spalin, 22. Zaprojektowane koło zamachowe, 23. Czujnik położenia wału korbowego (enkoder), 24. Piezokwarcowy czujnik ciśnienia w cylindrze, 25. Wielokanałowy układ pomiarowy, 26. Przetwornik do indykacji ciśnienia w cylindrze.

Rys. 5.1.1 Schemat prototypowego układu kogeneracyjnego wraz z urządzeniami pomocniczymi oraz aparaturą kontrolno-pomiarową



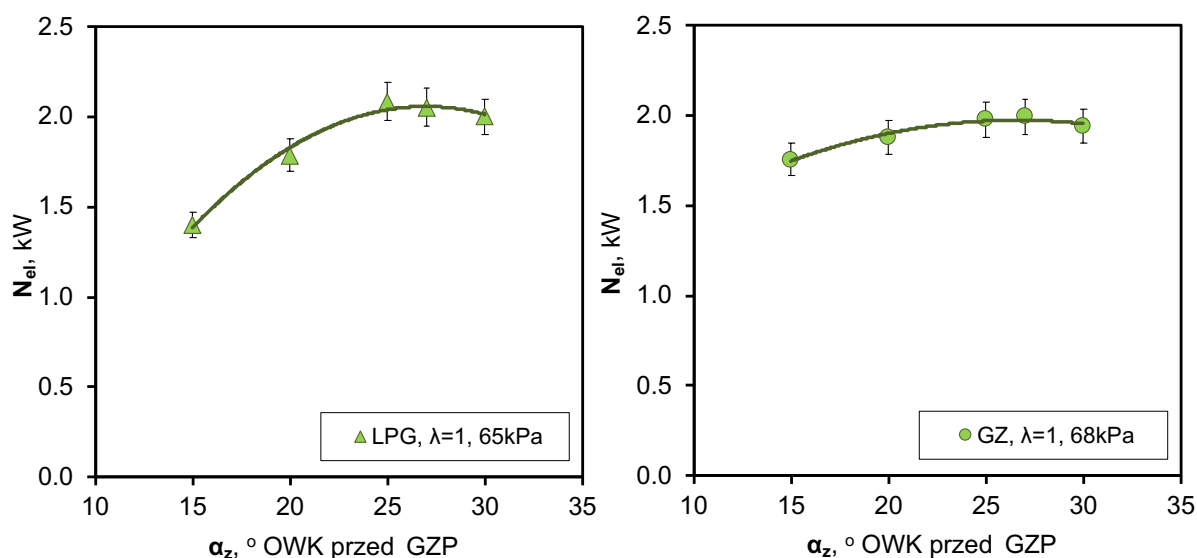
Jak już sygnalizowano na wstępie, testy prototypu odbywały się dla zmiennych wartości kąta wyprzedzenia zapłonu. Wartość kąta wyprzedzenia zapłonu wpływa pośrednio na obciążenia ciepłe układu wylotowego co jest istotne z między innymi z punktu widzenia trwałości zaworów wylotowych oraz prawidłowego działania wymiennika wysokotemperaturowego. Należy podkreślić, że parametr ten ma również istotny wpływ na sprawność energetyczną silnika spalinowego oraz wielkość emisji substancji szkodliwych. W zależności od rodzaju paliwa oraz składu mieszanki paliwowo – powietrznej charakteryzowanej przez stosunek nadmiaru powietrza, konieczna jest optymalizacja wartości kąta wyprzedzenia zapłonu celem uzyskania satysfakcjonujących efektów energetycznych przy akceptowalnym poziomie wartości emisji substancji szkodliwych. Biorąc pod uwagę, że silnik spalinowy napędza generator energii elektrycznej ze stałą prędkością obrotową, wartość mocy elektrycznej generowanej przez układ zależy od aktualnej wartości momentu obrotowego przekazywanego od silnika spalinowego na wirnik maszyny elektrycznej. Z kolei na wartość momentu obrotowego silnika spalinowego istotny wpływ ma ustawienie kąta wyprzedzania zapłonu. Kąt wyprzedzenia zapłonu decyduje o momencie wystąpienia początku spalania w cylindrze silnika spalinowego, a w konsekwencji ma wpływ na wartość chwilową momentu obrotowego. Przebieg momentu obrotowego w zakresie pojedynczego cyklu pracy silnika spalinowego wpływa zaś z kolei na wartości chwilowych zmian prędkości kątowej wału korbowego. Zbyt wysokie fluktuacje prędkości obrotowej wpływają istotnie na pracę maszyny elektrycznej (co zostało szerzej omówione w rozdziale 3). Z tego względu konieczna jest optymalizacja kąta wyprzedzenia zapłonu ujmująca wymienione wyżej czynniki tj. sprawność generacji energii elektrycznej, wielkość emisji substancji szkodliwych oraz prawidłowość współpracy silnika spalinowego z maszyną elektryczną. Wyniki badań tych wielkości omówiono w kolejnych podrozdziałach.

## **5.2. Konfiguracja z generatorem asynchronicznym**

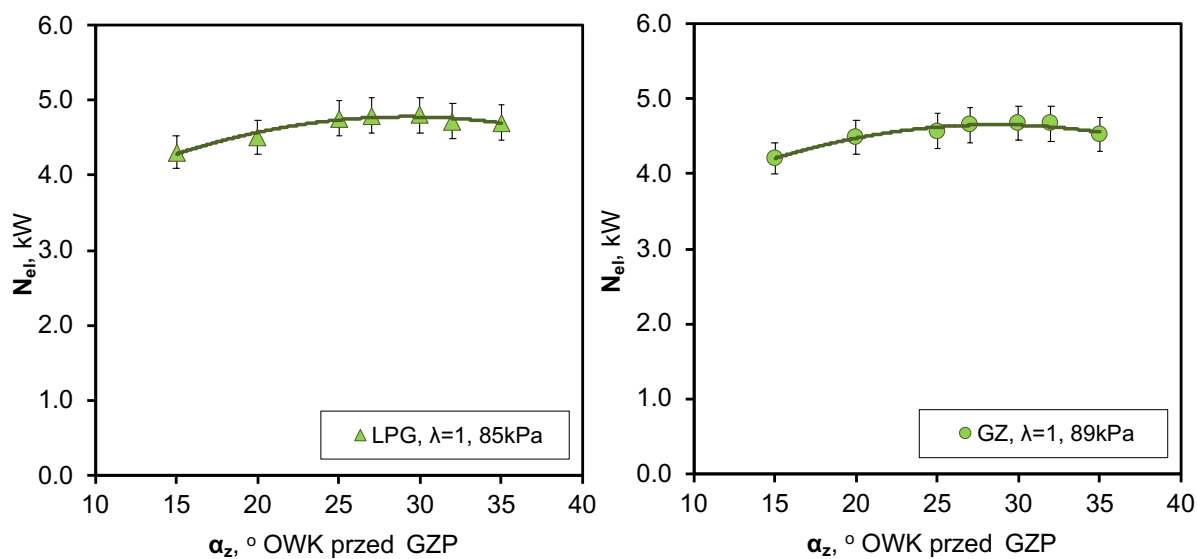
### **5.2.1. Moc elektryczna oraz sprawność generacji energii elektrycznej**

Badania prototypu z maszyną asynchroniczną realizowano dla zmiennej wartości kąta wyprzedzenia zapłonu oraz stosunku nadmiaru powietrza. Pomiar chwilowej wartości mocy elektrycznej odbywał się przy pomocy analizatora parametrów sieci LEM Norma 6100, natomiast strumień zużywanego paliwa wyznaczano w oparciu o pomiar ubytku masy w zbiorniku w określonym przedziale czasowym, podczas ruchu jednostki w ustalonym stanie pracy (tj. otwarcie przepustnicy, skład mieszanki, kat wyprzedzenia zapłonu). Badania były realizowane w ustalonych warunkach termicznych układu. W pierwszej kolejności zbadano zmiany wartości mocy elektrycznej dla różnych ustawień kąta wyprzedzenia zapłonu. Na rysunkach od 5.2.1.1 do 5.2.1.4 przedstawiono wpływ zmiany kąta wyprzedzenia zapłonu na wartość mocy elektrycznej generowanej na zaciskach maszyny elektrycznej dla ustalonego otwarcia przepustnicy oraz składu mieszanki. Legenda zamieszczona na rysunkach zawiera

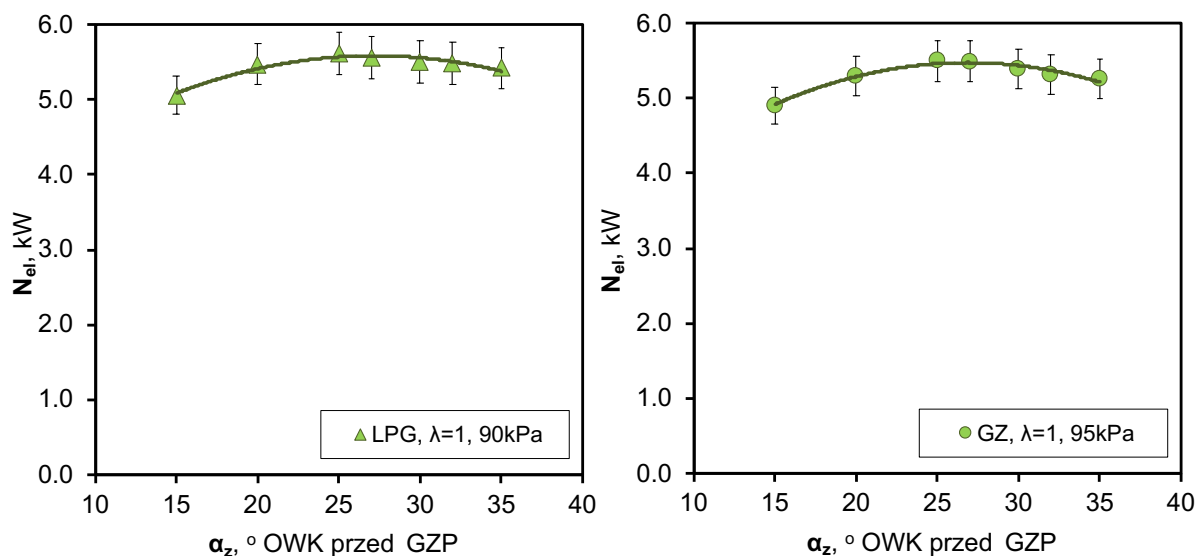
informację o rodzaju paliwa (LPG – mieszanina propan-butan, GZ – gaz ziemny) oraz wartości stosunku nadmiaru powietrza i ciśnienia w kolektorze dolotowym. Wartość ciśnienia w kolektorze dolotowym uzależniona jest od aktualnego otwarcia przepustnicy. Ze względu na różne własności badanych paliw obserwuje się nieznaczną różnicę w wartościach wspomnianego ciśnienia pomiędzy stosowanymi paliwami.



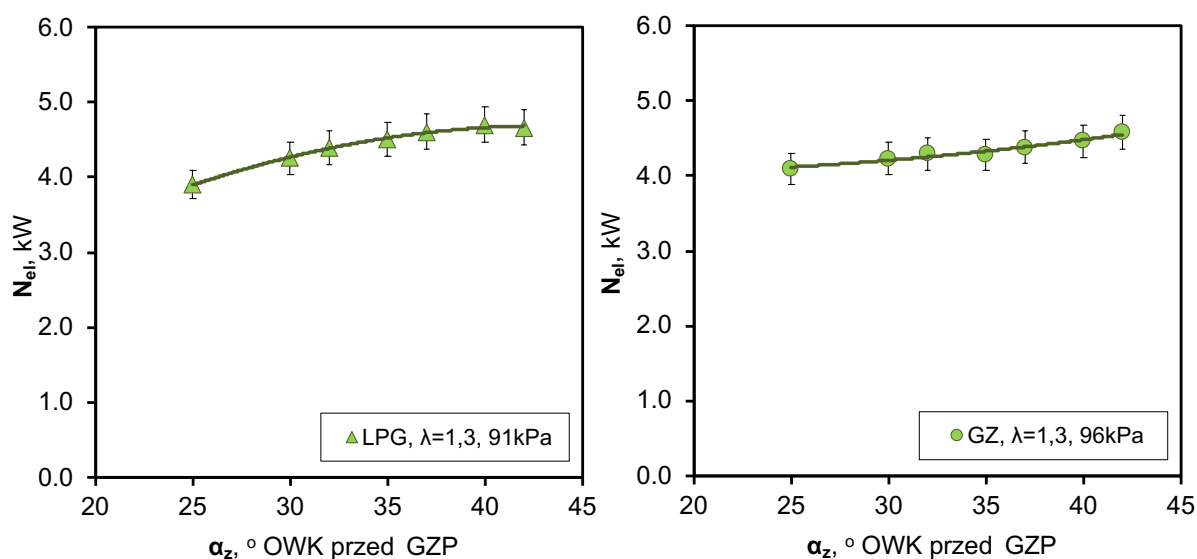
Rys. 5.2.1.1. Wpływ zmiany kąta wyprzedzania zapłonu na elektryczną moc wyjściową jednostki prototypowej – generator asynchroniczny, praca z niskim obciążeniem dla regulacji wyłącznie przepustnicą



Rys. 5.2.1.2. Wpływ zmiany kąta wyprzedzania zapłonu na elektryczną moc wyjściową jednostki prototypowej – generator asynchroniczny, praca z średnim obciążeniem dla regulacji wyłącznie przepustnicą



Rys. 5.2.1.3. Wpływ zmiany kąta wyprzedzania zapłonu na elektryczną moc wyjściową jednostki prototypowej – generator asynchroniczny, praca z pełnym obciążeniem dla regulacji wyłącznie przepustnicą

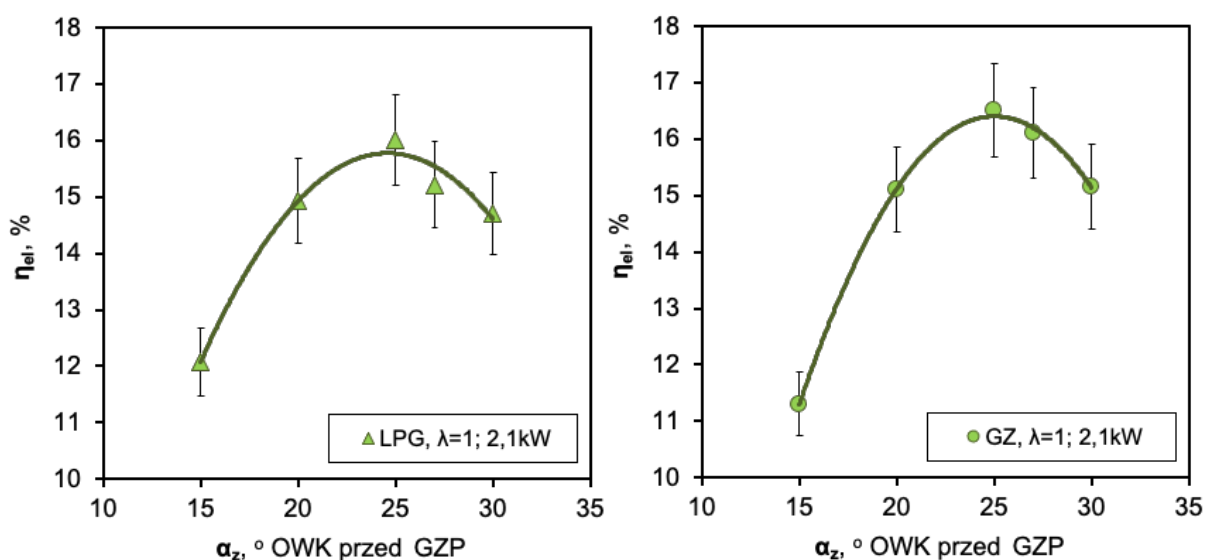


Rys. 5.2.1.4. Wpływ zmiany kąta wyprzedzania zapłonu na elektryczną moc wyjściową jednostki prototypowej – generator asynchroniczny, praca z pełnym obciążeniem dla regulacji hybrydowej

Na podstawie otrzymanych wyników badań można stwierdzić, że maksymalna moc wyjściowa jednostki kogeneracyjnej dla ustalonych parametrów regulacyjnych (połączenie przepustnicy oraz stosunek nadmiaru powietrza) jest zbliżona dla obu stosowanych paliw. Ponadto obserwuje się nieznaczne różnice pomiędzy optymalną wartością kąta wyprzedzenia zapłonu dla których jednostka osiąga maksymalną moc mając dalej na uwadze rodzaj paliwa. Dla wyższych wartości otwarcia przepustnicy podczas regulacji wyłącznie przepustnicą (rys.

5.2.1.1. - 5.2.1.3.), jak wynika z wyników badań należy stosować większe wyprzedzanie zapłonu, aby uzyskać maksymalną wartość mocy wyjściowej. W przypadku regulacji hybrydowej brak jest wyraźnego ekstremum mocy. Najwyższą wartość osiąga ona dla najwyższych wartości kąta wyprzedzenia zapłonu z zastosowanego przedziału regulacji. Dodatkowo spalanie mieszanki ubogiej przy zbliżonej wartości mocy wyjściowej kogeneratora do regulacji wyłącznie przepustnicą (rys. 5.2.14 i 5.2.1.2) wymaga stosowania wyższych wartości kąta wyprzedzenia zapłonu.

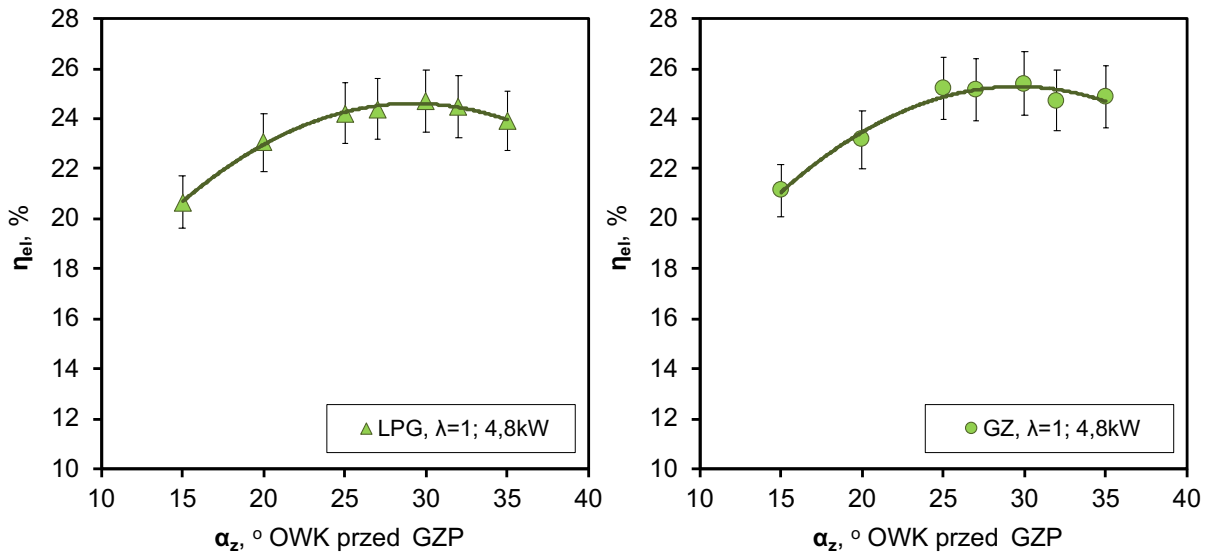
Na rysunkach od 5.2.1.5 do 5.2.1.9 zaprezentowano zmiany sprawności generacji energii elektrycznej dla punktów pracy, dla których realizowano badania charakterystyki mocy pokazane na wcześniejszych rysunkach. Legenda zamieszczona na rysunkach obejmujących zmiany sprawności zawiera informację odnośnie mocy kogeneratora, dla której osiągał on najwyższą sprawność w badanym przedziale zmian kąta wyprzedzenia zapłonu.



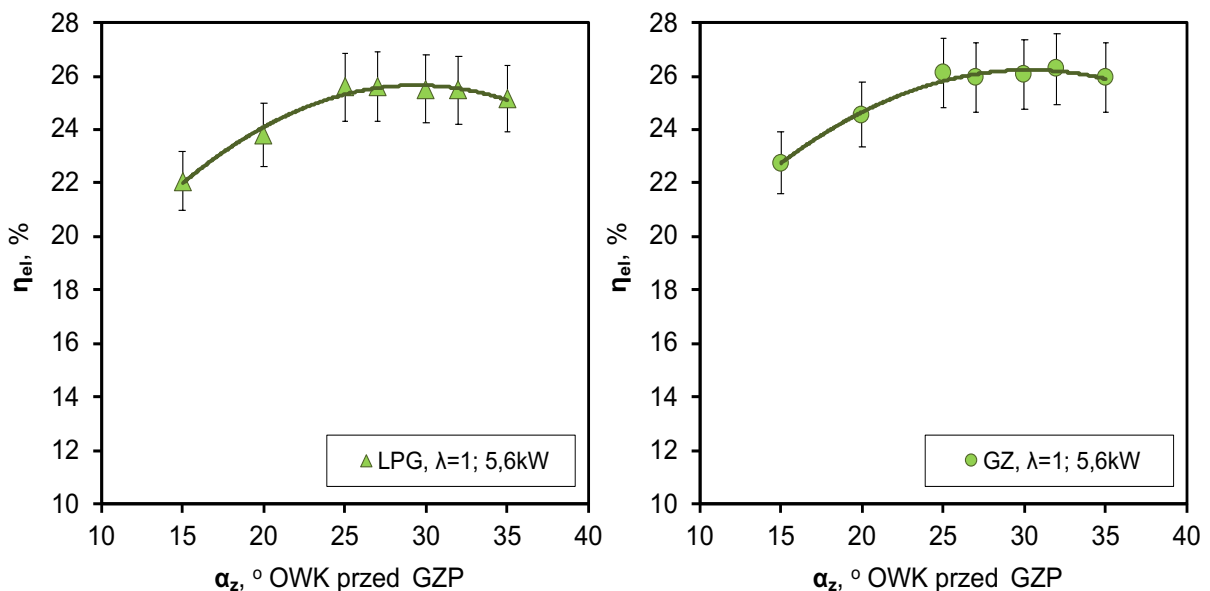
Rys. 5.2.1.5. Wpływ zmiany kąta wyprzedzania zapłonu na sprawność generacji energii elektrycznej kogeneratora z generatorem asynchronicznym, praca z niskim obciążeniem dla regulacji wyłącznie przepustnicą

Badany prototyp osiągał nieznacznie wyższą sprawność maksymalną generacji energii elektrycznej podczas stosowania gazu ziemnego, przy czym najwyższe różnice są obserwowane dla pracy przy niskim obciążeniu (rys. 5.2.1.5). Dla tego stanu pracy widoczny jest również znaczny wpływ zmian kąta wyprzedzania zapłonu na wartość sprawności. Powodem, dla którego silnik spalinowy osiągał większą sprawność podczas stosowania gazu ziemnego było najprawdopodobniej lepsze przygotowanie mieszanki paliwowo-powietrznej w kolektorze dolotowym. W przypadku zasilania gazem LPG konieczne jest stosowanie parownika w układzie zasilania zlokalizowanego przed mieszalnikiem, ponieważ paliwo to pobierane jest ze zbiornika w fazie ciekłej. Niedoskonałości w procesie odparowania mogą mieć wpływ następnie na tworzenie się mieszanki homogenicznej w mieszalniku

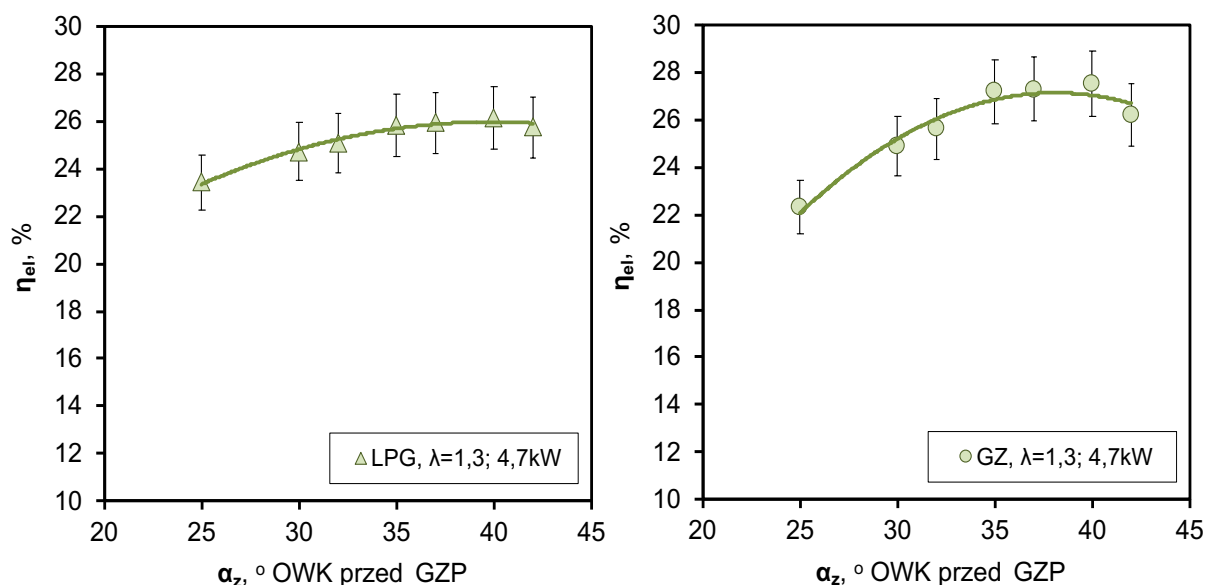
i w konsekwencji na jakość procesu spalania. Jak można zauważyć na rysunkach 5.2.1.6 i 5.2.1.7, największy wpływ na zmiany sprawności występują w zakresie zmian kąta wyprzedzenia zapłonu od 15 do 25° OWK przed GZP. Dla wyższych wartości tego parametru zmiany sprawności zmieniają się w niewielkim zakresie.



Rys. 5.2.1.6. Wpływ zmiany kąta wyprzedzania zapłonu na sprawność generacji energii elektrycznej kogeneratora z generatorem asynchronicznym, praca z średnim obciążeniem dla regulacji wyłącznie przepustnicą



Rys. 5.2.1.7. Wpływ zmiany kąta wyprzedzania zapłonu na sprawność generacji energii elektrycznej kogeneratora z generatorem asynchronicznym, praca z pełnym obciążeniem dla regulacji wyłącznie przepustnicą

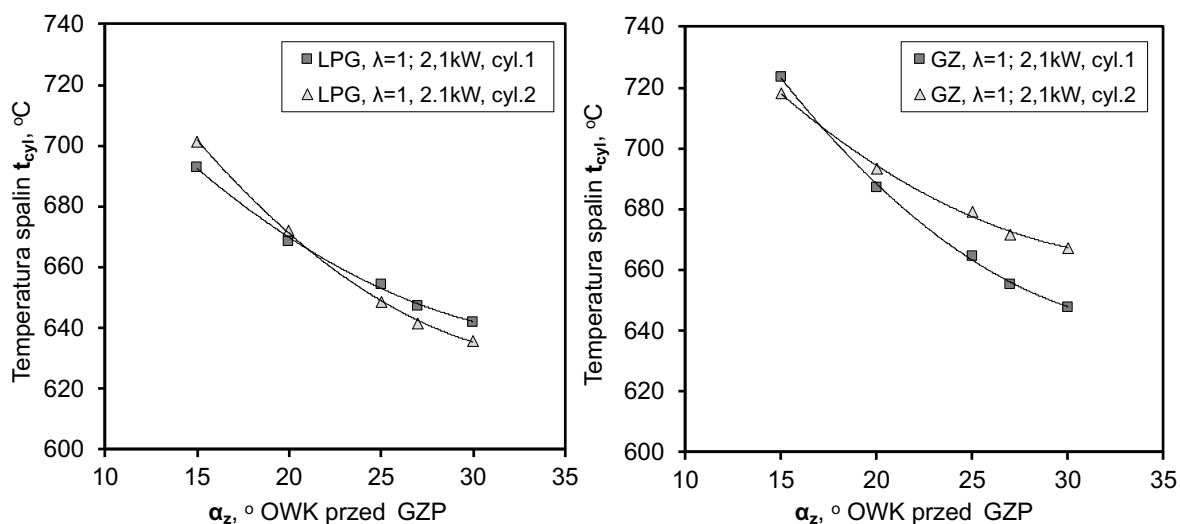


Rys. 5.2.1.8. Wpływ zmiany kąta wyprzedzania zapłonu na sprawność generacji energii elektrycznej kogeneratora z generatorem asynchronicznym, praca z pełnym obciążeniem dla regulacji hybrydowej

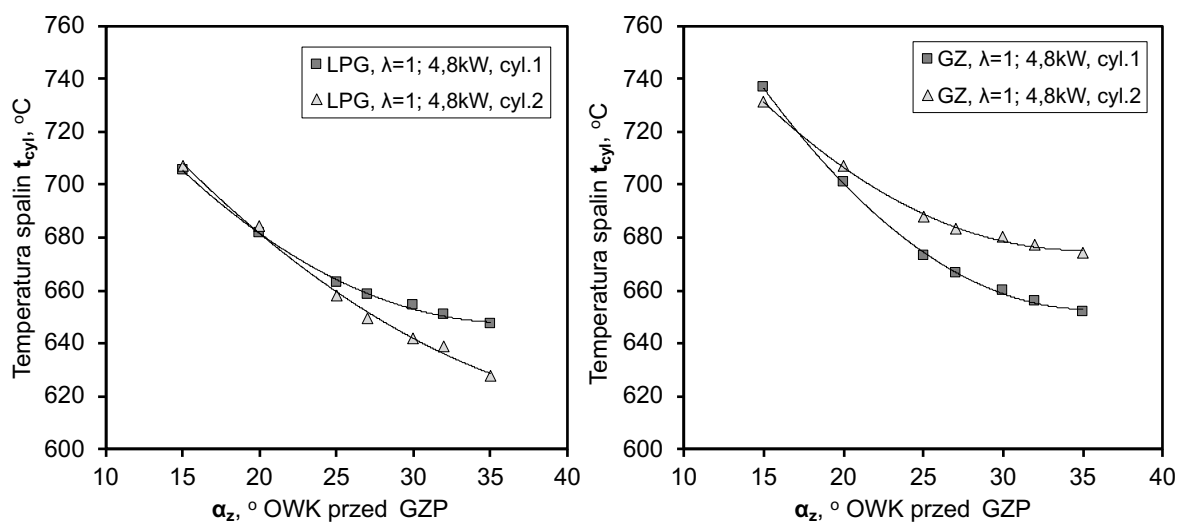
Porównując maksymalne wartości sprawności generacji energii elektrycznej dla zbliżonej wartości maksymalnej mocy elektrycznej generowanej przez układ dla regulacji wyłącznie przepustnicą (rys. 5.2.1.6) i regulacji hybrydowej (rys. 5.2.18) widoczny jest wzrost tego parametru o ok. 1,4 punktu procentowego.

## 5.2.2. Temperatura spalin na wylocie z silnika spalinowego

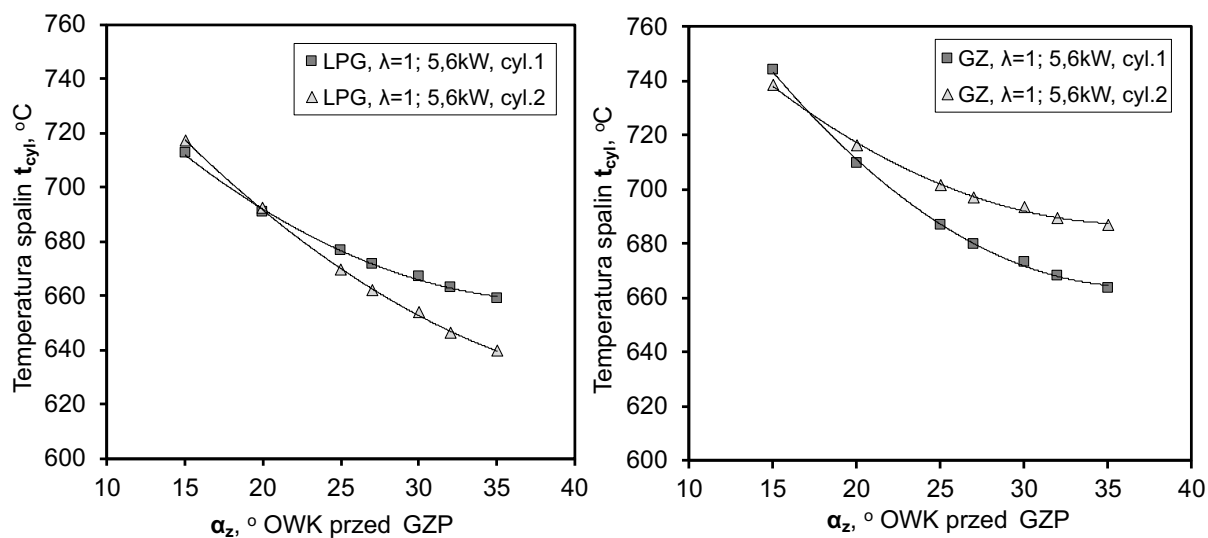
W trakcie badań prototypu z generatorem asynchronicznym dokonywano pomiaru temperatury spalin w kanale wylotowym cylindra nr 1 oraz cylindra nr 2. Celem pomiaru było określenie rzeczywistych parametrów termicznych gazów wylotowych opuszczających silnik spalinowy i kierowanych do układu wylotowego, a następnie do wysokotemperaturowego wymiennika ciepła. Ponadto w rozwiązaniu docelowym kogeneratora z generatorem synchronicznym zastosowany został trójfunkcyjny konwerter katalityczny, który do prawidłowej pracy wymaga określonego poziomu temperatury [87,88,89]. Badania były realizowane dwuetapowo, pierwszy etap obejmował punkty pracy silnika spalinowego scharakteryzowane w rozdziale 5.2.1. Drugi etap polegał na obserwacji długotrwałej tj. w trakcie ciągłej pracy jednostki przez 16 godzin dla różnych wartości mocy wyjściowych kogeneratora przy optymalnej wartości kąta wyprzedzenia zapłonu, dla którego urządzenie osiągało maksymalną sprawność generacji energii elektrycznej. Wyniki badań etapu pierwszego zostały zaprezentowane na rysunkach od 5.2.2.1 do 5.2.2.3 dla regulacji wyłącznie przepustnicą i na rys. 5.2.2.4 dla regulacji hybrydowej. Organizacja opisu legendy na rysunkach jest analogiczna jak w rozdziale 5.2.1.



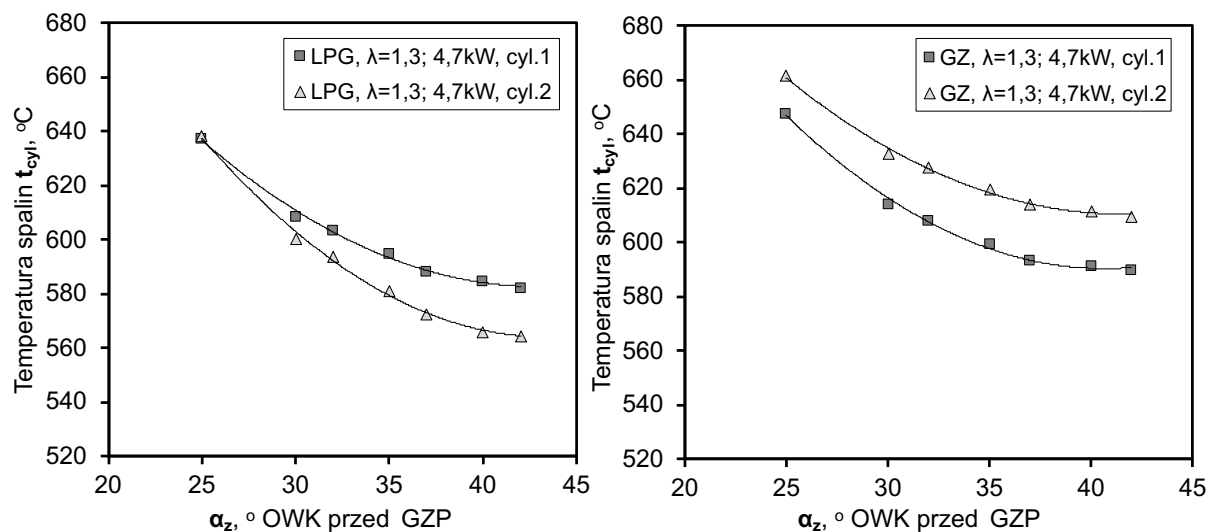
Rys. 5.2.2.1. Temperatura spalin na wylocie z cyl. 1 i cyl. 2 – niskie obciążenie, reg. przep.



Rys. 5.2.2.2. Temperatura spalin na wylocie z cyl. 1 i cyl. 2 – średnie obciążenie, reg. przep.



Rys. 5.2.2.3. Temperatura spalin na wylocie z cyl. 1 i cyl. 2 – pełne obciążenie, reg. przep.



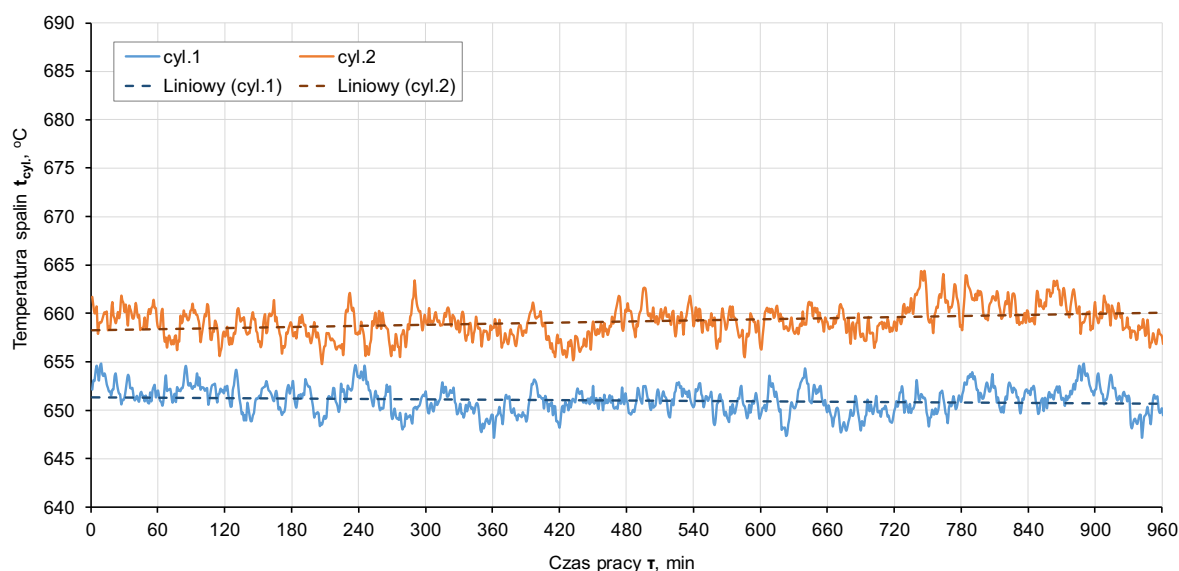
Rys. 5.2.2.4. Temperatura spalin na wylocie z cyl. 1 i cyl. 2 – pełne obciążenie dla regulacji hybrydowej

Spalanie gazu ziemnego w badanym silniku spalinowym wiąże się z wyższą wartością temperatury spalin w porównaniu do LPG. Wynika to najprawdopodobniej z różnicy w składzie spalin jakie powstają w wyniku spalania tych paliw co dalej wpływa na warunki wymiany ciepła i ostatecznie na wspomnianą wartość temperatury. Ponadto obserwuje się nieznaczne dysproporcje pomiędzy wartością temperatury w cylindrze nr 1, a wartością temperatury w cylindrze nr 2 jaką osiągają spaliny dla danego paliwa (przy czym temperatura w cylindrze 2 jest wyższa). Różnice zwykle nie przekraczały  $20^\circ C$  co stanowi ok 3% aktualnej wartości temperatury określonej dla drugiego cylindra. Jak można zauważyć np. na rys. 5.2.2.1 zależność temperatury od wartości kąta wyprzedzenia zapłonu zmienia się, tzn. temperatura spalin w cylindrze nr 1 jest wyższa od temperatury spalin w cylindrze nr 2 (dla najbardziej opóźnionego zapłonu). Różnica wartości temperatury spalin pomiędzy cylindrami może wynikać ze zmieniających się w czasie pracy silnika warunków napełnienia oraz charakterystyki początkowego etapu procesu spalania odpowiedzialnych za przebieg generacji ciepła w cylindrze silnika spalinowego.

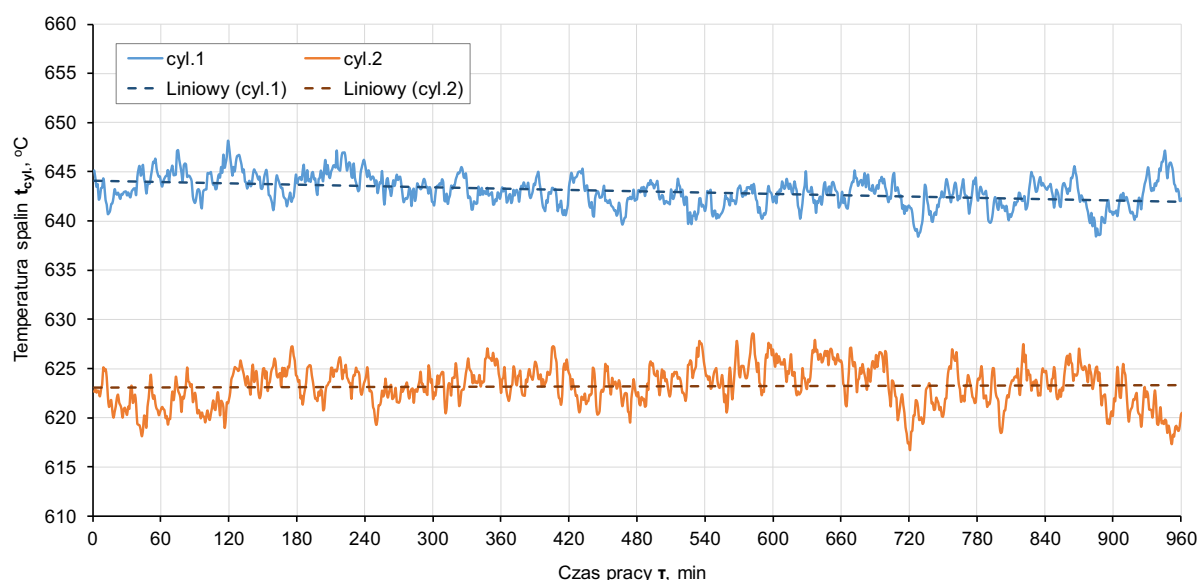
Jak zaznaczono wcześniej pomiar temperatury spalin bezpośrednio na wylocie każdego z cylindrów realizowano również w 16-to godzinnym horyzoncie czasowym. Przedstawione wcześniej wyniki średnie odnoszą się do pracy silnika, gdzie każdy punkt pomiarowy obejmował ok. 30 minut pracy silnika, w których parametry chwilowe ulegały pewnym fluktuacją między innymi ze względu na stochastyczność procesu spalania oraz zmieniające się parametry termiczne w laboratorium w otoczeniu agregatu. Docelowo w finalnym wykonaniu układ kogeneracyjny zabudowany został w kontenerze (obudowie dźwiękoszczelnej), w którym panują inne warunki niż w laboratorium. Aby ocenić, jak kształtują się zmiany temperatury spalin podczas eksploatacji zbliżonej do rzeczywistej pracy



ciągłej, dokonano pomiaru zmian temperatury spalin dla wydłużonej pracy układu kogeneracyjnego. Przykładowe wyniki badań dla niskiej wartości mocy wyjściowej, stosując regulację wyłącznie przepustnicą, a następnie regulację hybrydową, zaprezentowano odpowiednio na rysunkach 5.2.2.5 i 5.2.2.6. Można zauważyć, że wartość temperatury spalin utrzymuje się na stabilnym poziomie, a jej fluktuacje w czasie nie przekraczają  $5^{\circ}\text{C}$  względem wartości średniej dla analizowanego przedziału czasu dla obu zastosowanych sposobów regulacji silnika spalinowego.

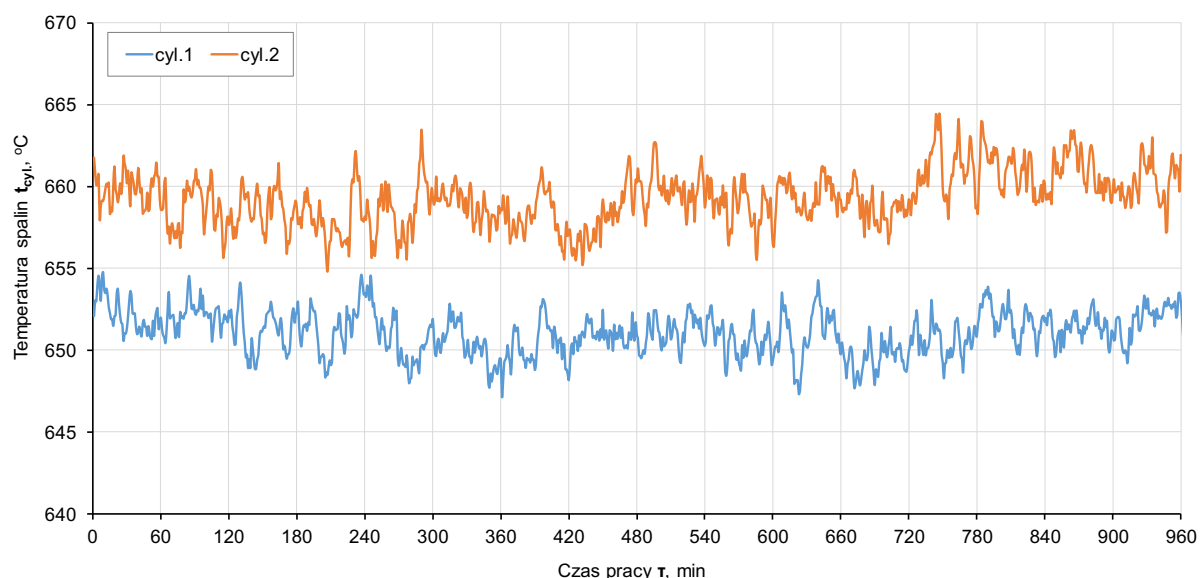


Rys. 5.2.2.5. Fluktuacje temperatury spalin w kolektorze wylotowym cylindra nr 1 oraz cylindra nr 2 podczas pracy długotrwałej (mieszanka stechiometryczna  $\lambda=1$ , moc elektryczna 1 kW, kąt wyprzedzenia zapłonu  $\alpha_z = 33^{\circ}\text{OWK}$  przed GZP).

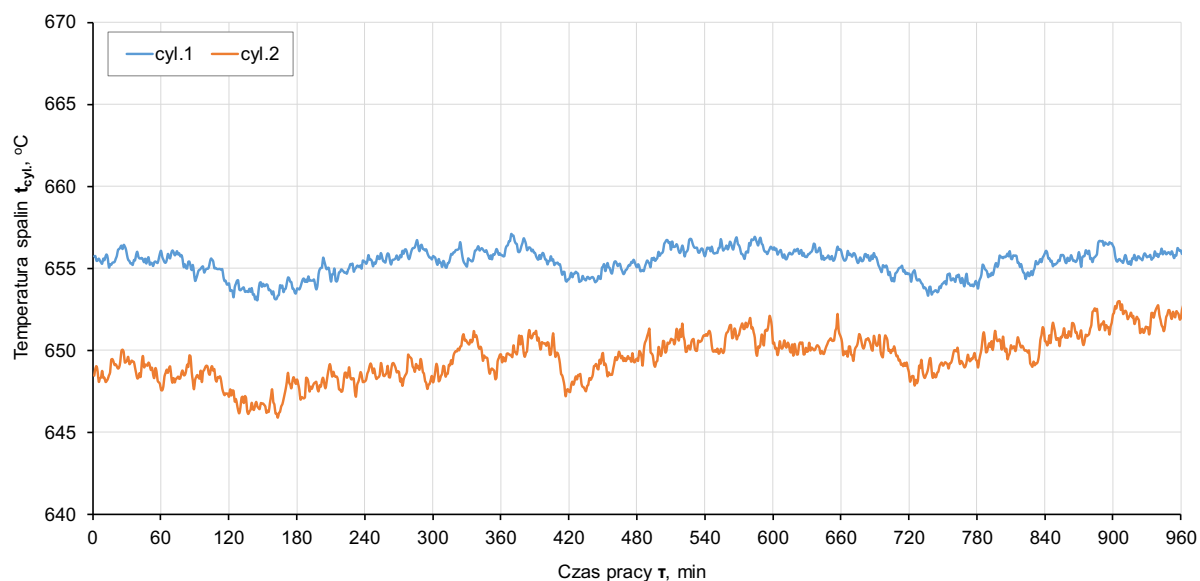


Rys. 5.2.2.6. Zmiana temperatury spalin w kolektorze wylotowym cylindra nr 1 oraz cylindra nr 2 podczas pracy długotrwałej (mieszanka stechiometryczna  $\lambda=1.3$ , moc elektryczna 1 kW, kąt wyprzedzenia zapłonu  $\alpha_z = 37^{\circ}\text{OWK}$  przed GZP).

Na rysunkach 5.2.2.7 i 5.2.2.8 zaprezentowano wyniki fluktuacji temperatury spalin podczas pracy kogeneratora z mocą wyjściową odpowiednio 3 kW i 4 kW, stosując regulację obciążenia silnika spalinowego wyłącznie przepustnicą. Podobnie jak miało to miejsce dla pracy kogeneratora z niskim obciążeniem (rys. 5.2.2.5 i 5.2.2.6) maksymalna wartość fluktuacji analizowanej temperatury nie przekracza 5°C względem wartości średniej z analizowanego okresu.



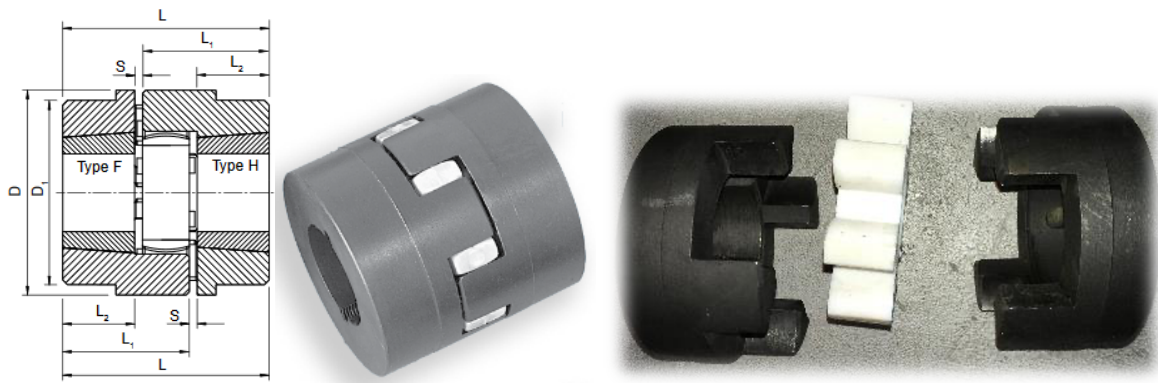
Rys. 5.2.2.7. Zmiana temperatury spalin w kolektorze wylotowym cylindra nr 1 oraz cylindra nr 2 podczas pracy długotrwałej (mieszanka stechiometryczna  $\lambda=1$ , moc elektryczna 3 kW, kąt wyprzedzenia zapłonu  $\alpha_z = 31^\circ\text{OWK}$  przed GZP).



Rys. 5.2.2.8. Zmiana temperatury spalin w kolektorze wylotowym cylindra nr 1 oraz cylindra nr 2 podczas pracy długotrwałej (mieszanka stechiometryczna  $\lambda=1$ , moc elektryczna 4 kW, kąt wyprzedzenia zapłonu  $\alpha_z = 31^\circ\text{OWK}$  przed GZP).

W trakcie badań, których wyniki zaprezentowano wyżej, okresowo realizowano również pomiar spadku temperatury (stosując kamerę termowizyjną) na odcinku kolektora wylotowego łączącego wylot spalin z cylindrów silnika z dolotem spalin do wysokotemperaturowego wymiennika ciepła. Spadek temperatury mierzony na ściankach układu wylotowego przekraczał w niektórych stanach pracy  $100^{\circ}\text{C}$ , co stanowi znaczny ubytek ciepła. Z tego powodu zdecydowano się na zaizolowanie układu wylotowego. W trakcie realizowanych testów podjęto próbę izolacji jedną warstwą taśmy termicznej (bandażu termoizolacyjnego), jednakże zabieg ten nie przyniósł znacznej poprawy. Dokładne wyznaczenie średnicy krytycznej izolacji kolektora wylotowego było utrudnione ze względu na zmieniające się parametry izolacji (współczynnika przewodzenia ciepła) oraz (współczynnika wnikania ciepła) powietrza opływającego jej zewnętrzną powierzchnię. Zakładając, że bandaż termoizolacyjny posiada własności taśmy bazaltowej (brak szczegółowych informacji producenta taśmy) oraz określając na podstawie równań kryterialnych średnią wartość współczynnika wnikania ciepła od powierzchni izolacji do powietrza przepływającego przez kontener stwierdzono, że średnica rury wraz z izolacją dwoma warstwami przekracza wartość średnicy krytycznej, co jest korzystne w analizowanym przypadku.

W rozważanym przypadku do połączenia silnika z generatorem wybrano sprzęgło kłowe z wkładką elastyczną pokazane na rysunku 5.2.2.9. Wybór sprzęgła podyktowany był wynikiem analizy jego charakterystyki, tj.: przenoszeniem wysokiego momentu przy małych wymiarach, absorbowanie obciążeń udarowych oraz zdolność do tłumienia drgań. Ponadto, z punktu widzenia przyszłego serwisu sprzęgło kłowe umożliwia szybkie rozłączenie urządzeń i prostą wymianę wkładki.

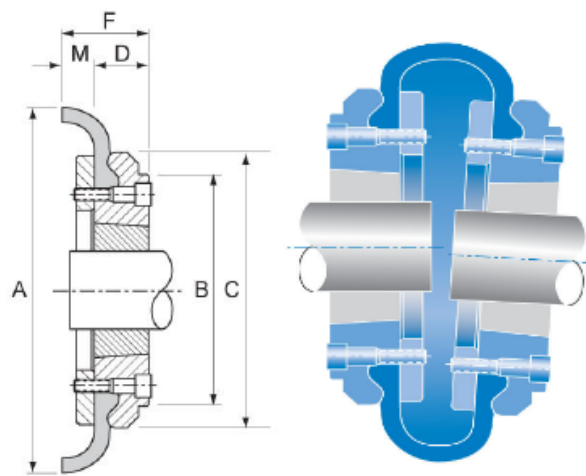


Rys. 5.2.2.9 Sprzęgło kłowe z wkładką elastyczną

Ponieważ układ wylotowy znajdował się w bliskim sąsiedztwie sprzęgła łączącego silnik z generatorem (co wynika z konstrukcji silnika), sprzęgło to narażone było na promieniowanie ciepłe (niezależnie od tego czy układ był izolowany czy nie). Pomimo tego, że w czasie testów temperatura sprzęgła kłowego w była niższa od dopuszczalnej temperatury podanej przez jego producenta, doszło do odkształcenia wkładki, co spowodowało głośną pracę układu. W celu rozwiązania tego problemu wykonane zostały dwie dodatkowe wkładki:

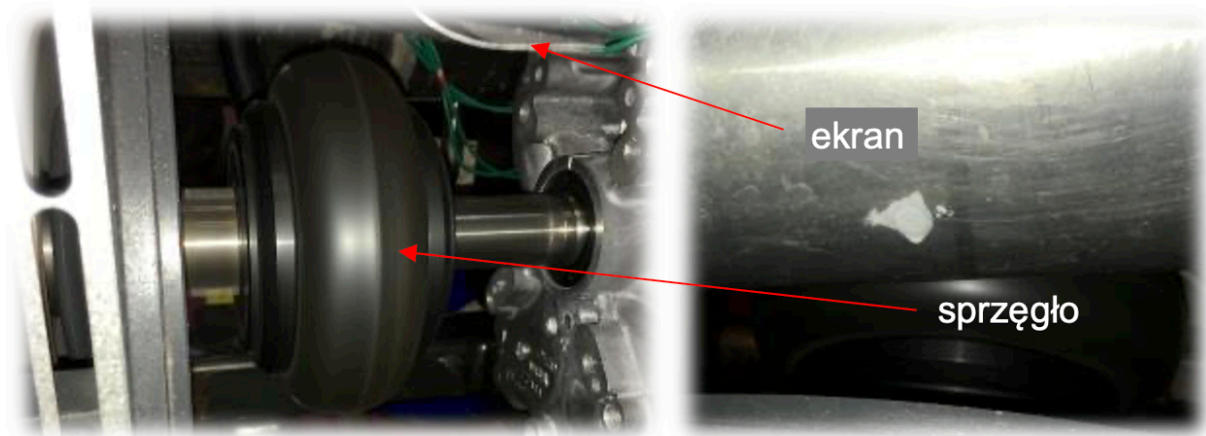
jedna ze zbrojonej gumy natomiast druga z poliamidu. Po zmontowaniu układu lepszym rozwiązaniem okazała się wkładka gumowa ze względu na cichszą pracę połączenia. Przy czym podczas pracy z wysokim obciążeniem pojawił się problem znacząco postępującego zużycia wkładki. Ponieważ nie uzyskano zadowalających efektów trwałościowych zdecydowano się na zamianę typu sprzęgła.

Drugim testowanym rozwiązaniem było sprzęgło oponowe, którego geometrię pokazano na rysunku 5.2.2.10. Warto podkreślić, że oba z rozważanych sprzęgieł charakteryzują się podobnymi parametrami oczekiwanymi dla połączenia układu silnik spalinowy – maszyna elektryczna, z tą różnicą, że sprzęgło oponowe jest trudniejsze w serwisowaniu.



Rys. 5.2.2.10 Sprzęgło oponowe

Stosując sprzęgło oponowe w czasie testów przy wyższych obciążeniach silnika spalinowego zaobserwowano, że następuje pęknięcie łbów śrub mocujących tarcze sprzęgła z elementem oponowym (widoczne na schemacie przekroju rys. 5.2.2.10). Ze względu na zaistniałą sytuację oraz kierując się doświadczeniami z pomiarów temperatury, kolektor wylotowy wyposażono w ekran cieplny wykonany z blachy aluminiowej. Po zastosowaniu ekranu znacząco spadła wartość temperatury w okolicy połączenia elementów sprzęgła (jednakże jej wartość mogła mieć nadal niekorzystny wpływ na sprzęgło kłowe). Ostatecznie zastosowanie ekranu umożliwiło wyeliminowanie zjawiska pęknięcia śrub sprzęgła oponowego. Dzięki temu praca w całym zakresie obciążenia układu kogeneracyjnego odbywała się bez zakłóceń i nie dochodziło już do jakichkolwiek uszkodzeń połączenia silnika spalinowy – maszyna elektryczna. Na rysunku 5.2.2.11 pokazano połączenie silnika ze sprzęgłem oponowym oraz zainstalowanym nad nim ekranem cieplnym z blachy aluminiowej. Rozwiązanie to zastosowano w finalnej wersji kogeneratora.



Rys. 5.2.2.11 Widok na sprzęgło oponowe zamontowane w układzie kogeneracyjnym

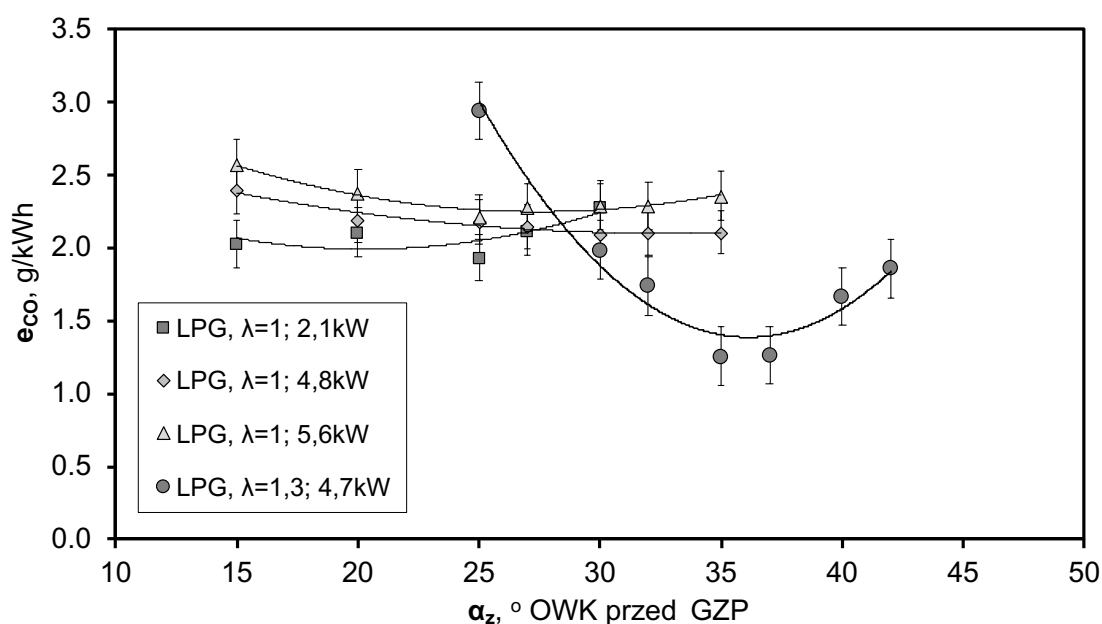
### 5.2.3. Emisja substancji szkodliwych

Podczas badań prototypu z generatorem asynchronicznym realizowano pomiar składu spalin suchych. Toksycznymi składnikami spalin jakie podlegały pomiarom były, tlenek węgla, węglowodory (jako ekwiwalent  $C_6H_{14}$ ) oraz tlenek azotu. Na podstawie przeprowadzonych pomiarów (w tym pomiaru zażycia paliwa i mocy elektrycznej) oraz stosując równania stechiometryczne (bilans pierwiastka węgla) wyznaczono emisję jednostkową toksycznych składników spalin. Wartości masy składników toksycznych odniesiono do energii elektrycznej generowanej przez kogenerator w testowanym punkcie pracy silnika spalinowego.

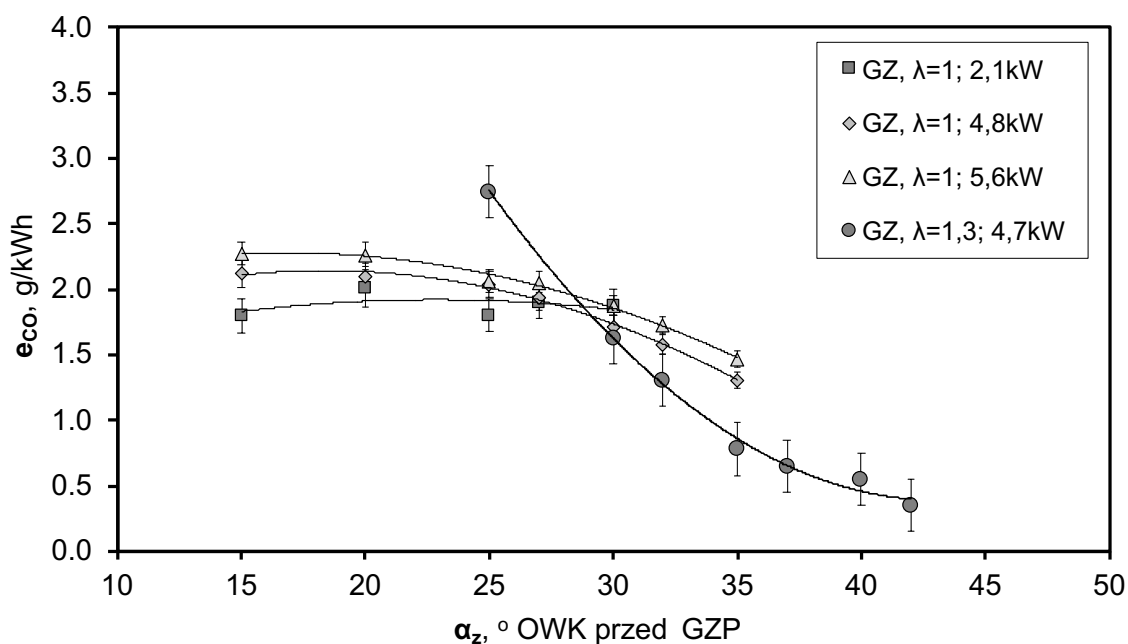
Na rysunkach 5.2.3.1 oraz 5.2.3.2 zaprezentowano emisję jednostkową tlenku węgla w zakresie zmian parametrów regulacyjnych odpowiednio podczas stosowania paliwa LPG i gazu ziemnego. Legenda zawiera informację o aktualnej mocy kogeneratora (wartość mocy przekazywanej do sieci elektroenergetycznej) oraz o wartości stosunku nadmiaru powietrza. Dla punktów pracy przy stosunku nadmiaru powietrza  $\lambda = 1,3$  stosowana była regulacja hybrydowa. Nieznacznie wyższy poziom zanieczyszczenia spalin tlenkiem węgla odnotowuje się dla wyższych wartości obciążenia układu kogeneracyjnego. Istotny wpływ ma również rodzaj zastosowanej regulacji silnika spalinowego. Podczas spalania mieszanki ubogiej i stosując regulację hybrydową uzyskano najniższe wartości emisji tlenku węgla biorąc pod uwagę zakres zmian kąta wyprzedzenia zapłonu z przedziału od 30 do 43°OWK przed GZP. Jednym z powodów obniżenia emisji CO dla rozważanego sposobu regulacji jest wyższa sprawność silnika spalinowego. Na analizowanych rysunkach można zaobserwować, że średni poziom emisji tlenku węgla jest nieznacznie niższy podczas spalania gazu ziemnego względem zasilania silnika LPG.

Na rysunkach 5.2.3.3 oraz 5.2.3.4 przedstawiono kształtowanie się emisji jednostkowej węglowodorów (HC) w zakresie zmian parametrów regulacyjnych odpowiednio podczas zasilania LPG i gazem ziemnym. Porządek opisu legendy jest analogiczny jak miało to

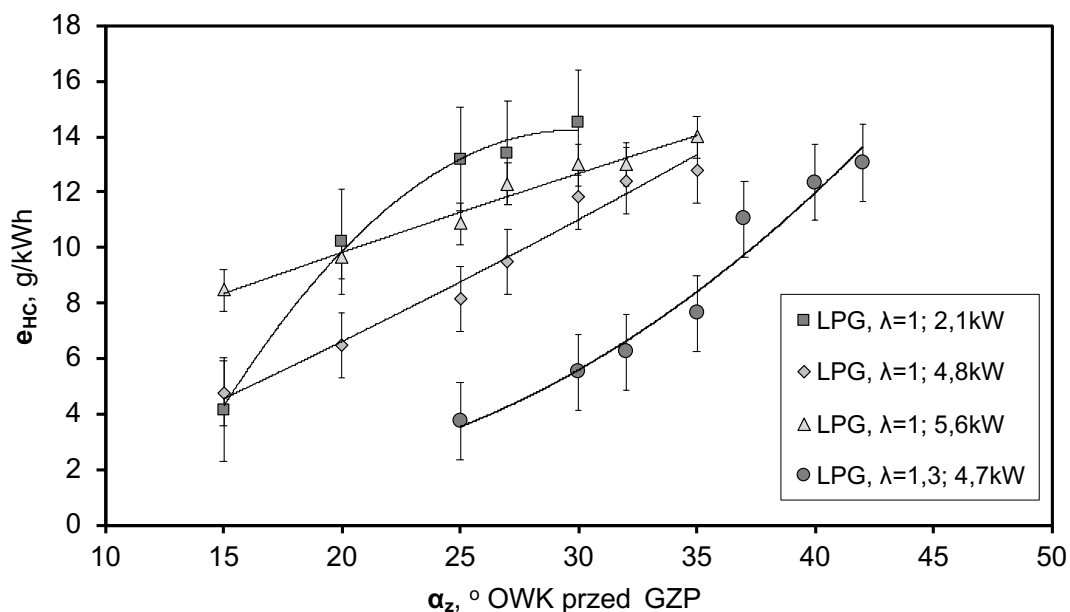
miejsce dla emisji jednostkowej tlenku węgla. Analizując otrzymane wyniki można zauważyć, że trend jakościowy wskaźnika emisji HC jest podobny dla obu stosowanych paliw. Przy czym w zakresie wyższych wartości kąta wyprzedzenia zapłonu jednostkowa emisja HC dla LPG jest wyższa względem stosowania gazu ziemnego. Różnice te są mniej znaczące, jeśli porówna się wyniki dla wartości kąta wyprzedzenia zapłonu odpowiadającego maksymalnej sprawności dla każdego z tych paliw.



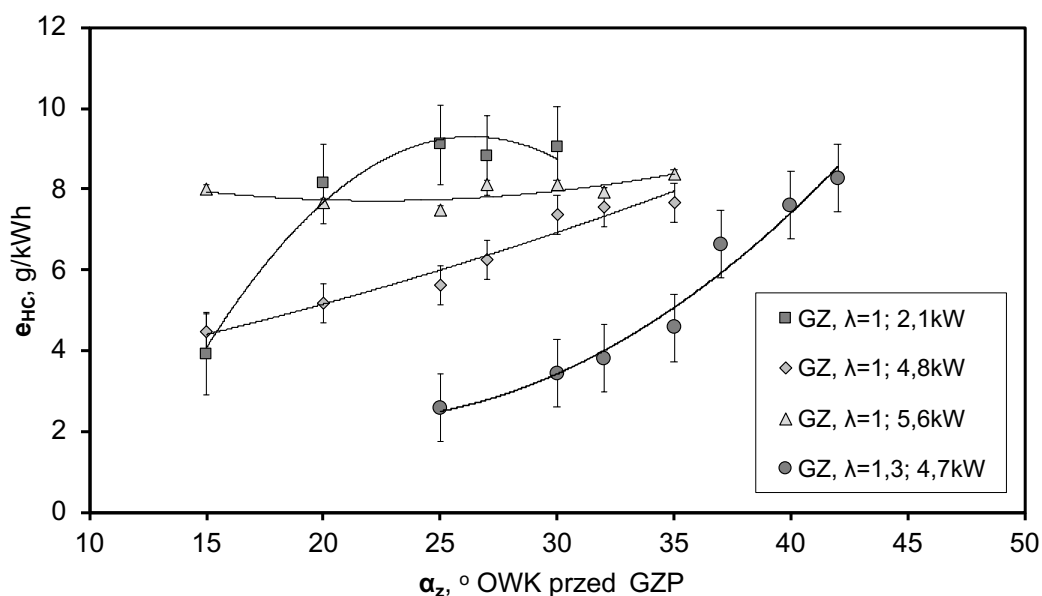
Rys. 5.2.3.1. Wpływ zmiany kąta wyprzedzenia zapłonu na jednostkową emisję tlenku węgla w spalinach silnika dla wybranych wartości obciążenia kogeneratora stosując paliwo LPG



Rys. 5.2.3.2. Wpływ zmiany kąta wyprzedzenia zapłonu na jednostkową emisję tlenku węgla w spalinach silnika dla wybranych wartości obciążenia kogeneratora stosując gaz ziemny



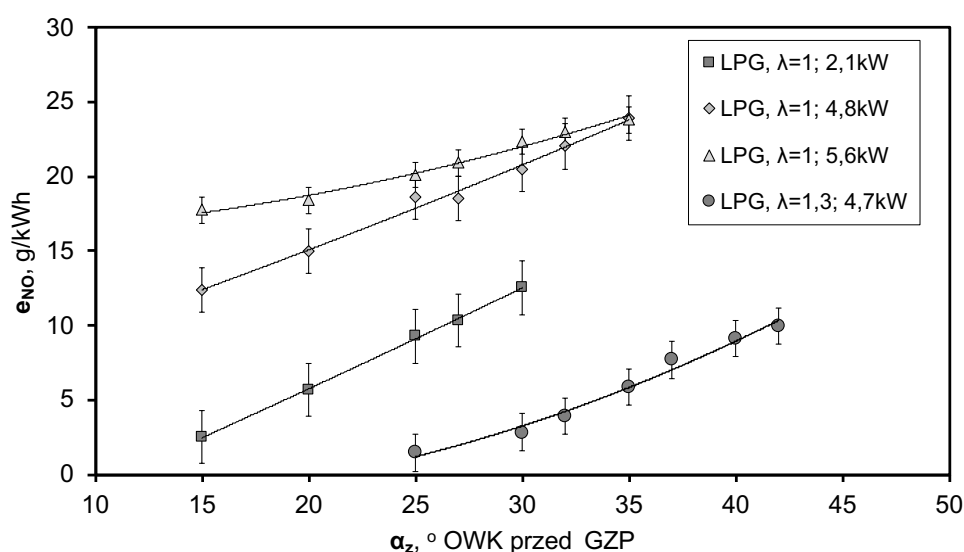
Rys. 5.2.3.3. Wpływ zmiany kąta wyprzedzania zapłonu na jednostkową emisję węglowodorów w spalinach silnika dla wybranych wartości obciążenia kogeneratora stosując paliwo LPG



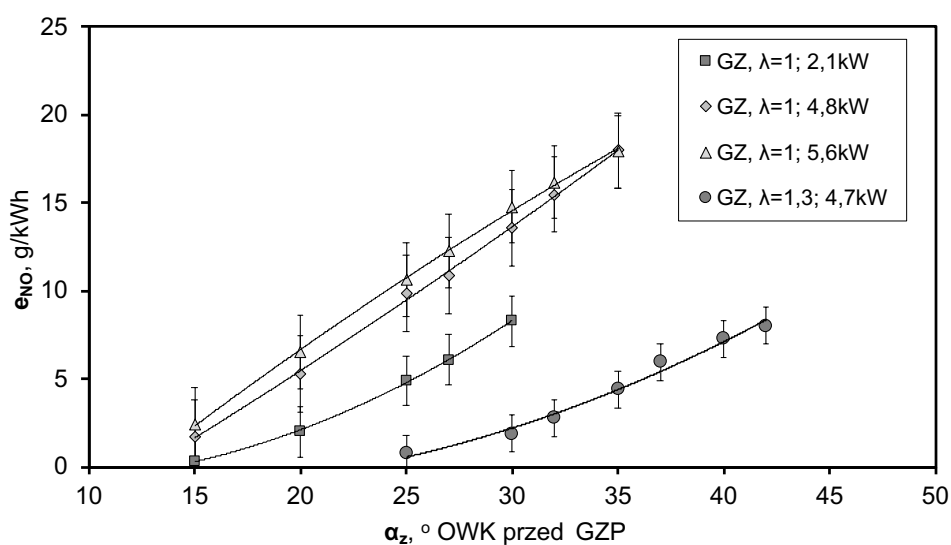
Rys. 5.2.3.4. Wpływ zmiany kąta wyprzedzania zapłonu na jednostkową emisję węglowodorów w spalinach silnika dla wybranych wartości obciążenia kogeneratora stosując gaz ziemny

Na rysunkach 5.2.3.5 oraz 5.2.3.6 zaprezentowano wpływ zmian parametrów regulacyjnych odpowiednio podczas zasilania LPG i gazem ziemnym na jednostkową emisję tlenku azotu (wyniki zostały przeliczone stosując masę molową  $\text{NO}_2$  [90]). Opisy wykresów (legandy) przyjęto analogicznie jak miało to miejsce dla wcześniej analizowanych składników spalin.

Wysokość emisji tlenków azotu w silniku ZI jest ściśle powiązana z wartością chwilowej temperatury ładunku w cylindrze silnika. Im wyższa jest wartość kąta wyprzedzenia zapłonu tym wyższa wartość średniej temperatury podczas procesu spalania (dla określonego składu mieszanki palnej) [91,92]. Z tego powodu widoczna jest jednoznaczna korelacja pomiędzy wartością kąta wyprzedzenia zapłonu, a wielkością emisji jednostkowej NO pomimo, że dla obu stosowanych w badanych paliw odnotowano niższą sprawność generacji energii elektrycznej dla niższych wartości kąta wyprzedzenia zapłonu (rys. 5.2.1.5. do 5.2.1.8.). Wyraźnie widoczny jest wzrost jednostkowej emisji NO wraz ze wzrostem kąta wyprzedzenia zapłonu. Na uwagę zasługuje fakt, że dla regulacji hybrydowej uzyskano niższe wartości emisji NO w porównaniu do regulacji wyłącznie przepustnicą przy porównywalnej wartości mocy wyjściowej na zaciskach generatora energii elektrycznej.



Rys. 5.2.3.5. Wpływ zmiany kąta wyprzedzenia zapłonu na jednostkową emisję tlenku azotu w spalinach silnika dla wybranych wartości obciążenia kogeneratora stosując paliwo LPG



Rys. 5.2.3.6. Wpływ zmiany kąta wyprzedzenia zapłonu na jednostkową emisję tlenku azotu w spalinach silnika dla wybranych wartości obciążenia kogeneratora stosując gaz ziemny



Wielkość emisji substancji toksycznych powinna zostać obniżona stosując w układzie wylotowym trójfunkcyjny konwerter katalityczny. Spalając mieszkankę stechiometryczną zastosowany w układzie wylotowym trójfunkcyjny konwerter katalityczny spowoduje redukcję części tlenków azotu oraz dopalenie tlenku węgla i węglowodorów. Natomiast podczas pracy silnika z wykorzystaniem regulacji hybrydowej oczekuje się, że konwerter ten będzie działać jak konwerter utleniający i o ile nie spowoduje redukcji tlenków azotu to pozwoli na obniżenie emisji CO oraz HC. Wyniki obejmujące badanie finalnej wersji kogeneratorsa wyposażonego w generator synchroniczny oraz trójfunkcyjny konwerter katalityczny zostały zaprezentowane w dalszej części rozdziału.

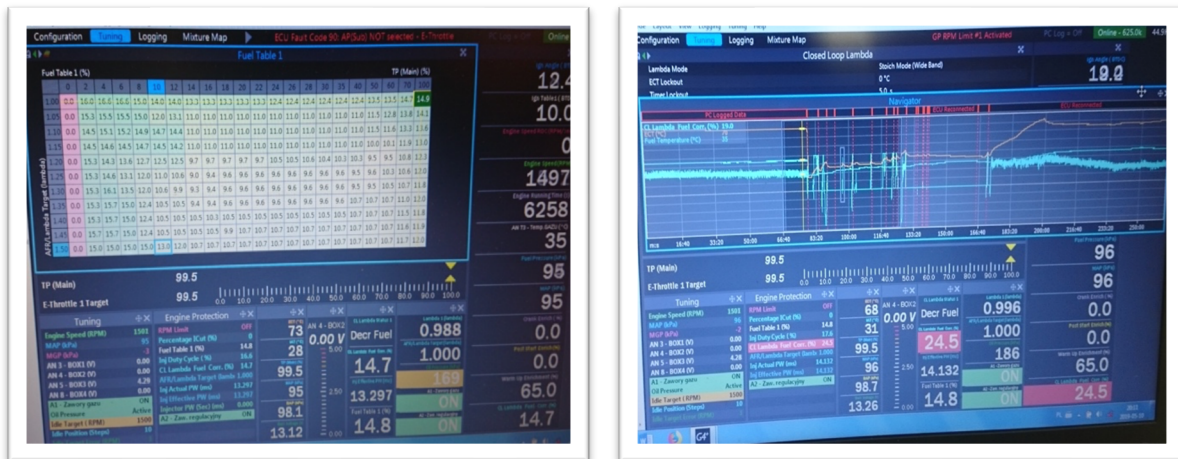
### **5.3. Konfiguracja z generatorem synchronicznym**

#### **5.3.1. Efektywność energetyczna kogeneratorsa**

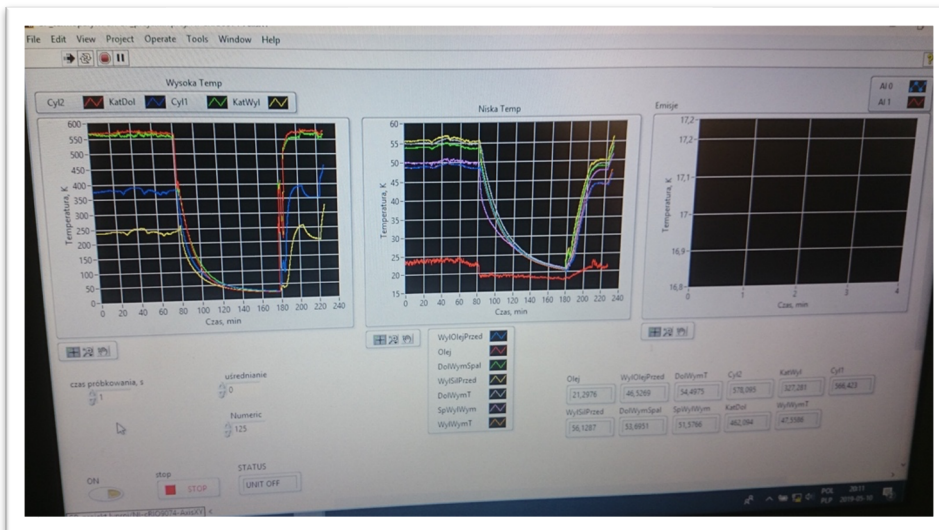
Badania efektywności energetycznej kogeneratorsa z maszyną synchroniczną realizowano na podstawie doświadczeń zebranych podczas testów z maszyną asynchroniczną. Układ wylotowy silnika został wyposażony w trójfunkcyjny konwerter katalityczny, a całość odcinka spalinowego (wraz z konwerterem) łączącego kolektor wylotowy z kolektorem dolotowym wymiennika ciepła wysokotemperaturowego został zaizolowany zgodnie z założeniami podanymi w rozdziale 5.2.2. Badania obejmowały zarówno efektywność generacji energii elektrycznej jak również możliwości w zakresie efektywnego odbioru ciepła odpadowego z układu chłodzenia silnika oraz ze spalin. Realizację badań w kolejnych punktach pracy (zdefiniowanych przez generowaną moc elektryczną i stosunek nadmiaru powietrza) rozpoczęto dla wartości kąta wyprzedzenia zapłonu przy jakim układ osiągał najwyższą sprawność podczas testów z maszyną asynchroniczną. Następnie dokonywano korekty kąta wyprzedzenia zapłonu z rozdzielczością 1°OWK, celem uzyskania najwyższej sprawności generacji energii elektrycznej układu w końcowej konfiguracji tj. z generatorem synchronicznym.

Dobierając wartości kąta wyprzedzenia zapłonu kierowano się ponadto, kryterium nieprzekraczania dopuszczalnych wahań generowanej mocy czynnej i prądu twornika generatora dla pracy równoległej. Wyznaczone wartości kąta wyprzedzania w rozwiązaniu docelowym stanowią wartości graniczne dla elementów sterujących (regulatorów) tj. ograniczenia wielkości regulowanych.

Rysunek 5.3.1.1 przedstawia widok okien dialogowych programu zarządzającego sterownikiem ECU silnika spalinowego. Z kolei na rysunku 5.3.1.2 pokazano okno dialogowe aplikacji opracowanej przy użyciu środowiska LabView i służącej do rejestracji temperatury w różnych lokalizacjach układów odbioru ciepła z kogeneratorsa. Natomiast na rysunku 5.3.1.3 przedstawiono widok okien dialogowych panelu operatorskiego sterownika nadrzędnego firmy ComAp układu kogeneracyjnego.



Rys. 5.3.1.1. Okna dialogowe programu zarządzającego sterownikiem silnika spalinowego

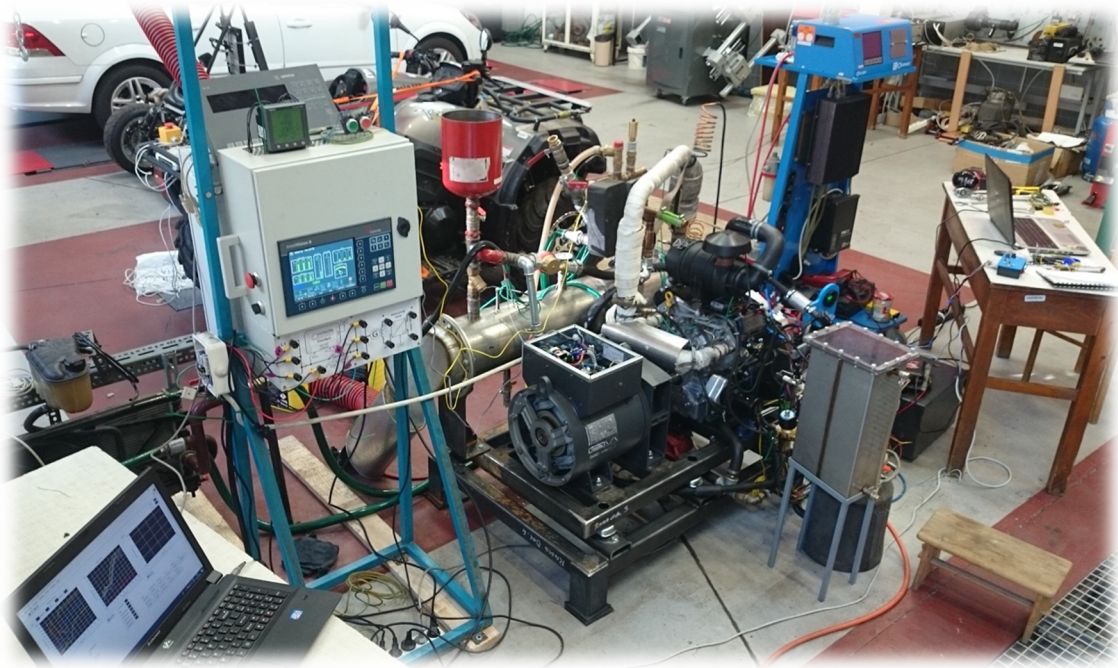


Rys. 5.3.1.2. Okno dialogowe aplikacji Labview do rejestracji temperatury w wybranych punktach instalacji



Rysunek 5.3.1.3. Widok okien dialogowych panelu operatorskiego sterownika nadrzędnego firmy ComAp

W pierwszym etapie badań testowano szczelność układu dolotowego i wylotowego. W miejscu podłączenia do układu dolotowego czujnika podciśnienia oraz sygnału sterującego membraną reduktora gazu, połączono dodatkowy zbiornik celem ustabilizowania pulsacji ciśnienia. Na tym etapie badań ustalono, że pulsacje przepływu w kanale wylotowym powodują częściowe zawracanie się strumienia spalin opuszczających wymiennik ciepła i tym samym obniżają jego efektywność cieplną. Wskazane pulsacje wywierały niekorzystny wpływ na wymianę ciepła pomiędzy spalinami, a czynnikiem odbierającym ciepło (wodnym roztworem glikolu). Powstałe zjawisko częściowo wyeliminowano poprzez zastosowanie wkładu wyrównującego przepływ spalin przez rury wewnętrzne wymiennika ciepła. Wkład został usytuowany w przestrzeni pokrywy z króćcem dolotowym tj. po stronie napływu spalin do rurek wewnętrznych wymiennika ciepła (rys.4.3.2.2 rozdz. 4.3.2). Na rysunku 5.3.1.4 pokazano zdjęcie prototypu kogeneratora wraz aparaturą pomiarową w trakcie przygotowań do testów.



Rys. 5.3.1.4. Prototyp kogeneratora wraz z aparaturą badawczą

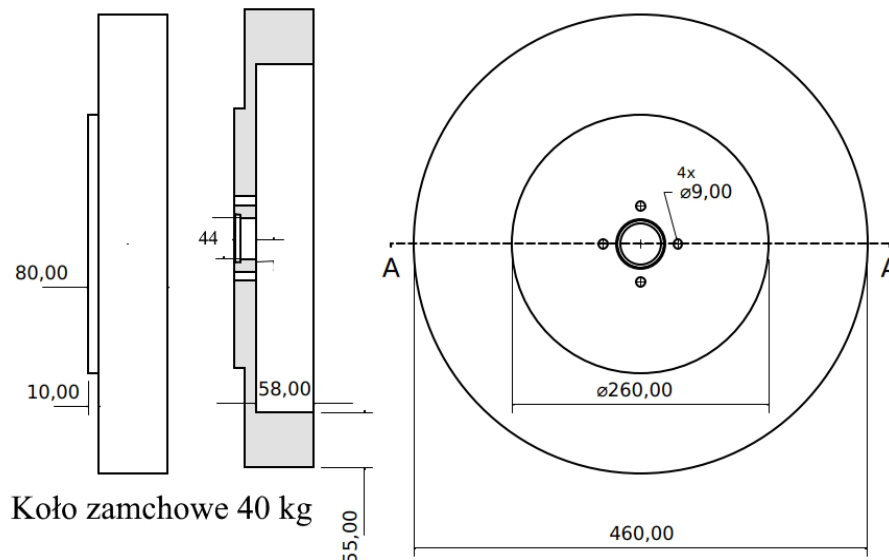
Po zakończeniu przygotowań i sprawdzeniu aparatury kontrolno-pomiarowej układu z generatorem synchronicznym rozpoczęto badania efektywności energetycznej kogeneratora oraz jego oddziaływania na środowisko naturalne. W oparciu o wyniki badań wstępnych ustalono, że maksymalna moc elektryczna urządzenia wynosi 5 kW. Ograniczenie to wynikało z przyjętego, jako akceptowalny, poziomu tętnień prądu w czasie pracy równoległej z siecią elektroenergetyczną przy zastosowanym powiększonym kole zamachowym (problem tętnień momentu szerzej przedstawiono w rozdziale 3). Przyjęty poziom tętnień momentu, w czasie biegu jałowego, pozwalał ponadto na przeprowadzenie synchronizacji dokładnej

generatora z siecią przy prądach łączeniowych nie przekraczających 10% prądu znamionowego generatora.

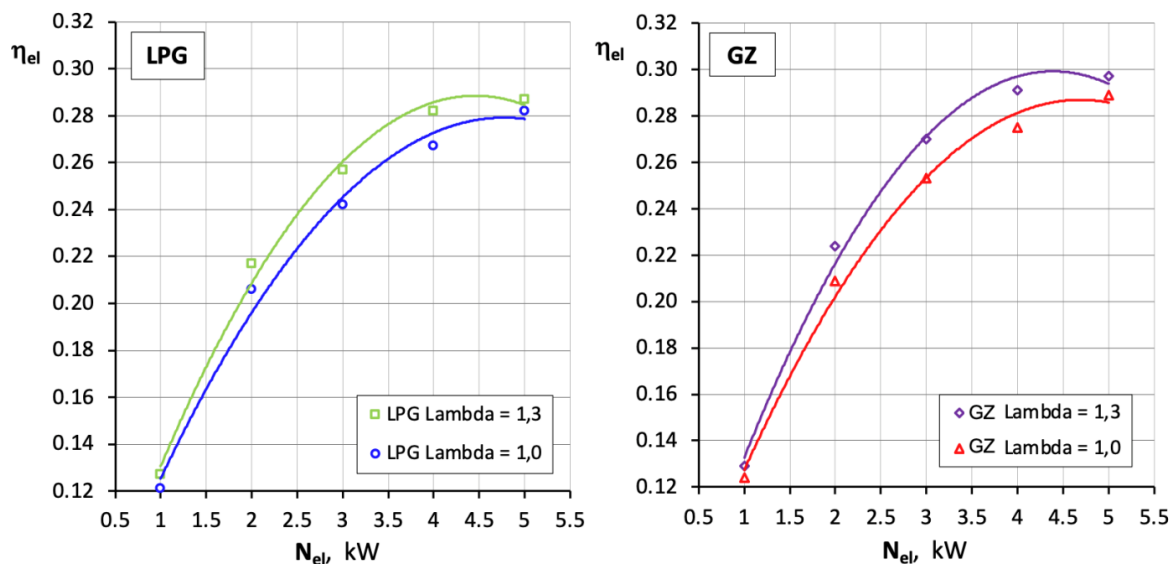
Na rysunku 5.3.1.6 zaprezentowano wyniki pomiaru sprawności generacji energii elektrycznej prototypu kogeneratora w zakresie zmian obciążenia (mocy wyjściowej oddawanej do sieci elektroenergetycznej). Rysunek przedstawia wyniki dla dwóch sposobów regulacji obciążenia silnika spalinowego tzn.: regulacja wyłącznie przepustnicą ( $\lambda = 1$ ) i regulacja hybrydowa ( $\lambda = 1,3$ ). Jak można zauważyć, dla najniższego z zastosowanych obciążenia układu (1 kW – tj. 20% z 5 kW) odnotowano minimalny (poniżej niepewności pomiaru) wzrost sprawności stosując regulację hybrydową. Przyrost sprawności generacji energii elektrycznej średnio o ok. 1,7 punktu procentowego występuje w zakresie obciążenia od 40% do 80%. Przyrost ten jest mniejszy niż oczekiwano, biorąc pod uwagę wyniki badań identyfikacyjnych przedstawione w rozdziale 3. Powodem, dla którego uzyskano niższy niż oczekiwano pozytywny wpływ stosowania regulacji hybrydowej mogą być następujące czynniki:

- w prototypie zastosowano silnik 2 cylindrowy (podczas badań identyfikacyjnych stosowano silnik 3 cylindrowy) przez co trudniej jest ograniczyć chwilowe zmiany prędkości obrotowej wału korbowego. Dlatego, w celu zapewnienia stabilnej pracy maszyny elektrycznej w sterowniku silnika ECU użyto funkcji do dynamicznej korekty wyprzedzenia zapłonu względem wartości bazowej (dla której silnik uzyskiwał najwyższą sprawność), przez co silnik nie pracował przy optymalnym kącie wyprzedzenia zapłonu,
- podczas badań identyfikacyjnych maszyna elektryczna była hamowna rezystorem i nie badano parametrów elektrycznych na zaciskach generatora, mierzono wyłącznie średnią wartość mocy czynnej generowanej przez generator asynchroniczny, mniejsze zatem znaczenie miały zjawiska nieustalone, w tym towarzyszące regulacji mocy biernej.
- zakres stosunku nadmiaru powietrza był ograniczony do  $\lambda = 1,3$ , ze względu na konstrukcję komory spalania silnika spalinowego zastosowanego w prototypie, natomiast w czasie badań identyfikacyjnych dolną granicą badań była  $\lambda = 1,5$ ,
- masa dodatkowego koła zamachowego zainstalowanego w prototypie (i stabilizującego tętnienia momentu obrotowego przekazywane na wał maszyny elektrycznej) była ograniczona wytrzymałością czopu głównego wału korbowego, przez co nie ograniczono tętnień i zjawisk im towarzyszących na tyle aby nie miały one negatywnego wpływu na sprawność badanego układu. Konstrukcję opracowanego koła zamachowego pokazano na rysunku 5.3.1.5. Na rysunku widoczne są wymiary geometryczne natomiast masa koła wynosiła 40kg.





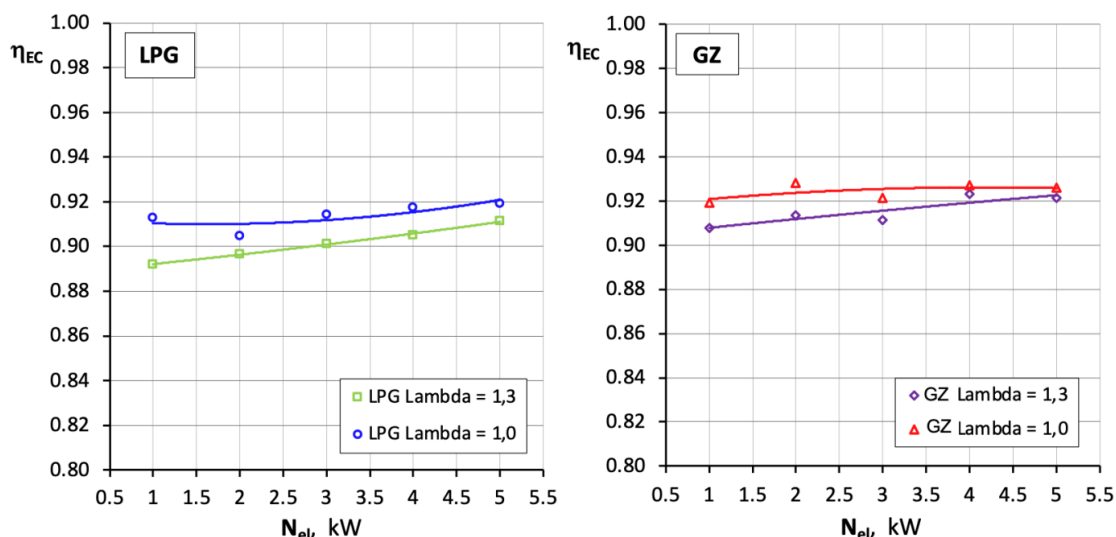
Rys. 5.3.1.5. Wymiary opracowanego koła zamachowego



Rys. 5.3.1.6. Sprawność generacji energii elektrycznej prototypowego kogeneratora podczas stosowania regulacji wyłącznie przepustnicą ( $\lambda = 1$ ) i regulacji hybrydowej ( $\lambda = 1,3$ )

Biorąc pod uwagę przywołane powyżej ograniczenia rozwiązania prototypowego można stwierdzić, że zaproponowana i zastosowana metoda hybrydowej regulacji obciążenia daje wymierny wzrost sprawności generacji energii energetycznej układu, jednakże silnie zależy od wielu zjawisk, które ten wzrost mogą ograniczyć. Maksymalna sprawność generacji energii elektrycznej podczas zasilania gazem ziemnym (GZ) dla regulacji hybrydowej wynosi niespełna 30% i jest wyższa od wartości uzyskiwanej dla tego samego rodzaju regulacji podczas zasilania LPG o ok. 1,5 punktu procentowego.

Na rysunku 5.3.1.7 przedstawiono kształtowanie się wyników sprawności całkowitej kogeneratora tj. sumy sprawności wytwarzania energii elektrycznej oraz ciepła grzewczego stosując testowane sposoby regulacji obciążenia silnika spalinowego.



Rys. 5.3.1.7. Sprawność energetyczna prototypowego kogeneratora podczas stosowania regulacji wyłącznie przepustnicą ( $\lambda = 1$ ) i regulacji hybrydowej ( $\lambda = 1,3$ )

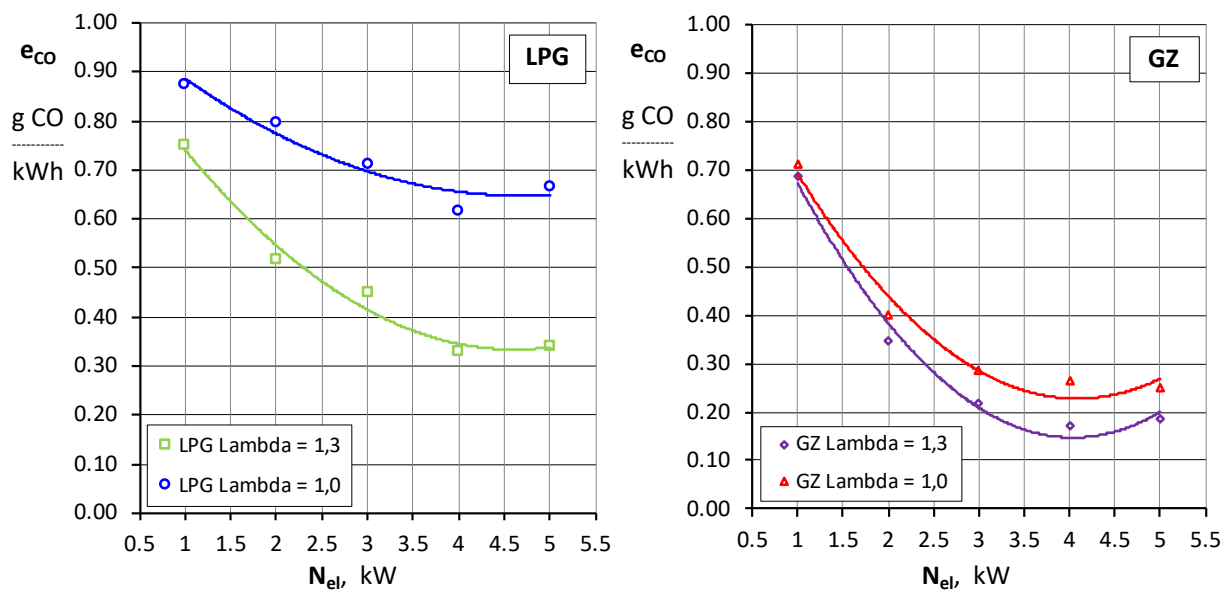
Uzyskane wyniki wskazują, że dla hybrydowego sposobu regulacji obciążenia silnika spalinowego, kogenerator osiąga niższą sprawność odzysku ciepła od silnika spalinowego w porównaniu do regulacji wyłącznie przepustnicą. Ostatecznie całkowita sprawność energetyczna układu (rys. 5.3.1.7) jest również niższa średnio o nieco ponad 1 punkt procentowy (pomimo tego, że sprawność generacji energii elektrycznej jest wyższa dla regulacji hybrydowej). Powodem w tym przypadku jest brak dostosowania układu odbioru ciepła (jego optymalizacji) do zastosowanego sposobu regulacji silnika wpływającego na temperatury kogeneratora. Po pierwsze w układzie tym zastosowano pompę cieczy o stałej wartości strumienia przepływu. Lepszym rozwiązaniem byłoby zastosowanie pompy o regulowanym przepływie. Natomiast system nadrzędnego sterowania powinien zarządzać jej pracą w oparciu o pomiar temperatury w wybranych lokalizacjach przewodu spalinowego jak i w lokalizacjach związanych z przepływem płynu chłodzącego wewnątrz silnika. Po drugie w części napływu spalin do sekcji rurek wymiennika wysokotemperaturowego należałoby dokonać modyfikacji celem eliminacji zjawiska cofania spalin (w wyniku pulsacji pochodzących od silnika spalinowego). Zastosowanie wkładu wyrównujące przepływ powinno zostać poprzedzone np. analizą z wykorzystaniem narzędzi CFD (ang. Computational Fluid Dynamic) celem zastosowania rozwiązania optymalnego. W testowanej wersji zastosowano rozwiązanie bez wcześniejszej weryfikacji modelem obliczeniowym, przez co warunki pracy wymiennika ciepła wysokotemperaturowego dla sterowania samą przepustnicą były lepsze niż w przypadku regulacji hybrydowej.

### 5.3.2. Emisja substancji szkodliwych

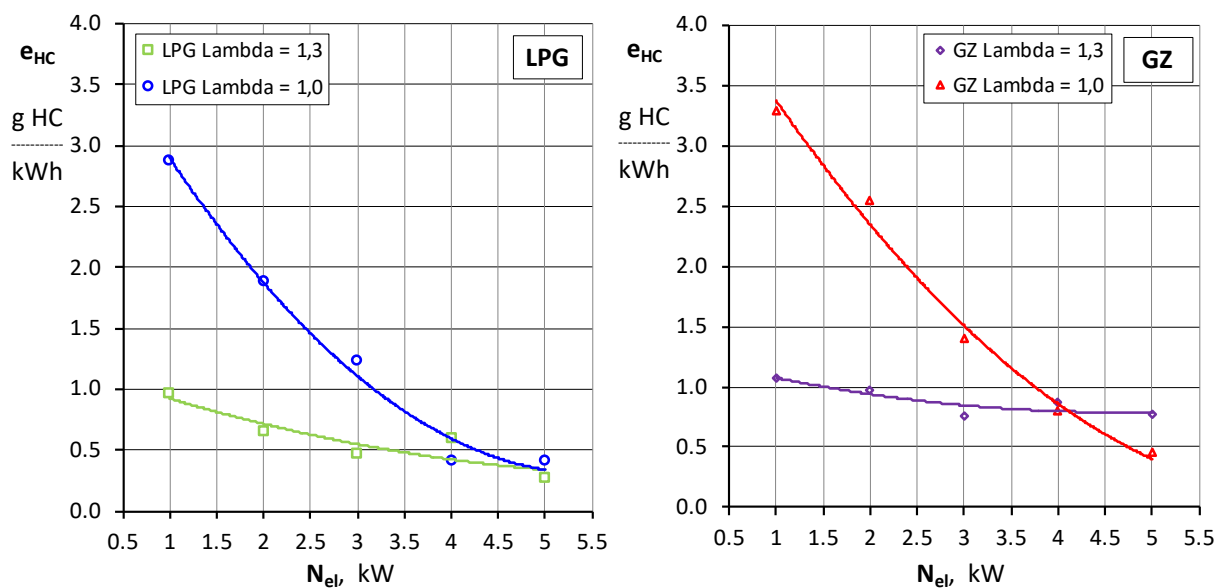
Badania emisji substancji szkodliwych odbywały się przy wykorzystaniu takich samych narzędzi pomiarowych jak miało to miejsce w trakcie testowania rozwiązania z generatorem asynchronicznym. Przy czym w układzie wylotowym zainstalowany był trójfunkcyjny konwerter katalityczny. Pomiar składu spalin realizowano przed oraz za konwerterem.

Na rysunkach od 5.3.2.1 do 5.3.2.3 zaprezentowano wartości wskaźników emisji substancji szkodliwych (tj. tlenku węgla, węglowodorów oraz tlenków azotu) dla zoptymalizowanych (pod względem sprawności generacji energii elektrycznej) nastaw regulacyjnych układu. Dodatkowo na rysunku 5.3.2.4 przedstawiono jednostkową emisję dwutlenku węgla. Wielkości te zostały określone dla składu spalin zmierzonego na wylocie z układu, to jest za trójfunkcyjnym konwerterem katalitycznym. Wskaźniki emisji wyrażone są w ilości masy kolejnego składnika spalin i odniesionej do ilości energii elektrycznej generowanej przez opracowany prototypowy układ kogeneracyjny.

Jednostkowa emisja tlenku węgla podczas zasilania LPG jest wyższa w porównaniu do zasilania gazem ziemnym. Przy czym w obu przypadkach niższe wartości emisji jednostkowej tego składnika występują podczas stosowania regulacji hybrydowej ( $\lambda = 1,3$ ). Dzieje się tak najprawdopodobniej ze względu na wyższą sprawność utleniania zastosowanego konwertera katalitycznego podczas spalania mieszanki ubogiej (wyższa dostępność tlenu w spalinach). Ponadto jak wykazano wcześniej podczas stosowania regulacji hybrydowej uzyskano wyższą sprawność generacji energii elektrycznej co jest dodatkowym czynnikiem wpływającym na obniżenie tego składnika, głównie w zakresie wyższych obciążeń układu. Zmiany jakościowe oraz ilościowe jednostkowej emisji węglowodorów są podobne dla obu stosowanych paliw. Również w tym przypadku widoczne jest lepsze działanie konwertera katalitycznego podczas stosowania regulacji hybrydowej.



Rys. 5.3.2.1. Emisja jednostkowa tlenku węgla podczas zasilania gazem ziemnym (GZ) oraz mieszaniną propan-butan (LPG) w zależności od obciążenia maszyny elektrycznej w zakresie regulacji mieszanej silnika spalinowego

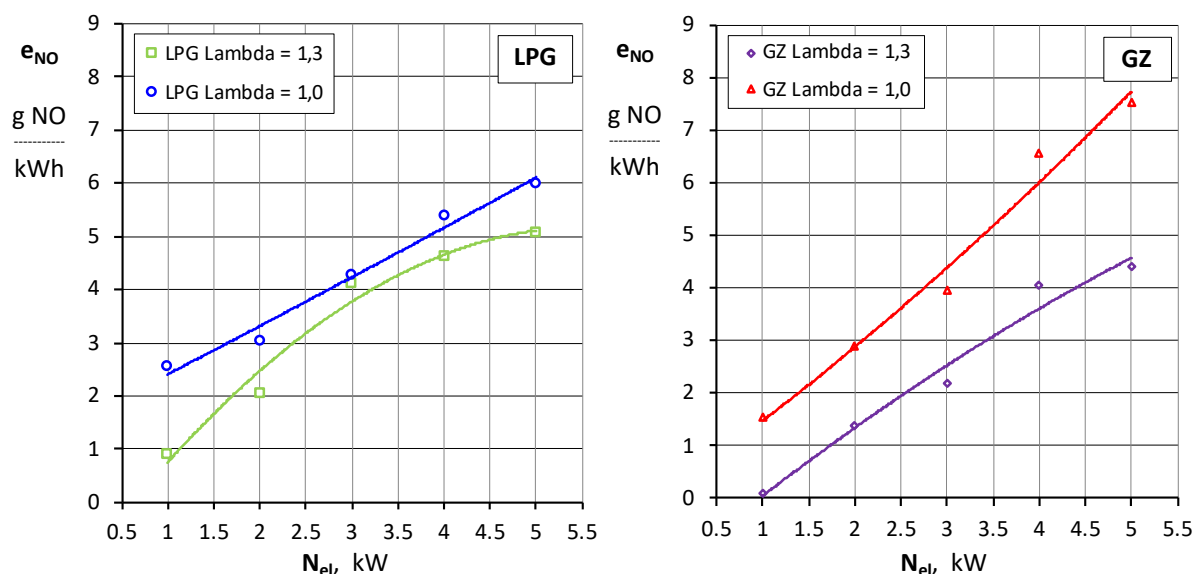


Rys. 5.3.2.2. Emisja jednostkowa węglowodorów podczas zasilania gazem ziemnym (GZ) oraz mieszaniną propan-butan (LPG) w zależności od obciążenia maszyny elektrycznej w zakresie regulacji mieszanej silnika spalinowego

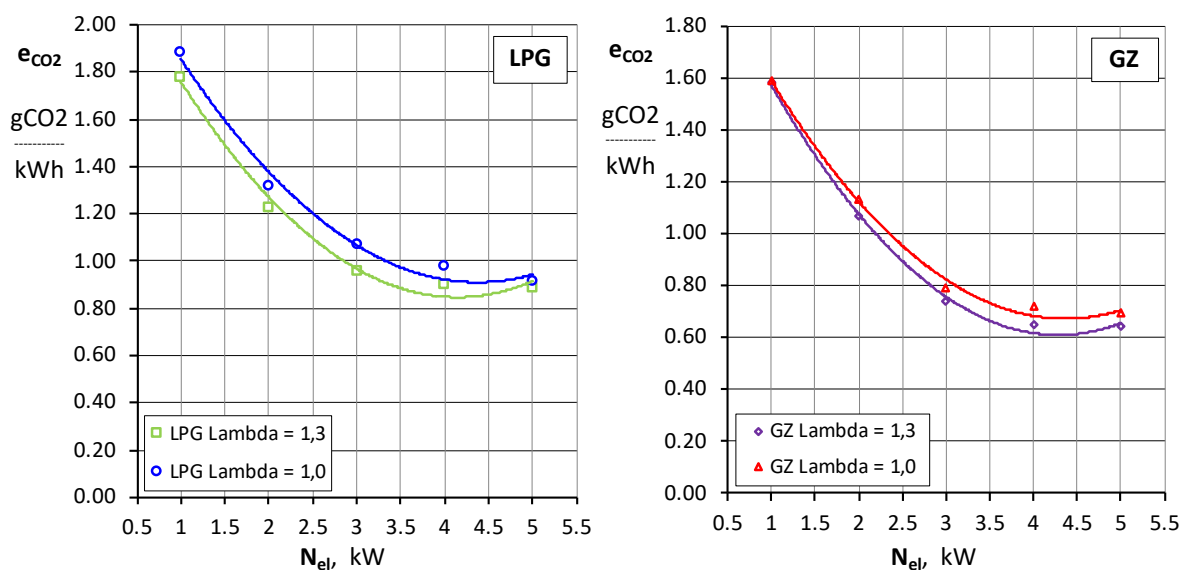
Jednostkowa emisja tlenku azotu (5.3.2.3.) kształtuje się na zbliżonym poziomie zarówno dla LPG jak i dla gazu ziemnego. W obu przypadkach większe wartości emisji są obserwowane podczas stosowania regulacji obciążenia silnika spalinowego wyłącznie przepustnicą. Pomimo, że trójfunkcyjny konwerter katalityczny nie redukuje NO podczas pracy z nadmiarem powietrza, dla regulacji hybrydowej osiągnięto niższe wartości emisji



jednostkowej tego składnika spalin. Wyższe wartości emisji NO dla wyższej wartości mocy wyjściowej spowodowane są wyższą wartością średniej temperatury w cylindrze silnika pracującego z większym obciążeniem.



Rys. 5.3.2.3. Emisja jednostkowa tlenku azotu podczas zasilania gazem ziemnym (GZ) oraz mieszaniną propan-butan (LPG) w zależności od obciążenia maszyny elektrycznej w zakresie regulacji mieszanej silnika spalinowego



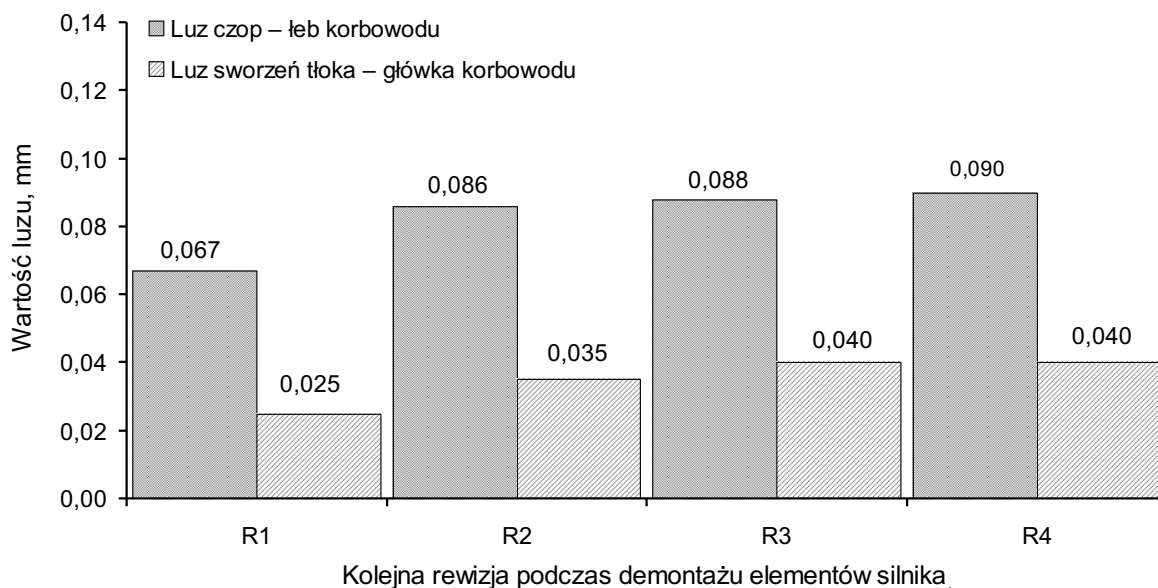
Rys. 5.3.2.4. Emisja jednostkowa dwutlenku węgla podczas zasilania gazem ziemnym (GZ) oraz mieszaniną propan-butan (LPG) w zależności od obciążenia maszyny elektrycznej w zakresie regulacji mieszanej silnika spalinowego

Uzyskany poziom emisji jednostkowej substancji szkodliwych, których wartości zaprezentowano na rysunkach od 5.3.2.1 do 5.3.2.4 wskazują, że prototypowy układ kogeneracyjny spełnia normę emisji Etap II (zgodnie z Dyrektywą 2002/08/EC) dla małych silników ZI o mocy poniżej 19 kW Cykl D (cykl D2 ISO 8178).

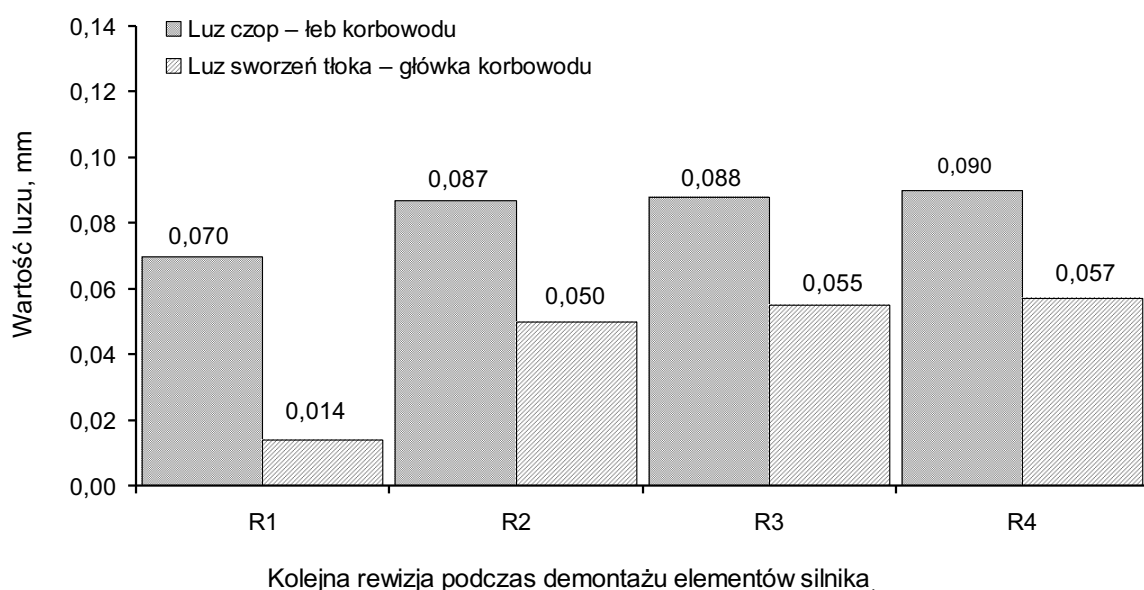
### 5.3.3. Badania trwałościowe

Badania trwałościowe realizowano w stosunkowo krótkim przedziale czasu. Założono, że co 200 godzin pracy dokonywany będzie przegląd elementów wewnętrznych silnika. Zaplanowano wykonane czterech rewizji elementów wewnętrznych silnika spalinowego. Przed każdą rewizją pobierane były próbki oleju smarującego silnik celem zbadania jego właściwości. W czasie badań laboratoryjnych dla trzech pierwszych rewizji, demontażu silnika i jego elementów wewnętrznych, dokonano zgodnie z planem, czyli co 200 motogodzin pracy układu kogeneracyjnego. Natomiast ostatnią rewizję przeprowadzono po nieco krótszym czasie, ze względu na ujawnienie się oleju smarującego silnik w cylindrze nr 2, podczas kontroli stanu świec zapłonowych. Rewizje następowały w następujących odstępach czasowych, rewizja pierwsza R1 po 207 godzinach pracy, rewizja druga R2 po 205 godzinach pracy, rewizja trzecia R3 po 204 godzinach pracy oraz rewizja czwarta R4 po 179 godzinach pracy. Podczas demontażu silnika, kontroli podlegały również elementy łączące silnik spalinowy z maszyną elektryczną oraz ramą, na której osadzony został kogenerator. Po pierwszej rewizji ustalono przyczynę pęknięcia śrub sprzęgła, łączących elementy przeniesienia momentu obrotowego od wału korbowego silnika poprzez gumową oponę na wał maszyny elektrycznej. Ustalono, że przyczyną były oddziaływania cieplne z kolektora wylotowego, co opisano w podrozdziale 5.2.2.

Na rysunkach od 5.3.3.1 do 5.3.3.10 pokazano wyniki pomiarów metrologicznych elementów wewnętrznych silnika spalinowego dokonanych podczas kolejnych rewizji. Na rysunkach 5.3.3.1 oraz 5.3.3.2 widoczne są wyniki pomiaru luzów na czopach korbowodów obu cylindrów. Widoczny jest wyraźny wzrost luzu szczególnie dla sworzni tłoków. W cylindrze nr 2 zaobserwowano większy stopień zużycia zespołu sworzeń – główka korbowodu w porównaniu z zespołem znajdującym się w cylindrze nr 1. Luzy na łbach korbowodu narastają w podobny sposób na obu korbowodach.



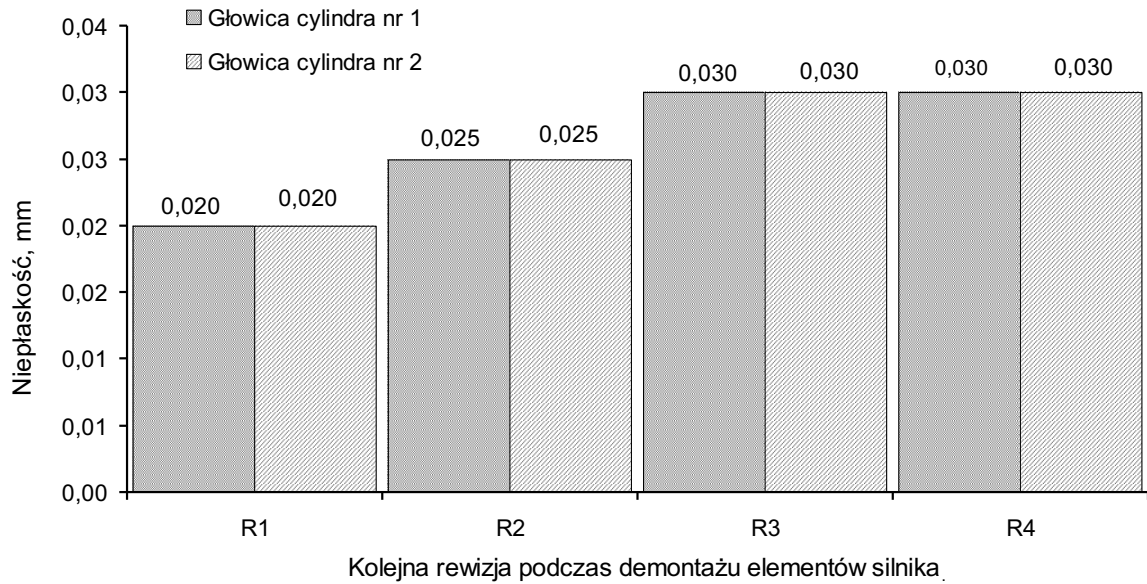
Rys. 5.3.3.1. Luzy na czopach korbowodu cylindra 1



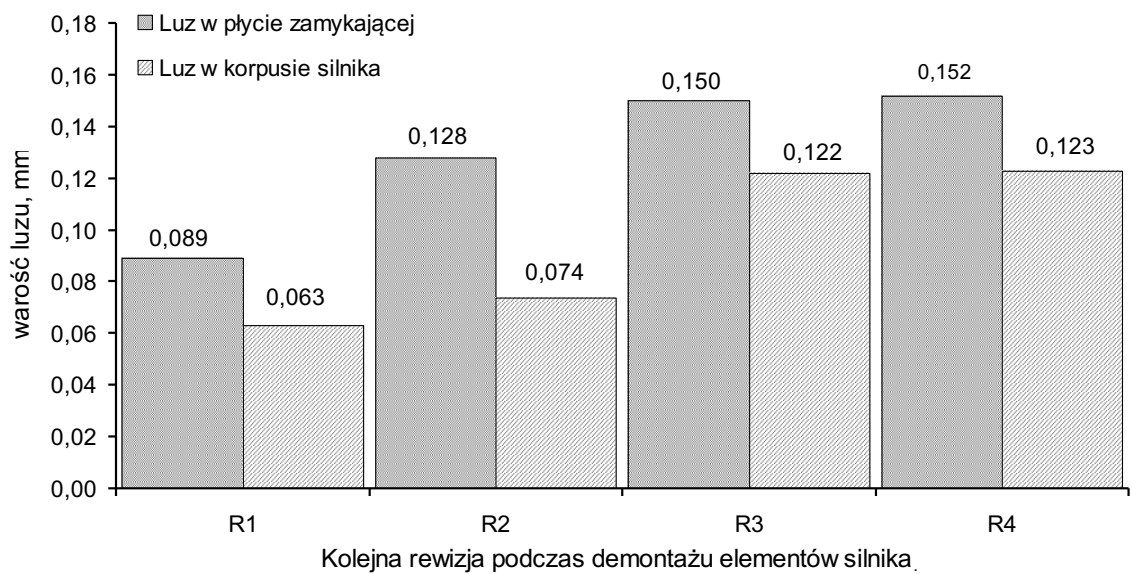
Rys. 5.3.3.2. Luzy na czopach korbowodu cylindra 2

Na rysunkach od 5.3.3.3 pokazano wyniki pomiaru niepełności głowic silnika spalinowego, które określono w trakcie kolejnych jego rewizji. Wyraźne zwiększenie się niepełności głowic widoczne są dla drugiej oraz trzeciej rewizji. Na rysunku 5.3.3.4 widoczne są wartości luzów czopów głównych wału korbowego, który znajduje oparcie w dwóch punktach tj. w korpusie silnika oraz w płycie zamykającej silnik. Wartości luzów wskazują, że przekroczyły one wartość nominalną. Przekroczenie luzu na panewce w płycie zamykającej silnik odnotowano po drugiej rewizji silnika, natomiast przekroczenie luzu

w korpusie silnika odnotowano podczas trzeciej rewizji elementów silnika. Jak wynika z danych pokazanych na rysunku 5.3.3.3 wskazane luzy mają charakter powiększający się względem wartości nominalnych mając na uwadze pomiary podczas kolejnych rewizji silnika.

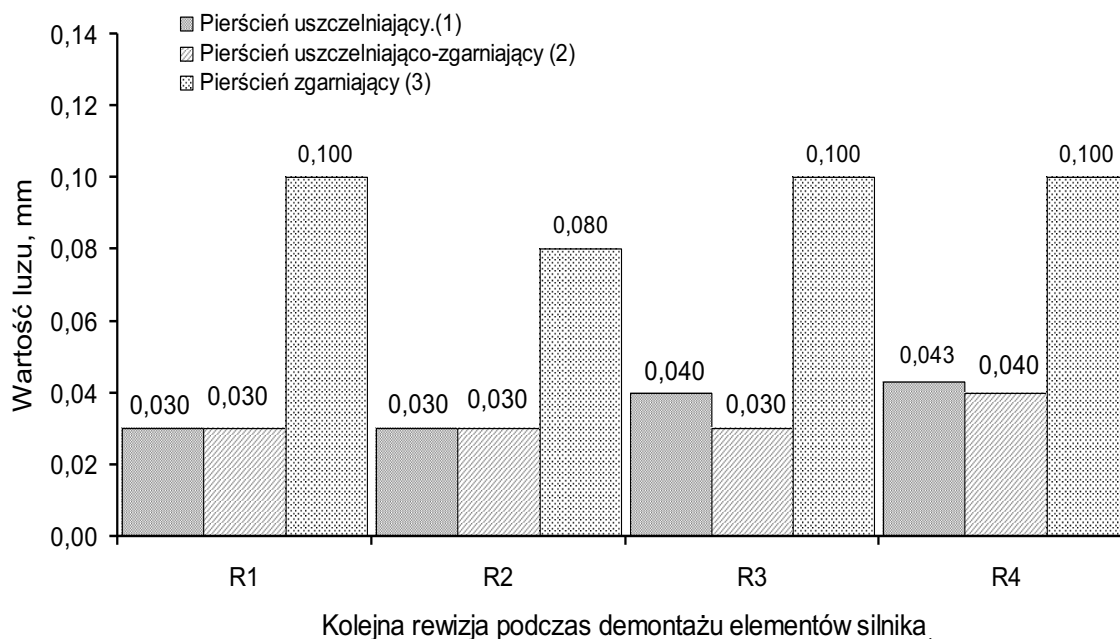


Rys. 5.3.3.3. Niepłaskość głowic

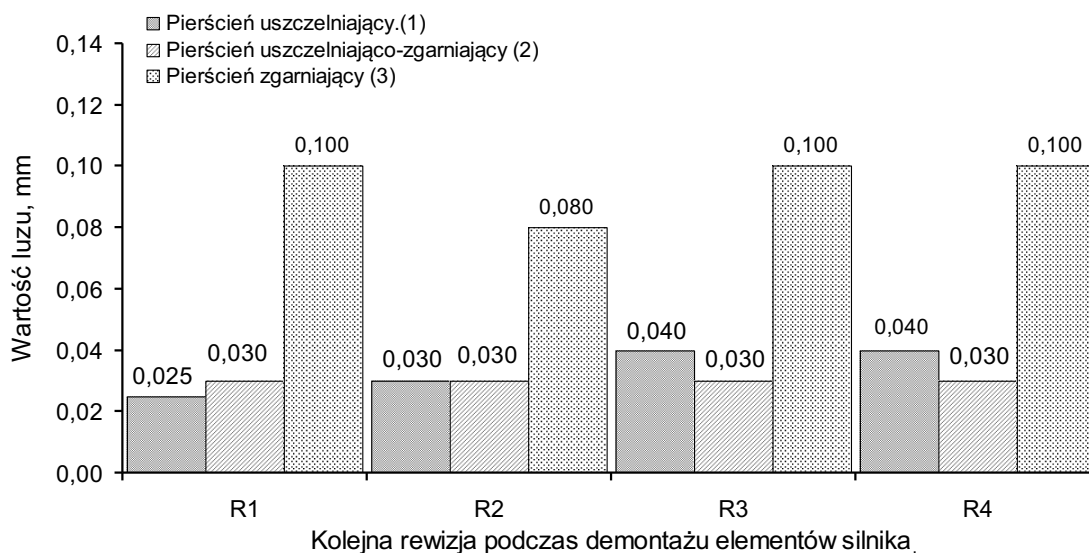


Rys. 5.3.3.4. Luzy czopów głównych wału korbowego

Na rysunku 5.3.3.5 oraz 5.3.3.6 pokazano kształtowanie się luzu osiowego pierścieni tłokowych obu cylindrów. Wartości luzu na poszczególnych pierścieniach kształtują się na niemalże niezmiennym poziomie.

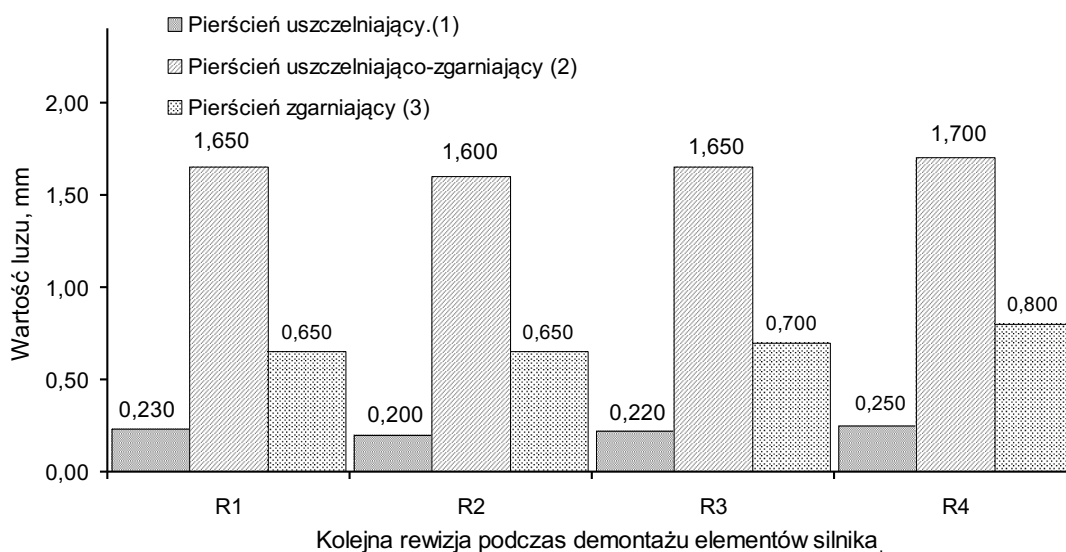


Rys. 5.3.3.5. Luz osiowy pierścieni tłokowych tłoka nr.1

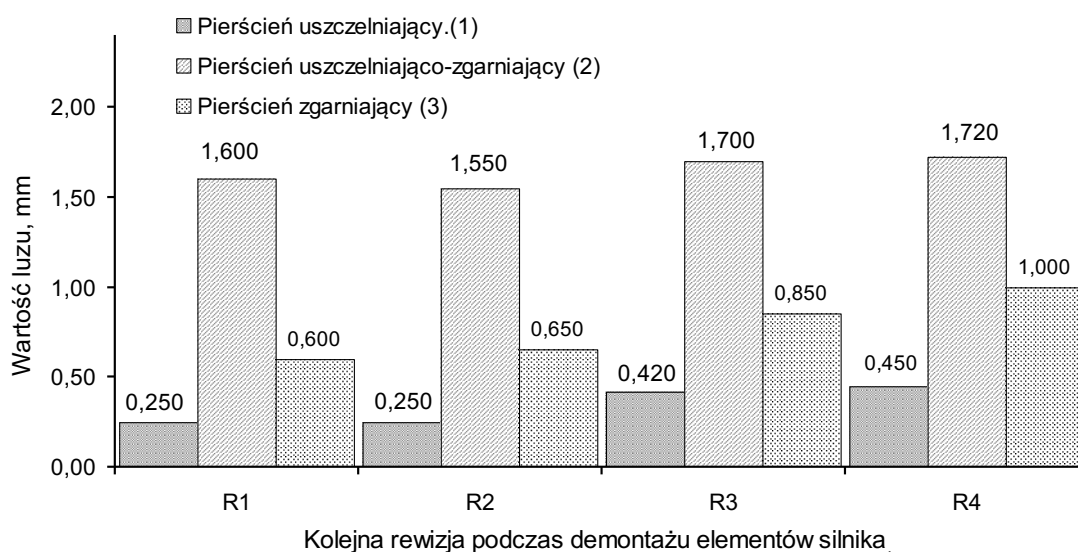


5.3.3.6. Luz osiowy pierścieni tłokowych tłoka nr.2

Na rysunkach 5.3.3.7 oraz 5.3.3.8 pokazano wartości luzu w zamkach pierścieni tłokowych, jaki został zmierzony podczas kolejnych rewizji silnika spalinowego. Widoczna jest tendencja zwiększającego się luzu w zamkach wszystkich pierścieni tłokowych znajdujących się w cylindrze nr 1 oraz w cylindrze nr 2. Przy czym dla pierścieni tłoka nr 2 zużycie jest bardziej widoczne. Odwrotna tendencja (tj zmniejszanie się luzu) widoczna pomiędzy rewizją nr 1 (R1) oraz rewizją nr 2 (R2) wynika z niepewności pomiaru na, którą wpłynęła znaczna różnica temperatury otoczenia których dokonywane były pomiary R1 oraz R2. Porównując jednak wyniki pomiędzy rewizją pierwszą R1 oraz ostatnią R4 widoczne jest zwiększenie się omawianych wartości luzu.

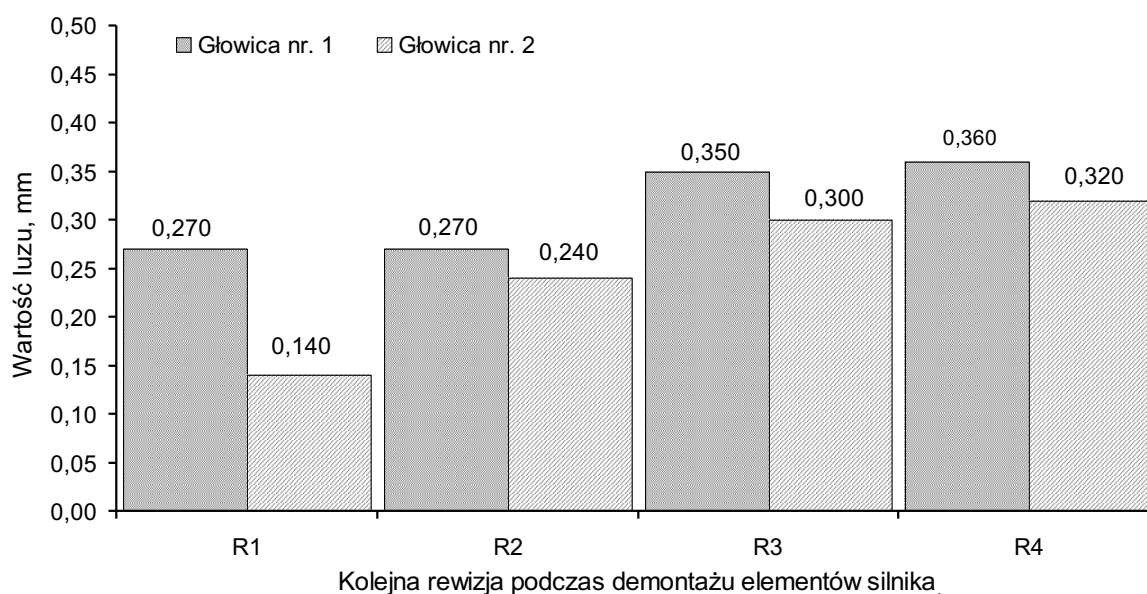


Rys. 5.3.3.7 Luz w zamku pierścieni tłoka nr. 1

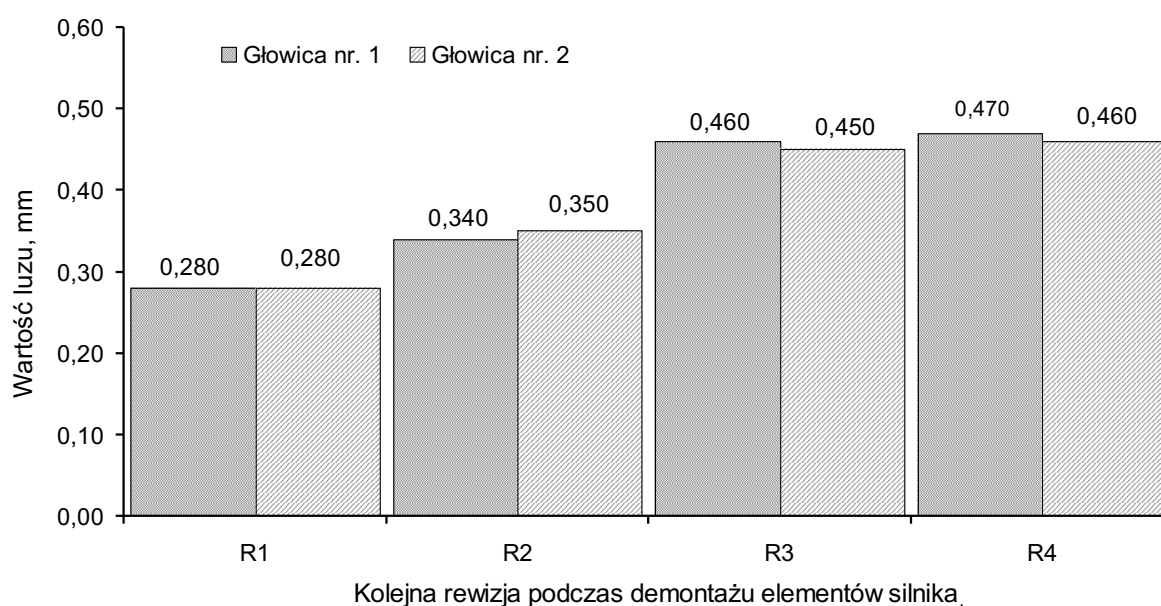


Rys. 5.3.3.8 Luz w zamku pierścieni tłoka nr.2

Na rysunkach 5.3.3.9 oraz 5.3.3.10 zaprezentowano kształtowanie się wartości luzu trzonków zaworu dolotowego oraz wylotowego cylindra nr 1 oraz cylindra nr 2. Widoczne jest postępujące zwiększanie się luzu trzonków zaworowych. Przy czym wartości luzu określonego dla zaworów ssących po pierwszej rewizji są wyraźnie wyższe dla prowadnicy zaworu cylindra pierwszego. Po drugiej rewizji trzonek zaworu ssącego pierwszego cylindra ma porównywalną wartość luzu jak trzonek zaworu ssącego drugiego cylindra. Mając na uwadze rewizję nr 1 (R1) oraz rewizję nr 4 (R4) ujawnia się znaczne zwiększenie luzu trzonków wszystkich zaworów w prowadnicach obu głowic.



Rys. 5.3.3.9. Luz trzonka zaworu dolotowego



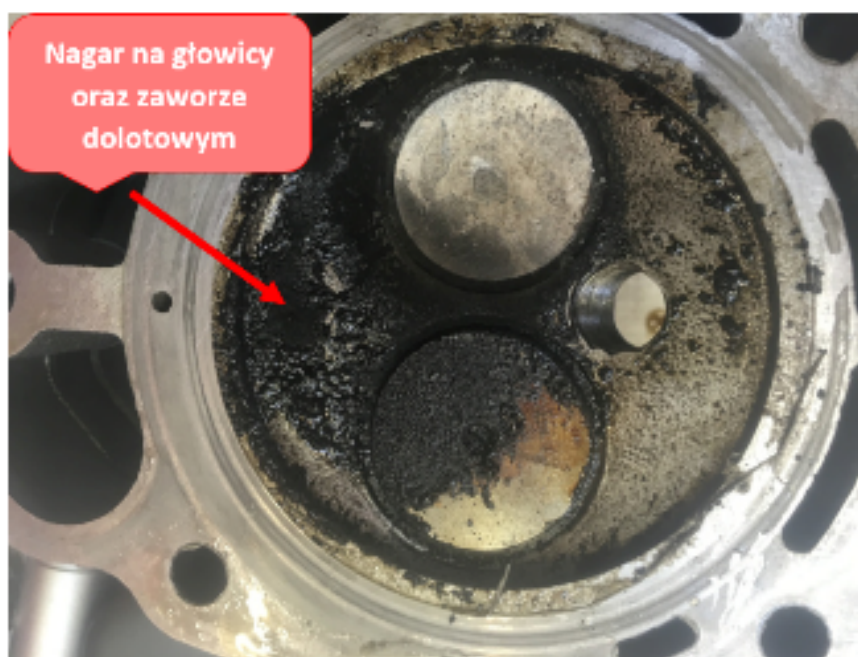
Rys. 5.3.3.10. Luz trzonka zaworu wylotowego

Analizując wyniki pomiarów metrologicznych elementów wewnętrznych silnika spalinowego dokonanych czterokrotnie w trakcie realizacji badań trwałościowych wysunięto następujące wnioski:

1. Po demontażu elementów silnika podczas czwartej rewizji ujawniła się spora zawartość oleju silnikowego na denku tłoka cylindra drugiego oraz znaczne złoże nagaru na głowicy tego cylindra co pokazano na rysunku 5.3.3.11. Nagar pokrywał większą część powierzchni zaworu dolotowego oraz przestrzeń powierzchni głowicy pomiędzy zaworami (dolotowym i wylotowym – rys. 5.3.3.12). Ponadto świeca zapłonowa pokryta była nagarem olejowym (Rys. 5.3.3.13).



Rys. 5.3.3.11 Zdjęcie denka tłoka cylindra nr 2 z uwidocznioną zawartością oleju silnikowego





Rys. 5.3.3.12 Zdjęcie wewnętrznej części głowicy cylindra nr 2 z uwidocznionym nagarem pochodzenia oleju silnikowego



Rys. 5.3.3.13 Zdjęcie elektrod świecy zapłonowej cylindra nr 2 z uwidocznionym nagarem pochodzenia oleju silnikowego

2. Analiza wyników pomiarów metrologicznych elementów wewnętrznych silnika spalinowego w tym luzu trzonek zaworów w prowadnicach wskazują na postępujące zwiększanie się ich wartości co uwidocznione zostało na rys. 5.3.3.9 oraz 5.3.3.10. Ponadto po dokonaniu szczegółowych oględzin organoleptycznych, w prowadnicy zaworu ssącego cylindra drugiego ujawniła się rysa/pęknięcie. Stan elementów współpracujących ze sobą jak tłok, pierścienie tłokowe oraz cylinder nie wskazują na prawdopodobieństwo przedostawania się ujawnionego oleju do przestrzeni pomiędzy denko tłoka, a głowica silnika spalinowego. Stan trzonka zaworu dolotowego oraz prowadnicy zaworu dolotowego prowadzi do wniosku, że to właśnie tą drogą olej przedostawał się do cylindra silnika spalinowego.

3. Po zakończeniu czwartej rewizji silnika i złożeniu jego elementów (stosując fabrycznie nowy komplet uszczelek oraz uszczelnień trzonek zaworowych) dokonano uruchomienia prototypu. Po ok. trzech godzinach pracy silnika z niskim obciążeniem (1 kW mocy elektrycznej) odkręcono świece zapłonowe. Po czym ustalono, że zarówno w cylindrze nr 1 jak i w cylindrze nr 2 pojawia się olej silnikowy w przestrzeni nad tłokiem.

Biorąc pod uwagę ujawniony po ostatniej rewizji, wyraźnie postępujący stan zużycia elementów wewnętrznych silnika spalinowego Kohler LH775 i stanowiącego napęd prototypowego układu kogeneracyjnego stwierdzono, że jego trwałość jest niezadawalająca. Zastosowanie silnika spalinowego Kohler LH775 w proponowanym układzie kogeneracyjnym niesie ryzyko wysokich kosztów eksploatacji oraz przedwczesnej awarii jednostki podczas eksploatacji u potencjalnego użytkownika instalacji. W związku z tym ewentualny przyszły rozwój urządzenia powinien bazować na innym silniku spalinowym.

## 6. PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE

### 6.1. Podsumowanie

W latach 2007 - 2019 w naszym kraju funkcjonował system wsparcia kogeneracji dla przedsiębiorstw wdrażających rozwiązania, w których jako paliwo stosowany był gaz ziemny lub gaz wytworzony z biomasy. Wsparcie polegało na uprawnieniach do tzw. świadectw pochodzenia energii wytworzonej w tzw. wysokosprawnej kogeneracji, które przedsiębiorstwo mogło umorzyć w określonym czasie na towarowej giełdzie energii [93]. W tamtym czasie wielu przedsiębiorców mających istotny wolumen zapotrzebowania na energię elektryczną oraz ciepło w swoich zakładach decydowało się na inwestycje w układy kogeneracyjne. Stabilna sytuacja na rynku gazowym oraz konieczność bilansowania mocy biernej (lub wnoszenia opłat za jej pobór) powodowały, że inwestycje przedsiębiorstw w technologie kogeneracyjne charakteryzowały się stosunkowo krótkim czasem zwrotu.

Koncepcja celowości budowy układów kogeneracyjnych małej mocy zrodziła się w 2015 roku, kiedy sytuacja na rynku kopalnych paliw gazowych była o wiele korzystniejsza niż ma to miejsce obecnie. Zastosowanie kogeneracji w skali mikro wydawało się być korzystne dla odbiorców indywidualnych pod warunkiem wprowadzenia na rynek urządzenia w niskiej cenie i miarę taniego w utrzymaniu. Wyniki badań przedstawionych w niniejszej dysertacji powstały w głównej mierze w wyniku realizacji prac badawczych na zlecenie partnera przemysłowego firmy Budexpert sp. z o.o. który uzyskał finansowanie projektu wdrożeniowego. Wspomniana firma poszukiwała rozwiązania prowadzącego do wzrostu sprawności energetycznej silnika w zakresie obciążeń częściowych przy możliwie niskich kosztach budowy i utrzymania urządzenia. W oparciu o dotychczasowe doświadczenia zespołu Katedry Techniki Ciepłej Politechniki Śląskiej w ramach współpracy z firmą Budexpert sp. z o.o. zbudowano prototypowy układ kogeneracyjny z silnikiem spalinowym w którym zastosowano regulację hybrydową. W powstanie prototypu układu kogeneracyjnego i jego badania zaangażowany był zespół składający się z pracowników Politechniki Śląskiej oraz firmy Budexpert sp. z o.o.

Oryginalny dorobek naukowy rozprawy obejmuje opracowanie i analizę przedstawionych w pracy wyników badań, które stanowią wkład w budowę i testowanie prototypu, a w szczególności:

- przygotowanie planu badań eksperymentalnych i współudział w ich realizacji,
- przeprowadzenie obliczeń na podstawie danych eksperymentalnych i interpretację wyników badań identyfikacyjnych oraz badań prototypu,
- badanie wpływu zmian parametrów regulacyjnych silnika na sprawność generacji energii elektrycznej, a następnie optymalizację parametrów sterownika silnika spalinowego,
- przeprowadzenie obliczeń analitycznych związanych z doбором silnika spalinowego do prototypu wykorzystując zero-wymiarowy model matematyczny,

- przeprowadzenie analizy trwałościowej na podstawie pomiarów metrologicznych.
- opracowanie danych wejściowych stosowanych w obliczeniach wymiennika wysokotemperaturowego,
- opracowanie koncepcji elementów mechanicznych prototypu jak. rama, zbiornik uzupełniania oleju, dobór sprzęgieł łączących silnik spalinowy z generatorem, czujników sygnałowych i sterownika ECU, dobór układu zasilania paliwami gazowymi.

Zaprezentowane w niniejszej dysertacji rezultaty badań wskazują na korzyści stosowania metody hybrydowej regulacji silnika spalinowego w układzie kogeneracyjnym ze względu na wzrost sprawności wytwarzania energii elektrycznej. Przy czym, aby uzyskać pożądany efekt wzrostu całkowitej sprawności energetycznej układu tj. sprawności generacji energii elektrycznej oraz ciepła, koniecznym jest przeprowadzenie dodatkowych badań mających na celu optymalizację działania wysokotemperaturowego wymiennika ciepła co zostało wyjaśnione w rozdziale 5.3.1. Dodatkowo, aby zapewnić wymaganą trwałość jednostki kogeneracyjnej koniecznym jest zastosowanie innego silnika spalinowego. Zastosowany w prototypie silnik Kohler LH775 ograniczał koszty inwestycyjne ze względu na niski koszt zakupu ale znacząco podnosił ryzyko wysokich kosztów eksploatacji oraz przedwczesnej awarii jednostki podczas eksploatacji u potencjalnego użytkownika instalacji.

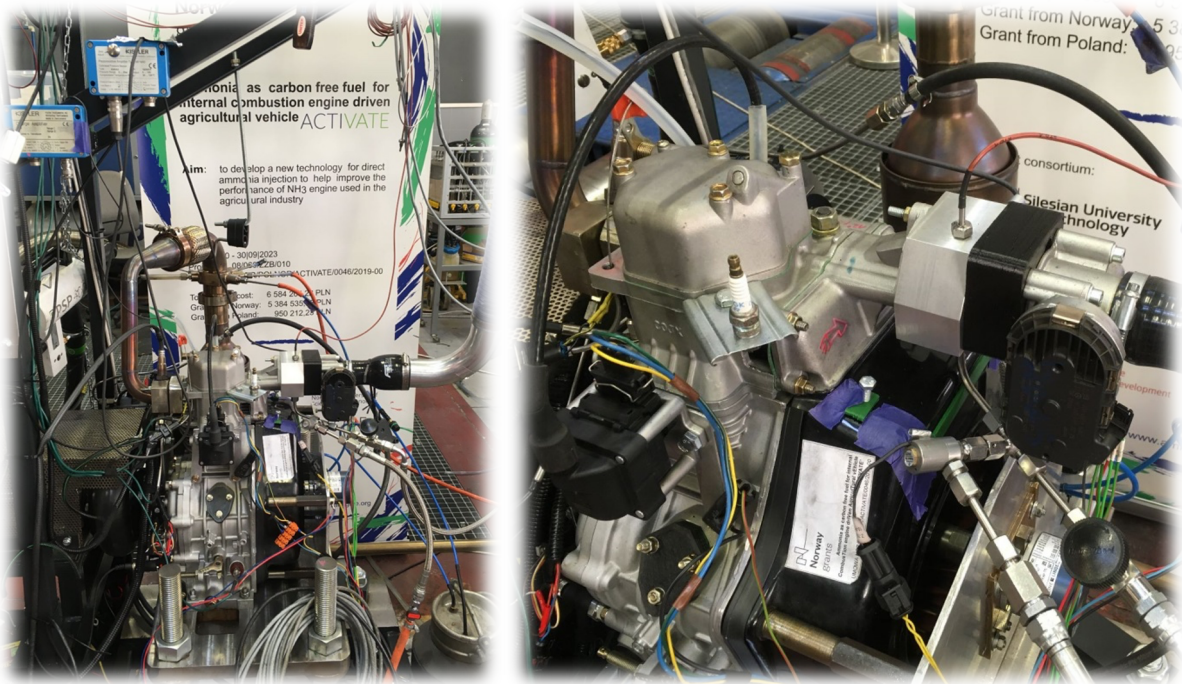
## 6.2. Kierunki przyszłych badań

Przeprowadzone w ramach pracy doktorskiej badania identyfikacyjne wskazują, że korzyści z zastosowania hybrydowej regulacji obciążenia silnika spalinowego będą tym większe im wyższa będzie wartość stosunku nadmiaru powietrza, przy którym silnik spalinowy pracuje stabilnie. Rozwiązaniem, które może spowodować rozszerzenie granic palności mieszanki paliwowo-powietrznej bez ingerencji w konstrukcję silnika jest stosowanie paliw z dodatkiem wodoru lub stosowanie wyłącznie wodoru jako paliwa silnikowego. Przy czym podczas samodzielnego spalania wodoru pojawiają się problemy z szybkością spalania tego gazu w warunkach bliskich mieszanki stechiometrycznej ze względu na wysoką dynamikę zmian ciśnienia w cylindrze silnika spalinowego, dlatego jest on najczęściej spalany w warunkach nadstechiometrycznych [94,95].

W ostatnich latach obserwuje się dynamiczny wzrost zainteresowania wodorem jako nośnikiem energii. Wynika to między innymi z faktu, że zwiększający się udział odnawialnych źródeł energii (OZE – np. ogniwa fotowoltaiczne czy turbiny wiatrowe) w krajowym systemie elektroenergetycznym powoduje okresowo nadpodaż generowanej energii elektrycznej. Co wynika z faktu, że wielkość generowanej energii elektrycznej ze wskazanych źródeł jest uzależniona od warunków pogodowych i w celu zaspokojenia potrzeb energetycznych istnieje konieczność instalacji znacznie większej mocy źródeł niż mocy odbiorników (źródła nadmiarowe, dodatkowo częściowo rezerwowane przez inne stabilne

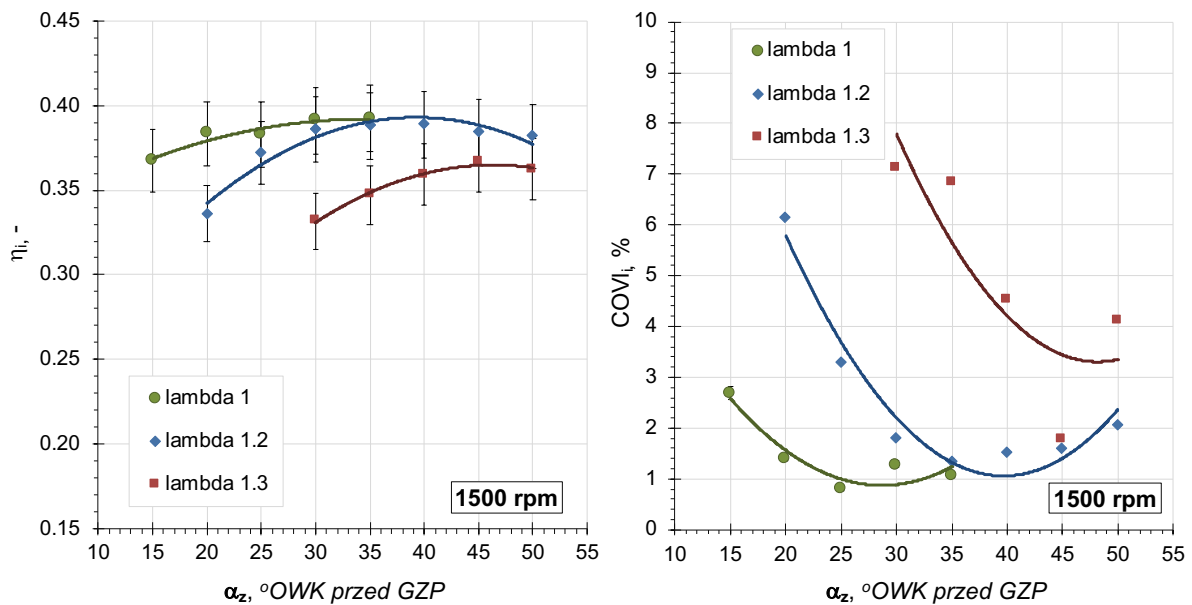
technologie np. gazowe). Jedną z metod magazynowania energii jest technologia „power to gas” polegająca na produkcji wodoru z źródeł OZE podczas nadpodaży energii elektrycznej jaka jest potrzeba w systemie [96]. Słabym ogniwem procesu „power to gas” jest sposób magazynowania wodoru ponieważ obecnie stosowane są głównie metody wysokociśnieniowe (70 MPa). Lepszą alternatywą wydaje się być zastosowanie metody polegającej na produkcji amoniaku z wodoru wcześniej wytworzonego za pośrednictwem OZE. Amoniak składowany jest w postaci ciekłej w zbiornikach niskociśnieniowych (poniżej 1 MPa). W związku z tym na przestrzeni ostatnich trzech lat intensywnie wzrosło zainteresowanie amoniakiem, jako paliwem na cele energetyczne w tym do zasilania silników spalinowych [97,98,99]. Należy jednak podkreślić, że spalanie amoniaku w silniku spalinowym jest utrudnione ze względu na niską prędkość spalania. Interesującym wydaje się być zastosowanie amoniaku z dodatkiem wodoru do napędu stacjonarnych silników spalinowych i wykorzystanie hybrydowej regulacji obciążenia celem poprawy efektywności energetycznej silnika w zakresie obciążeń częściowych.

W katedrze techniki cieplnej realizowany jest projekt finansowany z źródeł norweskich o akronimie ACTIVATE. W ramach projektu rozwijana jest technologia spalania amoniaku w silniku ZS. Wykorzystując stanowisko badawcze przygotowane do realizacji prac realizowanych w ramach wspomnianego projektu dokonano modyfikacji silnika spalinowego do pracy z zapłonem iskrowym. Silnik spalinowy to jednostka jednocylindrowa o pojemności skokowej  $V_s = 400 \text{ cm}^3$  i stopniu kompresji  $\varepsilon = 16,5$ . Przeprowadzono badania wstępne spalania amoniaku w zakresie zmian stosunku nadmiaru powietrza oraz kata wyprzedzenia zapłonu. Badania realizowano przy pełnym otwarciu przepustnicy. Na rysunku 6.2.1 zaprezentowano widok na stanowisko badawcze z silnikiem ZI przystosowanym do spalania amoniaku.

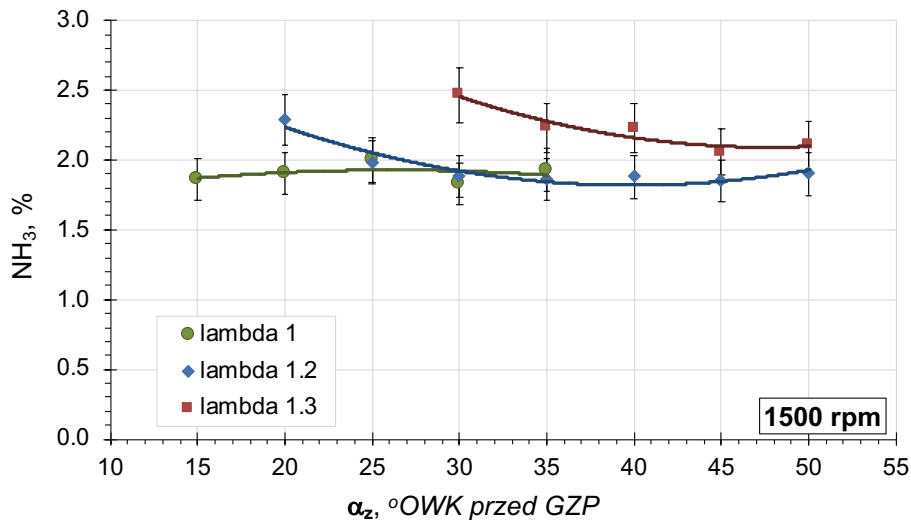


Rys. 6.2.1 Stanowisko badawcze z silnikiem ZI przystosowanym do spalania amoniaku

Na rysunku 6.2.2 pokazano kształtowanie się sprawności wewnętrznej oraz wskaźnika COVli silnika ZI zasilanego amoniakiem dla zmiennych wartości kąta wyprzedzenia zapłonu i stosunku nadmiaru powietrza. Z kolei na rysunku 6.2.3 pokazano udział molowy amoniaku w spalinach mokrych dla analogicznych zmian parametrów regulacyjnych.



Rys. 6.2.2 Sprawność wewnętrzna oraz wskaźnik COVli silnika ZI zasilanego amoniakiem w zakresie zmian kąta wyprzedzenia zapłonu oraz stosunku nadmiaru powietrza



Rys. 6.2.3 Udział molowy amoniaku w spalinach silnika ZI zasilanego amoniakiem w zakresie zmian kąta wyprzedzenia zapłonu oraz stosunku nadmiaru powietrza

Badania wstępne wykazały, że spalanie ubogiej mieszanki amoniaku z powietrzem w silniku ZI prowadzi do obniżenia sprawności wewnętrznej i wzrostu niepewtarzalności jednostkowej pracy wewnętrznej (tj. średniego ciśnienia) indykowanego w porównaniu do spalania mieszanki stechiometrycznej. Ponadto, jak można zauważyć na rys. 6.2.3 istotnym problemem związanym ze spalaniem amoniaku w silniku ZI jest wielkość emisji amoniaku w spalinach. Wartość udziału molowego w spalinach mokrych wynosi średnio ok 2% podczas spalania mieszanki stechiometrycznej i sięga 2,5 % dla mieszanki ubogiej przy  $\lambda = 1,3$ . Należy nadmienić, że różnica wartości emisji jednostkowej wyrażonej w g/kWh będzie jeszcze wyższa dla mieszanki ubogiej względem spalania mieszanki stechiometrycznej. Powodem jest niższa sprawność oraz fakt, że wyniki na rys. 6.2.3 nie zostały sprowadzone do wspólnego mianownika porównawczego np. stosując przeliczniki do  $\lambda = 1$ . Dla mieszanek ubogich spaliny rozrzedzone są powietrzem. Oczekuje się, że lepsze efekty może przynieść współspalanie amoniaku z wodorem np. poprzez przeprowadzenie reformingu części amoniaku doprowadzanego do silnika spalinowego. Planuje się kontynuację badań z wykorzystaniem amoniaku i wodoru.

### 6.3. Wnioski końcowe

Na podstawie przeprowadzonych badań identyfikacyjnych oraz zrealizowanego programu badań prototypowego układu kogeneracyjnego można stwierdzić, że postawiona w pracy teza została potwierdzona. Przeprowadzony zakres badań pozwolił na określenie ograniczeń w zastosowaniu zaproponowanej hybrydowej regulacji obciążenia silnika spalinowego dla obiektu rzeczywistego jakim był układ mikro-kogeneracyjny. Zrealizowany w ramach pracy program badań oraz przeprowadzona analiza pozwalają sformułować następujące wnioski ogólne:

1. Opracowany i przetestowany sposób sterowania urządzenia kogeneracyjnego z silnikiem ZI, pozwala na dobre wykorzystanie jego możliwości technicznych, w tym przede wszystkim na uzyskanie sprawności konwersji energii chemicznej paliwa do energii elektrycznej (wykorzystując regulację hybrydową tj. jakościowo-ilościową) wyższej o ok. 1,5 punktu procentowego w porównaniu do stosowania regulacji wyłącznie ilościowej.
2. Zastosowanie silnika spalinowego o niskiej liczbie cylindrów (dwa cylindry w układzie V) wymusiło opracowanie złożonego systemu sterowania. Było to spowodowane małymi stałymi czasowymi poszczególnych elementów urządzenia kogeneracyjnego, a co za tym idzie ich podatnością na zakłócenia, w tym nierównomierność pracy (tętnienia i oscylacje różnych wielkości, w tym prądów, mocy czynnej i prędkości wirowania).
3. Opracowany układ sterowania złożony jest z kilku elementów współpracujących ze sobą, między innymi serownika nadrzędnego firmy ComAp i układu sterowania silnika spalinowego ECU typu „stand alone”. Odpowiednia parametryzacja zaproponowanego układu sterowania, pozwala na zastosowanie regulacji hybrydowej silnika spalinowego napędzającego generator asynchroniczny lub synchroniczny.
4. Niewielkie stałe czasowe poszczególnych elementów urządzenia kogeneracyjnego wymuszają opracowanie dokładnych procedur pomiarowych i regulacyjnych, w szczególności dla sterownika silnika spalinowego przez ECU, co pozwala na zapewnienie wymaganej przepisami prawa jakości energii elektrycznej.
5. Nie stwierdzono nadmiernego zużywania się elementów układów elektrycznego i sterowania w czasie testów trwałościowych pomimo zauważalnej nierównomierności biegu silnika. Przy optymalnym doborze parametrów regulatorów zawory i układ wzbudzenia reagują pewnie utrzymując wielkości regulowana na zadanym poziomie.
6. Spalanie mieszanek ubogich powoduje większą nierównomierność pracy silnika w stosunku do spalania mieszanki stechiometrycznej. Aby ustabilizować chwilowe zmiany prędkości obrotowej wału korbowego silnika, konieczne było zastosowanie koła zamachowego o większym momencie bezwładności względem rozwiązania fabrycznego. Jego wartość dobrano tak, aby zapewnić stabilną pracę generatora elektrycznego.
7. Zastosowanie trójfunkcyjnego konwertera katalitycznego pozwoliło ograniczyć emisję substancji szkodliwych jak CO, HC i NOx. Podczas regulacji hybrydowej konwerter działał jak utleniający, natomiast spalając mieszankę stechiometryczną dla regulacji ilościowej następowała również reedukacja tlenków azotu. Uzyskany poziom emisji substancji szkodliwych wskazuje, że prototypowy układ kogeneracyjny spełnia normę emisji Etap II (zgodnie z Dyrektywą 2002/08/EC) dla małych silników ZI o mocy poniżej 19 kW Cykl D (cykl D2 ISO 8178).
8. Analiza oleju silnikowego wykonana w połowie oraz pod koniec realizacji badań trwałościowych wskazuje, że poziom dodatków uszlachetniających dobrze koresponduje z wartością referencyjną oleju świeżego. Ponadto parametry takie jak lepkość, liczba kwasowa,

liczba zasadowa, parametr i-pH, oksydacja oraz nitracja były w normie. Wzajemna relacja liczby kwasowej i liczby zasadowej wskazuje na wysoki poziom rezerwy alkalicznej. Ponadto zarejestrowano podniesioną zawartość krzemu wynikającą z zastosowania silikonu jako materiału uszczelniającego. Po pierwszym badaniu, w próbce oleju ujawniła się woda pochodząca z glikolu stanowiącego czynnik chłodzący silnika. Jej obecność była spowodowana nieszczelnością w obrębie układu wymiennika ciepła oleju smarującego silnik. W konsekwencji można stwierdzić, że w badanym przypadku olej nie ulegał nadmiernej degradacji.

**9.** Po czwartym demontażu elementów silnika spalinowego (ostatnia z planowanych rewizji) ujawniła się spora zawartość oleju silnikowego na denku tłoka cylindra drugiego oraz znaczne złoże nagaru na głowicy, powierzchni zaworu i świecy zapłonowej. Analiza wyników pomiarów metrologicznych elementów wewnętrznych silnika spalinowego w tym luzu trzonek zaworów w prowadnicach wskazała na postępujące zwiększanie się ich wartości.

**10.** Testy kogeneratorskie zrealizowane po zakończeniu czwartej rewizji silnika spalinowego (elementy silnika zmontowane z nowym kompletem uszczelek) wykazały, że zarówno w cylindrze nr 1 jak i w cylindrze nr 2 pojawia się olej silnikowy w przestrzeni nad tłokiem. Mając na uwadze wyraźnie postępujący stan zużycia elementów wewnętrznych zastosowanego w prototypie silnika spalinowego Kohler LH775 stwierdzono, że jego trwałość jest niezadawalająca biorąc pod uwagę zastosowanie w układzie kogeneracyjnym.

**11.** Zmieniające się przepisy prawa dotyczące instalacji prosumenckich oraz różne wymagania stawiane w Warunkach Przyłączenia wydawanych przez Operatorów Systemu Dystrybucyjnego wymuszają stosowanie elastycznego systemu sterowania (umożliwiającego dowolną konfigurację i rozbudowę), który pozwala na spełnienie wszystkich wymagań. Dotyczy to przede wszystkim układu zabezpieczeń części elektrycznej układu kogeneracyjnego.



## Bibliografia

- [1] Katarzyna Ewa Rollert, The underlying factors in the uptake of electricity demand response: The case of Po-land. *Utilities Policy*, Vol. 54, 2018, p. 11-21.
- [2] Lidia Gawlik, Adam Szurlej, Artur Wyrwa, The impact of the long-term EU target for renewables on the structure of electricity production in Poland, *Energy*, vol. 92, Part 2, 2015, p. 172-178.
- [3] <https://www.ure.gov.pl/pl/energia-elektryczna/charakterystyka-rynku/11089,2022.html> (dostęp 17.05.2023).
- [4] Mahdi Darzi, Derek Johnson, Chris Ulishney, Dakota Oliver, Gaseous fuels variation effects on first and second law analyses of a small direct injection engine for micro-CHP systems, *Energy Conversion and Management*, Vol. 184, 2019, p. 609-625.
- [5] Enrico Spoletini, Economic Analysis and Technical Issues of Low Temperature PCM Thermal Storage Combi, *Energy Procedia*, Vol. 101, 2016, p. 1151-1158
- [6] *Energy in Poland*, Ministry of Energy, Agencja Rynku Energii S.A. Warsaw 2018.
- [7] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2018/2002 z dnia 11 grudnia 2018 r. zmieniająca dyrektywę 2012/27/UE w sprawie efektywności energetycznej.
- Martinez, S.; Michaux, G.; Salagnac, P.; Bouvier, J.L. Micro-combined heat and power systems (micro-CHP) based on renewable energy sources. *Energy Convers. Manag.* 2017, 154, 262–285.
- [8] Martinez, S.; Michaux, G.; Salagnac, P.; Bouvier, J.L. Micro-combined heat and power systems (micro-CHP) based on renewable energy sources. *Energy Convers. Manag.* 2017, 154, 262–285.
- [9] Jung, Y.; Kim, J.; Lee, H. Multi-criteria evaluation of medium-sized residential building with micro-CHP system in South Korea. *Energy Build.* 2019, 193, 201–215.
- [10] Wajs, J.; Mikielwicz, D.; Bajor, M.; Kneba, Z. Experimental investigation of domestic micro-CHP based on the gas boiler fitted with ORC module. *Arch. Thermodyn.* 2016, 37, 79–93.
- [11] Taie, Z.; Hagen, C. Experimental thermodynamic first and second law analysis of a variable output 1–4.5 kWe, ICE-driven, natural-gas fueled micro-CHP generator. *Energy Convers. Manag.* 2019, 180, 292–301.
- [12] Thu, K.; Saha, B.B.; Chua, K.J.; Bui, T.D. Thermodynamic analysis on the part-load performance of a microturbine system for micro/mini-CHP applications. *Appl. Energy* 2016, 178, 600–608.
- [13] Qiu, S.; Gao, Y.; Rinker, G.; Yanaga, K. Development of an advanced free-piston Stirling engine for micro combined heating and power application. *Appl. Energy* 2019, 235, 987–1000.
- [14] Cardozo, E.; Erlich, C.; Malmquist, A.; Alejo, L. Integration of a wood pellet burner and a Stirling engine to produce residential heat and power. *Appl. Therm. Eng.* 2014, 73, 671–680.
- [15] Antonelli, M.; Francesconi, M.; Baccioli, A.; Caposciutti, G. Experimental Results of a Wankel-type Expander Fuelled by Compressed Air and Saturated Steam. *Energy Procedia* 2017, 105, 2929–2934.
- [16] Staffell, I. Zero carbon infinite COP heat from fuel cell CHP. *Appl. Energy* 2015, 147, 373–385.
- [17] Bahlawan, H.; Pogonietz, W.R.; Spina, P.R.; Venturini, M. Cradle-to-gate life cycle

- assessment of energy systems for residential applications by accounting for scaling effects. *Appl. Therm. Eng.* 2020, 171, 115062.
- [18] Calise, F.; Figaj, R.D.; Vanoli, L. Energy performance of a low-cost PhotoVoltaic/Thermal (PVT) collector with and without thermal insulation. *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.* 2019, 214, 012116.
- [19] Algieri, A.; Morrone, P. Energetic analysis of biomass-fired ORC systems for micro-scale combined heat and power (CHP) generation. A possible application to the Italian residential sector. *Appl. Therm. Eng.* 2014, 71, 751–759.
- [20] Kharseh, M.; Al-Khawaja, M.; Hassani, F. Optimal utilization of geothermal heat from abandoned oil wells for power generation. *Appl. Therm. Eng.* 2019, 153, 536–542.
- [21] Cioccolanti, L.; Tascioni, R.; Arteconi, A. Simulation analysis of an innovative micro-solar 2kWe Organic Rankine Cycle plant for residential applications. *Energy Procedia* 2017, 142, 1629–1634.
- [22] Obi, J.B. State of art on ORC applications for waste heat recovery and micro-cogeneration for installations up to 100kWe. *Energy Procedia* 2015, 82, 994–1001.
- [23] Linke, P.; Papadopoulos, A.I.; Seferlis, P. Systematic methods for working fluid selection and the design, integration and control of organic Rankine cycles—A review. *Energies* 2015, 8, 4755–4801.
- [24] Zheng, C.Y.; Wu, J.Y.; Zhai, X.Q.; Yang, G.; Wang, R.Z. Experimental and modeling investigation of an ICE (internal combustion engine) based micro-cogeneration device considering overheat protection controls. *Energy* 2016, 101, 447–461.
- [25] Moriconi, N.; Laranci, P.; D’Amico, M.; Bartocci, P.; D’Alessandro, B.; Cinti, G.; Baldinelli, A.; Discepoli, G.; Bidini, G.; Desideri, U.; et al. Design and preliminary operation of a gasification plant for micro-CHP with internal combustion engine and SOFC. *Energy Procedia* 2015, 81, 298–308.
- [26] De Santoli, L.; Lo Basso, G.; Albo, A.; Bruschi, D.; Nastasi, B. Single cylinder internal combustion engine fuelled with H<sub>2</sub>NG operating as micro-CHP for residential use: Preliminary experimental analysis on energy performances and numerical simulations for LCOE assessment. *Energy Procedia* 2015, 81, 1077–1089.
- [27] Pilavachi, P.A. Mini- and micro-gas turbines for combined heat and power. *Appl. Therm. Eng.* 2002, 22, 2003–2014.
- [28] Harrison, J.; On, E. Stirling engine systems for small and micro combined heat and power (CHP) applications. In *Small and Micro Combined Heat and Power (CHP) Systems: Advanced Design, Performance, Materials and Applications*; Woodhead Publishing: Witney, UK, 2011; pp. 179–205. ISBN 9781845697952.
- [29] Scarpete, D.; Uzuneanu, K.; Badea, N. Stirling engine in residential systems based on renewable energy. In *Proceedings of the 4th WSEAS International Conference on Energy Planning, Energy Saving, Environmental Education, EPESE’10, 4th WSEAS International Conference on Renewable Energy Sources, RES ’10, Kantaoui, Sousse, Tunisia, 3 May 2010*; pp. 124–129.
- [30] Moghadam, R.S.; Sayyaadi, H.; Hosseinzade, H. Sizing a solar dish Stirling micro-CHP system for residential application in diverse climatic conditions based on 3E analysis. *Energy Convers. Manag.* 2013, 75, 348–365.
- [31] Hawkes, A.; Staffell, I.; Brett, D.; Brandon, N. Fuel cells for micro-combined heat and

power generation. *Energy Environ. Sci.* 2009, 2, 729–744.

[32] Barbieri, E.S.; Spina, P.R.; Venturini, M. Analysis of innovative micro-CHP systems to meet household energy demands. *Appl. Energy* 2012, 97, 723–733.

[33] Arteconi, A.; Del Zotto, L.; Tascioni, R.; Cioccolanti, L. Modelling system integration of a micro solar Organic Rankine Cycle plant into a residential building. *Appl. Energy* 2019, 251, 113408.

[34] Bianchi, M.; De Pascale, A.; Spina, P.R. Guidelines for residential micro-CHP systems design. *Appl. Energy* 2012, 97, 673–685.

[35] Ito, H. Economic and environmental assessment of residential micro combined heat and power system application in Japan. *Int. J. Hydrog. Energy* 2016, 41, 15111–15123.

[36] Streimikiene, D.; Baležentis, T. Multi-criteria assessment of small scale CHP technologies in buildings. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2013, 26, 183–189.

[37] Ren, H.; Gao, W. Economic and environmental evaluation of micro CHP systems with different operating modes for residential buildings in Japan. *Energy Build.* 2010, 42, 853–861.

[38] Lee, H.; Bush, J.; Hwang, Y.; Radermacher, R. Modeling of micro-CHP (combined heat and power) unit and evaluation of system performance in building application in United States. *Energy* 2013, 58, 364–375.

[39] Entchev, E.; Gusdorf, J.; Swinton, M.; Bell, M.; Szadkowski, F.; Kalbfleisch, W.; Marchand, R. Micro-generation technology assessment for housing technology. *Energy Build.* 2004, 36, 925–931.

[40] Romero Rodríguez, L.; Salmerón Lissén, J.M.; Sánchez Ramos, J.; Rodríguez Jara, E.Á.; Álvarez Domínguez, S. Analysis of the economic feasibility and reduction of a building's energy consumption and emissions when integrating hybrid solar thermal/PV/micro-CHP systems. *Appl. Energy* 2016, 165, 828–838.

[41] Kim, J.; Cho, W.; Lee, K.S. Optimum generation capacities of micro combined heat and power systems in apartment complexes with varying numbers of apartment units. *Energy* 2010, 35, 5121–5131.

[42] Spitalny, L.; Myrzik, J.M.A.; Mehlhorn, T. Estimation of the economic addressable market of micro-CHP and heat pumps based on the status of the residential building sector in Germany. *Appl. Therm. Eng.* 2014, 71, 838–846

[43] Caliano, M.; Bianco, N.; Graditi, G.; Mongibello, L. Economic optimization of a residential micro-CHP system considering different operation strategies. *Appl. Therm. Eng.* 2016, 101, 592–600.

[44] Dentice d'Accadia, M.; Sasso, M.; Sibilio, S.; Vanoli, L. Micro-combined heat and power in residential and light commercial applications. *Appl. Therm. Eng.* 2003, 23, 1247–1259.

[45] De Paepe, M.; D'Herdt, P.; Mertens, D. Micro-CHP systems for residential applications. *Energy Convers. Manag.* 2006, 47, 3435–3446.

[46] Hawkes, A.D.; Leach, M.A. Cost-effective operating strategy for residential micro-combined heat and power. *Energy* 2007, 32, 711–723.

[47] Źródło danych GUS

[48] Caton J.A.: Maximum efficiencies for internal combustion engines: Thermodynamic limitations, *International Journal of ENGINE RESEARCH*, Vol. 19, 2017, pp.1-19, DOI: 10.1177/1468087417737700

- [49] Zhao Z., Kazakov A., Li J., Dryer F.L.: The initial temperature and N<sub>2</sub> dilution effect on the laminar flame speed of propane/air, *Combust. Sci. and Tech.*, 176, 1-19, 2004.
- [50] Lee D., Shakal J., Goto S., Ishikawa H.: Flame Speed Measurements and Predictions of Propane, Butane and Autogas at High Pressures, SAE 982448.
- [51] Przybyła G. Studium stosowania paliw gazowych do zasilania silników gazowych, monografia, Gliwice 2015, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, ISBN 978-83-7880-316-4
- [52] Dresner, T., Barkan, P., A Review and Classification of Variable Valve Timing Mechanisms, SAE Paper, No: 890674, 1989.
- [53] . Zibania I., Marumo R., Chuma J., Ngehani I. and Tsamaase K., Variable Valve Timing for a Camless Stepping Valve Engine, *Procedia Manufacturing* 43 (2020) 590–597, 10.1016/j.promfg.2020.02.154
- [54] Hong, H., Parvate–Patil, G. B. and Gordon, B. (2004). Review and analysis of variable valve timing strategies—eight ways to approach. *Proc. Institution of Mechanical Engineers, Part D: J. Automobile Engineering*, 218, 1179–1200.
- [55] Gray, C. (1998). A review of variable engine valve timing. SAE Paper No. 880386.
- [56] Myung, C. L., Choi, K. H., Hwang, I. G., LEE, K. H. and Park, S. (2009). Effects of valve timing and intake flow motion control on combustion and time-resolved HC & NO<sub>x</sub> formation characteristics. *Int. J. Automotive Technology* 10, 2, 161–166.
- [57] Cleary, D. and Silvas, G. (2007). Unthrottled engine operation with variable intake valve lift, duration and timing. SAE Paper No. 2007-01-1282.
- [58] Kreuter, P., Heuser, D., Reinicke-Murmann, J., Erz, R., Stein, P. and Peter, U. (2001). Meta-CVD, an electro- mechanical cylinder and valve deactivation system. SAE Paper No. 2001-01-0240.
- [59] Nate, R. T., Hammoud, M., Haghoole, M., Megli, T. W. and Dai, W. (2003). Optimization techniques and results for the operating modes of a camless engine. SAE Paper No. 2003-01-0033.
- [60] Vendan, S. P., Sathish, T. and Sathishkumar, S. (2009). Reduction of fuel consumption in multicylinder engine by cylinder deactivation technique. *J. Engineering Annals of Faculty of Engineering, Hunedoara*, 15–20.
- [61] Shaik A., Moorthi N.S.V., Rudramoorthy R.: Variable compression ratio engine: A future power plant for automobiles - an overview, *Journal of Automobile Engineering*, Vol. 221, Issue. 9, 2007, pp. 1159-1168., DOI: 10.1243/09544070JAUTO573
- [62] SEA-CHINA., FISITA.: Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress: Volume 1: Advanced Internal Combustion Engines (I), Springer Science & Business Media, 2012., DOI: 10.1007/978-3-642-33841-0
- [63] Gupta H.N.: Fundamentals of Internal Combustion Engines 2nd edition, PHI Learning Pvt. Ltd., 2012., DOI: 10.1115/1.1669459
- [64] Tomoda T., Ogawa T., Ohki H., Kogo T., Nakatani K. and Hashimoto E., Improvement of diesel engine performance by variable valve train system, *International Journal of Engine Research*, DOI: 10.1243/14680874JER586
- [65] Rajput R.K.: A Text Book of Automobile Engineering, Firewall Media, 2008
- [66] Zammit J.P., McGhee M.J., Shayler P.J., Pegg I., Benefits of cylinder deactivation on a diesel engine and restrictions due to low boost, *Internal Combustion Engines: Performance*,

Fuel Economy and Emissions, 2013, p. 95-10, <https://doi.org/10.1533/9781782421849.3.95>

[67] McCarthy J., Farrell L., Koeberlein E. D., Shaver G., Cylinder Deactivation for Increased Engine Efficiency and Aftertreatment Thermal Management in Diesel Engines, SAE Technical Paper, DOI: <https://doi.org/10.4271/2018-01-0384>

[68] Mohan, B.; Yang, W.; Chou, S.K. Fuel injection strategies for performance improvement and emissions reduction in compression ignition engines—A review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2013, 28, 664–676.]

[69] Aoyagi, Y.; Yamaguchi, T.; Osada, H.; Shimada, K.; Goto, Y.; Suzuki, H. Improvement of thermal efficiency of a high-boosted diesel engine with focus on peak cylinder pressure. *Int. J. Engine Res.* 2011, 12, 227–237

[70] Yamasaki Y., Kanno M., Suzuki Y., Kaneko S.: Development of an engine control system using city gas and biogas fuel mixture. *Applied Energy*, vol. 101 (2013), p. 465–474.

[71] Przybyła G., Postrzednik S., The quality evaluation of combustion process for spark ignition and diesel engines using the exhaust gas composition, *Journal of KONES Internal Combustion Engine* 2003, vol. 10, 3-4]

[72] Miller JA, Bowman CT. 1989. Mechanism and modeling of nitrogen chemistry in combustion. *Prog. Energy Combustion Sci.* Vol.15(4), 287-338.

[73] Postrzednik S., Żmudka Z. „Termodynamiczne oraz ekologiczne uwarunkowania eksploatacji tłokowych silników spalinowych”. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2007)].

[74] Przybyła G., Postrzednik S.: Celowość stosowania algorytmów gazu rzeczywistego w analizie parametrów obiegu silnika spalinowego. *Journal of KONES Powertrain and Transport*, vol. 13 (2006), No. 3, s. 315–322.].

[75] Annand W.J.D.: „ Heat transfer in the cylinder of reciprocating internal combustion engines”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, vol. 177, 1963.],

[76] Heywood J.B. *Internal Combustion Engines Fundamentals*. McGrawHill series in mechanical engineering (1988).].

[77] McBride B.J., Gordon S., Reno M.A. Coefficients for Calculating Thermodynamic and Transport Properties of Individual Species. *NASA Technical Memorandum* 4513 (1993)].

[78] Wiebe I. *Halbempirische Formel für die Verbrennung-Geschwindigkeit*. Verlag der Akademie der Wissenschaften der UdSSR (1956)]

[79] Przybyła G. *Studium stosowania biopaliw gazowych do zasilania silników spalinowych*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej (2015)

[80] Zbigniew Lubośny, „Elektrownie wiatrowe w systemie elektroenergetycznym” WNT, 2007

[81] Antoni M. Plamitzer, „Maszyny elektryczne”, WNT, 1982

[82] Kudła J., Mizia W., Paszek W., *Laboratorium maszyn elektrycznych. Cz.III Maszyny synchroniczne*, Praca zbiorowa pod redakcją Mizi W., Skrypty uczelniane, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej (1980)

[83] Roshenow W.M., Hartnett J.P., Cho Y.I. *Handbook of heat transfer*, McGraw Hill, Third Edition, 1998

[84] Cengel Y.A. *Heat transfer: a practical approach*, McGraw Hill, Third Edition, 2003

[85] Alfa Laval, *Katalog produktów dla ciepłownictwa i chłodzenia*, Płytkowe lutowane wymienniki ciepła

- [86] Król Marcin, Model symulacyjny oraz obliczenia wysokotemperaturowego wymiennika ciepła dedykowanego do pracy w układzie mikrokogeneracyjnym, *Archiwum Instytutu Techniki Ciepłej* Vol. 5 (2018)
- [87] W. Winkler, A. Wiszniewski, *Automatyka zabezpieczeniowa w systemach elektroenergetycznych*, WNT, Warszawa, 2008.
- [88] *Instrukcja Ruchu i Eksploatacji Sieci Dystrybucyjnej*, Turon Dystrybucja, 2018.
- [89] *Instrukcja Ruchu i Eksploatacji Sieci Dystrybucyjnej*, Energa Dystrybucja, 2018.
- [90] *Instrukcja Ruchu i Eksploatacji Sieci Dystrybucyjnej*, Enea Dystrybucja, 2018.
- [91] *Instrukcja Ruchu i Eksploatacji Sieci Dystrybucyjnej*, PGE Dystrybucja, 2018.
- [92] Dokumentacja techniczna sterownika InteliCompact NT SPtM firmy ComAp.
- [93] Zeng F., Hohn K. L., Modeling of three-way catalytic converter performance with exhaust mixture from natural gas-fueled engines. *Applied Catalysis B: Environmental*, Volume 182, March 2016, Pages 570-579, <https://doi.org/10.1016/j.apcatb.2015.10.004>
- [94] Kang S. B, Nam S. B., Cho B. K., Nam I.-S., Kim Ch. H., Oh Se H., Effect of speciated HCs on the performance of modern commercial TWCs. Volume 231, 1 August 2014, Pages 3-14, <https://doi.org/10.1016/j.cattod.2013.11.032>
- [95] Sabatini S., Kil I., Dekar J., Hamilton T., Wuttke J., Smith M. A., Hoffman M. A., Onori S., A New Semi-Empirical Temperature Model for the Three Way Catalytic Converter. *IFAC-PapersOnLine*, Volume 48, Issue 15, 2015, Pages 434-440, <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2015.10.062>
- [96] <https://www.epa.gov/air-emissions-inventories/how-are-oxides-nitrogen-nox-defined-nei> (dostęp 17.07.2020)
- [97] Huang J., Gao J., Yang C., Tian G. and Ma Ch., The Effect of Ignition Timing on the Emission and Combustion Characteristics for a Hydrogen-Fuelled ORP Engine at Lean-Burn Conditions. *Processes* 2022, 10, 1534. <https://doi.org/10.3390/pr10081534>
- [98] Koksals H., Ceviz M. A., Yakut K., Kaltakkiran G., Özakin A.N., A novel ignition timing strategy to regulate the energy balance during the warm up phase of an SI engine, *Case Studies in Thermal Engineering*, Vol. 41, January 2023, 102602, <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102602>
- [99] Robert Zajdler, Michał Andruszkiewicz. *Inwestycje w kogenerację. Bariery w rozwoju. Energetyka Ciepła i Zawodowa*, nr 9/2010
- [100] Gurbuz H., Hakkı A., Evaluating the effects of boosting intake-air pressure on the performance and environmental- economic indicators in a hydrogen-fueled SI engine, *international journal of hydrogen energy* 46 (2021) 28801-28810, <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.06.099>
- [101] White C, Steeper RR, Lutz AE. The hydrogen-fueled internal combustion engine: a technical review. *Int J Hydrogen Energy* 2006;31(10):1292e305.
- [102] Zhao P., Xu P., Liu A., Wu W., Wang J., Wang X., Assessment the hydrogen-electric coupled energy storage system based on hydrogen-fueled CAES and power-to-gas-to-power device considering multiple time-scale effect and actual operation constraints, *International Journal of Hydrogen Energy* Vol. 48, Issue 25, 22 March 2023, Pages 9198-9218, <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.12.097>
- [103] Wang H., Wang B., Yang Ch., Hu D., Duan B., Wang Y., Study on dual injection strategy of diesel ignition ammonia/hydrogen mixture fuel engine. *Fuel*, Volume 348, 15

September 2023, 128526, <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2023.12852>

[104] Li P., Li X., Wang H., Guo F., A comparative experimental study on emission characteristics and ammonia energy ratio of diesel generator operating in ammonia/diesel dual fuel mode by premixed and port injection, *Process Safety and Environmental Protection* Volume 176, August 2023, Pages 402-410, <https://doi.org/10.1016/j.psep.2023.06.016>

[105] Li J., Zhang R., Pan J., Wei H., Shu G., Chen L., Ammonia and hydrogen blending effects on combustion stabilities in optical SI engines. *Energy Conversion and Management*, Volume 280, 15 March 2023, 116827, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.116827>

## STRESZCZENIE

Rozprawa doktorska dotyczy problemów związanych z rozwojem technologii wysokosprawnych układów mikrokogeneracji (mCHP) poprzez badania wpływu strategii sterowania tłokowym silnikiem spalinowym na uzyskaną sprawność energetyczną.

Celem rozprawy doktorskiej było zbadanie możliwości poprawy sprawności energetycznej układu kogeneracyjnego z silnikiem spalinowym o zapłonie iskrowym, szczególnie w zakresie pracy przy niskich obciążeniach (zapotrzebowaniu na moc elektryczną). Skoncentrowano się na opracowaniu metody poprawy efektywności energetycznej silnika bez ingerencji w jego konstrukcję oraz system spalania i wdrożenia jej do rozwiązania prototypowego. Skupiono się na takiej organizacji sposobu regulacji obciążenia silnika ZI, aby wpływając na typowe parametry regulacyjne jak: kąt wyprzedzenia zapłonu, skład mieszanki paliwowo-powietrznej wartość ciśnienia absolutnego w kolektorze dolotowym uzyskać możliwie najwyższą sprawność energetyczną. Wysoka wartość sprawności energetycznej jest tożsama z obniżoną wartością emisji CO<sub>2</sub> biorąc pod uwagę stosowanie paliw węglowodorowych. Ostatecznie optymalizacja parametrów regulacyjnych powinna prowadzić do uzyskania kompromisu pomiędzy osiąganą przez silnik sprawnością, a wielkością emisji substancji toksycznych jak tlenek węgla, węglowodory i tlenki azotu.

Praca ma charakter teoretyczno-doświadczalny. W rozdziałach od I do III został przedstawiony dotychczasowy stan wiedzy w zakresie podejmowanych w pracy zagadnień. W dalszej części rozprawy przeprowadzono analizę koncepcji nowego sposobu regulacji obciążenia silnika ZI. W celu pozyskania danych niezbędnych do odpowiedzi na przedstawione w pracy pytania i hipotezy badawcze, przeprowadzono badania identyfikacyjne oraz badania prototypowej jednostki mCHP w warunkach laboratoryjnych. W badaniach wykorzystywano specjalistyczną aparaturę pomiarową. Pracę podsumowuje raport z uzyskanych wyników oraz ich dyskusja.

W Rozdziale I przedstawiono aktualne otoczenie prawne polityki energetycznej Unii Europejskiej oraz politykę efektywności energetycznej Polski po 2020 r. Dalej omówiono wyniki gospodarki energetycznej Polski z 2021 roku, skupiając uwagę na obszary zainteresowań rozwoju skojarzonej produkcji ciepła i elektryczności w układach skali mikro, tj. do 50 kW<sub>el</sub>. Na końcu pierwszego rozdziału przedstawiono cel, zakres oraz tezę pracy.

Rozdział II został poświęcony zagadnieniu pracy układu mCHP w zakresie obciążeń częściowych w ujęciu dobowego zapotrzebowania na energię elektryczną. W pierwszej części tego rozdziału przedstawiono dotychczasowe strategie regulacji obciążenia. Opis regulacji ilościowej dla silnika ZI oraz jakościowej dla silnika ZS. Ponadto, na podstawie studiów literaturowych przedstawiono różne rozwiązania prowadzące do poprawy efektywności energetycznej tych silników.

Rozdział III stanowi jedną z centralnych części niniejszej pracy. W tym rozdziale podjęto próbę przedstawienia nowej regulacji hybrydowej poprzez uszczegółowiony opis zasady działania oraz analizę wybranych zagadnień związanych z trudnością spalania mieszanek ubogich, takich jak granicę palności, tętnienie momentu, pomiar i regulację prędkości obrotowej i składu mieszanki. W pierwszej części rozdziału rozważano zagadnienia teoretycznie, natomiast w drugiej części przedstawiono ich egzemplifikację w postaci laboratoryjnych badań identyfikacyjnych. Na końcu tego rozdziału skrótowo zaprezentowano uzyskane wyniki, w tym: sprawność i poziom emisji. Całość podsumowano wnioskami z przeprowadzonych badań.

Rozdział IV dotyczy kolejnego kluczowego, z punktu widzenia niniejszej pracy, zagadnienia, którym jest budowa prototypowego układu kogeneracyjnego z silnikiem ZI. W pierwszej części czwartego rozdziału opisano uproszczony model matematyczny wg którego określono wybrane parametry energetyczne możliwe do osiągnięcia przez dostępne na rynku silniki spalinowe i wytypowano jeden z nich do badań. W kolejnych częściach w analogiczny sposób dobrano generatory asynchroniczny i synchroniczny, wymiennik ciepła niskotemperaturowego, wysokotemperaturowego oraz wymiennik ciepła oleju. Opisano



układy sterowników, nadrzędnego i silnikowego wraz z ich konfiguracjami. Na końcu przedstawiono użytą do badań specjalistyczną aparaturę pomiarową.

Rozdział V obejmuje praktyczne zastosowanie i testowanie opracowanej metody regulacji hybrydowej obciążenia silnika ZI. Przedstawiono w nim badania prototypu układu mikrokogeneracyjnego. Badania podzielono na dwa etapy. W etapie pierwszym analizowano czynniki mające wpływ na współpracę silnika spalinowego z generatorem asynchronicznym. Etap drugi dotyczył testowania układu z generatorem synchronicznym i badania połączone z analizą trwałościową silnika spalinowego. W obu etapach silnik spalinowy zasilany był dwoma paliwami tj. mieszaniną propan – butan (LPG) i gazem ziemnym (GZ). W efekcie wykonanych prac dokonano analizy wyników dotyczących mocy elektrycznej, sprawności generacji energii elektrycznej, temperatury spalin i emisji substancji szkodliwych. Przedstawiono również wyniki oraz analizę pomiarów metrologicznych wybranych elementów wewnętrznych badanego silnika.

Rozdział VI obejmuje podsumowanie niniejszej pracy, osiągniętych rezultatów i możliwych przyszłych kierunków badań. Zamieszczono w nim także badania wstępne silnika spalinowego zasilanego amoniakiem formułując przyszły problem badawczy. Rozdział ten zawiera także wnioski końcowe, w tym prowadzące do potwierdzenia postawionej w dysertacji tezy.

## SUMMARY OF DOCTORAL THESIS

"Energy analysis of a cogeneration system with a SI engine in the range of variable control parameters".

The doctoral dissertation deals with problems related to the development of high-efficiency microcogeneration (mCHP) technology by investigating the influence of the control strategy of a reciprocating internal combustion engine on the achieved energy efficiency.

The aim of the dissertation was to investigate the possibility of improving the energy efficiency of a cogeneration system with a spark-ignition internal combustion engine, particularly in the area of partial load operation (electrical power demand). The focus was on developing a method to improve the energy efficiency of the engine without interfering with its design and combustion system and its implementation into a prototype solution. The focus was on organising the load control method for the SI engine in such a way as to influence typical control parameters such as ignition timing, composition of the fuel-air mixture and absolute pressure in the intake manifold in order to achieve the highest possible energy efficiency. A high energy efficiency value means a reduced value of CO<sub>2</sub> emissions given the use of hydrocarbon fuels. Ultimately, the optimisation of control parameters should lead to a compromise between the efficiency achieved by the engine and the emission of toxic substances such as carbon monoxide, hydrocarbons and nitrogen oxides.

The work is theoretical and experimental in nature. Chapters I to III present the current state of knowledge on the issues addressed in the thesis. In the remainder of the dissertation, an analysis of the concept of a new load control method for the SI engine is carried out. In order to obtain the data necessary to answer the research questions and hypotheses presented in the thesis, identification tests and tests of a prototype mCHP unit under laboratory conditions were carried out. Specialised measurement equipment was used in the tests. The work is summarised with a report on the results obtained and a discussion thereof.

Chapter I presents the current legal environment of the European Union energy policy and Poland's energy efficiency policy after 2020. It further discusses Poland's energy market performance in 2021, focusing on areas of interest for the development of combined heat and power in micro-scale systems, i.e. up to 50 kW<sub>el</sub>. At the end of the first chapter, the aim, scope and thesis statement are presented.

Chapter II was devoted to the issue of part-load operation of the mCHP system in terms of daily electricity demand. The first part of this chapter presents existing load control strategies. A description of quantitative control for the SI motor and qualitative control for the CI motor. Furthermore, different solutions leading to improved energy efficiency of these motors are presented based on literature studies.

Chapter III is one of the central parts of the thesis. In this chapter, an attempt is made to present the new hybrid control strategy through a detailed description of the operating principle and an analysis of selected issues related to the difficulty of combustion of lean mixtures, such as combustion limit, torque pulsations, speed measurement and control of the mixture composition. The first part of the chapter considers the issues theoretically, while the second part presents their exemplification in the form of laboratory identification tests. At the end of this chapter, the results obtained are briefly presented, including the efficiency and emissions. The chapter is summarised with conclusions from the tests carried out.

Chapter IV deals with another key issue, from the point of view of the work, which is the construction of a prototype cogeneration system with a SI engine. In the first part of the fourth chapter, a simplified mathematical model was described, according to which selected energy parameters possible to be achieved by combustion engines available on the market were determined, and one of them was selected for testing. In the following sections, asynchronous and synchronous generators, a low-temperature heat exchanger, a high-temperature heat exchanger and an oil heat exchanger were selected in a similar way. Master controller and motor controller systems are described, together with their configurations. Finally, the specialised measuring equipment used for the tests is presented.

Chapter V covers the practical application and testing of the developed hybrid SI engine load control method. It presents tests of a prototype microgeneration system. The research was divided into two stages. Stage one analysed the factors affecting the interaction between the combustion engine and the asynchronous generator. The second stage involved testing the system with a synchronous generator and was combined with a durability analysis of the combustion engine. In both stages, the combustion engine was fuelled with two fuels, i.e. a mixture of propane and butane (LPG) and natural gas (NG). As a result of the work carried out, the results were analysed in terms of electrical power, power generation efficiency, combustion temperature and emissions. Results and analysis of metrological measurements of selected internal components of the tested engine are also presented.

Chapter VI includes a summary of this work, the results achieved and possible future research directions. It also includes a preliminary study of an ammonia-fuelled internal combustion engine formulating a future research problem. This chapter also contains the final conclusions, including those leading to the confirmation of the thesis set out in the dissertation.