

## Wzbogacanie utleniacza w tlen – analiza przypadku silnika ZI

Marcin Król<sup>1</sup>

*Instytut Techniki Ciepłej, Politechnika Śląska*

Email: marckro317@student.polsl.pl

**Słowa kluczowe:** wzbogacanie tlenem, silnik ZI, obieg Otto, analiza spalania

### Streszczenie

W ostatnich latach obserwowany jest dynamiczny rozwój tzw. energetyki odnawialnej w tym energetyki wiatrowej. Cechą charakterystyczną tej formy energii jest niestabilność oraz mała przewidywalność warunków pogodowych. Powoduje to intensyfikację prac nad sposobami magazynowania energii. Jedną z możliwości jest produkcja wodoru poprzez elektrolizę wody. Oprócz wodoru, elektroliza wody produkuje znaczące ilości tlenu. Celem tej pracy jest przeanalizowanie efektów, jakie dałoby wzbogacenie utleniacza w tlen, w stacjonarnych silnikach tłokowych o zapłonie iskrowym.

Prace naukowe innych autorów, biorące pod uwagę wszystkie rodzaje spalania w silnikach spalinowych, wykazały niejednoznaczność w wynikach. Wspólna płaszczyzna została znaleziona dla: jednostkowej pracy generowanej przez silnik, przyrostów ciśnienia oraz wskaźników emisji. Przy wszystkich założeniach podczas badań wraz ze wzrostem zawartości tlenu: praca jednostkowa, przyrosty ciśnienia oraz wskaźnik emisji NO<sub>x</sub> zwiększyły swoją wartość. Pozostałe wartości wskaźników emisji szkodliwych substancji CO i HC okazały się niższe niż w spalaniu w normalnej zawartości tlenu.

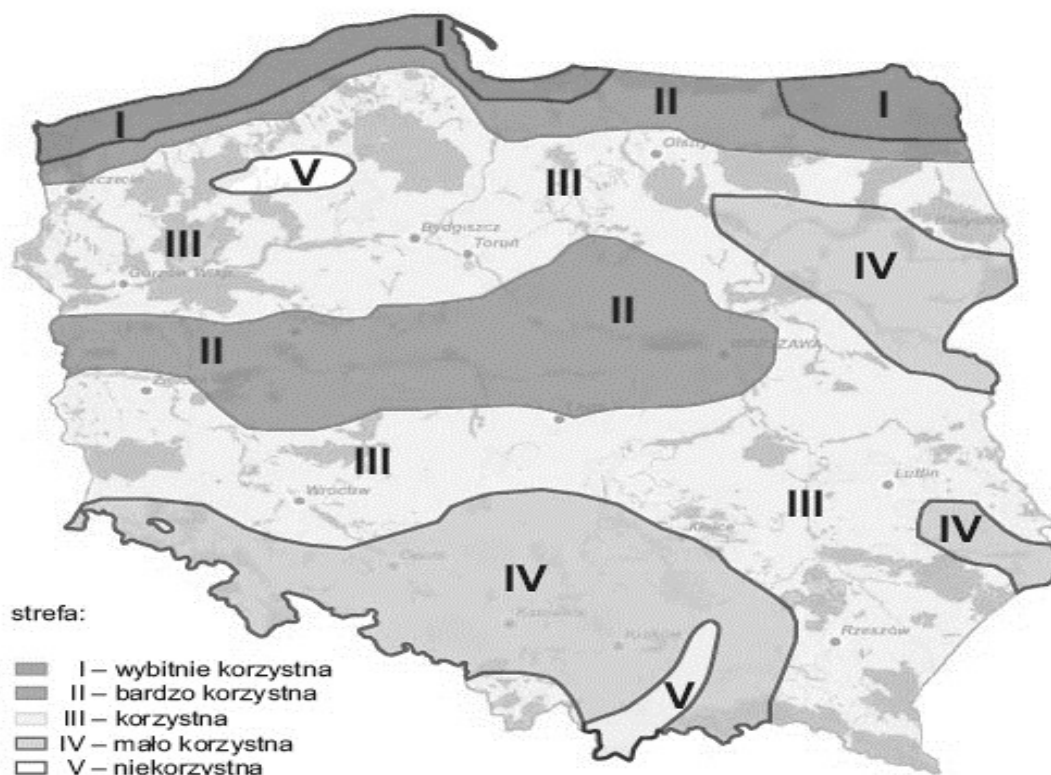
W ramach pracy opracowano model obliczeniowy bazujący na obiegu Otto celem określenia wpływu zawartości tlenu w utleniaczu na parametry termodynamiczne obiegu. Ponadto, wykonano badania eksperymentalne na silniku o zapłonie iskrowym zasilanym gazem ziemnym Gz50. Jako wynik badań otrzymano przebieg ciśnienia w cylindrze podczas jednego cyklu, strumień wykorzystanego paliwa, udziały molowe gazów toksycznych zawartych w spalinach oraz strumień dodatkowego tlenu.

---

<sup>1</sup> Rozdział przygotowano podczas pracy nad projektem dyplomowym inżynierskim wykonywanym przez autora w Instytucie Techniki Ciepłej na Wydziale Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej, pod opieką dra hab. inż. Grzegorza Przybyły

## 1. Wprowadzenie

Zgodnie z pakietem klimatyczno-energetycznym do roku 2020, Polska zobowiązała się do zwiększenia udziału odnawianych źródeł energii w krajowym bilansie energetycznym do 20% [1]. Położenie geograficzne silnie ogranicza możliwość rozwoju energetyki wiatrowej, geotermalnej oraz wodnej. Głównie są to źródła rozproszone, pracujące z niewielką mocą, a ich wpływ na krajowy bilans energetyczny jest znikomy. Obecnie największy wpływ na udział OZE ma energia zawarta w biomasie. W praktyczny sposób, jest to realizowane poprzez współspalanie biomasy w kotłach energetycznych. Istnieją jeszcze inne formy wykorzystania biomasy jak np. fermentacja, gazyfikacja czy pyroliza. Jednakże moc produkowana w jednostkach bazujących na tych procesach jest niewielka. Doraźnym sposobem na zwiększenie produkcji energii z OZE może być wykorzystanie energii wiatru.

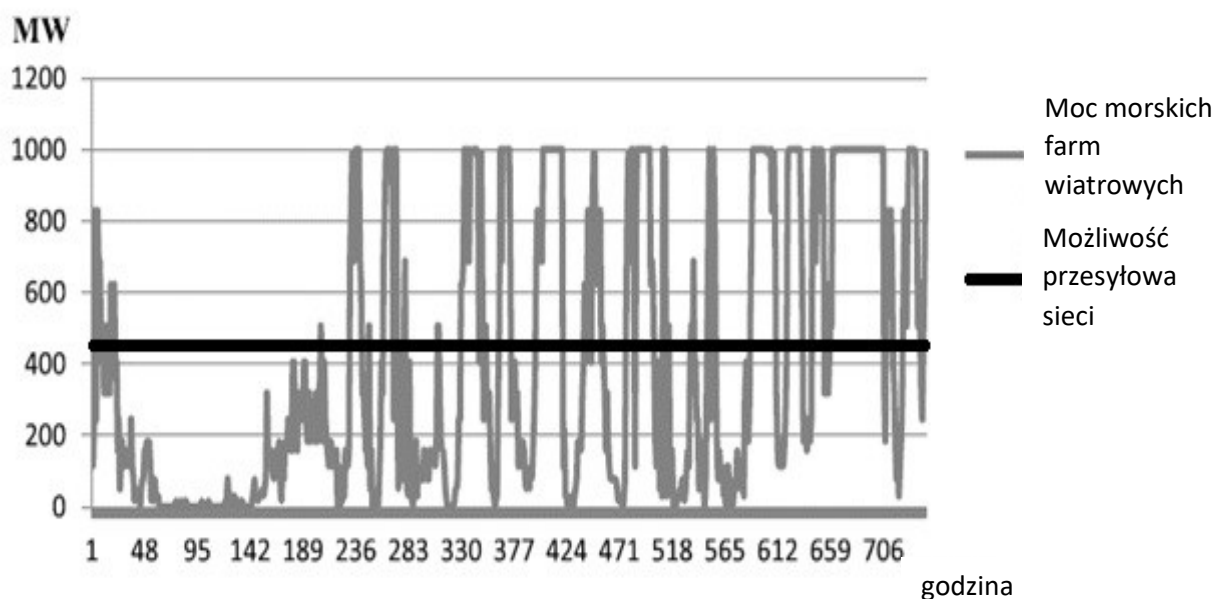


Rys. 1 Strefy energetyczne wiatru w Polsce [2].

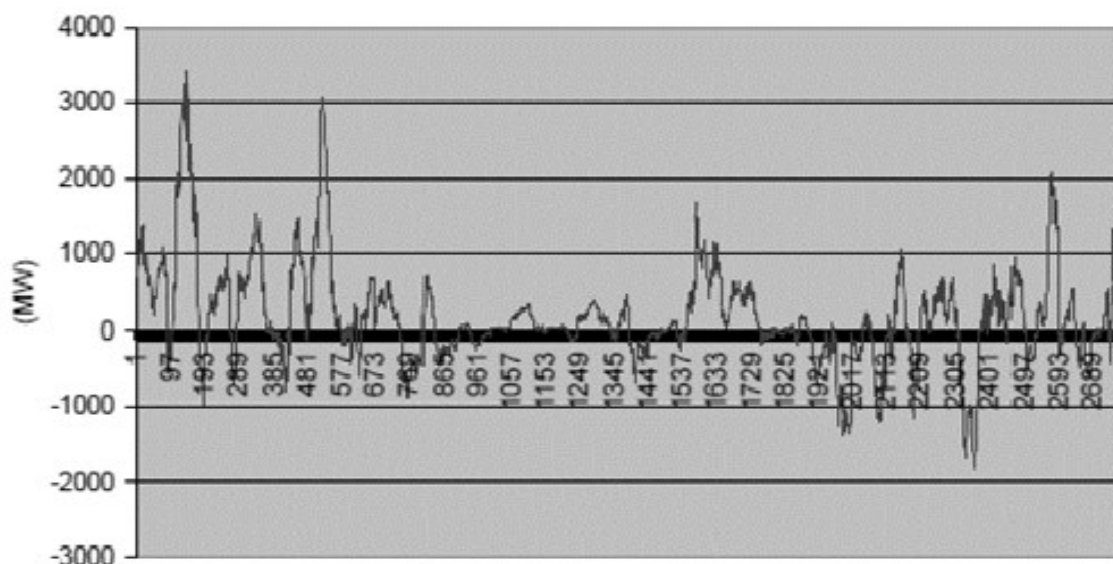
Rys. 1 przedstawia strefy energetyczne wiatru w Polsce. Przeważający obszar kraju zajmuje strefa trzecia oraz czwarta. Przez ten fakt, rozwój energetyki wiatrowej był mocno ograniczony. Jednakże wprowadzenie na rynek nowych turbin wiatrowych, pracujących przy niższych prędkościach wiatru, odwróciło trend i zaowocowało w powstaniu nowej perspektywy w wykorzystaniu tej formy energii.

## 1.1 Problemy w eksploatacji farm wiatrowych

Źródłem całego problemu farm wiatrowych jest niestabilność prędkości wiatru. Jako odnawialne źródło energii, prąd wytworzony w turbinach wiatrowych ma pierwszeństwo w krajowej sieci energetycznej. Przez ten fakt, na system energetyczny został nałożony wymóg zwiększenia swojej elastyczności.



Rys. 2 Zależność między potencjałem mocy morskich farm wiatrowych, a możliwością przesyłową sieci we Francji 01.01-31.01 [3].



Rys. 3 Różnica pomiędzy prognozowaną, a rzeczywistą mocą farm wiatrowych w lutym 2008 roku dla Niemiec [4].

Rys. 2 przedstawia wizualizację pierwszego poważnego problemu. Przedstawia on zależność pomiędzy potencjałem mocy, z którą morskie farmy wiatrowe we Francji mogłyby pracować, a możliwością przesyłową sieci. Duża część potencjału farm wiatrowych ulega zmarnowaniu, a także występują okresy, w których linia przesyłowa jest niedociążona. Aby wykorzystać maksymalnie potencjał farm wiatrowych, należałoby stworzyć system magazynowania energii, gdzie w okresach o zwiększonej intensywności wiatru, nadmiar energii byłby magazynowany, a w okresach niedostatecznej intensywności zużywany tak, aby sieć przesyłowa pracowała z maksymalną wydajnością.

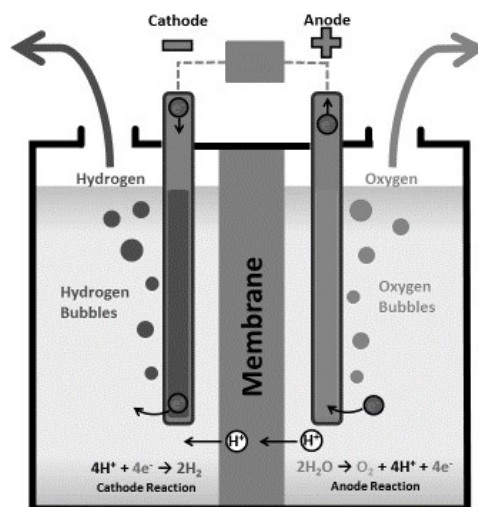
Drugim dużym problemem eksploatacyjnym farm wiatrowych, są duże niedokładności w prognozach prędkości wiatru. Rys. 3 przedstawia różnicę pomiędzy prognozowaną, a rzeczywistą mocą farm wiatrowych w Niemczech (2008). W najgorszym wypadku prognozy różniły się względem warunków rzeczywistych o wartość przekraczającą 3000 MW, jak i bywały okresy, w których uzyskiwano więcej mocy wiatrowej niż przewidywano. Fakt ten wymusza na operatorze sieci energetycznej włączenie do ruchu jednostek o szybkim rozruchu.

## 1.2 Magazynowanie energii poprzez produkcję wodoru

Jednym ze sposobów produkcji wodoru jest elektroliza wody. Rys. 4 wizualnie przedstawia ten proces. Poprzez doprowadzenie do elektrolizera prądu elektrycznego zachodzi reakcja, której efektem jest produkcja wodoru oraz tlenu. Zatem jednostki zużywające zmagazynowany wodór powinny cechować się szybkim rozruchem. W takim przypadku problem magazynowania energii oraz konieczności szybkich włączeń i wyłączeń z ruchu zostanie zminimalizowany. Maszyną posiadającą takie cechy jest silnik spalinowy.

Wpływ wzbogacania paliwa w wodór w silnikach ZI jest szeroko przebadanym tematem. Wiele prac zostało poświęconych analizie procesów wewnętrznych, natomiast trzy z nich zostały przytoczone w tej pracy [5-7]. Badania te ukazują kilka wspólnych wniosków:

- Zwiększenie dynamiki procesu spalania
- Wzrost maksymalnego ciśnienia w cylindrze
- Wzrost sprawności
- Wzrost wskaźników emisji NOx



Rys. 4 Graficzny schemat procesu elektrolizy wody [8].

## 2. Badania prowadzone dotychczas na tłokowych silnikach spalinowych przy wzbogacaniu utleniacza w tlen

Proces elektrolizy wody, oprócz wodoru, produkowany jest tlen. W hipotetycznej sytuacji, gdy generatory wodoru będą szeroko używane, cena rynkowa tlenu może tak zmaleć, że bardziej opłacalne będzie lokalne wykorzystanie tego gazu, niż jego sprzedaż. Dodatkowo stworzenie systemu magazynowania tlenu wymaga dodatkowych nakładów finansowych, co pogarsza jeszcze bilans ekonomiczny. Taka sytuacja może spowodować wzrost zainteresowania wykorzystaniem tlenu, jako wzbogacenie utleniacza w tłokowych silnikach spalinowych.

### 2.1 Silniki ZS

Autorzy większości prac skupiają się na silnikach ZS [9-12]. W podanych pracach [9-11] silniki były zasilane olejem napędowym. Wspólnym wnioskiem było obniżenie emisji pyłów nawet o 10-15% przy wzroście zawartości tlenu o 0,5-1%. Jednakże Zhang [10] wskazał, że ten pozytywny efekt zanika, gdy udział molowy tlenu przekroczy 23, 5%. Podobieństwo występuje również, jeśli chodzi o wzrost wskaźników emisji NOx oraz szybsze spalanie. Dodatkowo w pracy [10] zostały przebadane parametry energetyczne silnika. Wzrost sprawności następował jedynie przy częściowym obciążeniu (do 80%). Podczas pracy w pełnym obciążeniu odnotowano niewielką zależność między sprawnością, a udziałem molowym tlenu w utleniaczu. Niejednoznaczność, w przebiegu sprawności, została również ujęta w artykule [11].

Masimalai [12] przebadał efekt wzbogacania utleniacza w silniku ZS zasilanym biodieslem, stworzonym z zużytego oleju spożywczego. Zachowanie się emisji NOx jest podobne jak przy analizie silników ZS, działających na oleju napędowym. Sprawność wytwarzania energii elektrycznej silnie zależała od mocy generowanej przez silnik. Przy niższych mocach (do 1,5 KW) uzyskiwano wzrost sprawności nawet o 0,5% przy zawartości tlenu 23%, jednakże przy wyższych mocach (2,5 – 3KW) sprawność rosła do udziału molowego tlenu 24%. Przekroczenie tej koncentracji powodowało redukcję sprawności. W każdych warunkach pracy silnika wraz ze wzrostem zawartości tlenu, następował spadek emisji pyłów i HC. Odnotowano również obniżenie emisji tlenku węgla. Wartość tej redukcji będzie silnie zależać od parametrów eksploatacyjnych silnika. Wykazano również szybsze spalanie oraz wzrost maksymalnego ciśnienia w cylindrze silnika.

## 2.2 Silniki dwupaliwowe

Dostępne są również opracowania, w których przeanalizowano pracę silników dwupaliwowych przy wzbogacaniu utleniacza w tlen. Abdelaal [13] przebadał silnik pracujący na gazie ziemnym i oleju napędowym, jako paliwie wywołującym zapłon. Zostało wykazane, że przy wzroście zawartości tlenu, maksymalne ciśnienie w cylindrze wzrastało. Podobna sytuacja występowała przy analizie sprawności dla niskich obciążeń, jednakże przy maksymalnym obciążeniu odnotowano niewielką redukcję w sprawności. W badaniach przeanalizowano również emisję toksycznych gazów. Obniżenie występowało dla: CO<sub>2</sub>, HC i CO, a wzrost przy NOx. Zaznaczono również wzrost hałasu wydzielanego przez silnik.

Cacua [14] także przeanalizował silnik dwupaliwowy, aczkolwiek jako główne paliwo został wykorzystany biogaz o udziale molowym 60% CH<sub>4</sub> i 40% CO<sub>2</sub>. Jak w poprzedniej pracy, jako paliwo inicjujące zapłon został wybrany olej opałowy. Autorzy skupili się głównie na pracy silnika przy niskich obciążeniach. Przy 22% udziale molowym tlenu i obciążeniu 50% został wykazany wzrost sprawności o 4%. Zwrócono również uwagę na niestabilność przy analizie emisji CO, zależała ona bardzo silnie od obciążenia silnika i w niewielkim zakresie obciążeń potrafiła się znacząco zmienić. Zachowanie się innych parametrów w badaniu jest bardzo podobne do pracy [13].

## 2.3 Silniki ZI

Temat wzbogacania utleniacza w tlen w silnikach o zapłonie iskrowym nie jest tematem szeroko przebadanym. Jeden artykuł analizujący tą problematykę [15], został wydany w 1992 roku. Badania zostały przeprowadzone na silniku zasilanym gazem ziemnym i jako wynik eksperymentu uzyskano wiele charakterystyk regulacyjnych w funkcji kąta wyprzedzenia zapłonu i stosunku nadmiaru powietrza. Pierwsza część artykułu dotyczy pracy silnika przy zmiennym kącie wyprzedzenia zapłonu i stechiometrycznej mieszance. Przeanalizowano dwa udziały molowe tlenu w utleniaczu 22% i 23%. Sprawność wytwarzania energii elektrycznej rosła przy wszystkich kątach wyprzedzenia zapłonu, lecz przy późniejszym zapłonie (-15; -10 °OWK przed GMP) sprawność wzrastała bardziej, niż przy wcześniejszym zapłonie (-40; -35 °OWK przed GMP). Podobny przebieg ma jednostkowa efektywna praca, jednakże różnice wzrostu pomiędzy późniejszym i wcześniejszym zapłonem

były mniejsze. Pod kątem ekologicznym, praca przy większym udziale molowym tlenu również przyniosła pozytywne efekty przy emisji CO i HC, jednakże autorzy nie zamieścili informacji na temat emisji NOx. Druga część artykułu przedstawia analizę pracy silnika przy zmiennym współczynniku nadmiaru powietrza. Do dalszych badań przyjęto kąt wyprzedzenia zapłonu  $\alpha_z = 25$  °OWK przed GMP. Przy stechiometrycznej mieszance nie odnotowano wzrostu sprawności, jednak przy mieszance ubogiej  $\lambda=1,3$  wykazano duży przyrost sprawności. Podobieństwo można zaobserwować przy jednostkowej efektywnej pracy wykonanej przez silnik, aczkolwiek przy stechiometrycznej mieszance wykazano lekki wzrost tego parametru. Z punktu widzenia ekologicznej eksploatacji, istotnym faktem jest, że wzrósł zakres przy którym silnik może pracować emitując niewielkie ilości HC i CO. Zakres ten wzrósł z  $\lambda=0.95-1.05$  przy normalnym udziale molowym tlenu do  $\lambda=0.95-1.35$  przy 23% udziale molowym tlenu. Uzyskano również rozszerzenie zakresu palności mieszanki. Wartości temperatury oleju, głowicy oraz spalin również wzrastały wraz ze wzrostem zawartości tlenu.

Ci sami autorzy napisali kolejny artykuł, który ujmował rozruch silnika i częściowe obciążenia podczas pracy przy wzbogaceniu w tlen [16]. Zwiększenie zawartości tlenu prowadziło do: zwiększenia sprawności przy częściowych obciążeniach, zwiększenia maksymalnego momentu obrotowego oraz wzrostu emisji NOx. Spadek uzyskano przy emisji HC, CO i sprawności objętościowej podczas rozruchu.

## **2.4 Jednoczesne wzbogacanie w tlen i wodór**

Podobnie jak w przypadku silników ZI wzbogaczanych tlenem jednoczesne wzbogacanie w tlen i wodór nie jest tematem szeroko przebadanym. Karagoz [17] przeprowadził badania przy jednoczesnym wzbogacaniu na silniku trakcyjnym o zapłonie iskrowym zasilanym benzyną, jednak w tych badaniach bardziej skupiono się na regulacji ustawieniem elektrolizera niż silnika. Dla prędkości obrotowej 1500 obr/min przy jednoczesnym wzbogacaniu efektywna sprawność wzrosła o prawie 2%. Wykazano również wzrost emisji NOx oraz spadek emisji HC i CO. Jednak w tym badaniu nie była prowadzona analiza procesów wewnętrznych.

## **2.5 Cel pracy**

Na podstawie wykonanych studiów literaturowych, można z dużym prawdopodobieństwem przewidzieć zachowanie niektórych parametrów takich jak: emisja substancji toksycznych, wzrost pracy jednostkowej indykowanej i efektywnej, większą temperaturę spalin oraz to, że mieszanka spali się szybciej. Niejednoznaczność w badaniach występowała, gdy analizowano sprawność silnika, dlatego celem pracy jest analiza procesów wewnętrznych, parametrów energetycznych oraz emisji w stacjonarnym silniku ZI pracującym przy wzbogaceniu utleniacza w tlen.

### 3. Analiza teoretyczna

Jednym z najszybszych oraz najprostszych narzędzi do analizy procesów wewnętrznych w silniku spalinowym jest analiza obiegu porównawczego. W modelu opracowanym w ramach niniejszej pracy został założony obieg Otto, jako obieg porównawczy.

#### 3.1 Założenia

Wszystkie obliczenia zostały wykonane w oparciu o model gazu półdoskonałego. Relacje pomiędzy temperaturą gazu, a molowym ciepłem właściwym zostały zaczerpnięte z tablic Janaf. W modelu analizowano tylko mieszanki stechiometryczne. W modelu nie została uwzględniona kinetyka spalania oraz straty ciepła .

Obliczenia zostały wykonane dla trzech paliw:

- Metan
- Biogaz
- Gaz ze zgazowania

Skład oraz wartości opałowe powyższych paliw zostały przedstawione w tabeli 1. Dane dla gazu ze zgazowania zostały zaczerpnięte z pracy[18]. Skład gazów został podany w udziałach molowych.

Tabela 1. Skład i wartości opałowe badanych paliw.

Gaz	CH <sub>4</sub> , %	CO <sub>2</sub> , %	H <sub>2</sub> , %	CO , %	N <sub>2</sub> , %	LHV , MJ/kmol
Metan	100	-	-	-	-	802,3
Biogaz	60	40	-	-	-	481,38
Gaz ze zgazowania	0,35	4,8	4	30,5	60,35	96,04

W założeniach należało również ująć geometrie silnika. Została ona przyjęta z silnika F8CV, na którym był prowadzony eksperyment. Dane techniczne silnika zostały zamieszczone w tabeli 2. Obliczenia realizowano dla standardowej prędkości obrotowej  $n=1500$  obr/min, przy jakiej pracują stacjonarne silniki spalinowe. Strumień metanu, jaki został doprowadzony do silnika został przyjęty z badań eksperymentalnych prowadzonych na silniku przy  $\lambda=1$  bez wzbogacania w tlen. Aby móc porównać ze sobą pozostałe paliwa przyjęto, że energia doprowadzona do silnika przy pozostałych paliwach będzie równa energii doprowadzonej przy analizie metanu. Przeanalizowano następujące udziały molowe tlenu: 21, 22, 23, 24, 25, 26, i 27 %.



Tabela 2. Parametry techniczne silnika.

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 $r_o = 6000$ obr/min Maksymalny moment obrotowy $M_o = 68,6$ Nm przy $r_o = 4600$ obr/min
Rodzaj silnika	ZI, 4-suwowy, wolnossący
Układ chłodzenia	Cieczą, obieg wymuszony pompą odśrodkową
Układ smarowania	Cięśnieniowy z pompą zębatą
Liczba oraz układ cylindrów	3 cylindry w układzie rzędowym
Kolejność zapłonów	1-3-2
Średnica i skok tłoka, mm	68,5x72
Pojemność skokowa, dm <sup>3</sup>	0,796
Stosunek kompresji	9,3

### 3.2 Budowa modelu

Model został przygotowany wykorzystując środowisko VBA. Jako dane wejściowe zostały przyjęte wartości omówione w rozdziale 3.1. Natomiast, jako dane wyjściowe otrzymano ciśnienie oraz temperaturę dla każdego kąta obrotu wału korbowego. W dalszej części, model prowadził obliczenia parametrów energetycznych silnika. W przypadku analizy wzbogacania w tlen, strumień powietrza był przyjmowany jako stały, a do dodatkowego tlenu doprowadzonego do silnika, model dobierał dodatkową dawkę paliwa jaką można spalić. Podczas określania chwilowego ciśnienia w obiegu Otto, uwzględniono zmienność składu ładunku oraz temperatury w wartościach stosunku ciepła właściwych.

Strumień molowy dodatkowego tlenu został przyjęty wykorzystując równanie:

$$\dot{n}_{o_{add}} = \dot{n}_a \frac{(O_2 - 0,21)}{(1 - O_2)} \quad (1)$$

Gdzie:  $\dot{n}_{o_{add}}$  – dodatkowy strumień tlenu, kmol/s;  $O_2$  – udział molowy tlenu w utleniaczu,  $\dot{n}_a$  – strumień powietrza, kmol/s.

Strumień dodatkowego paliwa:

$$\dot{n}_{f_{add}} = \frac{\dot{n}_{o_{add}}}{n_{omin}} \quad (2)$$

Gdzie:  $n_{omin}$  – minimalne zapotrzebowanie na tlen przy spalaniu, kmol<sub>O<sub>2</sub></sub>/kmol<sub>paliwa</sub>,  $\dot{n}_{f_{add}}$  – dodatkowy strumień paliwa, kmol/s.

Temperatura oraz ciśnienie zostały obliczone iteracyjnie z poniższych równań

Równanie przemiany izentropowej:

$$p_n = p_{n-1} \left( \frac{V_{n-1}}{V_n} \right)^\kappa \quad (3)$$

Gdzie:  $p_n$  – ciśnienie w kolejnym punkcie przemiany,  $V_n$  – objętość w kolejnym punkcie przemiany,  $p_{n-1}$  – ciśnienie na początku przemiany,  $V_{n-1}$  – objętość na początku przemiany,  $\kappa$  – stosunek ciepł właściwych.

Równanie stanu gazu doskonałego:

$$T_n = \frac{P_n V_n}{(m_{ox} + m_{fc})R} \quad (4)$$

Gdzie:  $T_n$  – temperatura w analizowanym punkcie, K;  $R$  – indywidualna stała gazowa, J/kgK;  $m_{fc}$  – masa paliwa, kg/cylinder\*cykl;  $m_{ox}$  – masa utleniacza kg/cylinder\*cykl .

Celem określenia właściwości gazu półdoskonałego wykorzystano tablice Janaf.

Równanie określające temperaturę po izochorycznym doprowadzeniu ciepła zostało określone na podstawie bilansu energii otrzymując następującą postać:

$$T_{a,h} = T_{l,i} + \frac{m_{fc} LHV}{c_v(m_{fc} + m_{ox})} \quad (5)$$

Gdzie:  $T_{a,h}$  - temperatura po doprowadzeniu ciepła, K;  $T_{l,i}$  – temperatura po przemianie izentropowej, K;  $LHV$  – wartość opałowa, MJ/kg;  $c_v$ - ciepło właściwe przy stałej objętości, J/kgK

Praca obiegu Otto[19]:

$$L_o = \int_{V_{pk}}^{V_{kr}} p dV \quad (6)$$

Gdzie:  $V_{pk}$  – objętość robocza przy początku kompresji , dm<sup>3</sup>;  $V_{kr}$ - objętość robocza przy końcu rozprężania, dm<sup>3</sup>

Praca jednostkowa wykonana przez obieg (wstawiając jednostki zgodne z układem SI otrzyma się wynik w paskalach, jednak przyjęło się tą wartość podawać w barach)

$$l_o = \frac{L_o}{V_s} \quad (7)$$

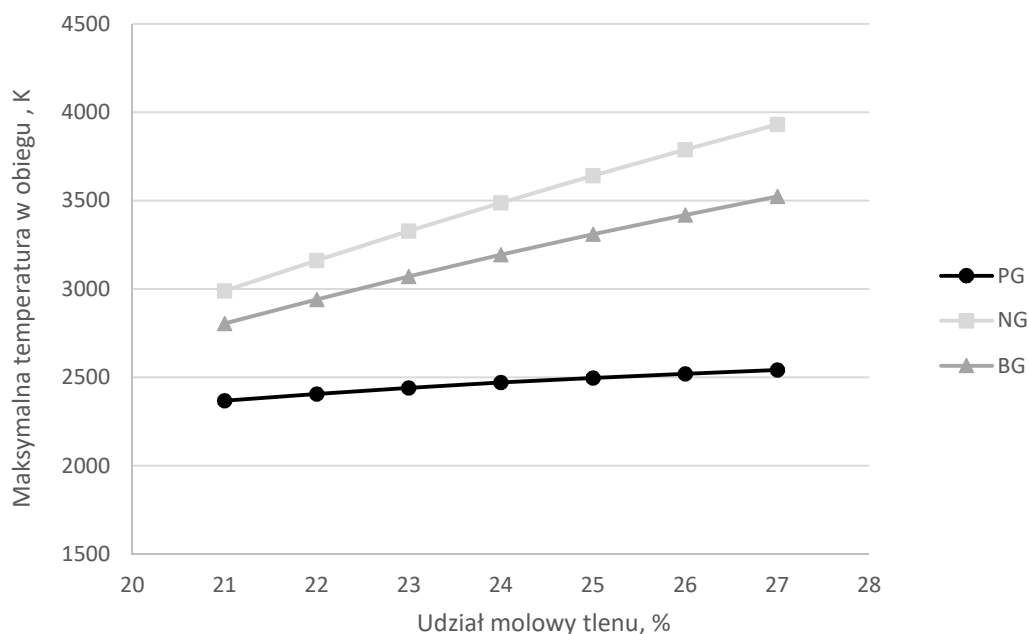
gdzie:  $V_s$  – objętość skokowa silnika,  $\text{dm}^3$

Sprawność obiegu:

$$\eta_o = \frac{L_o}{m_{fc}LHV} \quad (8)$$

### 3.3 Wyniki

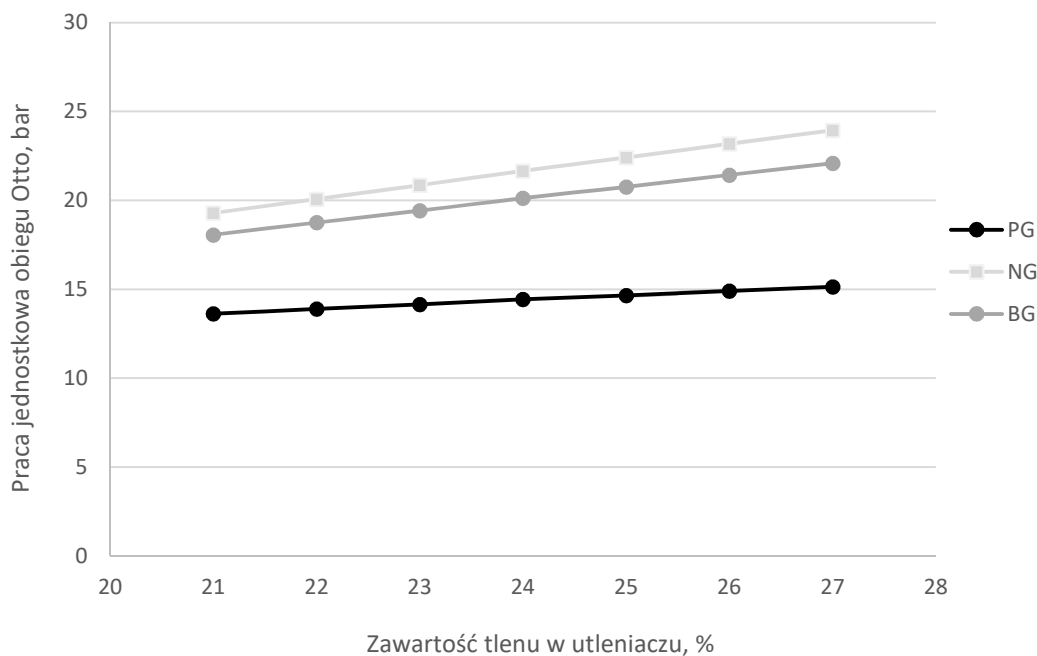
Rys. 5 przedstawia maksymalną temperaturę w obiegu dla badanych paliw w zależności od udziału molowego tlenu w utleniaczu. W każdym przypadku wraz ze wzrostem zawartości tlenu, wykazano liniowy wzrost temperatury. Zjawisko to spowodowane jest działaniem pierwszej zasady termodynamiki. Zwiększając energię doprowadzoną do układu (poprzez dodatkową porcję paliwa, która ściśle zależy od dodatkowej zawartości tlenu) powodujemy, że wzrasta również wartość energii wyprowadzonej z układu, przez co otrzymujemy wzrost maksymalnej temperatury pod warunkiem, że nie występują czynniki intensyfikujące starty ciepła. Wyższy wzrost temperatury dla paliw bazujących na metanie jest spowodowany mniejszą zawartością inertnych gazów w mieszaninie. Duży wpływ na kąt nachylenia tych linii ma skład gazu. Skład gazu ziemnego i biogazu jest podobny, dlatego kąty nachylenia również są podobne. Z tego powodu dla gazu ziemnego i biogazu następują większe wzrosty temperatury.



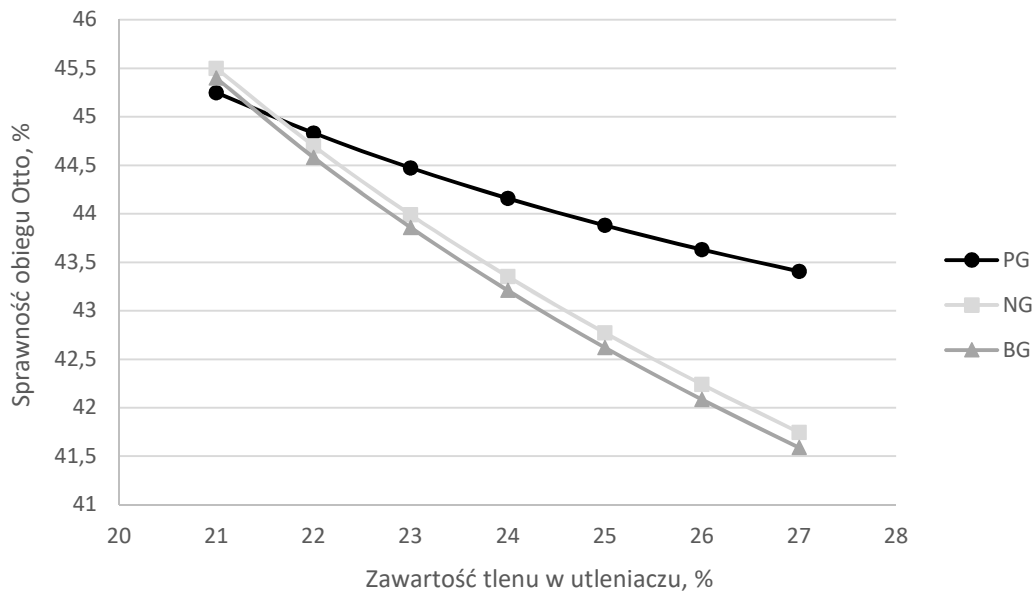
Rys. 5. Maksymalna temperatura w obiegu dla podanych zawartości tlenu w utleniaczu.

Praca jednostkowa wykonana przez obieg również silnie zależy od składu paliwa. Rys. 6 przedstawia zależność pracy właściwej wykonanej przez obieg przy różnych zawartościach tlenu. Jak można zauważyć, przy wszystkich warunkach wraz ze wzrostem zawartości tlenu rosła praca jednostkowa. Tak jak w przypadku temperatury jest to spowodowane faktem doprowadzenia dodatkowej dawki paliwa.

Rys. 7 przedstawia jak zmienia się sprawność obiegu wraz ze wzrostem zawartości tlenu. Wykazano, że przy każdym wzbogacaniu w tlen następuje redukcja sprawności. Pozytywny efekt przy wzroście pracy jednostkowej wykonanej przez obieg, nie jest wystarczający do pokrycia strat energii wyprowadzonej z obiegu. Porównując rys. 5 i rys. 7 można wyciągnąć wniosek, że sprawność silnie zależy od maksymalnej temperatury. Potwierdzeniem tej tezy może być przebieg sprawności przy gazie ze zgazowania. Mniejsze straty ciepła związane z maksymalną temperaturą (wzrost ilości gazów inertnych) powodowały niższy spadek sprawności.



Rys. 6 Praca jednostkowa obiegu dla różnych stężeń tlenu w utleniaczu.



Rys. 7 Sprawność obiegu Otto dla różnych stężeń tlenu w utleniaczu.

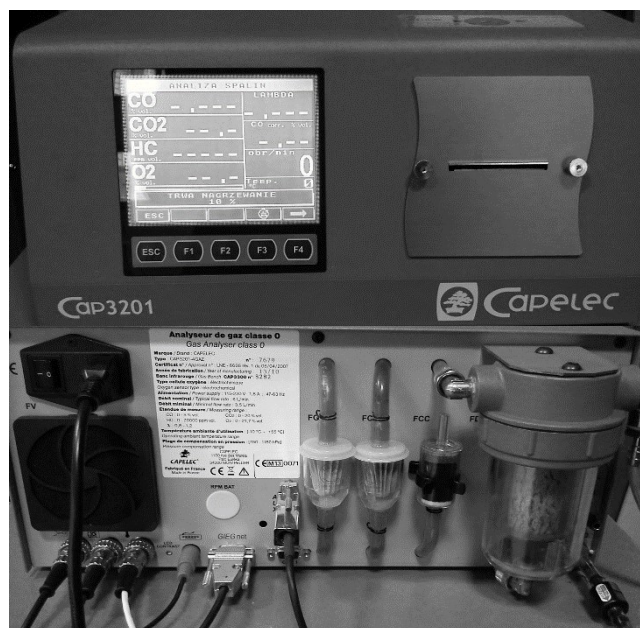
#### 4. Stanowisko badawcze

Eksperyment został przeprowadzony na trakcyjnym silniku trzycylindrowym zmodyfikowanym do pracy na paliwach gazowych. Silnik projektowany był do zasilania pojazdu z segmentu A i pracy na benzynie Pb95. Dane techniczne silnika zostały zamieszczone w tabeli 2. Aby spełnić wymogi eksperymentu w silniku zostały poczynione modyfikacje w układzie zasilania silnika. Kolektor ssący silnika został wyposażony w dwa mieszalniki paliwa gazowego i powietrza, powodem tego zabiegu była konieczność przystosowania silnika do pracy na różnych gazach. Mieszalnik M1 (Rys. 10) odpowiedzialny jest za zasilanie gazem ziemnym, przy mieszalniku umieszczona została również aparatura pomiarowa. Natomiast mieszalnik M2 jest odpowiedzialny za zasilanie silnika różnymi mieszaninami gazów. Udział molowy tlenu w utleniaczu był mierzony za pomocą analizatora spalin. Regulacja strumienia paliwa była wykonana za pośrednictwem dwóch zaworów: Z1 and Z2. Silnik spalinowy obciążany był przez elektryczny silnik asynchroniczny połączony z falownikiem oraz rezystorem hamującym R. Maszyna elektryczna może pracować w dwóch trybach: napędowym i prądnicowym. Podczas rozruchu silnik asynchroniczny pracował w trybie napędowym przekazując moment obrotowy na wał silnika spalinowego. Kończąc rozruch, silnik elektryczny zaczyna pracować jako generator i przystosowuje swoje obciążenie do obciążenia silnika spalinowego, zmuszając go do pracy przy stałej prędkości obrotowej. Skład mieszanki kontrolowano poprzez użycie szerokopasmowej sady lambda. Pomiar ciśnienia w cylindrze był realizowany poprzez piezokwarcowy przetwornik ciśnienia zintegrowany ze świecą zapłonową firmy Kistler, typ 6117BF17, pracujący ze wzmacniaczem ładunku 5039A212. Ponieważ piezokwarcowy przetwornik ciśnienia mierzy tylko przyrost ciśnienia potrzebny był również pomiar ciśnienia, dzięki któremu można było odnieść do niego wykres indykatorowy. Próbkowanie napięciowego sygnału ciśnienia było

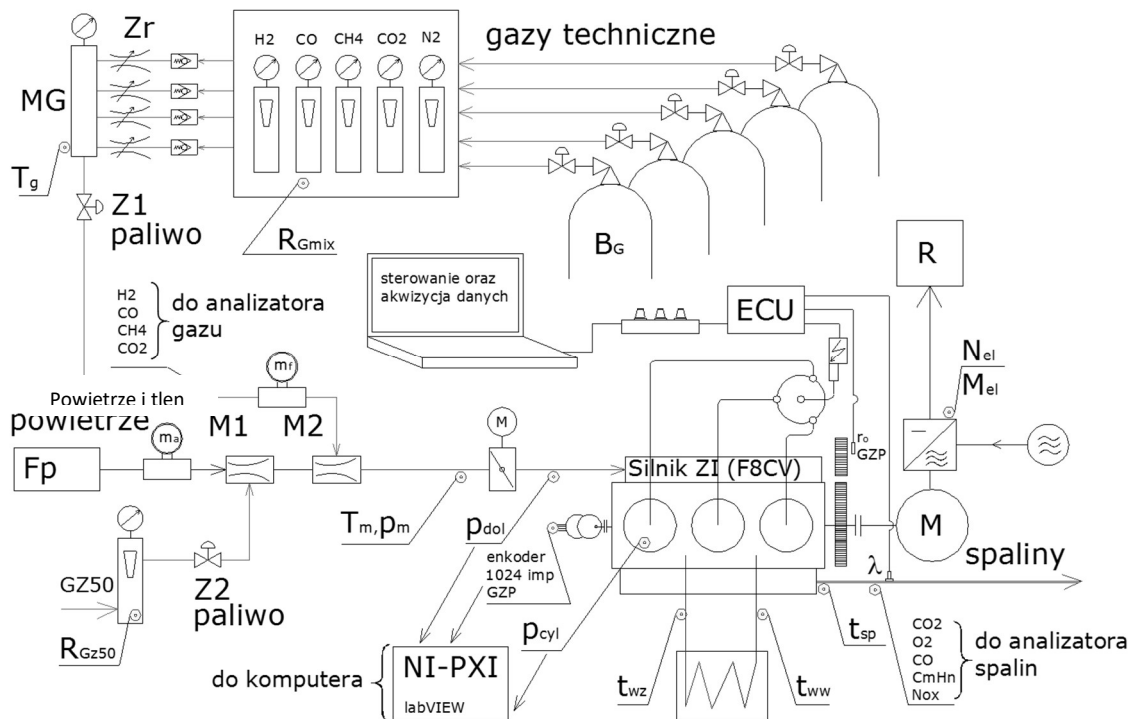
przeprowadzone poprzez użycie encodera o rozdzielczości 1024 punkty pomiarowe na obrót wału korbowego. Cały system był monitorowany przez aplikację przygotowaną w środowisku LabView. Pomiar składu spalin realizowany był poprzez analizator firmy CAPELEC typ CAP 3201 [19].



Rys. 8 Widok układu pomiarowego.



Rys. 9 Widok analizatora spalin [19].



Rys. 10 Schemat stanowiska. Z<sub>r</sub>, Z<sub>1</sub>, Z<sub>2</sub> – zawory regulacyjne; MG – mieszalniki gazu; M<sub>1</sub>, M<sub>2</sub> – mieszalniki powietrza i paliwa; R<sub>Gmix</sub>, R<sub>GZ50</sub> – rotametry, R – rezystor hamujący [19].

## 5. Badania eksperymentalne

### 5.1 Plan badań

Eksperyment został przeprowadzony na silniku zasilanym gazem ziemnym o oznaczeniu Gz50. W badaniach utrzymywano stałą prędkość obrotową na poziomie 1500 obr/min. Całość była prowadzona pod pełnym obciążeniem (przy pełnym otwarciu przepustnicy) silnika oraz przy stechiometrycznej mieszance. Pierwszym krokiem było wyznaczenie charakterystyk regulacyjnych silnika. Parametrem regulowanym był kąt wyprzedzenia zapłonu podany w °OWK (obrotach wału korbowego) przed GMP. W seriach pomiarowych, bez wzbogacania uwzględniono następujące kąty wyprzedzenia zapłonu: 5, 10, 15, 20, 25, 30, i 35 °OWK przed GMP. Przy rozpatrywaniu wzbogacania przewidziano, że optymalny kąt wyprzedzenia zapłonu będzie bliżej GMP, dlatego zdecydowano się rozpatrzyć podane kąty wyprzedzenia zapłonu: 5, 7, 10, 12, 15, 17, i 20. Zbadano dwa udziały molowe tlenu: 21 i 24 % O<sub>2</sub>. Dzięki wyznaczonym charakterystykom, wyznaczono punkty o maksymalnej sprawności i dla nich zostały określone pozostałe parametry energetyczne, kinetyka spalania oraz wskaźniki emisji.

## 5.2 Obliczenia

Robocza objętość silnika [20]:

$$V(\alpha) = V_s \frac{1}{(\varepsilon-1)} [1 + (\varepsilon - 1)F(\sigma, \alpha)] \quad (9)$$

Gdzie:  $\alpha$  – obecny kąt obrotu wału korbowego, °;  $V(\alpha)$  – objętość robocza, dm<sup>3</sup>;  $\varepsilon$  – stopień kompresji.

$F(\sigma, \alpha)$  jest geometryczną funkcją układu tłokowo-korbowego [20]:

$$F(\sigma, \alpha) = \frac{1}{2} [(1 - \cos(\alpha)) + (\alpha - \sqrt{[\sigma^2 - \sin^2(\alpha)]})] \quad (10)$$

Gdzie:  $\sigma$  – stosunek korbowodu do wykorbienia.

Temperatura w cylindrze:

$$T(\alpha) = \frac{P(\alpha)V(\alpha)}{(m_{fc} + m_{ox}) * R} \quad (11)$$

Indykowana praca jednostkowa silnika (IMEP) [21]:

$$IMEP \approx \left(\frac{\pi}{b}\right) \sum_{\alpha=1}^b \left\{ p(\alpha) \left[ 2 \sin \alpha + \frac{\sin(2\alpha)}{\sqrt{[\sigma^2 - \sin^2(\alpha)]}} \right] \right\} \quad (12)$$

Gdzie:  $b$  – liczba wszystkich punktów pomiarowych.

Praca indykowana :

$$L_i = IMEP * V_s \quad (13)$$

Moc indykowana:

$$N_i = L_i Z \frac{n_o}{60 * k} \quad (14)$$

Gdzie :  $n_o$  – prędkość obrotowa , obr/min;  $k$  – parametr silnikowy dla silników czterosurowych  $k=2$  obr/cykl;  $Z$  – liczba cylindrów.

Sprawność indykowana:

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_f LHV} \quad (15)$$



Wskaźnik emisji wyrażony w gramach na kilowatogodzinę indykowanej energii:

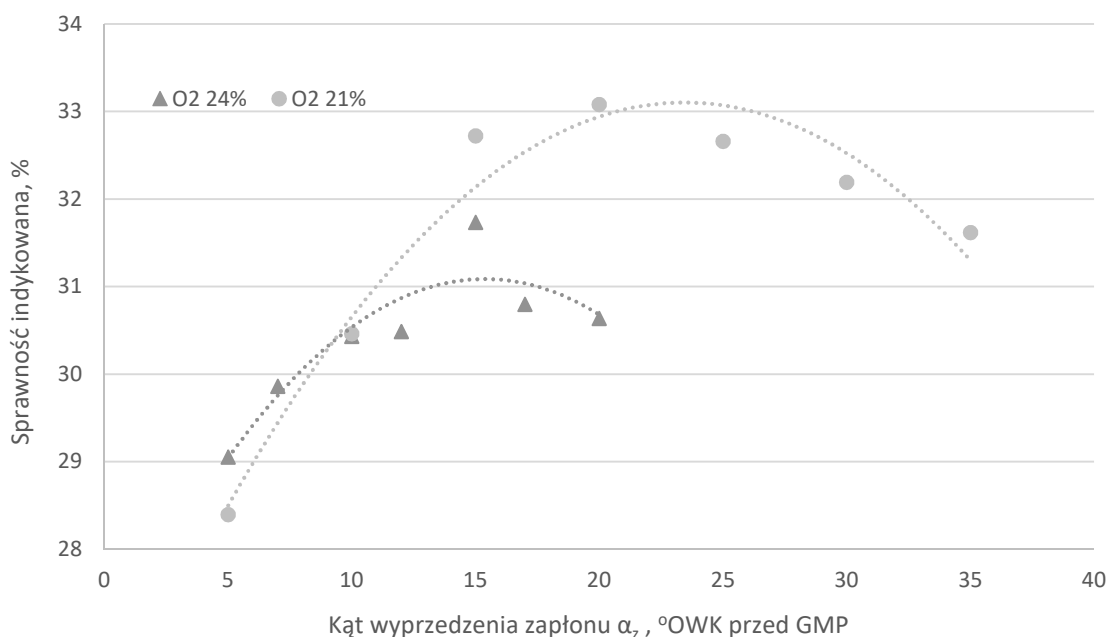
$$s_i = [i]m_{eg} \frac{M_{mol,i}}{\sum M_{e,g} * N_i} \quad (16)$$

Gdzie:  $M_{mol,i}$  – masa molowa i-tego składnika spalin, kg/kmol;  $\sum M_{e,g}$  – suma mas molowych gazów jakie są w spalinach, kg/kmol;  $m_{eg}$  – strumień masowy spalin, kg/h;  $[i]$  – udział molowy i-tego gazu w spalinach.

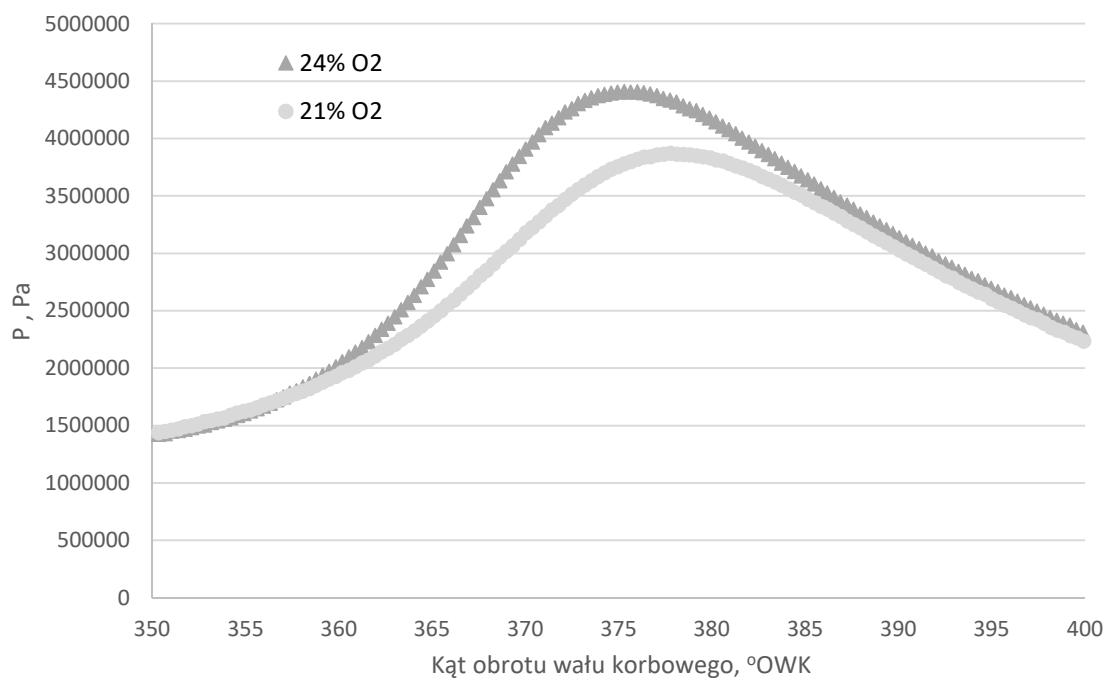
### 5.3 Wyniki obliczeń

Rys. 11 przedstawia charakterystyki regulacyjne silnika. Przy kątach wyprzedzenia zapłonu bliższych GMP (5, 7, 10 °OWK przed GMP), sprawność indykowana była większa przy wzbogaceniu, a przy kącie 5 °OWK przed GMP wzrost sprawności był nawet o pół punktu procentowego. Jednak, efekt ten nie występuje, gdy kąt wyprzedzenia zapłonu przekroczy wartość 10 °OWK przed GMP. Powyżej tej wartości odnotowano spadek sprawności indykowanej wraz ze wzrostem zawartości tlenu, gdzie największa różnica jest przy kącie wyprzedzenia zapłonu równym 20 °OWK przed GMP. Największe wartości indykowanej sprawności wynosiły odpowiednio 30,6% w przypadku wzbogacania w tlen oraz 33,1% bez wzbogacania. Do dalszej analizy zostały wybrane serie pomiarowe dla kątów wyprzedzenia zapłonu, którym odpowiadały punkty maksymalnej sprawności indykowanej.

Przebieg ciśnienia w zależności od kąta obrotu wału korbowego, przedstawia otwarty wykres indykatorowy rys. 12. Maksymalne ciśnienie w cyklu pracy silnika wzrosło o 0,7 bar przy wzbogacaniu utleniacza. Wzrost ten ma swoje wady oraz zalety. Główną zaletą jest wzrost mocy osiąganey przez silnik, jednak będzie to powodem szybszego zużycia elementów mechanicznych silnika. Rys. 13 przedstawia przyrosty ciśnienia w cylindrze podczas okresu spalania. Można zauważyć, że największy przyrost ciśnienia wzrósł o 30% podczas wzbogacania. Powodować to będzie wzrost naprężeń w czopach korbowych.



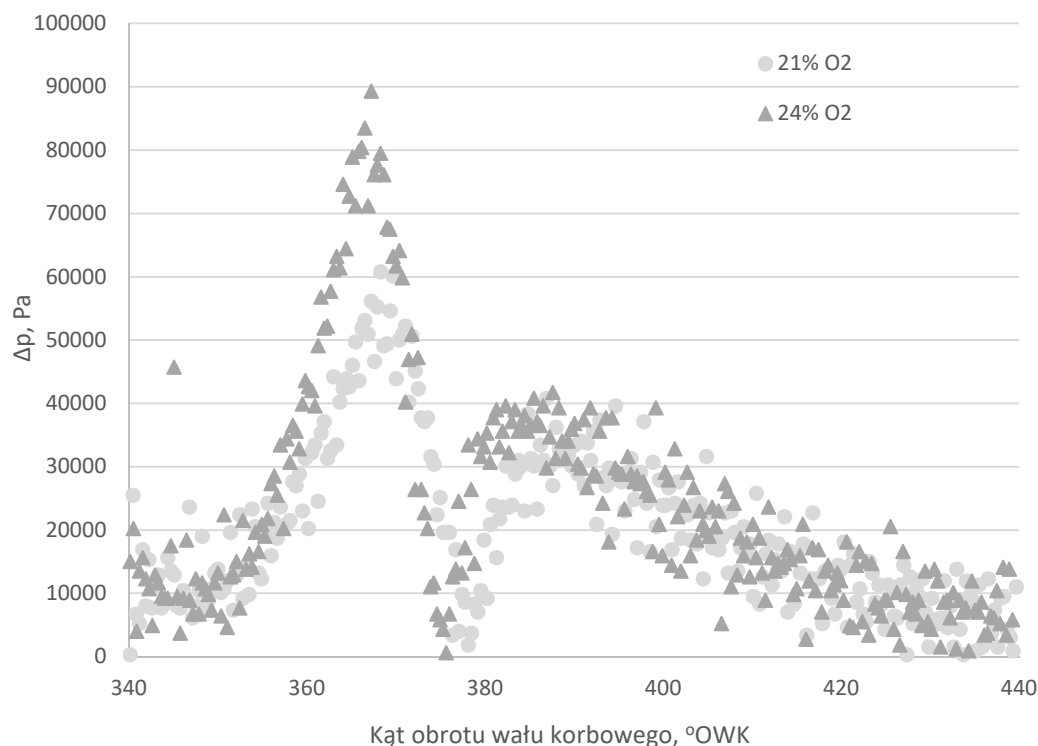
Rys. 11 Charakterystyka regulacyjna silnika przy różnych udziałach molowych tlenu.



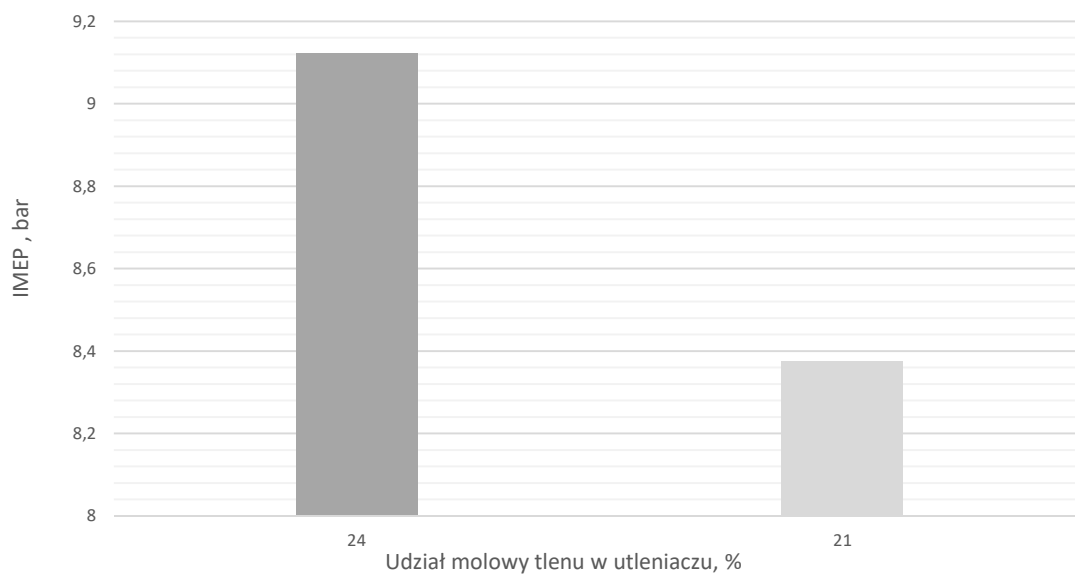
Rys. 12 Fragment otwartego wykresu indykatorowego.

Wpływ wzbogacania w tlen na pracę jednostkową silnika został ukazany na rys. 14. Odnotowano przyrost tego parametru nawet o 0,8 bar przy zwiększonej zawartości tlenu. Powodem, dlaczego taka sytuacja ma miejsce jest dodawanie dodatkowej porcji paliwa odpowiadającej ilości dodatkowego tlenu. Rys. 15 obrazuje maksymalną temperaturę ładunku podczas pracy silnika. Dla udziału molowego tlenu 24% wykazano przyrost tej wartości o

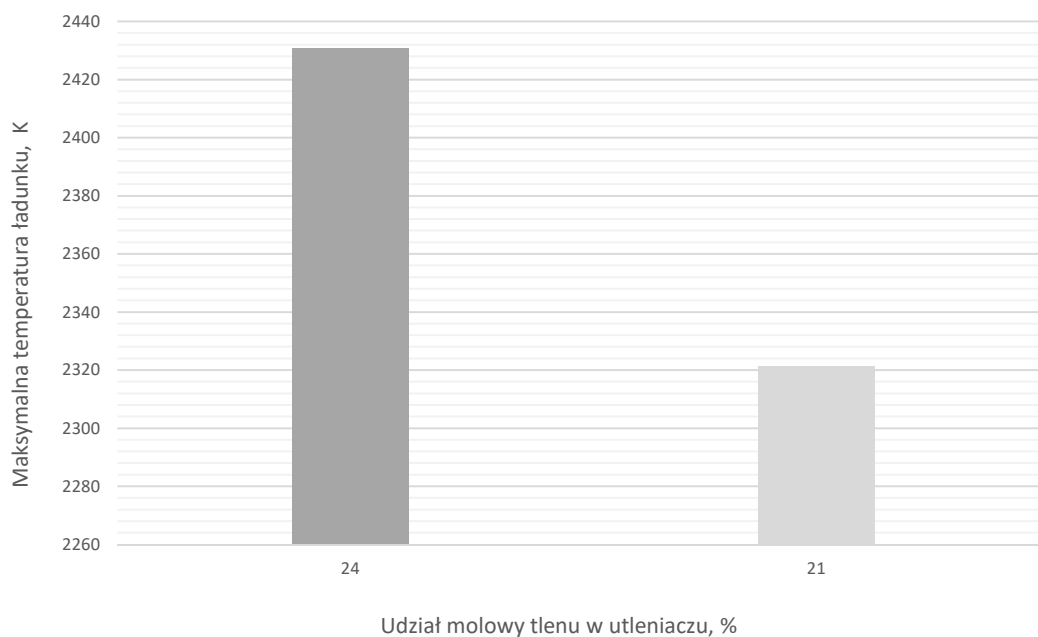
120 K. Zjawisko to będzie powodować zwiększenie wskaźników emisji NO<sub>x</sub> oraz wzrostu strat ciepłych, które mogą być głównym powodem redukcji sprawności indykowanej silnika (rys. 16), jednocześnie, silnik zostanie narażony na działanie silniejszych naprężeń termicznych. Pozytywny efekt przyrostu pracy właściwej nie był wystarczający do pokrycia strat ciepła. Badania nie pozwalają na podniesienie sprawności, żeby to zrobić trzeba zmienić np. organizację procesu spalania i dokonać badań aby sprawdzić jakie zabiegi np. konstrukcyjne czy regulacyjne wpływają na wzrost sprawności.



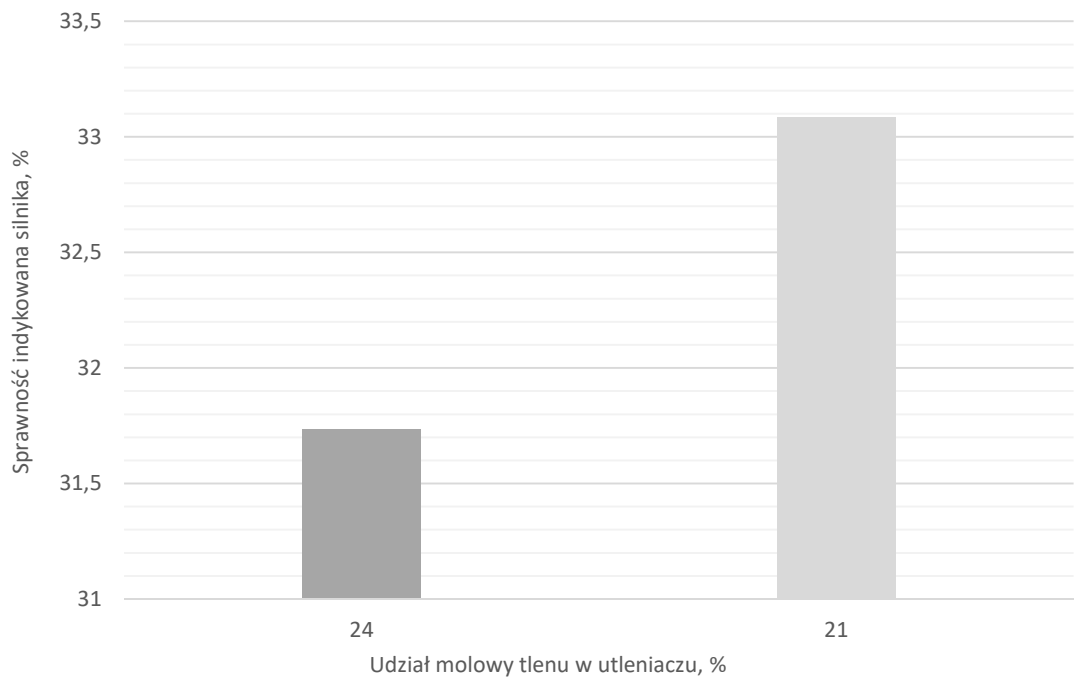
Rys. 13 Przyrost ciśnienia przy spalaniu.



Rys.14 Jednostkowa praca wewnętrzna silnika przy różnych zawartościach tlenu w utleniaczu.



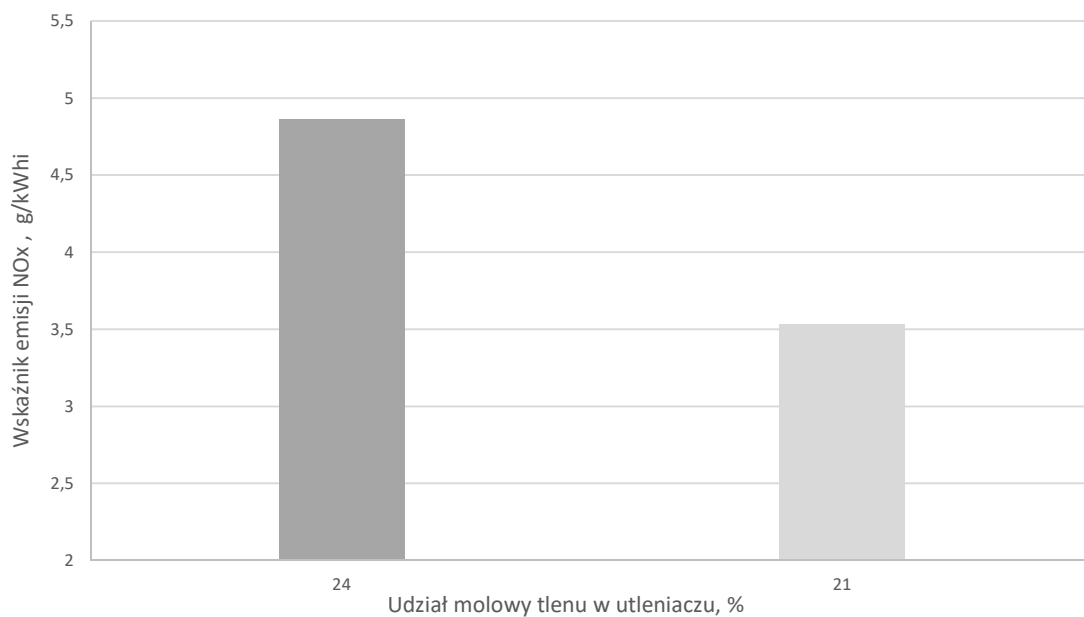
Rys.15 Maksymalna temperatura ładunku przy różnych udziałach molowych tlenu.



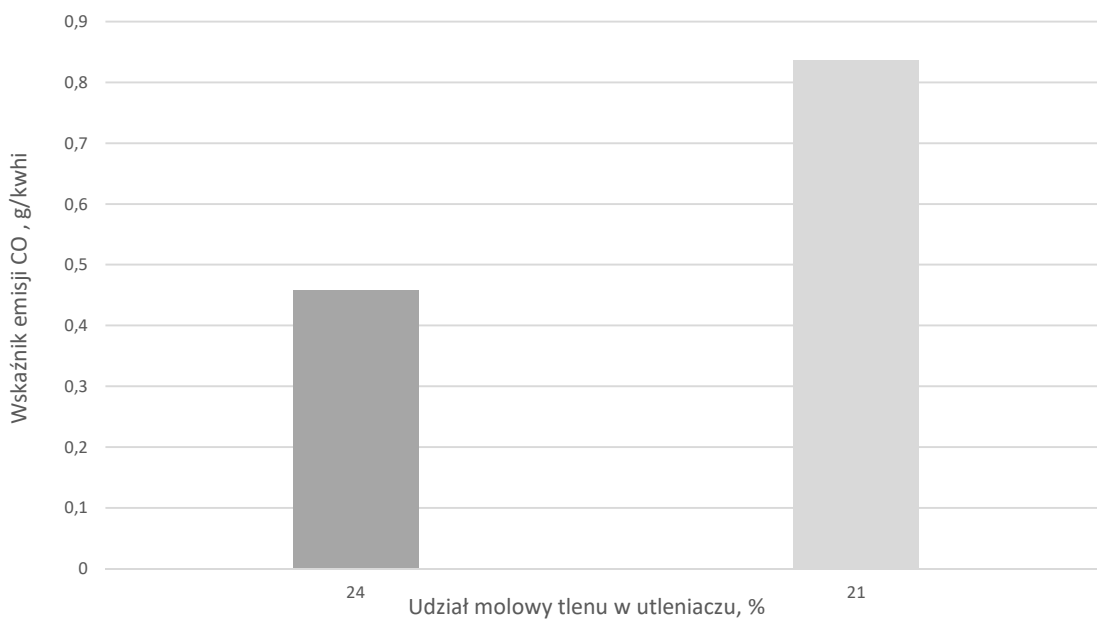
Rys. 16 Sprawność indykowana silnika przy różnych udziałach molowych tlenu.

#### 5.4 Analiza wskaźników emisji

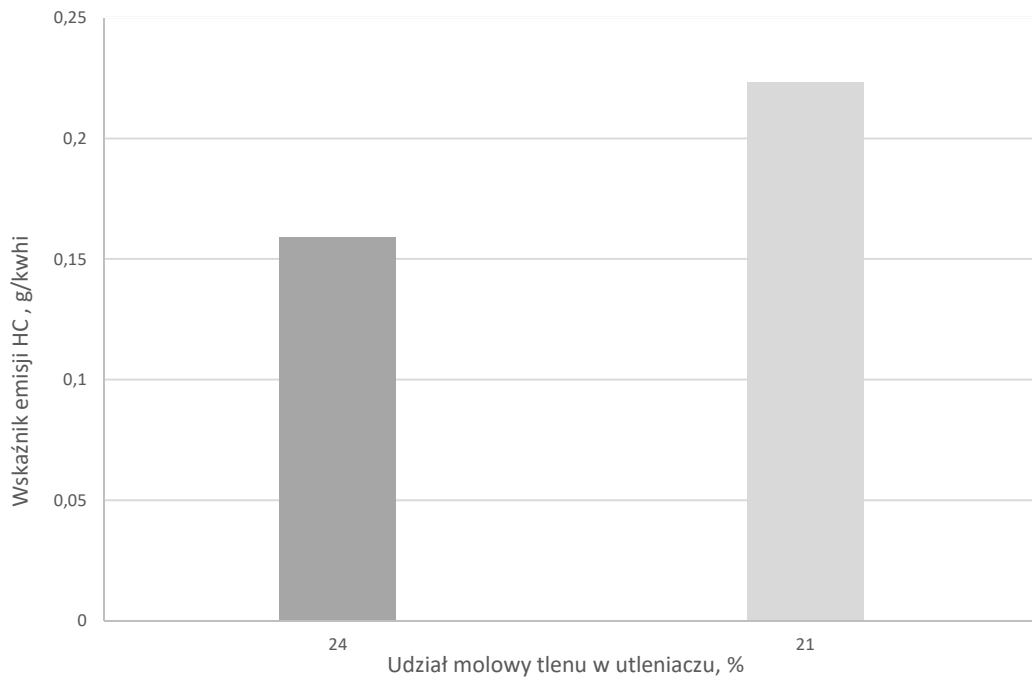
Rys. 17 przedstawia wartości wskaźników emisji NO<sub>x</sub>. Wartości tych wskaźników wynoszą odpowiednio: 4,86 gramów na kWh indykowanej energii przy zawartości 24% tlenu i 3,5 gram na kilowatogodzinę indykowanej energii przy zawartości 21% tlenu. Przyrost ten jest adekwatny do wzrostu maksymalnej temperatury w cylindrze, która spowodowała przyrost większej ilości termicznych tlenków azotu. Rys. 18 przedstawia jednostkową emisję tlenku węgla. Wzrost zawartości tlenu powodował redukcję tego wskaźnika o 50%. Pozytywny efekt występuje również przy wskaźniku emisji HC (rys. 19). Jednakże wartość spada z poziomu 0,22 przy udziale molowym tlenu 21 % do 0,16 przy udziale molowym tlenu 24%. Obydwa wskaźniki CO i HC uległy zmniejszeniu poprzez fakt, że mieszanka paliwowa będzie miała lepsze warunki utleniania (większy dostęp do tlenu).



Rys. 17 Wskaźnik emisji NOx przy różnych udziałach molowych tlenu.



Rys. 18 Wskaźnik emisji CO przy różnych udziałach molowych tlenu.



Rys. 19 Wskaźnik emisji HC przy różnych udziałach molowych tlenu.

### 5.5 Stopień wypalania paliwa

W celu zbadania i porównania procesu spalania trzeba przyjąć jeden z modeli wypalania paliwa. W tej pracy przyjęto do dalszej analizy model Rassweilera – Withrowa [22]. W modelu tym różnica ciśnienia pomiędzy kolejnymi punktami pomiarowymi wyrażona jest zależnością:

$$p_{n+1} - p_n = p_{c+1} - p_c + p_{v+1} - p_v \quad (17)$$

gdzie:  $(p_{n+1} - p_n)$  – zmiana ciśnienia całkowitego,  $(p_{c+1} - p_c)$  – zmiana ciśnienia wywołana spalaniem,  $(p_{v+1} - p_v)$  – zmiana ciśnienia wywołana zmianą objętości.

Zmiana ciśnienia wywołana poprzez spalanie przedstawiona jest równaniem przemiany politropowej:

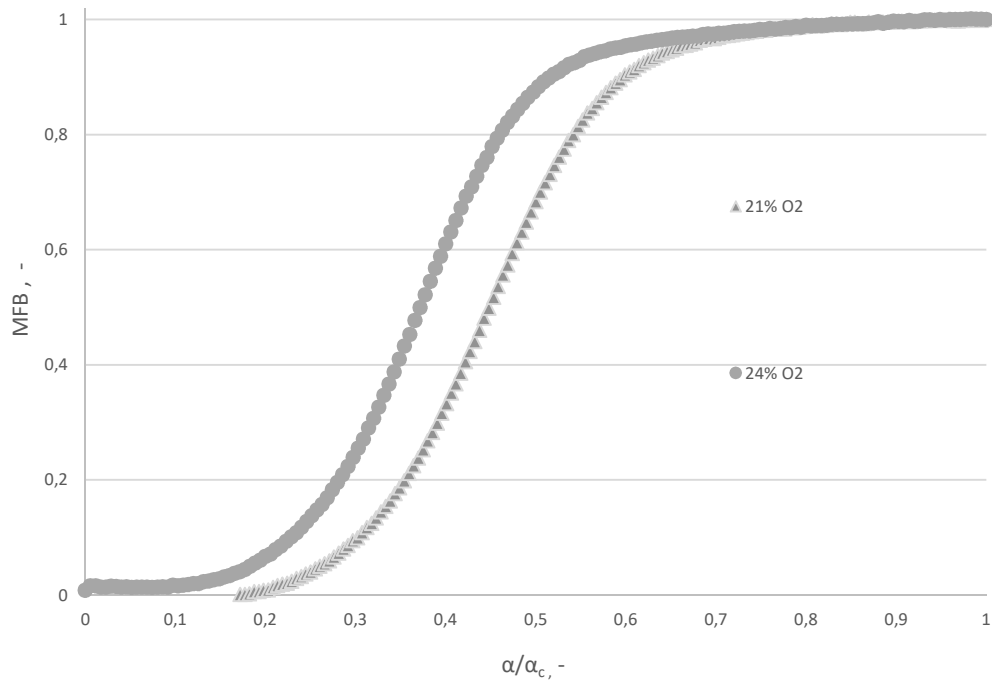
$$p_{c+1} - p_c = p_{c+1} - p_c \left( \frac{V_c}{V_{c+1}} \right)^n \quad (18)$$

gdzie:  $V_{c+1}$  – Objętość w kolejnym punkcie pomiarowym,  $V_c$  – Objętość w punkcie pomiarowym,  $n$  – wykładnik politropy.

Ostatecznie wzór na stopień wypalania paliwa (MFB) jest proporcjonalny do zmiany ciśnienia wywołanej przez spalanie i przyjmuje postać:

$$MFB_n = \frac{m_b(n)}{m_b(total)} = \frac{\sum_{k=0}^n p_{c+1} - p_c}{\sum_{k=0}^T p_{c+1} - p_c} \quad (19)$$

gdzie: T – punkt pomiarowy odpowiadający końcowi spalania, n – obecny punkt pomiarowy,  $m_b$  – ilość spalonego paliwa.



Rys. 20 Stopień wypalenia paliwa przy różnych udziałach molowych tlenu.

Rys. 20 ukazuje przebieg wypalenia paliwa w przypadku wzbogacania w tlen i bez wzbogacania. Na osi odciętych przedstawione wielkości są ujęte w wartościach względnych, gdzie  $\alpha_c$  odpowiada kątowi obrotu wału korbowego, przy którym następuje zakończenie spalania. Jak widać w dużej mierze spalanie w podwyższonej zawartości tlenu powoduje szybsze i wcześniejsze spalanie, jednakże zwiększeniu uległ okres dopalania paliwa.

## 6. Wnioski

W niniejszym opracowaniu został przeanalizowany trzycylindrowy silnik ZI podczas pracy przy zwiększonym udziale molowym tlenu w utleniaczu. Poprzez analizę teoretyczną i eksperymentalną otrzymano następujące wnioski:

- Sprawność silnika w każdych warunkach uległa redukcji. Jest to jednak silnie zależne od maksymalnej temperatury w cylindrze. Powinny zostać przeprowadzone kolejne prace badawcze w celu ograniczenia temperatury (jak np. zastosowanie recyrkulacji spalin czy wtrysk wody do komory spalania).



- Praca wewnętrzna wykonana przez silnik rosła wraz ze wzrostem udziału molowego tlenu w utleniaczu. Było to spowodowane tym, że przy wyższej zawartości tlenu do silnika doprowadzana jest dodatkowa ilość paliwa odpowiadająca ilości tlenu wprowadzonego przez wzbogacenie.
- Maksymalne ciśnienie oraz temperatura również rosły wraz ze wzrostem udziału molowego tlenu w utleniaczu. Efektem tych zjawisk będą wzrosty naprężeń w silniku. Aby umożliwić długotrwałą pracę silnika powinna zostać przeprowadzona rozbudowa układu chłodzenia.
- Przy wzbogacaniu w tlen dużemu wzrostowi uległ wskaźnik emisji NO<sub>x</sub>, jednak jest to spowodowane głównie przez zwiększenie ilości termicznych tlenków azotu. Jednakże wskaźniki emisji CO i HC ulegały redukcji. Powodem zaistnienia tego zjawiska była większa możliwość utleniania się tych związków poprzez wzrost ilości tlenu.
- Model wypalania paliwa ukazał, że przy zwiększeniu udziału molowego tlenu 10% wypalenie paliwa następowało szybciej, co powodowało szybsze spalanie mieszanki. Odnotowano jednak, że okres dopalania paliwa (wypalenie paliwa powyżej 90% ) uległ zwiększeniu.

#### Literatura:

- [1] European Commission climate action, strona internetowa [http://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2020/index\\_en.html](http://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2020/index_en.html) , dostęp 04 November 2016.
- [2] P. Piotrowski, K. Gryszpanowicz, Analiza statystyczna oraz prognozy godzinowej produkcji energii przez elektrownię wiatrową z horyzontem do 1 godziny, *elektro.info*(2012), **3**:2012.
- [3] R. Loisel, L. Baranger, N. Chemouri, S. Spinu, S. Pardo, Economic evaluation of hybrid off-shore wind power and hydrogen storage system, *International Journal of hydrogen energy*(2015), **40**:6727-6739,
- [4] A. Vuorinen, *Planning of optimal power system 2009 Edition*, Ekoenergo Oy, Finland (2008),
- [5] G. Verma, R.K. Prasad, R.A. Agarwal, S. Jain, A.K. Agarwal, Experimental investigations of combustion, performance and emission characteristics of a hydrogen enriched natural gas fuelled prototype spark ignition engine, *Fuel*(2016), **178**:209-217,
- [6] A. Ghareghani, R. Hosseini, M. Mirsalim, T.F. Yusaf, A computational study of operating range extension in a natural gas SI engine with the use of hydrogen, *International Journal of hydrogen energy*(2015), **40**:5966-5975
- [7] J.R. Anstrom, K. Collier, Blended hydrogen-natural gas-fueled internal combustion engines and fueling infrastructure, *Coolier Technologies Inc. (CTI)*, The Pennsylvania State University, Reedsport, OR, USA

- [8] Office of Energy Efficiency & Renewable Energy, strona internetowa <https://energy.gov/eere/fuelcells/hydrogen-production-electrolysis>, dostęp 22 Grudzień 2016.
- [9] P. Baskar, A. Senthilkumar, Effects of oxygen enriched combustion on pollution and performance characteristics of a diesel engine, *Engineering Science and Technology, an International Journal* (2015), Article in press.
- [10] W. Zhang, Z. Cheng, Y. Shen, G. Shu, G. Chen, B. Xu, W. Zhao, Influence of water emulsified diesel & oxygen-enriched air on diesel engine NO-smoke emissions and combustion characteristics, *Energy*(2013), **55**:369-377,
- [11] H.C. Watson, E.E. Milkins, A new look at oxygen enrichment 1) The Diesel Engine, *SAE Technical Paper Series*(1990), Numer artykułu: 900344,
- [12] S. Masimalai, V. Kuppusamy, J. Mayakrishnan, Assessment of Performance, Emission and Combustion Behaviour of a WCO Based Diesel Engine Using Oxygen Enrichment Technique, *SAE Technical Paper Series*(2015), 2015-01-0895,
- [13] M.M. Abdelaal, B.A. Rabee, A.H. Hegab, Effect of adding oxygen to the intake air on a dual-fuel engine performance, emissions, and knock tendency, *Energy*(2013), **61**:612-620,
- [14] K. Cacia, A. Amell, F. Cadavid , Effects of oxygen enriched air on the operation and performance of a diesel-biogas dual fuel engine, *Biomass and Bioenergy*(2012), **45**:159-167
- [15] S. Kajitani, N. Sawa, A Spark Ignition Engine Operated by Oxygen Enriched Air, *SAE Technical Paper Series*(1992), Numer artykułu: 922174,
- [16] S. Kajitani, N. Sawa, E. Classen, S. Cambell, K.T. Rhee, Partial-load and Start-Up Operations of Spark-ignition Engine with oxygen enriched air, *SAE Technical Paper Series*(1993), Numer artykułu: 932802,
- [17] Y. Karagoz, N. Yuca, T. Sandalci, A.S. Dalkihe, Effect of hydrogen and oxygen addition as a mixture on emissions and performance characteristics of a gasoline engine, *International Journal of Hydroge Energy* (2015), **40**:8750-8760
- [18] N. Homdoug, N. Tippayawog, N. Dussadee, Performance and emissions of a modified small engine operated on producer gas, *Energy Conversion and Management*(2015), **94**:286-292
- [19] G. Przybyła, *Studium stosowania biopaliw gazowych do zasilania silników spalinowych*. Monografia 575, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice(2015), ISBN 978-83-7880-316-4.
- [20] S. Postrzednik , Z. Żmudka, *Termodynamiczne oraz Ekologiczne Uwarunkowania Eksploatacji Tłokowych Silników Spalinowych*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice (2007),
- [21] S. Postrzednik, G. Przybyła, Z. Żmudka, *Influence of IC Engine Load On The Energy Conversion Efficiency in the System*, *Czasopismo Techniczne*, z. **7-M/2008**:173-188,
- [22] M. Klein , *A Specific Heat Ratio Model and Compression Ratio Estimation*, Linkoping Studies in Science and Technology, Thesis No. 1104(2004)

# Oxygen enrichment in internal combustion engines – spark ignition engine study

Marcin Król

**Key words:** Oxygen enrichment, SI engine, Otto cycle, Combustion characteristics, energy storage.

## Abstract

By the growing importance of unstable wind energy, efforts to creating energy storage system should be considered. One of the possibilities to achieving this goal would be the hydrogen production through water electrolysis process. Besides hydrogen water electrolysis produce significant amounts of oxygen. Aim of this work was the examine effect of oxygen enrichment in the SI engine.

Previous research taking into account all the ways of combustion in internal combustion engines (SI, CI, and DF) showed ambiguity in the results. Common ground in the results was found with the case of specific work done by cycle, pressure rises and emissions. They have been found that in every conditions, with the increment of oxygen concentration, specific work done by engine grow as well as the pressure and NOx emission. HC and CO emission found to be lower. Change in efficient wasn't constant. Authors showed that efficiency is very dependent on the test conditions and assumptions.

In this work theoretical engine model was created to examine different oxygen concentrations for various gaseous fuels. Through model maximum temperature in cycle, specific work done by cycle and cycle efficiency were analyzed. Besides theoretical analysis experimental research was carried out. Experiment was conducted on the three cylinder SI engine which was originally adapted to work on the gasoline. As a result achieved: pressure course in the cylinder, emissions, oxygen and fuel flow. Nonetheless through them energetic parameters, maximum temperature and combustion model were analyzed.