

POLITECHNIKA KRAKOWSKA im. TADEUSZA KOŚCIUSZKI WYDZIAŁ MECHANICZNY PRACOWNIA SILNIKÓW SPECJALNYCH

Andrzej Sochan

## DOBÓR PARAMETRÓW PRACY SILNIKA SPALINOWEGO O ZAPŁONIE ISKROWYM Z OBIEGIEM ATKINSONA W HYBRYDOWYM UKŁADZIE NAPĘDOWYM

## **ROZPRAWA DOKTORSKA**

*Promotor*: Prof. zw. dr hab. inż. Bronisław Sendyka

Kraków 2008

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

## Spis treści

Wykaz	oznaczeń	4
1. Dot	ychczasowy stan zagadnienia	7
1.1.	Wstęp	7
1.2.	Przegląd literatury	10
2. Zało	ożenia naukowe i teza pracy	11
2.1.	Cel pracy	11
2.2.	Zakres pracy	11
2.3.	Teza naukowa pracy	12
3. Ana	liza teoretyczna wyznaczania ciśnienia i temperatury w cylindrze silnika podc	zas
pełn	ego cyklu w obiegu Atkinsona	13
3.1.	Założenia i parametry analizy	13
3.2.	Zestawienie teoretycznych i porównawczych obiegów	
	z przedłużoną ekspansją	20
3.3.	Charakterystyka obiegu Atkinsona	25
3.4.	Wyprowadzenie sprawności teoretycznej obiegu Atkinsona	30
3.5.	Określenie przyrostu energii wewnętrznej obiegu Atkinsona w stosunku do	)
	obiegów Otto i Sabathe'a	33
4. Bad	ania drogowe silnika spalinowego Toyoty Hybrid System	36
5. Ana	liza wywiązywania się ciepła na podstawie jednostrefowego modelu	
mate	ematycznego	39
6. Ana	liza jednostrefowego modelu matematycznego do badań stanowiskowych przy	у
zaste	osowaniu programu BASIC	50
7. Bad	ania stanowiskowe	58
7.1	Badania stanowiskowe silnika 2SZ-FE	58
7.2.	Wyznaczanie charakteryskyki zewnętnej oraz określenie sprawności ogóln	ej
	sinika 2SZ-FE przed zastosowaniem przesuwnika faz.	62
7.3	Okreslenie sprawności ogólnej silnika 2SZ-FE po zastosowaniu	
	przesuwnika faz	64



7.4.	Wpływ ciśnienia napełniania na przebieg sprawności ogólnej	. 78
8. Okreś	lenie sprawności ogólnej silnika z obiegiem Atkinsona	. 82
8.1	Porównanie sprawności ogólnej silnika spalinowego z obiegiem Atkinsona	
	z silnikiem pracującym z obiegiem Otto	. 82
8.2.	Określenie sprawności ogólnej na podstawie wyników pomiarów ciśnienia	. 84
8.2.2.	Wyznaczenie ciśnienia efektywnego wykorzystując pomiar ciśnienia pełnego	
	cyklu pracy silnika	. 86
8.2.3	Wyznaczenie sprawności napełniania w zakresie badań silnika 2SZ-FE	. 88
8.2.4.	Wyznaczenie zapotrzebowania powietrza do spalenia 1 kg paliwa	. 89
8.3.	Wpływ ustawienia faz otwarcia zaworów dolotowych na skład spalin	. 90
8.4.	Ocena błędów pomiaru metodą różniczki zupełnej	. 92
9. Zakoń	czenie	. 96
9.1.	Podsumowanie	. 96
9.2.	Wnioski końcowe	. 96
Literatura	a	. 98

## WYKAZ OZNACZEŃ

A	– powierzchnia ścianek komory spalania [mm <sup>2</sup> ]
$\alpha_1$	<ul> <li>stopień izochorycznego wzrostu ciśnienia [-]</li> </ul>
С	– średnia prędkość tłoka [m/s]
$C_V$	<ul> <li>ciepło doprowadzone przy stałej objętości [J/s]</li> </ul>
$c_p$	<ul> <li>– ciepło doprowadzone przy stałym ciśnieniu [J/s]</li> </ul>
d	– średnica zaworu dolotowego [mm]
$d_g$	– średnica czopa głównego [mm]
$d_k$	– średnica czopa korbowego [mm]
dE	– zmiana energii wew. masy zawartej w układzie [–]
dQ	– ciepło dostarczone do układu [J/s]
$dQ_{ch}$	<ul> <li>– ciepło wyzwolone w wyniku reakcji chemicznej [J/s]</li> </ul>
$dQ_{wc}$	<ul> <li>– ciepło wymienione ze ściankami [J/s]</li> </ul>
dW	– praca wykonana przez układ [J]
E <sub>r</sub>	– stopień rozprężania [–]
$\mathcal{E}_{S}$	– stopień sprężania [–]
$\Sigma dm_i h_i$	<i>i</i> – suma entalpii wymienianej z otoczeniem przez granice układu [J]
$\eta_t$	– sprawność teoretyczna [–]
$h^{I}$	– entalpia czynnika obliczona dla parametrów w cylindrze [J/kg]
k	– wykładnik politropy [–]
χ	– wykładnik izentropy [–]
L	– praca [J]
$L_i$	– praca indykowana [J]
$L_{1-5}$	– praca w poszczególnych punktach obiegu [J]
$L_{ss}$	– praca dolotu [J]
$L_{sp}$	– praca sprężania[J]
$L_p$	– praca spalania i rozprężania [J]
$L_w$	– praca wylotu spalin [J]
$L_g$	– długość panewki łożyska głównego [mm]
$L_k$	– długość panewki łożyska korbowego [mm]
λ	– współczynnik nadmiaru powietrza [–]
$\lambda = r/l$	– stosunek promienia wykorbienia do długości korbowodu [–]

т	– masa doprowadzonego ładunku [g]
М	– masa molowa powietrza [g/mol]
$M_1$	– ilość mieszanki palnej przed spaleniem [kmol/kg]
$m_c$	– masa czynnika zawartego w cylindrze [g]
n	– prędkość obrotowa silnika [obr/min]
р	– ciśnienie w przestrzeni roboczej silnika [MPa]
$p_i$	– średnie ciśnienie indykowane w cylindrze [MPa]
$p_m$	– ciśnienie strat mechanicznych [MPa]
$p_1$	– opory tarcia o gładź cylindra [MPa]
$p_2$	– wpływ ciśnienia czynnika na opory tarcia [MPa]
$p_3$	– opór tarcia tłoka o gładź [MPa]
$p_4$	– opory tarcia w łożysku głównym [MPa]
$p_5$	– opory w mechanizmie rozrządu [MPa]
$p_6$	– opory osprzętu silnika [MPa]
$p_7$	– opór pompowania przedmuchów [MPa]
$p_8$	– straty dławienia w przewodach dolotowych [MPa]
$p_{1-5}$	<ul> <li>– ciśnienia na odpowiednich etapach obiegu [MPa]</li> </ul>
$p_k$	– ciśnienie absolutne w cylindrze [N/m <sup>2</sup> ]
$p_{1A-5A}$	- ciśnienia na odpowiednich etapach obiegu (obieg Atkinsona) [MPa]
$p_w$	– nadciśnienie wydechu [N/m <sup>2</sup> ]
$Q_d$	- ciepło dostarczone do obiegu [J/s]
$Q_{od}$	<ul> <li>– ciepło oddane z obiegu [J/s]</li> </ul>
$q_{dA}$	<ul> <li>– ciepło doprowadzone w obiegu Atkinsona [J/s]</li> </ul>
$q_{oA}$	<ul> <li>– ciepło odprowadzone z obiegu Atkinsona [J/s]</li> </ul>
$q_{dO}$	<ul> <li>– ciepło doprowadzone w obiegu Otto [J/s]</li> </ul>
$q_{oO}$	<ul> <li>– ciepło odprowadzone z obiegu Otto [J/s]</li> </ul>
$q_{dS}$	- ciepło doprowadzone w obiegu Sabathe a [J/s]
$q_{oS}$	<ul> <li>– ciepło odprowadzone z obiegu Sabathe'a [J/s]</li> </ul>
R	– uniwersalna stała gazowa [J/(mol·K)]
t	-czas[s]
<i>T</i> <sub>1-5</sub>	- temperatura na odpowiednich etapach obiegu [K]
$T_{1A-5A}$	- temperatura na odpowiednich etapach obiegu (obieg Atkinsona) [K]
$T_W$	– temperatura ściany [K]

- $T_g$  średnia temperatura gazu obliczona z równania stanu przy aktualnym ciśnieniu w cylindrze [K]
- *T<sub>s</sub>* temperatura powierzchni ścianki [K]
- $S_{\nu(1-5)}$  entropia właściwa w poszczególnych punktach obiegu [kJ/kg]
- V objętość przestrzeni roboczej [m<sup>3</sup>]
- $V_{1-5}$  objętość komory nad tłokiem w poszczególnych etapach cyklu [m<sup>3</sup>]
- $V_{1A-5A}$  objętość komory nad tłokiem w poszczególnych etapach cyklu (obieg Atkinsona) [m<sup>3</sup>]
- $V_s$  objętość komory spalania [m<sup>3</sup>]
- $V_s$  objętość skokowa cylindra [m<sup>3</sup>]
- $V_{sz}$  objętość szczeliny [m<sup>3</sup>]
- $V_x$  chwilowa objętość zależna od położenia tłoka [m<sup>3</sup>]
- W szybkość narastania ciśnienia [MPa/s]
- $z_i$  liczba cylindrów przypadających na jedną panewkę [–]
- $z_p$  liczba pierścieni uszczelniających na tłoku [–]
- $z_z$  liczba zaworów dolotowych w cylindrze [–]

#### **1. DOTYCHCZASOWY STAN ZAGADNIENIA**

#### 1.1. WSTĘP

Przed konstruktorami silników benzynowych stawia się coraz to wyższe wymagania ze względu na aspekty ekologiczne oraz zwiększenie osiągów silnika przy jednoczesnym zmniejszeniu zużycia paliwa. Spełnienie tych wymagań jest możliwe dzięki poznaniu zjawisk zachodzących wewnątrz cylindra silnika, doboru odpowiednich parametrów procesu napełniania cylindra, jak również określenia kształtów geometrycznych układu dolotowego powietrza do komory spalania.

Wszystkie te parametry istotnie wpływają na poprawę osiągów silników benzynowych oraz zwiększają ich sprawność. Zwiększenie sprawności jest związane przede wszystkim ze zmianą faz rozrządu, czyli przez odpowiednią regulację wyprzedzenia lub opóźnienia otwarcia zaworów dolotowych w zależności od prędkości obrotowej oraz obciążenia. Dlatego też odpowiednie dobranie parametrów pracy silnika zasadnicze dla obiegiem Atkinsona ma znaczenie wzrostu sprawności Z z równoczesnym zmniejszeniem emisji składników toksycznych spalin oraz zużyciem paliwa. Tego rodzaju układy zasilania wykazują, że silnik z obiegiem Atkinsona oprócz korzyści wynikających z wysokiej sprawności ogólnej przy małych prędkościach obrotowych ma wiele innych zalet, a mianowicie:

- zużycie paliwa porównywalne z innymi silnikami o zapłonie samoczynnym,
- większą moc niż w innych silnikach z zapłonem iskrowym o tej samej objętości skokowej.

Obieg ten opracowany został w 1882 r. przez Jamesa Atkinsona, który przewidywał, że skok tłoka podczas rozprężania jest dłuższy niż w trakcie sprężania. W ten sposób lepiej wykorzystuje się energię gazów po spaleniu, a więc silnik ma większą sprawność. Na rysunku 2.1 przedstawiono pierwszą konstrukcję, gdzie suwy sprężania i rozprężania mają inną długość.



Rys. 2.1. Model układu Atkinsona; podczas każdego obrotu wału korbowego B tłok A poruszany przez parę korbowodów D i E wykona dwie pary suwów góra – dół. Jeżeli dolny punkt podparcia wahliwej dźwigni pośredniej C znajdzie się w pewnej odległości od osi tłoka i cylindra, skok tłoka w obu parach suwów będzie różny [102]

Niestety, układ Atkinsona był niepraktyczny. Dlatego konstruktorzy silników korzystali ze znacznie prostszych układów z pojedynczym korbowodem [101, 6, 1]. W takim wypadku, co oczywiste, wszystkie suwy tłoka mają tę samą długość. Należy jednak mieć na uwadze, że nawet w klasycznej jednostce napędowej skok tłoka tylko do pewnego stopnia wyznacza zasięg poszczególnych faz jej pracy [66, 67]. Nakłada się nań schemat działania układu rozrządu, a punkty otwarcia i zamknięcia zaworów oraz punkt zapłonu praktycznie nigdy nie pokrywają się z górnymi i dolnymi punktami zwrotnymi tłoka.

Obecnie jest możliwe wykorzystanie obiegu Atkinsona przez zastosowanie zmiennych faz rozrządu sterowanych hydraulicznie lub elektronicznie, zmiennej geometrii dolotu powietrza dla określonych parametrów pracy sinika.

W pracy tej poprzez zastosowanie obiegu Atkinsona określa się zwiększenie sprawności ogólnej, a nie tylko jednej ze sprawności cząstkowych wchodzących w jej

skład, dlatego też wymagana jest gruntowna analiza wyżej wymienionych czynników decydujących o jej wartości rzeczywistej [65].

Dodatkowym atutem przy projektowaniu silnika jest możliwość symulacji komputerowej zjawisk zachodzących w cylindrze oraz opracowywania modeli matematycznych, które pozwalają na bardzo szybkie obliczanie interesujących parametrów. Zastosowanie tego rodzaju metod obliczeń pomaga przy ustalaniu wstępnych założeń konstrukcyjnych oraz daje możliwość projektowania dowolnych kształtów współpracujących części w celu doboru jak najlepszych rozwiązań.

Charakterystyczną cechą wspólną wszystkich silników tłokowych jest okresowość ich działania. Powoduje ona zmiany parametrów roboczego czynnika termodynamicznego zarówno w cylindrach, przewodach dolotowych i wylotowych, jak i w przewodach zasilających, w skrzyni korbowej, przelotniach itp. Częstotliwość tych zmian zależy od prędkości obrotowej wału silnika i dochodzi obecnie nawet do ok. 300 Hz [75].

Celem pomiaru szybkozmiennego ciśnienia jest nie tylko ustalenie wartości tego ciśnienia w określonej chwili przemiany termodynamicznej lub przebiegu zjawiska, ale także badanie przebiegu zmian tego ciśnienia. Na podstawie tych zmian przeprowadza się bowiem analizę zjawisk i procesów zachodzących w badanych przestrzeniach, umożliwiającą z kolei udoskonalanie tych procesów.

Stan termodynamiczny czynnika gazowego określają trzy parametry: ciśnienie, temperatura i objętość. W celu opisania przemiany, jakiej podlega czynnik w maszynach tłokowych potrzebna jest znajomość co najmniej dwóch parametrów, tj. ciśnienia i objętości. Pomiar ciśnienia jest dokładniejszy i pewniejszy niż pomiar temperatury. Wynika to przede wszystkim z faktu, że rozkład ciśnienia w przestrzeni pomiarowej jest w zasadzie równomierny. Ewentualne, lokalne różnice spowodowane ruchem czynnika są niewielkie i wobec tego mogą być w większości przypadków pomijane [75]. Pomiar temperatury jest znacznie trudniejszy i mniej pewny wskutek większej niedoskonałości przyrządów, mających zbyt dużą bezwładność oraz bardziej nierównomiernego rozkładu temperatury w przestrzeniach pomiarowych (np. w komorze spalania silnika temperatura w strefie płomienia jest znacznie wyższa niż w strefie mieszaniny niezapalonej). Ponadto w przypadku pomiaru, np. w przewodach wtryskowych temperatura nie stanowiłaby w ogóle podstawy pomiaru. Chociaż wysiłki konstruktorów aparatury do pomiaru szybkozmiennej temperatury zmierzają w kierunku dalszego jej udoskonalenia, to jednak obecnie powszechnie stosuje się pomiar ciśnienia. Rozwój aparatury do pomiarów szybkozmiennego ciśnienia prowadził od prymitywnego indykatora, stosowanego do badania pierwszego silnika badawczego przez A. Otto w 1876 r. do złożonych zespołów przyrządów optoelektronicznych.

Do podstawowych czynników, które utrudniały ten rozwój trzeba zaliczyć: okresowość badanych zjawisk oddziałującą na przyrząd (przyspieszenie części przyrządu i związane z tym powstawanie sił bezwładności), duże wartości badanych ciśnień (kilkadziesiąt i więcej megapaskali), duża dynamika zmian ciśnienia, wysoka i zmienna temperatura, konieczność zachowania małych wymiarów [84].

#### 1.2. PRZEGLĄD LITERATURY

Idea obiegu Atkinsona opracowana w XIX w. przedstawia geometryczne możliwości realizacji różnych suwów sprężania i rozprężania. Jednak trudność rozwiązania skomplikowanych układów równań ze względu na brak odpowiednich metod, narzędzi, i maszyn matematycznych nie pozwalał na przeprowadzenie dokładnej analizy takiego obiegu. Dopiero rozwój techniki komputerowej umożliwił rozwój metod obliczeniowych będących jednym z pierwszych etapów powstania konstrukcji silnika oraz systemów sterownia poszczególnymi podzespołami. Z wielu prac naukowych dotyczących silników spalinowych, indykowania silników, modeli matematycznych, komputerowych obliczeń silnika, termodynamiki technicznej, jakie ukazały się w kraju i na świecie wybrano klika najważniejszych, najbardziej istotnych dla tej grupy zagadnień.

Do teoretycznych rozważań oraz w celu wyprowadzenia wzoru na sprawność teoretyczną obiegu Atkinsona posłużono się literaturą z następujących pozycji: [44, 45, 54, 55, 59, 66, 67, 86]. Zagadnienia z termodynamiki zaczerpnięto z prac J. Szarguta [79], K. Gumińskiego [32] oraz pozycji [23, 24, 26, 93]. Do analizy przeprowadzonych badań wykresów indykatorowych wykorzystano pozycje ksiażkowe T. Rychtera i A. Teodorczyka [1, 83, 84] oraz A. Polanowskiego [61, 62, 63, 75]. W publikacjach [11, 12, 13, 14, 15] przedstawiono zagadnienia zasady działania oraz szczegóły obiegu Atkinsona. Zastosowanie współpracy z układem hybrydowym i dotychczasowe zastosowanie zmiennych faz rozrządu przedstawiają następujące pozycje literatury: [3, 27, 35, 37, 38, 49].

## 2. ZAŁOŻENIA NAUKOWE I TEZA PRACY

#### 2.1. CEL PRACY

Celem pracy jest dobór parametrów pracy silnika spalinowego *ZI* z obiegiem Atkinsona w hybrydowym układzie napędowym pod względem możliwości poprawy parametrów operacyjnych (mocy efektywnej, momentu obrotowego, jednostkowego zużycia paliwa) oraz parametrów ekologicznych (emisji związków toksycznych).

#### 2.2. ZAKRES PRACY

Zakres pracy obejmuje wykazanie zwiększenia sprawności ogólnej silnika firmy Toyota 2SZ-FE w zależności od:

- parametrów faz rozrządu,
- prędkości obrotowej silnika,
- zakresu obciążenia w określonych stanach pracy silnika.

W pracy przedstawiono nowe osiągnięcia cyfrowego przetwarzania danych w aspekcie teoretycznym i praktycznym. Przedstawiono cel oraz zastosowanie zmiennych faz rozrządu w silniku spalinowym. Część teoretyczna obejmuje podstawy tworzenia obiegów z przedłużoną ekspansją, wyniki obliczeń modelowych przebiegów wartości ciśnienia i temperatury występujących w komorze silnika. Teoretyczne obliczenia przeprowadzono dla obiegu Atkinsona z użyciem metody bilansu termodynamicznego w komorze spalania, bazując na empirycznym współczynniku wykorzystania ciepła, w współrzędnych *p-V* i *T-s*. Na podstawie teoretycznych charakterystyk wyznaczono przyrost energii wewnętrznej obiegu Atkinsona oraz określono i porównano ją do sprawności obiegów Otto i Sabathe'a.

Wykorzystanie w obliczeniach jednostrefowego modelu matematycznego oraz złożonych podmodeli matematycznych opisujących procesy zachodzące wewnątrz cylindra silnika, pozwoliły na utworzenie programu w języku VISUAL BASIC. Dzięki temu możliwe było przeprowadzenie gruntownej analizy procesów spalania, które w zadawalający sposób odzwierciedlają warunki rzeczywiste. Poprawność wyników obliczeń zdeterminowana jest jakością danych wejściowych, które uzyskujemy na podstawie pomiarów ciśnienia w komorze spalania a następnie z wykresów indykatorowych w układach p-V.

W części doświadczalnej omówiono badania na stanowisku badawczym z wykorzystaniem specjalistycznej aparatury do pomiarów ciśnienia wewnątrz cylindra. Zakres badań będzie obejmował przeprowadzenie badań procesu spalania w silniku 2SZ-FE dla poszczególnych faz rozrządu silnika przy różnych rodzajach obciążeń. Celem ich była analiza procesów zachodzących wewnątrz cylindra, obejmująca przygotowanie mieszanki oraz jej spalanie. Za pomocą przesuwnika fazowego przeprowadzono analizę przyrostów sprawności ogólnej dla poszczególnych położeń wałka rozrządu względem wału korbowego.

Celem zastosowania przesuwnika fazowego było określenie i dobranie jak najkorzystniejszych parametrów pracy silnika w zakresie od 10° OWK przed górnym martwym punktem obrotu wału korbowego, do 30° OWK po górnym martwym położeniu tłoka.

W dalszej części pracy przedstawiono metodykę i wyniki obliczeń badania drogowego silnika spalinowego pracującego w obiegu Atkinsona Toyoty Hybrid System drugiej generacji.

#### 2.3. TEZA NAUKOWA PRACY

Przy zastosowaniu obiegu Atkinsona w silniku spalinowym o zapłonie iskrowym występuje znaczący wzrost sprawności ogólnej w stosunku do silnika pracującego według obiegu Otto.

#### 3.1. ZAŁOŻENIA I PARAMETRY ANALIZY

W termodynamice technicznej najczęściej rozpatruje się przemiany czynnika zawartego w cylindrze zamkniętym za pomocą tłoka, gdzie stan układu jest określony zespołem wartości *parametrów stanu* (makroskopowe wielkości fizyczne, dotyczące danego układu, których wartość można określić na podstawie pomiaru, lecz bez znajomości historii układu np. składowe prędkości, współrzędne określające położenie w polu działania sił zewnętrznych, temperatura, ciśnienie, objętość, ilość substancji) [9, 11]. Rozróżnia się intensywne i ekstensywne parametry stanu. *Parametry intensywne* (np. temperatura, ciśnienie, objętość właściwa) nie zależą od wielkości układu. *Parametry ekstensywne* (np. energia, entropia) zależą od wielkości układu i podlegają prawu sumowania.

Spośród niezależnych parametrów stanu analiza obejmuje tylko te, których zmiany są istotne dla badanego procesu. Przy rozpatrywaniu procesów termodynamicznych istotne znaczenie mają parametry termiczne, takie jak: temperatura, ciśnienie i objętość właściwa. W niektórych zagadnieniach uwzględniono także parametry mechaniczne określające położenie układu i składowe jego prędkości względem przyjętego układu współrzędnych. Układ nazywamy *jednorodnym*, jeżeli we wszystkich jego punktach intensywne parametry stanu mają jednakową wartość [92].

*Ekspansją* nazywamy proces, podczas którego objętość czynnika zwiększa się (dv > 0). Proces przeciwny nazywamy *kompresją* (dv < 0). *Rozprężanie* jest to proces, podczas którego ciśnienie spada (dp < 0) [32].

Rozróżniamy przemiany termodynamiczne równowagowe (quasi statyczne) i nierównowagowe. Przemiany *równowagowe* przebiegają nieskończenie powoli przez stan równowagi termodynamicznej. Do teoretycznej analizy temperatury i ciśnienia w cylindrze wykorzystano w tym rozdziale poszczególne przemiany:

<u>Izotermiczna</u> – przebiega przy stałej temperaturze T = idem, , a z równania Clapeyrona:

pv = idem.

(3.1)

<u>Izochoryczna</u> – przebiegająca przy stałej objętości właściwej v = idem gdzie:



*Rys.* 3.1. *Przemiana izochoryczna:*  $L_t$  – *praca techniczna,*  $u_2$ - $u_1$  – *przyrost energii wewnętrznej* 

Zależność entropii od temperatury w przemianie izochorycznej wynika ze wzoru:

$$S_{\nu} = c_{\nu} \ln \frac{T}{T_0} + S_{\nu 0}$$
(3.3)

gdzie:

 $S_{\nu 0}$  – wartość entropii w temperaturze odniesienia  $T_0$  przy rozpatrywanej objętości właściwej.

Ciepło pobrane przez gaz w przemianie izochorycznej wyznaczone jest z równania:

$$(q_{1-2})_v = \int_{1}^{2} T dS_v \,. \tag{3.4}$$

<u>Izobaryczna</u> – przebiega przy stałym ciśnieniu czynnika (rys. 3.2), p = idem a zrównania Clapeyrona wynika zależność:



*Rys.* 3.2. *Przemiana izobaryczna:*  $L_{1-2}$  – *praca bezwzględna,*  $i_2$ - $i_1$  – *przyrost entalpii* 

Ciepło pobrane przez gaz jest w przemianie izobarycznej równe przyrostowi entalpii, co przedstawia równanie:

$$q_{1-2p} = \int_{1}^{2} T dS_{p}.$$
(3.6)

Pole zawarte w układzie *T-s* pomiędzy odcinkiem izobary i osią entropii obrazuje więc przyrost entalpii gazu (rys. 3.2).

Przemianę izobaryczną można zrealizować nie tylko w zamkniętym cylindrze, lecz także przy przepływie czynnika. Jeżeli czynnik przepływa z niewielką prędkością i bez tarcia przewodem o stałym przekroju, to doprowadzenie lub odprowadzenie ciepła powoduje zmianę temperatury czynnika przy stałej wartości ciśnienia.

<u>Izentropa</u> – przebiega przy stałej entropii (rys. 3.3.), jest zarazem adiabatą odwracalną, co wynika ze wzoru (3.7) oraz równania Poissona (3.8)

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} = 0, \qquad (3.7)$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \left[\frac{v_2}{v_1}\right]^{\chi},\tag{3.8}$$

gdzie:

 $\chi$  – wykładnik izentropy.



Rys. 3.3. Przemiana izentropowa [79]

Praca bezwzględna w układzie zamkniętym wyrażona jest wzorem:

$$L_{1-2} = \frac{p_1 V_1}{\chi - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\chi - 1}{\chi}} \right],$$
(3.9)

oraz praca techniczna:

$$L_t = \chi L_{1-2.} \tag{3.10}$$

*Pojemność cieplna właściwa c<sub>s</sub>* czynnika jest w przemianie izentropowej równa zeru, gdyż temperatura zmienia się ( $dT \neq 0$ ) mimo, że całkowita ilość pobranego ciepła jest równa zeru ( $dQ_c = 0$ ),  $c_s = 0$ . Zrealizowanie izentropy beztarciowej (adiabaty odwracalnej) nie jest możliwe. W przemianach rzeczywistych występuje tarcie i dlatego rzeczywiste przemiany adiabatyczne są nieodwracalne. Im mniejsze jest tarcie, tym bardziej adiabata rzeczywista zbliża się do izentropy. Dlatego przyjmuje się izentropę za przemianę porównawczą. Przy obliczaniu sprawności rzeczywistych przemian adiabatycznych porównuje się je z przemianami izentropowymi beztarciowymi.

Politropa – przemianę politropową (rys. 3.4) przedstawia równanie (3.11),

$$\frac{T}{p^{\frac{m-1}{m}}} = \text{idem}, \tag{3.11}$$

gdzie:

*m* – wykładnik politropy.



Rys. 3.4. Odwzorowanie logarytmiczne politropy [79]

*Pojemność cieplną właściwą* gazu doskonałego lub półdoskonałego, podlegającego przemianie politropowej, można wyznaczyć za pomocą wzoru:

$$c = c_v \frac{m - \chi}{m - 1},\tag{3.12}$$

Pojemność cieplna właściwa gazu doskonałego lub półdoskonałego podlegającego przemianie politropowej, zależnie od wykładnika *m*, może mieć różne wartości. Dla m = 1 jest ona nieskończenie wielka, dla  $m = \chi$  staje się natomiast równa zeru. Jeżeli we wzorze (3.12) licznik i mianownik ułamka mają przeciwne znaki, to pojemność cieplna właściwa ma wartość ujemną.

$$c \langle 0 \to \mathrm{gdy} \to m \langle \chi \tag{3.13}$$

Tabela 3.1

# Zestawienie wartości wykładnika *m* i pojemności cieplnej właściwej w szczególnych przypadkach przemiany politropowej

Przemiana	Wykładnik politropy	Pojemność cieplna
T = idem	1	Ι
V = idem	00	Cu
p = idem	0	Cp
$dg_c = 0$	X	0
$pV^m = \text{idem}$	m	$c_v \frac{m-\chi}{m-1}$

*Wskaźniki pracy obiegu porównawczego*. Jakość zamiany energii cieplnej na pracę mechaniczną w obiegach porównawczych charakteryzują wskaźniki pracy [4, 32]:

- sprawność teoretyczna  $\eta_t$ , wyrażająca się stosunkiem ilości ciepła zamienionego na pracę do ilości ciepła dostarczonego do obiegu, czyli określająca jaki procent dostarczonego ciepła może być wykorzystany w obiegu porównawczym;
- średnie ciśnienie teoretyczne  $p_t$ , wyrażające się zastępczym stałym ciśnieniem, które wytwarza taką samą pracę teoretyczną w ciągu jednego obiegu, jak zmienne ciśnienie wynikające z postaci obiegu porównawczego; wartość  $p_t$ , daje

pojęcie o pracy teoretycznej możliwej do uzyskania w czasie jednego obiegu, a przy ustalonej częstotliwości obiegów, również o teoretycznej mocy silnika.

<u>Praca</u> – praca indykowana  $L_i$ , wykonana przez obieg cieplny dla sinika czterosuwowego wynosi zgodnie z zależnością (3.14):

$$L_i = L_1 - L_2. (3.14)$$

Średnie ciśnienie indykowane:

$$p_i = \frac{L_i}{V_s},\tag{3.15}$$

gdzie:

V<sub>s</sub> – objętość skokowa cylindra.

Jednak w obliczeniach komputerowych lepszym rozwiązaniem jest wyznaczanie pracy obiegu przez całkowanie numeryczne. Dla silnika czterosuwowego zachodzi związek 3.16

$$L_{i} = L_{ss} - L_{sp} + L_{p} - L_{w}$$
(3.16)

gdzie:

L<sub>ss</sub>-praca dolotu (napełnienia),

L<sub>sp</sub> – praca sprężania,

*L*<sub>p</sub> – praca spalania i rozprężania,

*L*<sub>w</sub> – praca wylotu (opróżniania cylindra).

Straty mechaniczne silnika — wielkość strat mechanicznych zależy od konstrukcji silnika. Z reguły określa się je w odniesieniu do jednego cylindra silnika. Można je wyznaczyć na podstawie badań eksperymentalnych na wielu silnikach. Do niedawna przyjmowano szacunkową wartość oporów w procentach ciśnienia indykowanego [63]. Straty podzielono składniki związane z konkretnym węzłem konstrukcyjnym. na Na przykład badania przeprowadzone przez M. Capobianco i A. Conta [51] pozwoliły również na określenie oporów wymiany ładunku. W sumarycznych stratach mechanicznych można wyróżnić dziewięć składników i wyrazić jako straty ciśnienia indykowanego. Straty mechaniczne określa się jako średnie ciśnienie strat mechanicznych  $p_m$ :

$$p_m = \sum_{n=1}^{9} p_n, \tag{3.17}$$

 $p_1$  – opory tarcia pierścieni o gładź cylindra:

$$p_1 = 3,695 \frac{sz_p}{D^2},\tag{3.18}$$

18

 $p_2$  – wpływ ciśnienia czynnika na tarcie pierścieni:

$$p_2 = 59.7 \frac{sp_k}{D^2} (0.00619\varepsilon + 0.0128\varepsilon^{1.33} + 0.00238 \cdot c_{\rm sr}), \qquad (3.19)$$

 $p_3$  – opór tarcia tłoka o gładź:

$$p_3 = 7,56 \frac{L_p c_{\text{sr}}}{D_s},\tag{3.20}$$

*p*<sub>4</sub> — opory tarcia w łożysku głównym:

$$p_{4} = \frac{12,14c_{sr}}{D^{2}s^{2} \left(\frac{d_{g}^{2}}{i}\sum_{i}L_{g} + \frac{d_{k}^{2}L_{k}}{z_{1}}\right)},$$
(3.21)

 $p_5$  — opory w mechanizmie rozrządu:

$$p_5 = (117,95 - 471,78\frac{c_{\dot{s}r}}{s})\frac{z_z d}{D^2 s},$$
(3.22)

*p*<sub>6</sub> — opory osprzętu silnika (prądnica nieobciążona):

$$p_6 = 4,418 \left(\frac{c_{\acute{s}r}}{s}\right)^{1,5},\tag{3.23}$$

 $p_7$  – opór pompowania przedmuchów:

$$p_7 = p_w^{0,5} \left[ 0.12e^3 - (0.0341 + 0.001e) \left(\frac{n}{1000}\right)^{1.185} \right],$$
(3.24)

 $p_8$  – straty dławienia w przewodach dolotowych:

$$p_8 = \frac{\Delta p_w}{2,75} + \Delta p_k \tag{3.25}$$

*p*<sub>9</sub> – straty dławienia w gnieździe zaworu dolotowego:

$$p_9 = \left(\frac{p_i}{11,239}^{0,5} \left[0,089 \left(\frac{n}{1000}\right)^{1,7} \left(\frac{0,003}{F}\right)^{1,28}\right]\right),\tag{3.26}$$

gdzie:

D – średnica cylindra [mm],

*s* – skok tłoka [mm],

- *i* liczba cylindrów,
- ε stopień sprężania,
- $p_k$  ciśnienie absolutne w cylindrze [N/m<sup>2</sup>],
- $c_{\text{sr}}$  srednia prędkość tłoka [m/s],

- d<sub>g</sub> średnica czopa głównego [mm],
- $d_k$  średnica czopa korbowego [mm],
- Lg długość panewki łożyska głównego [mm],
- *L<sub>k</sub>* długość panewki łożyska korbowego [mm],
- $z_i$  liczba cylindrów przypadająca na jedną panewkę korbową (dla silników rzędowych  $z_i = 1$ ),
- *z*<sub>P</sub> liczba pierścieni uszczelniających tłoka,
- $z_z$  liczba zaworów dolotowych w cylindrze,
- d średnica zaworu dolotowego [mm],
- $p_w$  nadciśnienie wylotu spalin [N/m<sup>2</sup>],
- $P_k$  podciśnienie w kolektorze dolotowym [N/m<sup>2</sup>],
- $P_i$  średnie ciśnienie indykowane [N/m<sup>2</sup>].

#### 3.2. ZESTAWIENIE TEORETYCZNYCH I PORÓWNAWCZYCH OBIEGÓW Z PRZEDŁUŻONĄ EKSPANSJĄ

Obieg teoretyczny jest to obieg zrealizowany przy następujących założeniach:

- czynnikiem występującym w obiegu teoretycznym jest gaz doskonały, dla którego przymuje się c<sub>v</sub> = const oraz c<sub>p</sub> = const,
- masa czynnika biorąca udział w obiegu jest stała,
- sprężanie i rozprężanie odbywają się izentropowo,
- ciepło jest dostarczone do czynnika przez izochoryczne lub izobaryczne ogrzewanie i odprowadzone przez izochoryczne oziębianie, przy czym skład chemiczny czynnika nie ulega zmianie,
- przemiany obiegu teoretycznego odbywają się nieskończenie powoli, wobec czego prędkości czynnika są równe zeru i nie występują straty przepływu [12].

Obieg skonstruowany według takich założeń stanowi więc pewien zespół teoretycznych przemian termodynamicznych, którym podlega czynnik.

Atkinson opracował mechaniczny układ, który przewiduje, że skok tłoka podczas rozprężania jest dłuższy niż w trakcie sprężania – jest to układ czterosuwowy, ale wykonujący wszystkie suwy podczas jednego obrotu wału korbowego. Przyjąwszy właściwą geometrię korbowodów oraz wahliwej dźwigni pośredniej pokazanej na rys 2.1,

a także odpowiednie położenie jej punktu obrotu, uzyskuje się dwa suwy tłoka, gdzie w każdym obiegu maja większą długość niż dwa pozostałe [14, 16].

Rozważając teoretycznie same suwy pracy silnika istotą obiegu Atkinsona będzie rozprężanie do ciśnienia początku sprężania (rys. 3.5) we współrzędnych p-V, ( a na rys. 3.6 we współrzędnych T-s), gdzie na przykładzie obiegu Sabathe'a przedstawiono dodatkowy przyrost pracy uzyskany poprzez przedłużony suw rozprężania.



Objętośc właściwa v

Rys. 3.5. Teoretyczny obieg Sabate'a oraz Atkinsona we współrzędnych p-V: 4S – koniec rozprężania obiegu Sabate'a, 4A – koniec rozprężania obiegu Atkinsona [55]



Rys. 3.6. Teoretyczny obieg Sabate'a oraz Atkinsona we współrzędnych T-s: 4S – koniec rozprężania obiegu Sabate'a, 4A – koniec rozprężania obiegu Atkinsona [55]

W tym przypadku realizacja powyższego obiegu natrafia na niedogodność polegającą na tym, że praca wykonana przy zwiększonym suwie rozprężania może nie pokrywać strat tarcia. Niedogodność ta zanika przy doładowaniu, obieg ten nosi nazwę obiegu Millera.

W 1940 roku amerykański inżynier Ralph Miller opatentował sposób pracy klasycznego czterosuwowego silnika tłokowego, wykorzystujący założenia obiegu Atkinsona. Dostrzegł on, że jeżeli układ rozrządu jednostki zamknie zawór dolotowy dopiero w trakcie suwu sprężania, a nie tuż po zakończeniu suwu ssania (w pobliżu dolnego zwrotnego punktu tłoka), to w praktyce uzyskamy o wiele mniejszy efektywny skok tłoka służący sprężaniu świeżego czynnika. Jeżeli cykl rozprężania przeprowadzimy i zakończymy tradycyjnie, to silnik pracować będzie według zasady Atkinsona. Należy jednak przyjąć, że będzie to jednostka o mniejszej pojemności skokowej, a normalny proces rozprężania należy potraktować jako wydłużony cykl rozprężania prowadzący do lepszego wykorzystania energii gazów spalinowych (według Atkinsona). Niestety, skrócone sprężanie spowoduje, że osiągi silnika (przede wszystkim moc jednostkowa) przyjmowane w liczbach bezwzględnych zmniejsza się, nawet jeżeli silnik ma podwyższony geometryczny stopień sprężania [62].

Na rysunku 3.7 przedstawiono obieg Sabate'a silnika doładowanego:

- a) ciśnieniem końca rozprężania większym od ciśnienia początku sprężania,
- b) ciśnieniem końca rozprężania równym ciśnieniu początku sprężania.



Rys. 3.7a. Teoretyczny obieg Sabate'a z ciśnieniem końca rozprężania wyższym od ciśnienia początku sprężania w cylindrze  $p_{4c} > p_2.[43]$ , linia ciągła: obieg dla stałego ciśnienia za sprężarką  $p_2 = idem$ , linia przerywana: obieg dla różnych ciśnień za sprężarką



*Rys. 3.7b. Teoretyczny obieg z ciśnieniem końca rozprężania równym ciśnieniu początku sprężania w cylindrze*  $p_{4c} = p_2$ *[66]: linia ciągła – obieg dla stałego ciśnienia za sprężarką*  $p_2$ *= idem, linia przerywana – obieg dla różnych ciśnień za sprężarką* 

W praktyce obieg ten można realizować dwoma sposobami. W pierwszym, podczas suwu napełniania zawór dolotowy zamyka się dużo wcześniej przed DMP, (punkt X); w dalszym ciągu suwu do DMP następuje rozprężanie ładunku (X-1 na wykresie p-V rys. 3.8a). Przy sprężaniu na odcinku 1-2 ładunek z powrotem ulega sprężaniu do ciśnienia, przy którym zawór dolotowy zamknął się, tj.  $p_x$ , po czym jest sprężany do ciśnienia  $p_2$ . Wskutek wcześniejszego zamknięcia zaworu dolotowego, napełnienie cylindra jest mniejsze niż w teoretycznym silniku z izochorycznym odprowadzeniem ciepła.



Rys. 3.8a. Obieg Sabathe'a z zamknięciem zaworu dolotowego przed DMP [43]



Rys. 3.8b Obieg Sabate'a z zamknięciem zaworu dolotowego po DMP [43]

Drugi sposób polega na opóźnionym zamykaniu się zaworu dolotowego, wskutek czego część ładunku zostaje z powrotem wypchnięta do przewodu dolotowego (zawór zamyka się, w punkcie X, rys. 3.8a). Sprężanie zachodzi na odcinku *X-2* izentropy. Pomijając histerezę, oba sposoby są równoważne, stan końca sprężania jest ten sam (pkt. 2 na wykresie, rys. 3.8b).

Wskutek tego, że skuteczny stopień sprężania jest mniejszy niż np. w obiegu Otto, poziom ciśnienia i temperatury w cylindrze jest niższy. W silniku *ZI* ma to szczególne znaczenie, bowiem w ten sposób silnik jest mniej czuły na spalanie stukowe. Przedstawiono to na rysunku 3.8c, gdzie można zaobserwować, że temperatura końca sprężania jest niższa dla obiegu Otto. Z tego powodu w silnikach zasilanych gazem (z doładowaniem) powinno stosować się obieg Millera [4].



Rys. 3.8c. Schemat objaśniający niską podatność silnika o ZI doładowanego systemem Millera w wersji z opóźnionym zamykaniem zaworu dolotowego na spalanie stukowe: Z – zamknięty, O – otwarty, D – dolot, W – wylot, RT – kierunek ruchu tłoka, X – kąt zamknięcia zaworu dolotowego przed GMP,  $\varphi$  – kąt OWK, na odcinku s – brak sprężania [43]

#### 3.3. CHARAKTERYSTYKA OBIEGU ATKINSONA

W tradycyjnych silnikach sprawność ogólna ograniczona jest przez dwa podstawowe czynniki [4]:

- straty napełniania,

 stopień rozprężania, który nie jest stały a jego wartość ustalona jest przez maksimum stopnia sprężania, gdzie progowa granica samozapłonu mieszanki mieści się w granicach 1:10 [14, 109].

Jednakże wzrost sprawności jest widoczny wraz ze wzrostem stopnia rozprężania (do wartości 17:1). Zwiększanie sprawności przez zwiększanie stopnia rozprężania przestaje być istotne w okolicach 25:1.

Celem obiegu Atkinsona jest przystosowanie parametrów pracy silnika do utrzymania stopnia sprężania w wartości maksymalnej poniżej granicy stukania i utrzymania skutecznego stopnia rozprężania.

Obieg opracowany przez Atkinsona oferuje rozwiązanie dwóch złożonych problemów:

- zapewnia, że dostarczanie ładunku do cylindra odbywa się bez strat napełniania a stopień sprężania jest różnicowany od stopnia rozprężania;
- cykl ten nazwany został także "cyklem pięciu suwów", gdzie wyróżnić możemy pięć odrębnych skoków tłoka: dolot, płynięcie zwrotne (częściowe usuwanie w celu kontrolowania napełniania), sprężanie, praca, wylot.

Na rysunku 3.9 przedstawiono wymianę ładunku zachodzącą w silniku podczas pracy z obiegiem Atkinsona.



Rys. 3.9. Cykl pracy silnika z obiegiem Atkinsona [104]: 1–5 – napełnianie przy ciśnieniu atmosferycznym, 6–8 – kontrola napełniania przez opóźnienie zamknięcia zaworu dolotowego, 9 – zamknięcie zaworu dolotowego, 10–11 – sprężanie (ε = 10), 12 – zapłon, rozprężanie (20:1)

Na wykresie indykatorowym (rys. 3.10) przedstawiono porównanie obiegu Otto i Atkinsona przy 50% obciążeniu.



Rys. 3.10. Porównanie obiegów Otto i Atkinsona: 1 – suw sprężania obiegu Atkinsona, 2 – opóźnienie zamknięcia zaworu dolotowego, 3 – suw sprężania i rozprężania obiegu Otto, 4 – suw rozprężania obiegu Atkinsona, p<sub>a</sub> – ciśnienie otoczenia

Przy tym obciążeniu w konwencjonalnym silniku Otto ciśnienie końca suwu napełniania jest mniejsze od ciśnienia atmosferycznego. Natomiast w silniku Atkinsona proces ten zachodzi przy ciśnieniu atmosferycznym, ale z fazą sprężania, która zaczyna się w połowie skoku tłoka.

Na podstawie powyższego rysunku można wysnuć następujące wnioski:

maksymalne ciśnienie osiągane przez konwencjonalny silnik jest niższe od ciśnienia uzyskiwanego w obiegu Atkinsona,

- nie pojawiają się straty napełniania, ponieważ suma ładunku zatrzymanego w cylindrze została określona przez opóźnione zamknięcie zaworu dolotowego,
- suw sprężania i objętość komory spalania zostały przystosowane do odpowiedniego napełniania, lecz stopień sprężania pozostaje niezmieniony (przy 50% obciążeniu).

#### Zastosowanie zmiennych faz rozrządu w silniku spalinowym

Duży stopień rozprężania cyklu powoduje wysoką wydajność cieplną obiegu Atkinsona. Wzrastający stopień rozprężania poprzez zmniejszanie objętości komory spalania powoduje, iż silnik w pełni wykorzystuje energię spalania. Na rysunku 3.11 przedstawiono zależność stopnia rozprężania w konwencjonalnym silniku oraz w silniku z wysokim stopniem rozprężania.



Rys. 3.11. Porównanie parametrów obiegu konwencjonalnego i Atkinsona [47, 110]

Znaczny wzrost stopnia sprężania i rozprężania powoduje spalanie stukowe oraz twardość pracy silnika. Aby uniknąć tego problemu, opóźniono zamknięcie zaworu dolotowego, a w początkowym stadium sprężania część ładunku powraca do kolektora

dolotowego. Dzięki temu zwiększono stopień rozprężania bez zwiększania bieżącego stopnia sprężania [37].

Czas zamknięcia zaworu dolotowego jest zależny od warunków pracy silnika. Na rysunku 3.12 przedstawiono różne warianty zamknięcia tych zaworów w zależności od położenia wału korbowego [3].



Rys. 3.12. Wznios zaworów dolotowych w zależności od warunków pracy silnika [102]

Zmienny czas zamknięcia zaworu ssącego VVT (*Vairable Valve Timing – inteligent*) dobierany jest w taki sposób, aby podczas pracy silnika uzyskiwana była najwyższa sprawność w szerokim zakresie prędkości obrotowej silnika. Na rysunku 3.13 pokazano zmienne fazy rozrządu w Toyocie Prius [102, 107].



Rys. 3.13. Układ faz rozrządu w Toyocie Prius II generacji [103]

## 3.4. WYPROWADZENIE SPRAWNOŚCI TEORETYCZNEJ OBIEGU ATKINSONA

Na rysunkach 3.13a i 3.13b przedstawiono obiegi teoretyczne (we współrzędnych p-V oraz T-s) Otto i Atkinsona z uwzględnieniem charakterystycznych punktów oddzielających poszczególne ruchy tłoka.



Rys. 3.13a. Porównanie obiegów Otto i Atkinsona – zależność ciśnienia od objętości właściwej ładunku nad tłokiem



*Rys. 3.13b. Porównanie obiegów Otto i Atkinsona – zależność temperatury od entropii* 

Sprawność obiegu Otto z przedłużonym rozprężaniem i doprowadzeniem ciepła przy V = const może być wyrażona przez różniące się od siebie stopnie: sprężania  $\varepsilon$  i rozprężania  $\varepsilon_r$ , zdefiniowane wzorami [15, 13]:

$$\varepsilon_s = \frac{V_{1A}}{V_{2A}} \qquad \text{i} \qquad \varepsilon_r = \frac{V_{4A}}{V_{3A}}. \tag{3.27}$$

Sprawność teoretyczną obiegu, a więc stosunek wykonanej pracy do doprowadzonego ciepła (przy założeniu, że cały obieg odbywa się bez strat) wyraża równanie [69, 85]:

$$\eta = \frac{Q_d - Q_{od}}{Q_d},$$
(3.28)

gdzie:

 $Q_d$  – ciepło dostarczone,

 $Q_{od}$  – ciepło oddane.

Na rysunku 3.13 zaznaczono:

- punkty 1A-2A leżą na tej samej izentropie

$$T_{1A}V_{1A}^{\chi -1} = T_{2A}V_{2A}^{\chi -1}, \qquad (3.29)$$

- przemiana 2A-3A jest izochoryczna

$$\frac{p_{3A}}{T_{3A}} = \frac{p_{2A}}{T_{2A}},\tag{3.30}$$

- stopień izochorycznego wzrostu ciśnienia

$$\frac{p_{3A}}{p_{2A}} = \alpha , \qquad (3.31)$$

- punkty 3A-4A podobnie jak punkty 1A-2A leżą na tej samej izentropie

$$T_{3A}V_{3A}^{\chi-1} = T_{4A}V_{4A}^{\chi-1}.$$
(3.32)

Otrzymujemy:

$$Q_{d_{2A-3A}} = mc_{V}(T_{3A} - T_{2A}) = mc_{V}T_{1A}\varepsilon_{s}^{\chi-1}(\alpha - 1), \qquad (3.33)$$

$$Q_{od\,4A-5A} = mc_V (T_{4A} - T_{5A}) = mc_V T_{1A} (\frac{\varepsilon_s^{\chi^{-1}}}{\varepsilon_r^{\chi^{-1}}} \alpha - 1),$$
(3.34)

gdzie:

m – masa doprowadzonego ładunku,

 $c_v$  – ciepło właściwe przy stałej objętości,

 $T_{1A-5A}$  – temperatura na odpowiednich etapach obiegu,

 $p_{1A-5A}$  – ciśnienie na odpowiednich etapach obiegu,

V1A-5A – objętość właściwa komory nad tłokiem w poszczególnych etapach cyklu,

 $\chi$  – wykładnik izentropy.

Podstawiając zależności (3.33)–(3.34) do (3.28), otrzymuje się sprawność teoretyczną obiegu Atkinsona wyprowadzoną przez autora pracy:

$$\eta = \frac{\alpha - 1 - \frac{\alpha}{\varepsilon_r^{k-1}} + \frac{1}{\varepsilon_s^{k-1}}}{\alpha - 1}.$$
(3.35)

Korzystając ze wzorów (3.27)–(3.35) i wymiarów głównych 4-cylindrowego silnika Toyoty Prius przedstawiono graficznie obieg Otto i Atkinsona na rysunku 3.14, gdzie:

 $V_s$  – objętość skokowa silnika – 1496 cm<sup>3</sup>,

S – skok tłoka – 84,7 mm,

 $D_t$ - średnica tłoka – 75 mm,

 $V_s$  – objętośc komory spalania 37,4 cm<sup>3</sup>,

 $V_{ws}$ - objętość właściwa komory spalania – 69,6 cm<sup>3</sup>/g,

R – uniwersalna stała gazowa – 8,31 J/mol K,

 $T_{IA}$  – temperatura 293 K.



Rys. 3.14. Porównanie zależności ciśnienia od objętości właściwej dla obiegów Otto i Atkinsona: 1–4 poszczególne punkty obiegu Otto, 1A–5A – poszczególne punkty obiegu Atkinsona

Wykorzystując zależność:

gdzie:

$$pV = \frac{mRT}{M},\tag{3.36}$$

*m* – masa zassanego powietrza,

M – masa molowa powietrza – 29 g/mol,

 $\varepsilon_{sO}$  – stopień sprężania dla obiegu Otto – 10,

 $\varepsilon_{sA}$  – stopień sprężania dla obiegu Atkinsona – 10,

 $\varepsilon_{rA}$  – stopień rozprężania dla obiegu Atkinsona – 13,

 $\alpha$  – stopień izochorycznego wzrostu ciśnienia dla obiegu Atkinsona – 3,3

 $\chi$  – wykładnik izentropy – 1.27

oraz odczytując wartości z rysunku 3.14 i podstawiając do wzoru 3.37

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{1,27-1}},\tag{3.37}$$

gdzie sprawność teoretyczna obiegu Otto wynosi  $\eta = 47\%$ .

Następnie przy wykorzystaniu wzoru (3.35), wyliczono sprawność teoretyczna dla obiegu Atkinsona, która wynosi  $\eta = 56\%$ .

#### 3.5. OKREŚLENIE PRZYROSTU ENERGII WEWNĘTRZNEJ OBIEGU ATKINSONA W STOSUNKU DO OBIEGÓW OTTO I SABATHE'A

Na podstawie rys. 3.15 przedstawiono przyrost energii wewnętrznej obiegu Atkinsona. Zależność entropii od temperatury w przemianie izochorycznej gazu doskonałego wynika ze wzoru (3.38) [5, 16].

 $dS = \frac{dQ}{T}$ ,

gdzie:

dQ - przyrost ciepła.

Podstawiając do wzoru 3.38 otrzymuje się:

$$ds = \frac{mc_v dT}{T}.$$
(3.39)

Masę zasysanego czynnika wyznaczono ze wzoru 3.36 otrzymując:

$$s_{1-2} = \frac{Mp_0 V_0}{RT_0} c_v \ln \frac{T}{T_0}.$$
(3.40)

( .....

(3.38)

Wiedząc, że entropia właściwa przemiany izochorycznej wynosi:

$$s_{v} = c_{v} m_{g} \ln(\frac{T}{T_{0}}) + s_{v0}$$
(3.41)

a zależność entropii od temperatury w przemianie izobarycznej gazu doskonałego wynika ze wzoru

 $q=\int^{s_{v^2}} Tds_v.$ 

$$s_{p} = c_{p} m_{g} \ln(\frac{T}{T_{0}}) + s_{p0}.$$
(3.42)

Ciepło pobrane przez gaz zgodnie z rys. 3.15:



Rys. 3.15. Zależność temperatury do entropii właściwej: qdA – ciepło doprowadzone w obiegu Atkinsona, qoA – ciepło odprowadzone z obiegu Atkinsona, qdO – ciepło doprowadzone w obiegu Otto, qoO – ciepło odprowadzone z obiegu Otto

Z zależności 3.41 wyliczamy T:

$$T = T_0 e^{\frac{(s_v - s_{v_0})RT_0}{c_v M p_0 V_0}}.$$
(3.44)

Podstawiając 3.44 do 3.43 otrzymujemy:

$$q = \int_{s_1}^{s_2} T_0 e^{\frac{(s_{v_x})RT_0}{c_v M p_0 V_0}} ds , \qquad (3.45)$$

gdzie  $s_{Vx} = (s_V - s_{V0})$ , po obliczeniu otrzymujemy:

34

(3.43)

$$q = \frac{c_{v}Mp_{0}V}{R} \left( e^{\frac{(s_{v_{2}})RT_{0}}{c_{v}Mp_{0}V_{0}}} - e^{\frac{(s_{v_{1}})RT_{0}}{c_{v}Mp_{0}V_{0}}} \right).$$
(3.46)

W celu obliczenia sprawności teoretycznej  $\eta_t$  należy do zależności 3.45 podstawić poszczególne funkcje *q* zgodnie z rys. 3.16, gdzie widoczny jest wzrost sprawności teoretycznej obiegu Atkinsona o ok. 9%.

$$\eta_t = 1 - \frac{q_o}{q_d}.\tag{3.47}$$



Rys. 3.16. Porównanie sprawności teoretycznej obiegów w stosunku do entropii

Przyrost sprawności cieplnej widoczny jest na rys 3.17.



Rys. 3.17. Przyrost sprawności cieplnej obiegu Atkinsona

## 4. BADANIA DROGOWE SILNIKA SPALINOWEGO TOYOTY HYBRID SYSTEM

W układzie Toyota Hybrid System zastosowane dwa silniki elektryczne pracują jako maszyny synchroniczne prądu przemiennego. Motor/Generator o mocy 15 kW oraz motor/generator 2 o mocy 33 kW (50kW THS II), są połączone z przekładnią planetarną i mając do wykonania różne role, wymagają dokładnego sterowania komputerowego [2, 49].

Na rysunku 4.1 przedstawiono różnice momentu obrotowego i mocy w stosunku do prędkości obrotowej silnika elektrycznego pierwszej i drugiej generacji [2]. Moc 50 kW uzyskano dzięki zastosowaniu przetwornika mocy w konwencjonalnym układzie, który umożliwił wzrost napięcia do 500 V.



Rys. 4.1. Charakterystyki silników elektrycznych zastosowanych w Toyocie Prius I i II generacji: 1a – krzywa momentu obrotowego THS II, 1b – krzywa momentu obrotowego THS I, 2a – krzywa mocy THS II, 2b – krzywa mocy THS I

Podczas jazdy system Toyota Hybrid System stale zapewnia właściwe zbilansowanie pracy pomiędzy jednostkami elektrycznymi i spalinową tak, aby prędkość obrotowa i obciążenie odpowiadały minimalnemu jednostkowemu zużyciu paliwa. Na rysunku 4.2 przedstawiono rozkład prędkości obrotowej oraz momentu obrotowego w zależności od czasu (przy założonej 10 Hz częstotliwości) podczas rozruchu i pracy na biegu jałowym obu silników [4, 11].


Rys. 4.2. Rozruch i praca silników (spalinowego i elektrycznego) w trakcie postoju pojazdu) [11]

Różnorodność funkcji jakie mają do spełnienia poszczególne jednostki przedstawiono na rysunku 4.2. W celu zapewnienia odpowiedniej elastyczności oraz ekonomiczności jazdy na układ Toyota Hybrid System narzucone są następujące ograniczenia [27, 36, 38]:

- motor/generator 1 działa jako prądnico-rozrusznik,

- motor/generator 2 działa w zakresie 1040-5500 obr/min,

- prędkość obrotowa silnika spalinowego 1527 obr/min podczas postoju pojazdu.

Tabela 4.1

Strategia współpracy silnika spalinowego, elektrycznego i generatora w Toyocie Hybrid

Prędkość pojazdu V [km/h]	Prędkość silnika spalinowego [obr/min]	Prędkość silnika elektrycznego [obr/min]	Prędkość generatora [obr/min]	Moc akumulatorów [W]
0	wyłączony	0	0	0
50	wyłączony	1733	- 4504	- 3,29
65	1500	2310	-608	+ 670
80	1800	2890	-1027	+ 430
100	1700	3465	-2888	-860
115	2200	4043	-2604	- 1110
130	2800	4620	-1937	+ 430

System [49]

Mapy charakterystyk warstwicowych dla poszczególnych prędkości jazdy przedstawiono na rys. 4.3:

a) 50 km/h, b) 65 km/h, c) 80 km/h, d) 100 km/h, e) 115 km/h, f) 130 km/h [49].



Rys. 4.3. Charakterystyki wynikające z badań drogowych dla: a) 50 km/h, b) 65 km/h, c) 80 km/h, d) 100 km/h, e) 115 km/h, f) 130 km/h [49]

# 5. ANALIZA WYWIĄZYWANIA SIĘ CIEPŁA NA PODSTAWIE JEDNOSTREFOWEGO MODELU MATEMATYCZNEGO

Strumień ciepła odprowadzany do ścianek komory spalania zmienia się podczas cyklu pracy silnika od niewielkiej wartości ujemnej do wartości dodatniej. W wyniku istnienia niejednorodnego pola temperatury i prędkości czynnika w komorze spalania, a także wskutek różnej orientacji przestrzennej płomienia w stosunku do ścianek, strumień ten ma także różne wartości w różnych punktach komory. Z tych powodów, pomimo intensywnych badań nie jest możliwe przeprowadzenie dokładnych obliczeń wymiany ciepła w silniku [83].

Mechanizm wymiany ciepła w silniku tłokowym uwzględnia dwa zjawiska konwekcję wymuszoną ( $Q_c$ ) i promieniowanie ( $Q_r$ ). Strumień ciepła od promieniowania obejmuje dwa zjawiska: promieniowanie gazów, głównie CO<sub>2</sub> i H<sub>2</sub>O ( $Q_{rg}$ ) i promieniowanie cząstek sadzy ( $Q_{rs}$ ). Tak więc całkowity strumień ciepła określony jest zależnością:

$$Q = Q_c + Q_r = Q_c + Q_{rg} + Q_{rs}$$
(5.1)

W silnikach o zapłonie iskrowym podczas spalania nie występują cząstki stałe, a więc mamy do czynienia jedynie z promieniowaniem gazu. Badania eksperymentalne wykazały, że strumień ciepła od promieniowania gazu w silniku *ZI* osiąga co najwyżej około 10% wartości strumienia całkowitego, przy czym zanika znacznie szybciej niż strumień konwekcyjny w wyniku szybkiego spadku temperatury podczas rozprężania. Tak więc biorąc pod uwagę strumień całkowity, scałkowany dla całego cyklu pracy okazuje się, że promieniowanie ma w tym przypadku mały wpływ na strumień ciepła.

Obliczeniowe metody wymiany ciepła można podzielić na następujące grupy:

- globalne (jednostrefowe) podmodele termodynamiczne,

- wielostrefowe podmodele termodynamiczne,

- jednowymiarowe analityczne i numeryczne podmodele polowe,

- wielowymiarowe numeryczne podmodele polowe,

- podmodele wymiany ciepła przez promieniowanie.

W celu obliczenia ilości ciepła wywiązanego, wykorzystując pomiarowy przebieg ciśnienia w czasie lub w stosunku do obrotu wału korbowego, zastosowano model

jednostrefowy. W modelu tym przyjmuje się, że w dowolnej chwili przebiegu procesu spalania czynnik gazowy, zawarty w komorze spalania, jest jednorodny, a jego stan termodynamiczny opisany jest uśrednionymi wartościami parametrów termodynamicznych. Wychodząc z pierwszej zasady termodynamiki:

$$dE = dQ - dW - \sum dm_i h_i, \qquad (5.2)$$

gdzie:

dE - zmiana energii wew. masy zawartej w układzie,

dQ – ciepło dostarczone do układu,

*dW* – praca wykonana przez układ,

 $\Sigma dm_i h_i$  – suma entalpii wymienianej z otoczeniem przez granice układu.



Rys. 5.1. Układ termodynamiczny w modelu jednostrefowym [82]

Na postawie rys. 5.1 i przy konwencji znaków przedstawionych na nim równanie (5.2) przekształcono do następującej postaci:

$$dQ_{ch} = dE + dW + \sum h_i dm_i + dQ_{wc}, \qquad (5.3)$$

gdzie:

dQ<sub>ch</sub> – ciepło wyzwolone w wyniku reakcji chemicznej,

 $dQ_{wc}$  – ciepło wymienione ze ściankami.

Przyjmując, że energia wewnętrzna *E* jest funkcją tylko średniej temperatury czynnika otrzymuje się:

$$E = m_c e(T), \tag{5.4}$$

$$dE = m_c c_V(T) dT + e(T) dm_c, \qquad (5.5)$$

40

gdzie:

e-energia jednostkowa,

 $m_{\rm c}$  – masa czynnika zawartego w cylindrze,

 $c_v$  – średnie ciepło właściwe przy stałej objętości.

Średnią temperaturę czynnika określa równanie stanu

$$T = \frac{pV}{Rm_c},\tag{5.6}$$

R – indywidualna stała gazowa.

Z zasady zachowania masy wynika zależność:

$$dm_c = -dm_i = -dm_{sz}, (5.7)$$

gdzie:

*dm*<sub>sz</sub> – masa czynnika zawartego w szczelinach.

Po podstawieniach równanie (5.2) przyjmuje postać:

$$dQ_{ch} = d(me) + h^{I} dm_{sz} + p dV + dQ_{wc} = m_{c} c_{V} dT + (h^{I} - e) dm_{sz} + p dV + dQ_{wc},$$
(5.8)

gdzie:

 $dm_{sz} > 0$  – przepływ czynnika do szczelin,

 $dm_{sz} < 0$  – przepływ czynnika ze szczelin,

 $h^{I}$  – entalpia czynnika obliczona dla parametrów w cylindrze (gdy  $dm_{sz} > 0$ ), lub w szczelinach (gdy  $dm_{sz} < 0$ ).

Wykorzystując równanie stanu doskonałego i zaniedbując zmiany stałej gazowej *R* równanie (5.7) przekształca się do postaci:

$$dQ_{ch} = \frac{pV}{R} c_{V} \left[ \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} - \frac{RT}{pV} dm_{c} \right] + (h^{T} - e) dm_{sz} + pdV + dQ_{wc} =$$

$$= \frac{c_{V}}{R} V dp + \left( \frac{c_{V} + R}{R} \right) p dV - (h^{T} - e + c_{V}T) dm_{sz} + dQ_{wc}.$$
(5.9)

Kolejnym parametrem termodynamicznym jest stosunek ciepeł właściwych:

$$\chi = \frac{c_p}{c_V}.$$
(5.10)

Wykładnik izentropy możemy określić jako wyrażenie aproksymacyjne  $\chi = (1,375 - 6,99) \cdot 10^{-5} \text{ T } [63].$ 

Wyrażenie ( $h^{l} - e$ ) z równania (5.9) można wyrazić następująco:

$$h^{I} - e + c_{v}T = e^{I} + (pv)^{I} - e + c_{v}T = e^{I} - e + R(T^{I} + \frac{T}{\chi - 1}),$$
41

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

(5.11)

zaś wyraz  $e^{I} - e$  można obliczyć przy wykorzystaniu  $\chi$ :

$$e^{T} - e = -\int_{T^{T}}^{T} c_{V} dT = -\frac{R}{b} \ln \frac{\chi - 1}{\chi^{T} - 1}.$$
(5.12)

Wstawiając powyższe zależności do równania (5.8), otrzymuje się równanie określające ilość ciepła wyzwalanego w wyniku reakcji chemicznych  $Q_{ch}$  w postaci

$$dQ_{ch} = \frac{\chi}{\chi - 1} p dV + \frac{1}{\chi - 1} V dp + dQ_{wc} + R \left[ T^{I} + \frac{T}{\chi - 1} - \frac{1}{b} \ln \left( \frac{\chi - 1}{\chi^{I} - 1} \right) \right] dm_{sz}.$$
(5.13)

Powyższe równanie można rozwiązać wykorzystując pomiarowy przebieg ciśnienia w czasie oraz odpowiednie podmodele wymiany ciepła ze ściankami i wymiany masy ze szczelinami.

W najprostszym podmodelu wymiany masy ze szczelinami zakłada się istnienie pojedynczej, sumarycznej objętości szczelin, w której gaz znajduje się pod tym samym ciśnieniem co w objętości kontrolnej lecz w innej temperaturze. Stąd masa czynnika zawarta w szczelinie w dowolnej chwili równa się:

$$m_{sz} = \frac{pV_{sz}}{RT_w} \tag{5.14}$$

oraz

$$dm_{sz} = \frac{V_{sz}}{RT_W} \cdot dp \tag{5.15}$$

gdzie:

 $T_W$  – temperatura ścianki,

V<sub>sz</sub> – objętość szczeliny.

Przekształcając wzór (5.13) do postaci różniczkowej względem czasu lub kąta obrotu wału korbowego, i podstawiając zależność (5.15) otrzymujemy końcową postać równania służącego do analizy szybkości wywiązywania się ciepła na postawie zmierzonego przebiegu ciśnienia.

$$\frac{dQ_{ch}}{dt} = \frac{\chi}{\chi - 1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\chi - 1} V \frac{dp}{dt} +$$

$$+ V_{sz} \left[ \frac{T^{I}}{T_{W}} + \frac{T}{T_{W}(\chi - 1)} + \frac{1}{bT_{W}} \ln(\frac{\chi - 1}{\chi^{I} - 1}) \right] \frac{dp}{dt} + \frac{dQ_{WC}}{dt}.$$
(5.16)

Po przeprowadzeniu analizy ilości ciepła wywiązanego w silniku z obiegu Atkinsona i Otto można określić sprawność cieplną silnika oraz wyznaczyć zakres, w którym będzie ona przyjmowała wartość najwyższą. Obliczenia te są podstawą do wyznaczenia wzrostu sprawności w określonym zakresie w pracy silnika [25].

#### GLOBALNY PODMODEL WYMIANY CIEPŁA ZE ŚCIANKAMI

Podstawą tych podmodeli są globalne empiryczne współczynniki wymiany ciepła, które z założenia są jednakowe dla wszystkich powierzchni wewnątrz cylindra. Strumień ciepła  $\dot{Q}$  opisany jest zależnością quasi-ustaloną o postaci:

$$\dot{Q} = \alpha (T_g - T_{\dot{s}\dot{c}}), \tag{5.17}$$

gdzie:

- $\alpha$  globalny współczynnik przejmowania ciepła przez ścianki,
- $T_g$  średnia temperatura gazu obliczona z równania stanu przy aktualnym ciśnieniu w cylindrze,
- *T<sub>śc</sub>* temperatura powierzchni ścianki.

W celu uwzględnienia lokalnych różnic temperatury ścian, równanie (5.17) jest czasami stosowane w postaci [86, 95]:

$$\dot{Q} = \sum_{n=1}^{N} \frac{A_i}{A} (T_g - T_{\acute{s}\acute{c}}),$$
(5.18)

gdzie powierzchnia komory spalania podzielona jest na N elementarnych powierzchni  $A_i$ .

Globalny współczynnik wymiany ciepła jest obliczany na podstawie jednej z licznych korelacji empirycznych lub półempirycznych, które omówione zostaną oddzielnie poniżej [40, 42].

#### Korelacje empiryczne

Pierwszy podmodel wymiany ciepła w silniku opracowany został przez Nusselta w roku 1923 [15]. Na podstawie badań przeprowadzonych w sferycznej komorze o stałej objętości oraz badań silnikowych określił on wartości współczynnika wymiany ciepła  $\alpha$ , będącego sumą składnika konwekcyjnego  $\alpha_c$  i składnika od promieniowania  $\alpha_r$  w postaci następujących wyrażeń (5.19):

$$\alpha = \alpha_{c} + \alpha_{r,}$$
  

$$\alpha_{c} = 4,41 \cdot 10^{-3} (1 + 1,24V_{tt}) (p^{2}T)^{\frac{1}{3}} \left[ \frac{kW}{m^{2} \cdot K} \right],$$
(5.19)

$$\alpha_{r} = \frac{4,21 \cdot 10^{-4}}{\left(\frac{1}{\varepsilon_{g}} + \frac{1}{\varepsilon_{\dot{s}\dot{c}}} - 1\right)} \cdot \frac{\left(\frac{T_{g}}{100}\right)^{4} - \left(\frac{T_{\dot{s}\dot{c}}}{100}\right)^{4}}{T_{g} - T_{\dot{s}\dot{c}}} \left[\frac{kW}{m^{2} \cdot K}\right].$$

gdzie:

 $c_{sr}$  – średnia prędkość tłoka [m/s],

p-ciśnienie [MPa],

 $\varepsilon_{g}$ , – emisyjność gazu,

 $\varepsilon_{\dot{s}\dot{c}}$  – emisyjność ścianki.

Drobną Modyfikację wzoru Nusselta zaproponował Brilling, który na podstawie badań silnikowych podał inną postać członu zawierającego średnią prędkość tłoka, a mianowicie:

$$V_{tl} = (3,5+0,185c_{sr}).$$
(5.20)

Inną weryfikacją wzoru Nusselta jest zależność Van Tylna [82], w której człon średniej prędkości tłoka ma postać:

$$V_{tt} = (3.22 + 0.864c_{sr}). \tag{5.21}$$

Korelacja Nusselta [82] i jej pochodne zostały opracowane w celu określenia średniego w czasie lub ustalonego strumienia ciepła, lecz później często były stosowane do obliczeń chwilowych wartości strumienia ciepła prawdopodobnie dlatego, że wyrażone są w funkcji chwilowych wartości p i T.

Pierwszych pomiarów chwilowych strumieni ciepła odprowadzanych do ścianek cylindra dokonał Eichelberg [82] i on też opracował pierwszą korelację na globalny współczynnik przejmowania ciepła (bez podziału na konwekcję i promieniowanie), umożliwiającą obliczanie chwilowych strumieni ciepła:

$$\alpha = 7,61 \cdot 10^{-3} (V_{tt})^{\frac{1}{3}} (pT)^{\frac{1}{2}} \left[ \frac{kW}{m^2 \cdot K} \right].$$
(5.22)

Zależność Eichelberga była powszechnie stosowana w przeszłości i nadal jest używana w przypadku silników wolnoobrotowych. Zmodyfikowaną wersję tej zależności dla silników ZS z komorą wstępną opracował Flaum [82].

#### Korelacje półempiryczne

Po okresie wczesnych prac empirycznych kolejni autorzy zajęli się analizą wymiarową w celu stworzenia bardziej fundamentalnych równań korelacyjnych. Jedną z najczęściej stosowanych korelacji do określania chwilowych wartości strumienia ciepła jest zależność Annanda [83]

$$\overset{\bullet}{Q} = a \frac{\lambda}{D} (\text{Re})^{0,7} (T_g - T_{s\dot{c}}) + b (T_g^4 - T_{s\dot{c}}^4),$$
 (5.23)

gdzie:

- *a* jest stałą o wartości w zakresie 0,35–0,8 w zależności od intensywności ruchu ładunku w cylindrze,
- $b 3,3 \cdot 10^{-11} \text{ kW/(m^2 \cdot K^4)}$  dla silników ZS i 4,3  $\cdot 10^{-12} \text{ kW/(m^2 \cdot K^4)}$  dla silników ZI,

$$\operatorname{Re} = \frac{\rho V_{tl} D}{\mu}$$
(5.24)

D – średnica cylindra.

Annand opracował także drugą zależność na Q dla silników ZS o wtrysku bezpośrednim i zawirowaniu wstępnym w postaci [25].

$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{D} (\text{Re})^{0.7} [a(T_g - T_{sc}) + \frac{a'T}{\omega dt}] + b\sigma (T_g^4 - T_{sc}^4), \qquad (5.25)$$

gdzie:  $\omega$  jest prędkością kątową wału korbowego, a jest stałą Stefana-Boltzmana.

Współczynniki *a*, *a'* oraz *b* są zależne od prędkości obrotowej silnika oraz współczynnika nadmiaru powietrza. Jako prędkość odniesienia służącą do obliczania liczby Reynoldsa

zastosowano tu tzw. średnią prędkość energetyczną (ang. *energy-mean-velocity*), której koncepcję opracował Knight [18].

Inną zastosowaną w pracy korelacją jest równanie Woshniego opracowane na podstawie prawa podobieństwa ustalonej turbulentnej wymiany ciepła:

$$\alpha = 0.820 D^{-0.2} p^{0.8} W^{0.8} T^{-0.53} \left[\frac{\mathrm{kW}}{\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}}\right], \tag{5.26}$$

gdzie:

W - prędkość odniesienia gazu,

$$W = \left[ C_1 \cdot V_{tl} + C_2 \frac{V_s T_1}{p_1 V_1} (p - p_0) \right].$$
(5.27)

Współczynniki  $C_{1;}$   $C_{2}$  przyjmują różne wartości dla poszczególnych faz cyklu roboczego i są równe:

$C_1 = 6,18$	$C_2 = 0$ dla fazy wymiany ładunku,
$C_1 = 2,28$	$C_2 = 0$ dla fazy sprężania,
a <b>a a a</b>	$G = 2.24 \pm 10^{-3} \pm 10^$

 $C_1 = 2,28$   $C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3}$  dla fazy spalania i rozprężania,

 $p_0$  – ciśnienie [MPa] dla cyklu bez spalania.

 $V_s$  – objętość skokowa [m<sup>3</sup>].

Indeks 1 oznacza określoną chwilę, wtedy, gdy znane są wartości ciśnienia i temperatury, np. koniec dolotu lub początek spalania.

Należy podkreślić, że wzór (5.27) obejmuje zarówno konwekcyjną jak i radiacyjną wymianę ciepła, mimo iż ma on postać ustalonej, konwekcyjnej i turbulentnej wymiany ciepła. Na rysunku (5.2) przedstawiono porównanie współczynników wymiany ciepła obliczonych przez Woshniego [14] przy użyciu różnych zależności. Widoczne są duże rozbieżności między wartościami współczynników, będące najprawdopodobniej wynikiem tego, że każdy z nich opracowany był dla innego typu silnika, o innych parametrach roboczych.

Woshni uzupełnił zależność (5.27) o człon zawirowania ładunku, podając następujące wartości na współczynnik  $C_1$ :

 $C_1 = 6,18 + 0,417 V_z/V_{tl}$  – dla fazy wymiany ładunku,

 $C_1 = 2,28 + 0,308 V_z/V_{th}$  – dla pozostałych faz cyklu,

gdzie:

Vtl – średnia prędkość tłoka

$$V_z = \pi D n_D, \tag{5.28}$$

- Vz prędkość obwodowa ładunku w cylindrze [m/s],
- $n_D$  prędkość obrotowa wiatraczka mającego zawirowanie w czasie badań stanowiskowych.



Rys. 5.2. Porównanie współczynników wymiany ciepła [83]

Hohenberg [16] dokonał pewnych modyfikacji wzoru Woshniego w celu uzyskania lepszych wskazań uśrednionych w czasie strumieni ciepła z użyciem sond jednowymiarowych. Modyfikacje te polegają na zastąpieniu średnicy cylindra chwilową objętością cylindra, na zmianach w efektywnej prędkości *W* oraz wykładnika członu temperatury. Sitkei [83] zaproponował jeszcze inną modyfikację wyrażenia na konwekcyjny współczynnik wymiany ciepła w postaci:

$$\alpha = 2,36 \cdot 10^{-4} (1+b) \cdot \frac{p^{0,7} V_{tl}^{0,7}}{T^{0,2} (\frac{4V}{A})^{0,3}} \left[ \frac{\mathrm{kW}}{\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K}} \right],$$
(5.29)

gdzie:

V – objętość cylindra [m<sup>3</sup>],

A – powierzchnia wymiany ciepła [m<sup>2</sup>],

p – ciśnienie [MPa].

Stała *b* została tu wprowadzona w celu uwzględnienia prędkości turbulentnej i przyjmuje wartość od 0 do 0,35 w zależności od rodzaju komory spalania (dla silników *ZS* o wtrysku bezpośrednim i z komorą wstępną). Większość modeli globalnych powstało na podstawie danych empirycznych dla silników *ZS*. Jednym z nielicznych sformułowanych na bazie danych uzyskanych dla silnika *ZI* jest model Overbye'a [83]. Zaproponował on

bezwymiarowe wyrażenie na chwilowy strumień ciepła w funkcji liczby Pecleta (RePr) i bezwymiarowego ciśnienia (*p*\*)

$$Q^* = 0.36 \left[ p_e \left( 0.26 \, p^* - 0.035 \right) + 1000 \, p^* - 200 \right], \tag{5.30}$$

gdzie:

$$Q^* = \frac{QS}{\lambda T_0}$$
 – jest bezwymiarowym strumieniem ciepła,

 $T_0$  – temperatura gaz w kanale dolotowym,

S-skok tłoka,

$$p^* = \frac{p}{p_0}.\tag{5.31}$$

Woshni i Fieger stwierdzili, że wyrażenie korelacyjne Woshniego jest równie dobre dla silników *ZS* jak i silników *ZI*, co jest dość zaskakujące, ponieważ w silnikach *ZI* wpływ promieniowania jest pomijalnie mały.

#### Proces wymiany ładunku

Strumień ciepła dopływającego do ścianek podczas wylotu i dolotu ładunku jest znacznie mniejszy niż podczas spalania. Niemniej powszechnie wiadomo, że wymiana ciepła podczas fazy dolotu znacznie wpływa na sprawność objętościową. Wzór Woshniego (5.26) zawiera oddzielny współczynnik dla procesu wymiany ładunku i był z powodzeniem stosowany w modelach cyklu roboczego silników czterosuwowych, a także silników dwusuwowych.

Zaph [83] podał empiryczną korelację opartą na wzorze Woshniego, opisującą wpływ zawirowania wstępnego na współczynnik wymiany ciepła podczas procesu wymiany ładunku:

$$Nu = Nu_0 \left( 1 + 0,0062 \frac{V_z}{V_{tl}} \right),$$
(5.32)

gdzie:

Nu<sub>0</sub> – jest liczbą Nusselta dla przypadku bez zawirowania, wyrażona wzorem Woshniego.

Współczynnik wymiany ciepła, opisany wzorem Woshniego, ma uśrednioną w czasie, sumaryczną wartość dla fazy wylotu i dolotu. Nishiwaki [83] i inni uzyskali uśrednione w czasie współczynniki wymiany ciepła oddzielnie dla wylotu i dolotu:

- dla procesu dolotu  $Nu_d = 0,168 \text{ Re}^{0,867}$ ,
- dla procesu wylotu  $Nu_w = 1,69 Re^{0.578}$ , gdzie Re oblicza się na podstawie średniej prędkości tłoka.

Podmodele globalne zostały opracowane w celu określenia sumarycznego strumienia ciepła dopływającego do ścianek cylindra i nie są w stanie opisać lokalnych czy nieustalonych strumieni ciepła. Podmodele te są często z powodzeniem stosowane w modelach symulacyjnych cyklu roboczego silnika, których celem jest określenie sumarycznych parametrów pracy silnika, takich jak moc, zużycie paliwa, obciążenie cieplne itp.

Podstawowe ograniczenia podmodeli globalnych są następujące:

- nie uwzględniają efektów warstwy przyściennej,
- pomijają zmiany w czasie wartości liczby Nusselta,
- pomijają kształt komory i związanego z tym zawirowania ładunku i początkowego poziomu turbulencji.

Ograniczenia te nie pozwalają na dokładną analizę obliczeniową takich zjawisk jak powstawanie tlenków azotu, poziom stężenia węglowodorów oraz wpływ na te zjawiska geometrycznych kształtów komory spalania. Pominięcie istnienia cieplnej warstwy przyściennej powoduje, że straty ciepła są jednakowo rozłożone na całym ładunku zawartym w komorze spalania. W wyniku tego zaniżona jest temperatura elementów gazu i ostatecznie otrzymuje się poziom emisji NO<sub>x</sub> dużo niższy niż w rzeczywistości. Z drugiej strony, całkowite pominięcie wymiany ciepła powoduje uzyskanie poziomu NO<sub>x</sub> o dwa rzędy wielkości większych niż wartości eksperymentalne. W wielu modelach wprowadzono proste, całkowite podmodele warstwy przyściennej, w których zachodzi wymiana ciepła ze ściankami wtedy, gdy pozostała część ładunku pozostaje adiabatyczna. Wyniki obliczeń wykazały dobrą zbieżność z eksperymentem w zakresie stężenia tlenków azotu. Na pograniczu pomiędzy podmodelami globalnymi i strefowymi znajdują się podmodele LeFeuvre'a [83] i innych oraz Denta i Suliamana [83], których cechą szczególną jest zastosowanie lokalnych liczb Reynoldsa.

Poprzez zastosowanie modelu jednostrefowego w baniach możliwa jest:

- szybka analiza sprawności obiegów pełnych cyklów pracy silnika,
- obserwacja zamkniętych wykresów indykatorowych podczas pracy silnika,
- możliwość szybkiej analizy sprawności ogólnej dla określonych parametrów pracy silnika.

Zależność (5.13) określa ilość ciepła wyzwalanego w wyniku reakcji chemicznych  $Q_{ch}$ , które można rozwiązać wykorzystując pomiarowy przebieg ciśnienia oraz odpowiednie podmodele wymiany ciepła ze ściankami i wymiany masy ze szczelinami:

$$dQ_{ch} = \frac{\chi}{\chi - 1} p dV + \frac{1}{\chi - 1} V dp + dQ_{wc} + R \left[ T^{I} + \frac{T}{\chi - 1} - \ln\left(\frac{\chi - 1}{\chi^{I} - 1}\right) \right] dm_{sz}$$
(5.13)

gdzie:

 $\chi$  – wykładnik izentropy, który jest stosunkiem ciepeł właściwych  $c_p/c_{\nu_s}$ 

p – ciśnienie panujące w cylindrze ,

- V-objętość komory nad tłokiem,
- $dQ_{wc}$  ciepło wymienione ze ściankami,
- R indywidualna stała gazowa,
- T temperatura w cylindrze.

Wielkości z indeksami (prim) są obliczone dla parametrów w przypadku, gdy następuje wypływ masy z objętości kontrolnej.

Wykorzystując dane z tabeli 7.2 oraz program obliczeniowy otrzymujemy zamknięty wykres indykatorowy pokazany na rys. 6.1. z uwzględnieniem średniego ciśnienia oraz pracy wykonanej w danym obiegu.



*Rys. 6.1. Okno startowe programu obliczeniowego modelu jednostrefowego z wyborem próby* 

Po wybraniu odpowiedniej próby z badań przebiegu ciśnienia (pełnego cyklu pracy silnika) program wykreśla otwarty wykres indykatorowy pokazany na rys. 6.2



Rys. 6.2. Otwarty wykres indykatorowy

Aktywując okno ZAMKNIETY + ANIM program z wykorzystaniem wzoru 7.1 oraz 7.2 wyznacza animację powstawania zamkniętego wykresu indykatorowego przedstawionego na rys. 6.3 – suw dolotu, sprężania, pracy, wylotu spalin.



Rys. 6.3. Tworzenie zamkniętego wykresu indykatorowego

Na podstawie wzorów (6.2)–(6.5) program wyznacza rozkład temperatury oraz wykładnik politropy  $\chi$  przedstawiony na rys. 6.4, określenie temperatury ładunku:

$$T = \frac{pV}{Rm_c},\tag{6.2}$$

 $m_c$  – masa czynnika zawarta w cylindrze,

R – stała gazowa 275 J/(kg·K) – dla mieszanki palnej.

Masę czynnika wyznaczono na podstawie wzorów:

$$m_c = \eta_v (V_k + V_s) \cdot \rho_c, \tag{6.3}$$

 $\eta_v$  – współczynnik napełnienia,

 $V_k$  – objętość komory spalania,

 $V_s$  – objętość skokowa,

 $\rho$  – gęstość ładunku przy  $\lambda$  = 1,04 (współczynnik nadmiaru powietrza),

$$\eta_{\nu} = \left(\frac{p_1}{p_0} - \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_{rs} - p_1}{p_0}\right) \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T},\tag{6.4}$$

- $p_{rs}$  ciśnienie resztek spalin,
- $\Delta T$  przyrost temperatury ładunku dopływającego do cylindra w wyniku oddziaływania gorących ścianek,
- $p_r$  ciśnienie reszty spalin przyjęto 0,104 MPa.

Przy danej masie zassanego ładunku  $m_c$  i po wyznaczeniu temperatury T na podstawie wymienionych wzorów określamy wykładnik izentropy [63]:

$$\chi = 1,254 - \frac{0,0372}{\lambda} + \frac{76,7}{T}.$$
(6.5)



*Rys.* 6.4. *Zmiany temperaturowe, masy ładunku oraz wykładnika politropy* χ

Wykorzystując równanie 6.5 obliczamy poszczególne człony: gdzie  $\frac{\chi}{\chi-1}pdV + \frac{1}{\chi-1}Vdp$  obliczone są na podstawie przebiegu ciśnienia oraz po wyznaczeniu temperatury i wykładnika  $\chi$  pełnego cyklu pracy silnika. Rozkład temperatury i ciśnienia jako funkcji obrotu wału korbowego, dla pełnego cyklu pracy silnika pokazano na rys. 6.4.

(C, E)

Do wyznaczenia wymiany ciepła ze ściankami  $dQ_{cw}$  posłużono się wartością wyrażoną wzorem:

$$dQ_{cw} = -h_{\alpha}A_{c}(T_{g} - T_{sc})dt, \qquad (6.6)$$

gdzie:

 $h_{\alpha}$  – współczynnik wymiany ciepła w cylindrze (6.6) – wg Woshniego,

 $A_c$  – powierzchnia ścianek w cylindrze [m<sup>2</sup>],

 $T_g$  – temperatura gazów [K],

 $T_{sc}$  – temp ścianek,

 $T_{sc}$  – głowicy  $\geq$  490 K,

 $T_{sc}$  – cylindra  $\leq$  490 K,

 $T_{sc}$  – tłoka ~ 350–645 K,

$$h_{\alpha} = 0.820 D^{-0.2} T^{-0.53} p^{0.8} \left[ C_1 c_{sr} + C_2 \frac{V_s T_1}{p_1 V_1} (p - p_0) \right]^{0.8},$$
(6.7)

gdzie:

$C_1 - 6,18$	$C_2 = 0 - dla$ fazy wymiany ładunku,
$C_1 - 2,28$	$C_2 = 0$ – dla fazy sprężania,
$C_1 - 2,28$	$C_2 = 3,24e^{-3} - $ spalanie, rozprężanie.

Rozkład poszczególnych parametrów tj. wymiana ciepła ze ściankami i rozkład temperatury, podczas pełnego cyklu pracy silnika pokazano na rys. 6.5



Rys. 6.5. Wymiana ciepła ze ściankami wewnątrz komory spalania

Istotnym elementem omawianego modelu jest uwzględnienie szczelin występujących w cylindrze silnika. Ponieważ ścianki są chłodzone a zawarty w nich czynnik gazowy ma temperaturę zbliżoną do temperatury ścian to w tych szczelinach podczas wysokiego ciśnienia w cylindrze może przebywać znaczna masa ładunku. Do obliczenia ilości ciepła oddanego wraz z masą ładunku zawartego w szczelinach ostatni człon wzoru (5.13) został przedstawiony wzorami (5.14) i (5.15)

czyli:

$$dQ_{szcz} = \left[T^{I} + \frac{T}{\chi - 1} - \ln\left(\frac{\chi - 1}{\chi^{I} - 1}\right)\right] \frac{V_{sz}}{T_{w}} dp, \qquad (6.8)$$

 $V_{sz}$  – objętość szczelin – dla silnika z obiegiem Atkinsona w GMP osiąga 20,66 $\cdot 10^{-7}$  m<sup>3</sup>

- $T_w$  temperatura ścian [K],
- T' temperatura dopływu lub odpływu masy ładunku z objętości kontrolnej [K],
- $\chi^{I}$  wykładnik politropy dopływu lub odpływu masy ładunku z objętości kontrolnej.

Wykorzystując rzeczywisty pomiar ciśnienia w cylindrze i wyżej opisany model matematyczny określa się ilość ciepła wywiązanego w pełnym obiegu  $Q_{ch}$ . Następnie mając pracę indykowaną  $L_i$  wyznaczoną z zamkniętego wykresu indykatorowego (rys. 6.1) możemy określić sprawność cieplną obiegu przedstawiona równaniem [3]:

 $\eta_m = \frac{p_e}{p_i},$ 

$$\eta_c = \frac{L_i}{Q_{ch}}.$$
(6.9)

Sprawność ogólną wyznaczamy po uwzględnieniu strat mechanicznych

$$\eta_o = \eta_c \eta_m, \tag{6.10}$$

gdzie:

 $\eta_m$  – sprawność mechaniczna,

gdzie:

pe-ciśnienie efektywne [MPa],

 $p_i$  – ciśnienie indykowane [MPa],

$$p_e = p_i - p_m, \tag{6.12}$$

 $p_m$  – straty mechaniczne [MPa] wg [8]

$$p_m = 0,098(0,3+0,1c_{sr}), \tag{6.13}$$

gdzie:

 $c_{sr}$  – średnia prędkość tłoka [m/s]:

$$c_{\dot{s}r} = \frac{sn}{30},\tag{6.14}$$

s – skok tłoka [m],

*n* – prędkość obrotowa [obr/min].

(( 1 1)

(6.11)

Z wykorzystaniem poszczególnych wzorów opracowanych w języku BASIC możliwe jest określenie sprawności ogólnej.

# 7. BADANIA STANOWISKOWE

Badania stanowiskowe zostały podzielone na dwa zasadnicze etapy:

- Pierwszy etap obejmuje przeprowadzenie pomiaru ciśnienia w komorze spalania dla różnych obciążeń i wybranych prędkości obrotowych silnika. Za pomocą czujnika ciśnienia firmy Optrand badano przebieg ciśnienia pełnego cyklu pracy silnika 2SZ-FE w celu określenia i dobrania jak najkorzystniejszych parametrów jego pracy.
- 2) Drugi etap natomiast obejmuje przeprowadzenie badań stanowiskowych mających na celu określenia zwiększenia sprawności ogólnej silnika z obiegiem Atkinsona Przedstawione zostaną zamknięte wykresy indykatorowe, na podstawie których określona zostanie praca, a następnie wykorzystując model matematyczny obliczono sprawność obiegu. Poprzez bezpośrednią obserwację pracy oraz sprawności silnika możliwe było dostosowanie faz rozrządu do maksymalnego zwiększenia sprawności ogólnej w określonych zakresach pracy silnika.

#### 7.1 BADANIA STANOWISKOWE SILNIKA 2SZ-FE

# Stanowisko badawcze do pomiaru ciśnienia i wyznaczania sprawności ogólnej obiegów pełnych cyklów pracy silnika spalinowego

Do przeprowadzenia pomiaru ciśnienia oraz procesu spalania w cylindrze silnika pojazdu zaadaptowano na stanowisku badawczym *hamulec silnikowy 2* (rys.7.1.). Silnik 2SZ-FE umieszczono na stanowisku badawczym umożliwiającym obciążenie, zmianę faz rozrządu oraz odczyt:

- wartości obciążenia,
- prędkości obrotowej,
- ciśnienia w cylindrze,
- położenia wału korbowego,
- położenia wału rozrządu,
- objętościowego zużycia paliwa,
- toksyczności spalin,
- współczynnika nadmiaru powietrza.



Na rysunku 7.1 pokazano schemat stanowiska pomiarowego:

Rys. 7.1. Schemat stanowiska pomiarowego

Do realizacji pracy wykorzystano czujnik ciśnienia, którego parametry opisano w tabeli 7.1. Czujnik umieszczono w komorze spalania, w wydrążonym otworze świecy zapłonowej, jego sygnał synchronizowano z enkoderem położenia wału korbowego oraz przesuwnikiem fazowym. Sterownie przesuwnikiem fazowym komputerem pomiarowym/sterującym 3 umożliwiło rejestracje pełnych charakterystyk dla stałych kątów [°OWK] otwarcia zaworów dolotowych wraz ze znacznikiem GMP i pomiarem ciśnienia pełnych cykli pracy badanego silnika. Stanowisko komputera 2 umożliwiło rejestrację: prędkości obrotowej momentu obrotowego silnika, procent otwarcia przepustnicy oraz wartość objętościowego zużycia paliwa. Analizator spalin 4 rejestrował udział objetościowy tlenku węgla CO [%], dwutlenku węgla CO<sub>2</sub> [%], węglowodorów HC [ppm] oraz współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$ .

#### Tabela 7.1

Zakres ciśnienia badawczego	0–100 bar
Max ciśnienie	200 bar
Błąd pomiaru	1%
Zakres częstotliwości	0,1–15 kHz
Max częstotliwość	do 120 kHz
Zakres temp.	-40÷350°C
Sygnał na wyjściu czujnika	analogowy 0,5÷5 V
Sygnał do pomiaru	analogowy 0÷3,6 V
Średnica czujnika	2,8 mm
Zakres pracy	9÷18 V, 85 mA

Charakterystyka czujnika ciśnienia zastosowanego w badaniach stanowiskowych

Podczas indykowania silnika dokonuje się zarówno pomiarów ciśnienia komory spalania, jak i kąta obrotu wału korbowego. Pierwszy etap pracy polegał na zamontowaniu i uruchomieniu silnika wraz z hamulcem na stanowisku badawczym. Następnie zamontowano optoelektroniczny czujnik ciśnienia w świecy zapłonowej co umożliwiło rejestracje przebiegu ciśnienia pokazanego na rys.7.2.

Po zamontowaniu czujnika w komorze spalania na wale korbowym umieszczono enkoder położenia kątowego, co umożliwiło cyfrową rejestrację obrazu przebiegu ciśnienia oraz obrotu wału korbowego w tym samym czasie. Badania przeprowadzano zarówno dla różnych prędkości obrotowych silnika, jak i przy różnych obciążeniach.

Opracowanie zamkniętych wykresów indykatorowych wykonano przy użyciu programu komputerowego, gdzie w pierwszej fazie wprowadzone zostały dane wynikające z kinematyki układu korbowo-tłokowego, następnie poszczególne dane wynikające z przebiegów ciśnienia w silniku otrzymując zamknięty wykres indykatorowy silnika pracującego w obiegu Atkinsona (rys. 7.3) [10, 17].

![](_page_60_Figure_1.jpeg)

Rys. 7.2. Otwarty wykres indykatorowy silnika z obiegiem Atkinsona

Przykładowe otwarte wykresy indykatorowe wykonano przy obciążeniu silników 20 kW i prędkości obrotowej 2000 obr/min. Korzystano z następujących wzorów na drogę tłoka [88]:

$$S_x = r(1 + \frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha - \cos\alpha), \tag{7.1}$$

gdzie:

 $S_x$  – droga tłoka,

r – promień wykorbienia,

 $\lambda$  – stosunek długości korbowodu do promienia wykorbienia,

 $\alpha$  – kąt obrotu wału korbowego,

$$V_x = \frac{\pi D^2}{4} S_x + V_s,$$
(7.2)

gdzie:

D – średnica tłoka,

 $V_x$  – objętość komory nad tłokiem,

V<sub>s</sub> – objętość komory spalania.

Wykorzystując wzory (7.1) i (7.2) otrzymujemy wykres indykatorowy silnika w współrzędnych p-Vz obiegiem Atkinsona (rys. 7.3).

![](_page_61_Figure_2.jpeg)

Rys. 7.3. Zamknięty wykres indykatorowy silnika z obiegiem Atkinsona

Po wyznaczeniu dodatniego pola pracy zamkniętego wykresu indykatorowego określamy pracę obiegu cieplnego  $L_i$  dla silnika z obiegiem Otto i Atkinsona. Średnie ciśnienie indykowane określono równaniem (7.3) [43]:

$$p_i = \frac{L_i}{V_s}.$$
(7.3)

### 7.2. WYZNACZANIE CHARAKTERYSKYKI ZEWNĘTNEJ ORAZ OKREŚLENIE SPRAWNOŚCI OGÓLNEJ SINIKA 2SZ-FE PRZED ZASTOSOWANIEM PRZESUWNIKA FAZ.

Charakterystykę zewnętrzną wyznaczono na podstawie badań silnika 2SZ-FE (tab. 7.2) przy 75% otwarcia przepustnicy.

Tabela 7.2

Układ rozrządu	16 zaworów DOHC (VVT-i)
Objętość skokowa [cm <sup>3</sup> ]	1298
Średnica tłoka [mm]	72
Skok tłoka [mm]	79,7
Stopień spreżania	10:1

Dane techniczne silnika Toyoty 2SZ-FE

wyznaczono moc N [W] i moment obrotowy pokazany na rys. 7.4

![](_page_62_Figure_5.jpeg)

Rys. 7.4. Charakterystyka prędkościowa silnika 2SZ-FE

Na podstawie jednostkowego zużycia paliwa wyznaczono sprawność ogólną silnika (rys. 7.5).

![](_page_63_Figure_1.jpeg)

Rys. 7.5. Sprawność ogólna silnika 2SZ-FE

Sprawność ogólna dla badanego silnika 2SZ-FE bez przesuwnika fazowego wynosi ok. 35% dla prędkości obrotowej ok. 2500 obr/min. Dla tej prędkości obrotowej przy użyciu przesuwnika oraz 75% otwarcia przepustnicy widoczny jest ok. 5% przyrost sprawności (pokazany na rys.7.7) dla otwarcia zaworów dolotowych 30°OWK przed GMP.

# 7.3 OKRESLENIE SPRAWNOŚCI OGÓLNEJ SILNIKA 2SZ-FE PO ZASTOSOWANIU PRZESUWNIKA FAZ

Sprawność ogólną wyznaczono dla otwarcia zaworów dolotowych dla: 30°OWK przed GMP, 20° przed GMP, 10°OWK przed GMP, w GMP, 12° po GMP. Zakres zmiany faz rozrządu pokazano na rys. 7.6.

![](_page_64_Figure_1.jpeg)

Rys. 7.6. Fazy rozrządu silnika Toyoty 2SZ-FE [102]

Przyrost sprawności ogólnej dla poszczególnych ustawień wałka rozrządu pokazano na rysunkach 7.7–7.21, gdzie w określonych zakresach pracy silnika uzyskano 15% przyrost sprawności:.

- Przy 75% otwarciu przepustnicy oraz otwarciu zaworów dolotowych 30<sup>o</sup>OWK przed GMP (rys. 7.7) stwierdzono:
  - 5-procentowy przyrost sprawności przy prędkości obrotowej silnika ok. 2500 obr/min;
  - 3-procentowy przyrost sprawności przy prędkości obrotowej silnika ok. 3500 obr/min;
  - przyrost sprawności ogólnej występuje dla zakresu 1500–3500 obr/min prędkości obrotowych;

![](_page_65_Figure_1.jpeg)

Rys. 7.7. Przyrost sprawności ogólnej przy 75% otwarcia przepustnicy oraz otwarcia zaworów dolotowych 30°OWK przed GMP

– Przy 75% otwarciu przepustnicy oraz otwarciu zaworów dolotowych 20°OWK przed GMP (rys. 7.8) stwierdzono:

- 6-procentowy przyrost sprawności przy prędkości obrotowej silnika ok. 2500 i 3500 obr/min;
- 2-procentowy przyrost sprawności przy prędkości obrotowej silnika ok. 2500 obr/min;

![](_page_65_Figure_6.jpeg)

![](_page_65_Figure_7.jpeg)

Rys. 7.8. Przyrost sprawności ogólnej przy 75% otwarcia przepustnicy oraz otwarcia zaworów dolotowych 20°OWK przed GMP

- Przy 75% otwarciu przepustnicy oraz otwarciu zaworów dolotowych 10<sup>o</sup>OWK przed GMP (rys. 7.9) stwierdzono:
  - 3-procentowy przyrost sprawności przy prędkości obrotowej silnika ok. 1500 obr/min;

![](_page_66_Figure_1.jpeg)

Rys. 7.9. Przyrost sprawności ogólnej przy 75% otwarcia przepustnicy oraz otwarcia zaworów dolotowych 10°OWK przed GMP

- Przy 75% otwarciu przepustnicy oraz otwarciu zaworów dolotowych w GMP na rys. 6.10 stwierdzono:
  - 5-procentowy przyrost sprawności przy prędkości obrotowej silnika ok. 1900 obr/min;
  - 3-procentowy spadek sprawności przy prędkości obrotowej silnika ok. 3500 obr/min;

![](_page_66_Figure_6.jpeg)

Rys. 7.10. Przyrost sprawności ogólnej przy 75% otwarcia przepustnicy oraz otwarcia zaworów dolotowych w GMP

- Przy 75% otwarciu przepustnicy oraz otwarciu zaworów dolotowych 12<sup>o</sup> OWK po GMP (rys. 7.11) stwierdzono:
  - 3-procentowy przyrost sprawności przy prędkości obrotowej silnika ok. 1500 i 3500 obr/min;

![](_page_67_Figure_3.jpeg)

*Rys.* 7.11. Przyrost sprawności ogólnej przy 75% otwarcia przepustnicy oraz otwarcia zaworów dolotowych 12°OWK po GMP

- Przy 50% otwarciu przepustnicy oraz otwarciu zaworów dolotowych 30°WK przed GMP (rys. 6.12) stwierdzono:
  - 10-procentowy przyrost sprawności przy prędkości obrotowej silnika ok. 1500 obr/min;
  - 3-procentowy przyrost sprawności przy prędkości obrotowej silnika ok. 2500 obr/min;

![](_page_68_Figure_1.jpeg)

*Rys. 7.12. Przyrost sprawności ogólnej przy 50% otwarcia przepustnicy oraz otwarcia zaworów dolotowych 30°OWK przed GMP* 

- Przy 50% otwarciu przepustnicy oraz otwarciu zaworów dolotowych 20°OWK przed GMP (rys. 7.13) stwierdzono:
  - 9-procentowy przyrost sprawności przy prędkości obrotowej silnika ok. 2000 obr/min;
  - zmniejszenie sprawności ogólnej o 20%. dla prędkości obrotowej ok. 2000 obr/min;

 $\setminus$ 

![](_page_69_Figure_1.jpeg)

*Rys.* 7.13. *Przyrost sprawności ogólnej przy* 50% otwarcia przepustnicy oraz otwarcia zaworów dolotowych 20°OWK przed GMP

Przy 50% otwarciu przepustnicy oraz otwarciu zaworów dolotowych 10°OWK przed GMP (rys. 7.14) stwierdzono:

• spadek sprawności ogólnej do 12% przy prędkości obrotowej ok. 3000 obr/min;

![](_page_69_Figure_5.jpeg)

*Rys.* 7.14. Przyrost sprawności ogólnej przy 50% otwarcia przepustnicy oraz otwarcia zaworów dolotowych 10°OWK przed GMP

- Przy 50% otwarciu przepustnicy oraz otwarciu zaworów dolotowych w GMP rys.
   (7.15) stwierdzono:
  - 13-procentowy przyrost sprawności przy prędkości obrotowej silnika ok. 1900 obr/min;

![](_page_70_Figure_1.jpeg)

Rys. 7.15. Przyrost sprawności ogólnej przy 50% otwarcia przepustnicy oraz otwarcia zaworów dolotowych w GMP

- Przy 50% otwarciu przepustnicy oraz otwarciu zaworów dolotowych 12°OWK po GMP (rys. 7.16) stwierdzono:
  - Zmniejszenie sprawności ogólnej do 10% przy prędkości obrotowej ok. 2900 obr/min.

![](_page_70_Figure_5.jpeg)

Rys. 7.16. Przyrost sprawności ogólnej przy 50% otwarcia przepustnicy oraz otwarcia zaworów dolotowych 12°OWK po GMP

Przy 25-procentowym otwarciu przepustnicy oraz otwarciu zaworów dolotowych 30°OWK przed GMP (rys. 7.17) stwierdzono:

 13-procentowy przyrost sprawności przy prędkości obrotowej silnika ok. 1500 obr/min;

![](_page_71_Figure_2.jpeg)

Rys. 7.17. Przyrost sprawności ogólnej przy 25% otwarcia przepustnicy oraz otwarcia zaworów dolotowych 30°OWK przed GMP

- Przy 25-procentowym otwarciu przepustnicy oraz otwarciu zaworów dolotowych 20<sup>0</sup> OWK przed GMP (rys. 7.18) stwierdzono:
  - 8-procentowy przyrost sprawności przy prędkości obrotowej silnika ok. 1500 obr/min.

![](_page_71_Figure_6.jpeg)

Rys. 7.18. Przyrost sprawności ogólnej przy 25% otwarcia przepustnicy oraz otwarcia zaworów dolotowych 20°OWK przed GMP

Przy 25-procentowym otwarciu przepustnicy oraz otwarciu zaworów dolotowych 10°OWK przed GMP (rys. 7.19) stwierdzono:
16-procentowy przyrost sprawności przy prędkości obrotowej silnika ok. 1500 obr/min.



Rys. 7.19. Przyrost sprawności ogólnej przy 25% otwarcia przepustnicy oraz otwarcia zaworów dolotowych 10°OWK przed GMP

- Przy 25% otwarciu przepustnicy oraz otwarciu zaworów dolotowych w GMP (rys. 7.20) stwierdzono:
  - 8-procentowy przyrost sprawności przy prędkości obrotowej silnika ok. 1500 obr/min.



Rys. 7.20. Przyrost sprawności ogólnej przy 25% otwarcia przepustnicy oraz otwarcia zaworów dolotowych w GMP

- Przy 25-procentowym otwarciu przepustnicy oraz otwarciu zaworów dolotowych 12°OWK po GMP (rys. 7.21) stwierdzono:
  - 8-procentowy przyrost sprawności przy prędkości obrotowej silnika ok. 1500 obr/min.



Rys. 7.21. Przyrost sprawności ogólnej przy 25% otwarcia przepustnicy oraz otwarcia zaworów dolotowych 12° OWK po GMP

Przyrost sprawności ogólnej w zestawieniu, oraz otwarciu przepustnicy 75% przedstawiono na rys. 7.22 gdzie maksymalny jej przyrost widoczny jest przy prędkości obrotowej ok. 2000 obr/min i występuje przy otwarciu zaworów dolotowych w GMP. Przy otwarciu zaworów dolotowych 30°OWK przed GMP i przy prędkości obrotowej 2300 obr/min widoczny jest także 5-procentowy przyrost sprawności w stosunku do charakterystyki otrzymanej w trakcie badań (rys. 7.23).



Rys. 7.22. Rozkład sprawności ogólnej przy 75% otwarcia przepustnicy



Rys. 7.23. Przyrost sprawności ogólnej przy 75% otwarcia przepustnicy



Rys. 7.24. Rozkład sprawności ogólnej przy 50% otwarcia przepustnicy

Przyrost sprawności ogólnej w zestawieniu przy otwarciu zaworów dolotowych w GMP, oraz otwarciu przepustnicy 50% przedstawiono na rys. 7.25, gdzie maksymalny jej przyrost widoczny jest przy prędkości obrotowej ok. 2000 obr/min.



Rys. 7.25. Przyrost sprawności ogólnej przy 50% otwarcia przepustnicy

Przyrost sprawności ogólnej w zestawieniu przy otwarciu zaworów dolotowych 10°OWK przed GMP, oraz otwarciu przepustnicy 25% przedstawiono na rys. 7.26, gdzie maksymalny jej przyrost widoczny jest przy prędkości obrotowej ok. 1500 obr/min.



Rys. 7.26. Rozkład sprawności ogólnej przy 25% otwarcia przepustnicy



Rys. 7.27. Przyrost sprawności ogólnej przy 25% otwarcia przepustnicy

Zestawienie ogólne przyrostu sprawności przedstawiono na rys. 7.28, na którym widoczne jest jej maksimum dla prędkości obrotowej 1500 obr/min, gdzie zawory dolotowe zamykają się 10°OWK po DMP i przy 25% otwarciu przepustnicy.



Rys. 7.28. Rozkład przyrostu sprawności ogólnej z zastosowanym przesuwnikiem fazowym

Wykorzystując przesuwnik fazowy zaworów dolotowych widoczny jest wzrost sprawności ogólnej w przedziale do 3500 obr/min. Wadą hydraulicznego układu zmiany położenia wałka rozrządu jest problem z utrzymaniem określonych wartości podczas stabilizacji cieplnej oleju silnikowego.

#### 7.4. WPŁYW CIŚNIENIA NAPEŁNIANIA NA PRZEBIEG SPRAWNOŚCI OGÓLNEJ

Do czynników konstrukcyjnych, najsilniej wpływających na wielkość współczynnika napełnienia  $\eta_v$ , zaliczyć należy ukształtowanie układu dolotowego oraz odpowiedni dobór ustawienia rozrządu. Najważniejszymi czynnikami eksploatacyjnymi są prędkość obrotowa i obciążenie silnika. Ukształtowanie układu dolotowego oddziałuje na  $\eta_v$  poprzez wielkość oporów przepływu i wpływ na zjawiska dynamiczne w procesie ładowania [51, 54]. W celu uzyskania małych oporów przepływu, a tym samym dużego współczynnika napełnienia, projektując silnik należy stosować możliwie duże zawory

dolotowe, przy czym kanały w głowicy i przewody dolotowe powinny być krótkie, o możliwie małej liczbie wygięć i dostatecznie dużych przekrojach. Odnośnie zjawisk dynamicznych nie można sformułować ogólnych wniosków o wynikających stąd wytycznych konstrukcyjnych. Ostateczne ukształtowanie i wymiary układu dolotowego dobiera się w trakcie badań na stanowisku doświadczalnym. Ustawienie rozrządu, czyli uzgodnienie działania mechanizmu rozrządu z ruchem układu korbowego, wykazuje znaczny wpływ na wielkość współczynnika napełnienia. Na rysunkach 7.29 i 7.30 pokazano różnicę pomiędzy wartościami ciśnienia napełniania cylindrów przy stałej prędkości obrotowej, stałym obciążeniu i stałym otwarciu przepustnicy a zmianą otwarcia zaworów dolotowych.



*Rys.* 7.29. *Przebieg ciśnienia gdzie podczas napełniania przy prędkości obrotowej 1500 obr/min, 25% otwarciu przepustnicy, otwarciu zaworów dolotowych 30°OWK przed GMP* 



*Rys. 7.30. Przebieg ciśnienia podczas napełniania przy prędkości obrotowej 1500 obr/min, 25 % otwarciu przepustnicy, otwarciu zaworów dolotowych 12°OWK po GMP* 

W celu uzyskania możliwie dokładnego opróżnienia cylindra ze spalin i dobrego napełnienia go świeżym ładunkiem zawory otwiera się z pewnym wyprzedzeniem i zamyka z pewnym opóźnieniem. Wcześniejsze otwarcie zaworu dolotowego zapewnia odpowiednio duży przekrój przelotowy zaworu już w chwili rozpoczęcia suwu dolotu oraz uzyskanie przepłukania przestrzeni spalania. Opóźnienie zamknięcia zaworu dolotowego umożliwia przedłużenie procesu ładowania poza DMP przez wykorzystanie zjawisk dynamicznych w układzie dolotowym [62].

Wcześniejsze otwarcie zaworu wylotowego sprzyja pełniejszemu i szybszemu usunięciu spalin z cylindra, a opóźnione zamknięcie – zmniejszeniu reszty spalin dzięki ich dodatkowemu usuwaniu w wyniku odsysającego działania słupa spalin w przewodzie wylotowym. W zasadzie zwiększenie (oczywiście w określonych granicach) czasu otwarcia zaworów sprzyja polepszeniu napełnienia cylindra. Ze wzrostem prędkości obrotowej czas odpowiadający otwarciu zaworów maleje. Dlatego kąty wyprzedzenia otwarcia i opóźnienia zamknięcia zaworów muszą być w silnikach szybkoobrotowych odpowiednio większe niż w silnikach wolnoobrotowych.

Zwiększenie kąta pokrycia (współotwarcia) zaworów, tj. kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego okresowi, w którym zawory dolotowe i wylotowe jednego cylindra są jednocześnie otwarte, polepsza oczyszczenie przestrzeni spalania z reszty spalin w wyniku lepszego jej przepłukania świeżym ładunkiem [57, 69]. Stosowanie znacznego pokrycia zaworów jest możliwe tylko w silnikach o wewnętrznym tworzeniu mieszanki (silniki z zapłonem samoczynnym i wtryskowe silniki z zapłonem iskrowym), bowiem w razie zewnętrznego tworzenia mieszanki wystąpiłaby niedopuszczalna strata paliwa.

## 8. OKREŚLENIE SPRAWNOŚCI OGÓLNEJ SILNIKA Z OBIEGIEM ATKINSONA

#### 8.1 PORÓWNANIE SPRAWNOŚCI OGÓLNEJ SILNIKA SPALINOWEGO Z OBIEGIEM ATKINSONA Z SILNIKIEM PRACUJĄCYM Z OBIEGIEM OTTO

Wykorzystując dane z badań jednostkowego zużycia paliwa silników Toyoty Prius I i II generacji oraz silnika Mitsubishi 4G93GDI pracującego w obiegu Otto jak również wzór 8.1, określono sprawność ogólną.

$$\eta_o = \frac{3.6 \cdot 10^6}{g_e \cdot W_o} \tag{8.1}$$

Wo-wartość opałowa mieszanki [kJ/kg],

 $\eta_0$  – sprawność ogólna,

 $g_e$  – jednostkowe zużycie paliwa [g/(kW·h)].



Rys. 8.1. Zależność jednostkowego zużycia paliwa w funkcji prędkości obrotowej dla silnika Toyoty Prius II generacji

Następnie sprawność ogólną silnika z obiegiem Atkinsona w pojazdach hybrydowych I i II generacji porównano z silnikiem Mitsubishi 4G93GDI (obieg Otto), gdzie widoczny jest 18% przyrost sprawności ogólnej przy prędkości obrotowej ok. 2300 obr/min (rys. 8.3).



Rys. 8.2. Przyrost sprawności ogólnej silników z obiegiem Atkinsona oraz Mitsubishi GDI jako funkcji prędkości obrotowej przy 75% otwarcia przepustnicy[72]

Z rysunku 8.2 można określić przyrost sprawności ogólnej ( $\Delta \eta$ ) silnika z obiegiem Atkinsona pracującego w układzie hybrydowym II generacji w stosunku do silnika z bezpośrednim wtryskiem benzyny – co przedstawiono na rys. 8.3.



Rys. 8.3. Przyrost sprawności ogólnej jako funkcji prędkości obrotowej

# 8.2. OKREŚLENIE SPRAWNOŚCI OGÓLNEJ NA PODSTAWIE WYNIKÓW POMIARÓW CIŚNIENIA.

#### 8.2.1. ALGORYTM OBLICZANIA PARAMETRÓW OBIEGU

Poprzez pomiar ciśnienia w komorze spalania oraz dzięki zastosowaniu programu obliczeniowego zgodnie ze schematem blokowym algorytmu obliczania obiegów pokazanym na rys. 8.4 w badaniach możliwa jest:

- szybka analiza sprawności obiegów pełnych cyklów pracy silnika,
- obserwacja zamkniętych wykresów indykatorowych podczas pracy silnika,
- możliwość szybkiej analizy sprawności ogólnej dla określonych parametrów pracy silnika.

Sprawność ogólną określa się na podstawie wzoru [67]:

$$\eta_o = 8,311 \frac{M_1 p_e T_0}{W \eta_V p_o},$$
(8.2)

gdzie:

- M1 ilość mieszanki palnej przed spaleniem [kmol/kg],
- W wartość opałowa paliwa 43000 kJ/kg,

po-ciśnienie otoczenia 0,1 MPa,

- $\eta_V$  sprawność wolumetryczna,
- T<sub>0</sub> temperatura otoczenia 288 K,
- $p_e$  ciśnienie efektywne [MPa].

(a. **a**.)

### OKREŚLENIE SPRAWNOŚCI OGÓLNEJ SILNIKA Z OBIEGIEM ATKINSONA



Rys. 8.4. Schemat blokowy algorytmu obliczania obiegów

Schemat obliczania parametrów obiegów składa się z trzech niezależnych bloków:

- 1) bloku wprowadzania danych, obliczania oraz wydruku obliczonych wartości,
- 2) bloku graficznego, przedstawienia rzeczywistego obiegu we współrzędnych p-V,
- 3) bloku określenia poszczególnych sprawności obiegów pełnych cyklów pracy silnika.

#### 8.2.2. WYZNACZENIE CIŚNIENIA EFEKTYWNEGO WYKORZYSTUJĄC POMIAR CIŚNIENIA PEŁNEGO CYKLU PRACY SILNIKA

Ciśnienie efektywne można wyznaczyć ze wzoru:

$$p_e = p_i - p_m \tag{8.3}$$

gdzie:

 $p_i$  – ciśnienie indykowane [MPa],

 $p_m$  – ciśnienie strat mechanicznych [MPa].

Zgodnie ze wzorem 8.3 i przykładowym rysunkiem 8.5 gdzie ciśnienie indykowane jest stosunkiem pracy  $(L_i)$  indykowanej do objętości skokowej  $(V_s)$ :



Rys. 8.5. Przykładowy zamknięty wykres indykatorowy wynikający z badań silnika 2SZ-FE

Przy obliczaniu pracy indykowanej program obliczeniowy uwzględnia również przedziały kątowe, w jakich przebiegają poszczególne suwy tj:

- suw napełniania od  $\alpha_{1p} = 0^{\circ}$  do  $\alpha_{1k} = 210^{\circ}$ OWK,

- suw sprężania od  $\alpha_{2p} = 180^{\circ}$  do  $\alpha_{2k} = 360^{\circ}$ OWK,

– suw spalania rozprężania od  $\alpha_{3p} = 360^{\circ}$  do  $\alpha_{3k} = 510^{\circ}$ OWK,

- suw wylotu od  $\alpha_{1p} = 510^{\circ}$  do 720°OWK.

Poszczególne zakresy pokazują skrajne położenia suwów silnika 2SZ-FE wykorzystanego do badań stanowiskowych. Pracę poszczególnych suwów wyznacza się

przez całkowanie numeryczne pełnego cyklu pracy silnika wynikającego z zamkniętego wykresu indykatorowego.

Do silnika 2SZ-FE w celu uwzględnienia strat mechanicznych w zakresie prędkości obrotowej 1000–3500 obr/min skorzystano z następującej zależności [63]:

$$p_m = 0.0980666 \cdot (0.3 + 0.1 \cdot c_{sr}) \tag{8.4}$$

gdzie:

cśr – średnia prędkość tłoka [m/s],

dla badanego obiegu cśr można wyrazić jako [39, 48, 50]:

1

gdzie:

*s* – skok tłoka 0,0797 m,

*n* – prędkość obrotowa [obr/min].

W zakresie badań ciśnienie strat mechanicznych pokazano na charakterystyce prędkościowej (rys. 8.6):

 $c_{sr} = \frac{Sn}{30}$ 



Rys. 8.6. Charakterystyka strat tarcia ciśnienia w zakresie badań

(8.5)

#### 8.2.3 WYZNACZENIE SPRAWNOŚCI NAPEŁNIANIA W ZAKRESIE BADAŃ SILNIKA 2SZ-FE

Wykorzystując pomiar ciśnienia w cylindrze określamy sprawność wolumetryczną przedstawioną zależnością (8.6) i przykład określenia średniej sprawności dla prędkości obrotowej 3000 obr/min, przesuwnika fazowego ze <sup>o</sup>OWK w GMP oraz obciążeniu 80 kW pokazano na rys. 8.7

$$\eta_{\nu} = \left(\frac{p_1}{p_0} - \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_{rs} - p_1}{p_0}\right) \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T},\tag{8.6}$$

gdzie:

 $\Delta$  T – przyrost temperatury ładunku dopływającego do cylindra w wyniku

oddziaływania gorących ścianek, przyjęto 40 K,

- $p_r$  ciśnienie reszty spalin przyjęto 0,104 MPa,
- To-temperatura otoczenia podczas badań, 293 K,

 $p_1$  – ciśnienie napełniania [MPa],

 $p_0$  – ciśnienie otoczenia podczas badań 0,0993 MPa,

 $\varepsilon$  – stopień sprężania dla badanego silnika wynosi 10.



Rys. 8.7. Porównanie sprawności wolumetrycznejj silnika z obiegiem Atkinsona do silnika Otto jako funkcji prędkości obrotowej (przy ok. 50 % obciążeniu)

#### 8.2.4. WYZNACZENIE ZAPOTRZEBOWANIA POWIETRZA DO SPALENIA 1 KG PALIWA

Ilość mieszanki palnej przed spaleniem w silniku wynosi:

$$M_1 = \lambda \cdot Lt, \tag{8.7}$$

gdzie:

 $\lambda$  – współczynnik nadmiary powietrza podczas badań ok. 1,04,

 $L_t$  – teoretyczne zapotrzebowanie na powietrze do spalenia 1 kg paliwa [kmol/kg] [87]:

$$L_{t} = \frac{1}{0,21} \left( \frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{o}{32} \right)$$
(8.8)

Udziały masowe w benzynie LO 96 poszczególnych składników wynoszą:

c−0,855,

h-0,145,

o – 0,

 $M_1$  – dla badań wy nosi 0,531 kmol/kg.

Podstawiając poszczególne wartości z badań silnika realizującego obieg Atkinsona oraz sinika Otto przy 50% obciążeniu rys. 8.7, otrzymujemy przyrost sprawności ogólnej pokazany na rys. 8.8.



Rys. 8.8. Przyrost sprawności ogólnej silnika z obiegiem Atkinsona do silnika Otto

## 8.3. WPŁYW USTAWIENIA FAZ OTWARCIA ZAWORÓW DOLOTOWYCH NA SKŁAD SPALIN

Badania przeprowadzono przy stałych prędkościach obrotowych 2500 i 3500 obr/min oraz przy 25% i 50% otwarciu przepustnicy, spaliny do badań pobierano z kolektora wylotowego. Pomiary wykonano dla różnych faz rozrządu silnika Toyoty 2SZ-FE. Wpływ kąta wyprzedzenia/opóźnienia zamknięcia zaworów dolotowych. Na rysunku 8.9 przedstawiono różnicę toksyczności spalin dla poszczególnych kątów otwarcia zaworów dolotowych w stosunku do silnika pracującego bez przesuwnika fazowego dla 25% otwarcia przepustnicy,  $\lambda = 1,00 \pm 0,03$ , prędkość obrotowa 2500 obr/min.



*Rys. 8.9. Wpływ kąta otwarcia zaworów dolotowych przy otwarciu przepustnicy 25% i prędkości obrotowej 2500 obr/min na stężenie spalin: a) tlenku węgla, b) węglowodorów, c) tlenków azotu* 

Na rysunku 8.10 przedstawiono różnicę toksyczności spalin dla poszczególnych kątów otwarcia zaworów dolotowych w stosunku do silnika pracującego bez przesuwnika fazowego dla 50% otwarcia przepustnicy,  $\lambda = 1,00 \pm 0,03$ , prędkości obrotowej 2500 obr/min.





Na podstawie otrzymanych wyników badań można stwierdzić, że w miejscach przyrostów sprawności ogólnej następuje niewielki wzrost emisji  $NO_x$  w kolektorze wylotowym oraz zmniejszenie niespalonych węglowodorów i tlenku węgla w spalinach.

#### 8.4. OCENA BŁĘDÓW POMIARU METODĄ RÓŻNICZKI ZUPEŁNEJ

W trakcie pomiaru uzyskujemy wartości różniące się od przewidywań teorii. Gdy doświadczenie staje się doskonalsze, niepewności pomiarowe maleją. W ogólności rozbieżność między teorią i eksperymentem zależy od:

- niedoskonałości człowieka (osoby wykonującej pomiar),

- niedoskonałości przyrządów pomiarowych,

- niedoskonałości obiektów mierzonych.

W przypadku pojedynczych pomiarów stosujemy określenia [78, 99, 100]: błąd bezwzględny:

$$\Delta = x - x_0, \tag{8.9}$$

błąd względny:

gdzie:

x – wartość zmierzona,

 $x_0$  – wartość rzeczywista.

Wielkości określone wzorami (8.9) i (8.10) są pojedynczą realizacją zmiennej losowej i nie wchodzą do teorii niepewności. W praktyce nie znamy wartości rzeczywistych wielkości mierzonych i szacujemy niepewności pomiarowe wynikające ze statystycznych praw rozrzutu pomiarów. Niepewność jest parametrem związanym z pomiarem. Istotny jest również problem niepewności przypisywanej wielkości złożonej (wyliczanej ze wzoru fizycznego)

 $\delta = \frac{\Delta}{x_0},$ 

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$$
(8.11)

Wyniki pomiarów podlegają pewnym prawidłowościom, tzw. rozkładom typowym dla zmiennej losowej. Z tego względu błędy dzielimy na:

błędy grube (pomyłki) – należy je eliminować,

błędy systematyczne – podlegają poprawkom,

błędy przypadkowe – podlegają rozkładowi Gaussa, wynikają z wielu losowych przyczynków, nie dają się wyeliminować [23, 98].

Niepewność dzieli się na dwa podstawowe typy:

- 1. Typ A metody wykorzystujące statystyczną analizę serii pomiarów:
- wymaga odpowiednio dużej liczby powtórzeń pomiaru,

(8.10)

- ma zastosowanie do błędów przypadkowych.
- Typ B wykorzystuje naukowy osąd eksperymentatora i jego dostępne informacje o pomiarze i źródłach jego niepewności:
- stosuje się gdy statystyczna analiza nie jest możliwa,
- dla błędu systematycznego lub dla jednego wyniku pomiaru.

Do typu B zaliczamy **metodę różniczki zupełnej** dla wielkości złożonej  $y = f(x_1, x_2, ..., x_n)$ , gdy niepewności maksymalne  $\Delta x_1, \Delta x_2, ..., \Delta x_n$  są małe w porównaniu z wartościami zmiennych  $x_1, x_2, ..., x_n$  niepewność maksymalną wielkości y wyliczamy z praw rachunku różniczkowego:

$$\Delta y = \left| \frac{\partial y}{\partial x_1} \right| \Delta x_1 + \left| \frac{\partial y}{\partial x_2} \right| \Delta x_2 + \dots + \left| \frac{\partial y}{\partial x_n} \right| \Delta x_n \right|$$
(8.12)

Obliczanie błędów względnych wartości y:

$$\partial y = \frac{\Delta y}{v} \cdot 100\%. \tag{8.13}$$

Zestawienie parametrów mierzonych bezpośrednio:

- prędkość obrotowa  $n \pm 10$  obr/min,
- temperatura powietrza zasysanego przez silnik  $T\pm0,1^{\circ}$ C,

- ciśnienie  $-p \pm 1$  kPa,

- temperatura spalin  $T_{sp} \pm 0,1^{\circ}$ C,
- kąt obrotu wału korbowego  $\alpha \pm 0.5^{\circ}$ OWK,
- kąt zamknięcia/otwarcia zaworów dolotowych  $\alpha_{otw}/\alpha_{zam} \pm 1^{\circ}OWK$ ,
- współczynnik nadmiaru powietrza  $\lambda \pm 0.01$ ,
- otwarcie przepustnicy  $\varphi_p \pm 1^\circ$ ,
- moment obrotowy  $M_o \pm 2$  N·m,
- masowe zużycie paliwa  $G_s \pm 0.04$  g/s,
- ciśnienie w komorze spalania  $p \pm 1$  kPa,
- masa ładunku w komorze spalania  $m_c \pm 0,1$  g.

Obliczenie wartości błędów wielkości mierzonych pośrednio dla wybranych wartości mierzonych bezpośrednio metodą różniczki zupełnej

• Moc  $N_e$  [kW]

$$N_e = \frac{M_o n}{9554,14},\tag{8.14}$$

- błąd mocy

$$\Delta N_e = \left| \frac{\partial N_e}{\partial M_o} \right| \Delta M_o + \left| \frac{\partial N_e}{\partial n} \right| \Delta n = \frac{\Delta M_o n}{9554,14} + \frac{M_o \Delta n}{9554,14}, \tag{8.15}$$

dla wartości

- momentu obrotowego  $M_o \rightarrow 80 \pm 2 \text{ N} \cdot \text{m}$
- prędkości obrotowej n  $\rightarrow$  3500 ±10 obr/min, błąd względny momentu obrotowego wynosi:

$$\partial N_e = \frac{\Delta N_e}{N_e} 100\% = \frac{0.8137}{80} 100\% = 1.01\%.$$
(8.16)

• Jednostkowe zużycie paliwa [g/(kW·h)]

$$g_e = \frac{G_s 3600}{N_e},$$
 (8.17)

- błąd jednostkowego zużycia paliwa

$$\Delta g_e = \left| \frac{\partial g_e}{\partial G_s} \right| \Delta G_s + \left| \frac{\partial g_e}{\partial N_e} \right| \Delta N_e = \frac{\Delta G_s 3600}{N_e} + \frac{G_s \Delta N_e}{\left(N_e\right)^2}, \tag{8.18}$$

dla wartości:

- mocy  $N_e \rightarrow 40 \pm 1 \text{ kW}$
- masowego zużycia paliwa  $G_s \rightarrow 2,64 \pm 0,04$  g/s, błąd względny jednostkowego zużycia paliwa wynosi:

$$\partial g_e = \frac{\Delta g_e}{g_e} 100\% = \frac{3.6}{242,641} 100\% = 1,48\%, \tag{8.19}$$

• Temperatura ładunku [K]:

$$T = \frac{pV}{Rm_c},\tag{8.20}$$

- błąd temperatury ładunku

$$\Delta T = \left| \frac{\partial T}{\partial p} \right| \Delta p + \left| \frac{\partial T}{\partial m_c} \right| \Delta m_c = \frac{\Delta p V}{Rm_c} + \frac{p V \Delta m_c}{R(m_c)^2}, \tag{8.21}$$

dla wartości

- ciśnienia w komorze spalania  $p \rightarrow 4600 \pm 1 \text{ kPa}$ ,
- stałej gazowej  $R \rightarrow 275 \text{ J/(kg·K)},$
- objętości komory nad tłokiem  $V_c \rightarrow 0,000357 \text{ m}^3$
- masy ładunku w komorze spalania  $m_c \rightarrow 18,9 \pm 0,3$  g, błąd względny temperatury w komorze spalania wynosi:

$$\partial T = \frac{\Delta T}{T} 100\% = \frac{5015,23}{1700,000} 100\% = 2,9\%,$$
(8.22)

• Sprawność ogólna:

$$\eta_{o} = \frac{3.6 \cdot 10^{6}}{g_{e} \cdot W_{o}},\tag{8.23}$$

- błąd sprawności ogólnej

$$\Delta \eta_o = \left| \frac{\partial \eta_o}{\partial g_e} \right| \Delta g_e = \frac{\Delta g_e 3, 6 \cdot 10^6}{W_o \cdot (g_e)^2}, \tag{8.24}$$

dla wartości:

- jednostkowego zużycia paliwa  $g_e \rightarrow 400 \pm 2 \text{ g/(kW \cdot h)},$
- wartości opałowej paliwa  $W_o \rightarrow 43000 \text{ J/K}$ , błąd względny sprawności ogólnej wynosi:

$$\partial \eta_o = \frac{\Delta \eta_o}{\eta_o} 100\% = \frac{0,001046}{0,20951} 100\% = 0,50\%.$$
(8.25)

## ZAKOŃCZENIE

#### 10.1. PODSUMOWANIE

Niniejsza praca stanowi nowatorskie opracowanie zastosowania sterownia zmiennymi fazami rozrządu w silniku Toyoty 2SZ-FE. W pracy rozważono możliwości zachowania się systemu pełnych cyklów pracy silnika spalinowego, mierząc ciśnienie w komorze spalania, dla poszczególnych parametrów silnika pracującego w obiegu Atkinsona.

Autorski system umożliwia uzyskanie większych sprawności wolumetrycznych a co za tym idzie zwiększenie sprawności ogólnej.

W pracy wykonano analizę teoretyczną zmiany ciśnienia i temperatury w cylindrze podczas pełnych cyklów pracy silnika. Opisano dodatkowy przyrost pracy uzyskany przez przedłużony suw rozprężania realizujący obieg Atkinsona oraz opisano wymianę ładunku zachodzącą w tym procesie. Wyprowadzono wzór na sprawność teoretyczną obiegu Atkinsona i określono jej przyrost w stosunku do obiegu Otto. Przeprowadzono analizę wywiązywania się ciepła na podstawie jednostrefowego modelu matematycznego, wykorzystując pomiar ciśnienia pełnych cyklów pracy silnika. Wyznaczono charakterystyki zewnętrzne i określono przyrosty sprawności ogólnej dla silnika 2SZ-FE po zastosowaniu przesuwnika fazowego. W celu analizy numerycznej wykorzystano opracowanie jednostrefowego modelu matematycznego w języku BASIC.

Przeprowadzone analizy badań potwierdziły stawianą tezę, a więc cel pracy został osiągnięty. Na podstawie przeprowadzonych badań silnikowych oraz w wyniku analizy teoretycznej została potwierdzona teza naukowa pracy zamieszczona w p. 2.3 o zwiększeniu sprawności ogólnej silnika spalinowego przy zastosowaniu obiegu Atkinsona. Zastosowanie przesuwnika fazowego powoduje zwiększenie sprawności ogólnej przez zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa i szersze możliwości realizacji obiegu Atkinsona w określonych zakresach prędkości obrotowej.

#### 10.2. WNIOSKI KOŃCOWE

Z pracy pt: Dobór parametrów pracy silnika spalinowego ZI z obiegiem Atkinsona w hybrydowym układzie napędowym można przedstawić następujące wnioski:

- Przyrost sprawność cieplnej obiegu Atkinsona jest o około 9% wyższy niż w obiegu Otto.
- Cykl pracy obiegu Atkinsona ten może być realizowany praktycznie przy rozprężaniu do ciśnienia wyższego niż ciśnienie początku sprężania, ale niższego niż ciśnienie końca rozprężania obiegu Otto lub Diesla.
- Celem obiegu Atkinsona jest przystosowanie komory spalania do utrzymania stopnia sprężania w wartości maksymalnej poniżej granicy spalania stukowego i utrzymania skutecznego stopnia rozprężania.
- 4. W obiegu Atkinsona nie ma strat napełniania, ponieważ suma ładunku zatrzymanego w cylindrze została określona przez opóźnione zamknięcie zaworu dolotowego.
- Badania drogowe silnika z obiegiem Atkinsona pracującym w układzie hybrydowym potwierdzają wzrost sprawności ogólnej o 7% w stosunku do silnika Mitsubishi z bezpośrednim wtryskiem paliwa.
- Po zastosowaniu przesuwnika fazowego widoczny jest 12% przyrost sprawności ogólnej w zestawieniu przy otwarciu zaworów dolotowych w GMP oraz 50% otwarciu przepustnicy.
- Dzięki opracowaniu programu obliczeniowego możliwe jest wyznaczanie zamkniętych wykresów indykatorowych na podstawie zmierzonego ciśnienia poszczególnych cyklów pracy silnika.
- Na podstawie programu obliczeniowego oraz z wykorzystaniem jednostrefowego modelu matematycznego możliwe jest wyznaczanie oraz analiza poszczególnych sprawności cieplnych obiegów.

### LITERATURA

- [1] Abatorab A., Teodorczyk A., *THE CONTROL OF COMBUSTION PROCESS IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES*, Journal of KONES Internal Combustion Engines, Warszawa 2000.
- [2] Alger T., Hall M., Matthews R., THE EFFECT OF IN-CYLINDER FLOW FIELDS AND INJECTION TIMING ON TIME-RESOLVED HYDROCARBON EMISSINS IN A 4-VALVE, DISI ENGINE, Gasoline Direct Injection Engine, SAE International Congress, USA 2000.
- [3] Ambrozik A., WYBRANE ZAGADNIENIA PROCESÓW CIEPLNYCH W TŁOKOWYCH SILNIKACH SPALINOWYCH. Kielce 2003.
- [4] Ambrozik A., Ambrozik T. Łagowski P., *PORÓWNANIE CYKLI PRACY SILNIKA SPALINOWEGO ZASILANEGO BENZYNĄ I WODOREM*, Journal of KONES Powertrain and transport, Vol. 13, Warszawa 2006.
- [5] Banaszek J., Domański R. Rebow M., El-Sagier F., *NUMERICAL ANALYSIS OF THE PARAFFIN WAX-AIR SPIRAL THERMAL ENERGY STORAGE UNIT*, Applied Thermal Engineering, 2000.
- [6] Banaszek J., Furmanski P., *FEM ANALYSIS OF BINARY DILUTE SYSTEM SOLIDIFICATION USING THE ANISOTROPIC POROUS MEDIUM MODEL OF A MUSHY ZONE*, Computer Assisted Mechanics and Engineering Sciences 2000.
- [7] Bern R., Figer G., Wimmer A., *MOGLICHKEITEN FUR DIE GENAUE MESUNG VON LADUNGSWECHSELDRUCKVERLAUFEN*, Baden 2000.
- [8] Bernhard M., Dobrzyński S., *SILNIKI SAMOCHODOWE*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1988.
- [9] Brzeżański M., WYBRANE ZAGADNIENIA FAZY NAGRZEWANIA SILNIKA SPALINOWEGO, KONES, Bielsko-Biała 1997.
- [10] Chris M., *EMERGING TECHNOLOGIES OF HYBRID ELECTRIC VEHICLES*, USA 2007.
- [11] Cichy M., OBLICZANIE PROCESÓW SPRĘŻANIA I ROZPRĘŻANIA METODA RÓŻNIC SKOŃCZONYCH, Gdańsk 1996.
- [12] Ciesielczyk W., Kędzierski S., *PRZYKŁADY I ZADANIA Z TERMODYNAMIKI TECHNICZNEJ*, Kraków 1997.
- [13] Domański R., Jaworski M., Rebow M., Kołtyś J., WYBRANE ZAGADNIENIA Z TERMODYNAMIKI W UJĘCIU KOMPUTEROWYM, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2000.
- [14] Domański R., Jaworski M., Rebow M. WYMIANA CIEPŁA KOMPUTEROWE WSPOMAGANIE OBLICZEŃ, TABLICE WŁAŚCIWOŚCI TERMOFIZYCZNYCH, Wyd. III. Oficyna Wydawnicza PW, Warszawa 2000.
- [15] Duoba M., Larsen H., HYBRID ELECTRIC VEHICLES, 2000.
- [16] Eisenhart K., Tabrizi B., ACCELERATING ADAPTIVE PROCESSES, Product Innovation in the Global Computer Industry 1995.
- [17] Furmański P., MODELING OF TRANSPORT PHENOMENA DURING SOLIDIFICATION OF BINARY SYSTEMS, Computer Assisted Mechanics and Engineering Sciences, 1994.
- [18] Garrett T.K., AUTOMOTIVE FUELS AND FUEL SYSTEMS, Londyn 1991.
- [19] Glinka W., Helwig M., Wolański P., *RADIANT IGNITION OF WOOD* UNTREATED AND TREATED WITH FIRE RETARDANT, Archivum Combustionis 2000.

- [20] Gumiński K., TERMODYNAMIKA, Warszawa 1986.
- [21] Hartman K., Łezki E., Shäfer W., STATISTISCHE VERSUCHPLANUNG UND-AUSWERTUNG IN DER STOFFWIRTSCHAFT,, VEB, Leipzig 1974.
- [22] Heywood J.B., *INTERNAL COMBUSTION ENGINE FUNDAMENTALS*, Graw-Hill 1998.
- [23] Hsu J.S., Ayers C.W., Coomer C.L., *REPORT ON TOYOTA/PRIUS MOTOR DESIGN AND MANUFACTURING ASSESSMENT*, Oak Ridge, Tennessee 2004.
- [24] Heywood J.B., INTERNAL COMBUSTION ENGINE FUNDAMENTALS, Graw-Hill 1998.
- [25] Hermance D., NEW EFFICIENCY BASELINE 2004 TOYOTA PRIUS, USA Toyota Technical Center 2004r. In: Huelser H., Neunteufl K., Unger E., Breitegger B., Cylinder-pressure-based Engine Control for Diesel Engines, 5<sup>th</sup> IAV Symposium, Berlin 2005.
- [26] Jarnuszkiewicz S., Wybrane ZAGADNIENIA SILNIKÓW HYBRYDOWYCH, Wyd. Politechniki Krakowskiej, Kraków 1979.
- [27] Jarosinski J., Oppenheim A.K., Wolański P., *PROBLEMY KONTROLOWANEGO* SPALANIA W SILNIKACH W KSIĄŻCE: PROBLEMY SPALANIA W SILNIKACH SPALINOWYCH, Polski Instytut Spalania, Łódź 2000.
- [28] Jarnicki R., Teodorczyk A., Golovitchev V., Chomiak J., NUMERICAL SIMULATION OF SPRAY FORMATION, IGNITION AND COMBUSTION IN A DIESEL ENGINE USING COMPLEX CHEMISTRY APPROACH, Journal of KONES Internal Combustion Engines, Warszawa 2000.
- [29] Jeschke J., CONCEPTION AND TEST OF A CYLINDER PRESSURE BASED ENGINE MANAGEMENT FOR PASSENGER CAR DIESEL ENGINES, Ph.D. Dissertation, University of Magdeburg, Germany 2003.
- [30] Kawakami T., Okajima S., Teodorczyk A., STUDY OF COMBUSTION MECHANISM OF PROPANE-AIR MIXTURES NEAR THE IGNITION LIMIT UNDER MICROGRAVIT, Journal of KONES Internal Combustion Engines, Warszawa 2000.
- [31] Kordziński C., Środulski T., *UKŁADY DOLOTOWE SILNIKÓW SPALINOWYCH*, WKiŁ, Warszawa 1968.
- [32] Kowalewicz A., WYBRANE ZAGADNIENIA SAMOCHODOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH, Radom 1996.
- [33] Kowalewicz A., *TWORZENIE MIESZANKI I SPALANIE W SILNIKACH* O ZAPŁONIE ISKROWYM, Warszawa 1984.
- [34] Klemens R., Gieras M., Szatan B., *STRUCTURE OF DUST-AIR* FLAME, Archivum Combustionis, 2000.
- [35] Klemens R., Szatan B., Gieras M., Wolanski P., Maranda A., Nowaczewski J., Paszula J., SUPPRESSION OF DUST EXPLOSIONS BY MEANS OF DIFFERENT EXPLOSIVE CHARGE, Journal of Loss Prevention, and Process Industries 2000.
- [36] Ishii W., Hanajima T., Tsuzuku H., *APPLICATION OF AIR-FUEL MIXTURE INJECTION TO LEAN-BURN ENGINES FOR SMALL MOTORCYCLES*, SAE 2004-32-0052.
- [37] John M., COMPARATIVE ASSESSMENT OF HYBRID VEHICLE POWER SPLIT TRANSMISSIONS, January 12, 2005.
- [38] Jędrzejowski J., OBLICZANIE TŁOKOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO, Warszawa 1988.
- [39] Kijewski J., SILNIKI SPALINOWE, Warszawa 1997.

- [40] Korobeinikov V.P., Klemens R., Wolanski P., Markov V.V., Men'shov I.S., MODELS AND NUMERICAL METHODS FOR COAL MINE EXPLOSION DEVELOPMENT, Computational Fluid Dynamics JOURNAL 2000.
- [41] Korobeinikov V.P., Semenov I.V., Klemens R., Wolański P., Kosinski P., Markov V.V., Men'shov I.S., ON COMBUSTION POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ AND DETONATION BEHIND SHOCK WAVE PROPAGATION OVER A DUST LAYER, Control of Detonation Processes 2000.
- [42] Kowalewicz A., SYSTEMY SPALANIA SZYBKOOBROTOWYCH TŁOKOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH, Warszawa 1990.
- [43] Kowalewicz A., *DOŁADOWANIE SAMOCHODOWYCH SILNIKÓW* SPALINOWYCH, Radom 1998.
- [44] Kowalewicz A., *WYBRANE ZAGADNIENIA SAMOCHODOWYCH SILNIKÓW* SPALINOWYCH, Warszawa 2002.
- [45] Leżański T., Rychter T., Teodorczyk A., PRECHAMBER COMBUSTION SYSTEM STUDIES USING RAPID COMPRESSION MACHINE, Journal of KONES Internal Combustion Engines, Warszawa 2000.
- [46] Merkisz J., *EKOLOGICZNE ASPEKTY STOSOWANIA SILNIKÓW SPALINOWYCH*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1994.
- [47] Merkisz J., Pielecha I., *ALTERNATYWNE NAPĘDY POJAZDÓW*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2006.
- [48] Mehdiyev R., Wolanski P., *BI-MODAL COMBUSTION CHAMBER FOR A STRATIFIED CHARGE ENGINE*, Advances in Combustion, SAE, SP-1492, 2000.
- [49] Basset M., *INVESTIGATION OF TECHNOLOGIES TO IMPROVE DRIVE-CYCLE FUEL ECONOMY*, 2005.
- [50] Miller A., Lewandowski J., Trzcińska Z., Abed K.A., GENERALIZED PERFORMANCE CHARACTERISTICS OF TURBINE STAGE GROUPS. AB ATTEMPT TO SUPPLEMENT THE FLUGEL'S-STODOLA'S LAW, Archiv. of Mechanical Engineering, 2000.
- [51] Mitianiec W., Jaroszewski A., MODELE MATEMATYCZNE PROCESÓW FIZYCZNYCH, 1993.
- [52] Sellnau M., Matekunas F.A., Battiston P.A., Chang C.-F., Lancaster D.R., CYLINDER-PRESSURE-BASED ENGINE CONTROL USING PRESSURE-RATIO-MANAGEMENT AND LOW-COST NON-INTRUSIVE CYLINDER PRESSURE SENSORS, SAE Paper 2000-01-0932.
- [53] Mysłowski J., DOŁADOWANIE SILNIKÓW, Warszawa 2002.
- [54] Niewiarowski K., TŁOKOWE SILNIKI SPALINOWE, tom I, Warszawa 1983.
- [55] Niewiarowski K., TŁOKOWE SILNIKI SPALINOWE, tom II, Warszawa 1983.
- [56] Noruma K., Nakamura K., *DEVELOPMENT OF A NEW TWO-STROKE ENGINE WITH POPPET-VALVES*, IFP, Paris 1993.
- [57] Oppenheim A.K., *PAVING THE WAY TO CONTROLLED COMBUSTION* ENGINES(CCE), SAE Paper 951961.
- [58] Piotrowski I., Witkowski K., OKRĘTOWE SILNIKI SPALINOWE, Gdynia 1996.
- [59] Pishinger S., Yapici I., Schwaderlapp K., Habermann K., VARIABLE COMPRESSION IN SI ENGINES, ICE 2001.
- [60] Poorman T., Liangdao X., Włodarczyk M.T., *IGNITION SYSTEM-EMBEDDED* FIBER-OPTIC COMBUSTION PRESSURE SENSOR FOR AUTOMOTIVE ENGINE CONTROL AND MONITORING, SAE Paper 970853.
- [61] Polanowski S., ERRORS IN TOKING MIP MEASUREMENTS BY MEANS OF MICROCOMPUTER COMBUSTION PRESSURE ANALYZER, Journal of Polish CIMAC, Warszawa 1992.

- [62] Polanowski S., *GŁÓWNE ZRÓDLA BLEDÓW POMIARU ŚREDNIEGO CIŚNIENIA INDYKOWANEGO SILNIKÓW OKRĘTOWYCH W WARUNKACH EKSPLOATACJI*, Journal of KONES, Warszawa–Poznań 1995.
- [63] Polanowski S., T.D.C. DETERMINATION ON INDICATOR DIAGRAM WITH COMBUSTION, Journal of Kones, Vol. 6., no 1-2, Warsaw 1999.
- [64] Sendyka B., Soczówka J., Sochan A., Kudzia S., THE POWER OF GENERAL ABILITY AND PERFORMANCE OF AN ENGINE WITH TURBOCOMPOUND SYSTEM, 29-th International Scientific Conference on Internal Combustion Engines KONES, Wisła 2003.
- [65] Sendyka B., Kudzia S., Soczówka J., APPLICATION OF FUEL CELLS IN AUTOMOTIVE VEHICLE, 29-th International Scientific Conference on Internal Combustion Engines KONES, Wisła 2003.
- [66] Sendyka B., Sochan A., *DETERMINATION OF THE TOTAL EFFICIENCY IN A HYBRID SYSTEM OF COMBUSTION AND ELECTRICAL ENGINES*, KONMOT-Autoprogres, Zakopane 2004.
- [67] Sendyka B., Sochan A., *THE COMPARISON OF THE EFFICIENCY OF THE ATKINSON CYCLE TO OTTO CYCLES*, KONMOT-Autoprogres, Zakopane 2004.
- [68] Sendyka B., Sochan A., *DETERMINATION OF THE THERMAL EFFICIENCY IN THE COMBUSTION ENGINE WITH ATKINSON CYCLE*, PTNSS, Bielsko-Biała/Szczyrk 2005.
- [69] Sendyka B., Sochan A., *DETERMINATION OF THE TOTAL EFFICIENCY IN THE ENGINE WITH ATKINSON CYCLE*, PTNSS, Bielsko-Biała/Szczyrk 2005.
- [70] Sendyka B., Sochan A., ANALYSIS OF THE INCREASE OF COMBUSTION ENGINE TOTAL EFFICIENCY WITH ATKINSON CYCLE APPLIED IN THE HYBRID DRIVING SYSTEM, FISITA, Yokohama 2006.
- [71] Sendyka B., Cygnar M., ANALYSIS OF THE COMBUSTION PROCESS OF STRATIFIED CHARGE IN A DIRECT INJECTED FOUR STROKE ENGINE, PAN Kraków 2001.
- [72] Sendyka B., Kudzia S., Cygnar M., *THE ANALYSIS OF POWER SUPPLY* CONSTRUCTION AND BURNING PROCESS IN ENGINES WITH GASOLINE DIRECT INJECTION (GDI), KONMOT-Autoprogres, Zakopane 2004.
- [73] Sendyka B., Noga M., Kulikowski K., *MATHEMATICAL MODEL FOR* DETERMINATION OF FUEL CONSUMPTION ON THE BASIS OF ENGINE CHARACTERISTICS, KONMOT-Autoprogres, Zakopane 2004.
- [74] Sendyka B., Cygar M., OKREŚLENIE SPRAWNOŚCI OGÓLNEJ SILNIKA ZI Z UWARSTWIONYM ŁADUNKIEM PRZY ZASTOSOWANIU BEZPOŚREDNIEGO WTRYSKU PALIWA, , Kraków 2002.
- [75] Sendyka B., Rodak Ł., *IMPROVEMENT OF PARAMETERS OF A TURBOCHARGING SYSTEM USING GAS BEARINGS AND INFLUENCE ON CHARACTERISTICS OF AN ENGINE*, Comodia, Yokohama 2004.
- [76] Szargut J., *TERMODYNAMIKA TECHNICZNA*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997.
- [77] Sobotowski, THE DEVELOPMENT OF A NOVEL VARIABLE COMPRESSION RATIO, DIRECT INJECTION DIESEL ENGINE, SAE Technical Paper, 1991.
- [78] Swaderlapp M., VARIABLE COMPRESSION RATIO A DESIGN SOLUTION FOR FUEL ECONOMY COMCEPTS, SAE Technical Paper Series 2002.
- [79] Szargut J., TERMODYNAMIKA TECHNICZNA, Warszawa 1990.
- [80] Szydłowski H., PRACOWNIA FIZYCZNA, PWN, Warszawa 1999.
- [81] TOYOTA HYBRID SYSTEM THS II, Toyota Motor Corporation, Tokyo 2003.

- [82] Rairigh P., *METROLOGIST, SUSTAINABLE MOBILITY TECHNOLOGIES ADVANCED BATTERY SYSTEMS,* Michigan Clean Fleet Conference 2007.
- [83] Rychter T., Teodorczyk A., *MODELOWANIE MATEMATYCZNE ROBOCZEGO CYKLU SILNIKA TŁOKOWEGO*, Warszawa 1990.
- [84] Rychter T., TEORIA SILNIKÓW TŁOKOWYCH, Warszawa 2006.
- [85] Różycki A., NIEPOWTARZALNOŚĆ KOLEJNYCH CYKLI PRACY SILNIKA O ZAPŁONIE ISKROWYM ZASILANE, Warszawa 2002.
- [86] Ulrich O., Włodarczyk R., Włodarczyk M.T., HIGH-ACCURACY LOW-COST CYLINDER PRESSURE SENSOR FOR ADVANCED ENGINE CONTROLS, SAE 2001.
- [87] Wajand J.A., Wajand J.T., *TŁOKOWE SILNIKI SPALINOWE ŚREDNIO I SZYBKO OBROTOWE*, Warszawa 2000.
- [88] Wajand J., Jędraszczyk K, Parczewski K., Walder J., WSPOMAGANIE KOMPUTEROWE CAD CAM MIKROKOMPUTEROWE OBLICZANIE SILNIKA SPALINOWEGO, Warszawa 1990.
- [89] Wajand J., *POMIARY SZYBKOZMIENNYCH CIŚNIEŃ W MASZYNACH TŁOKOWYCH*, Warszawa 1974.
- [90] Wajand J.A., *DOŚWIADCZALNE TŁOKOWE SILNIKI SPALINOWE*, Warszawa 2003.
- [91] Wanszejdt W.A., *SUDOWYJE DWIGATIELI WNUTRIENNIEGO SGORANIJA*, Sudostrojenie, Leningrad 1977.
- [92] Wardziński F., SAMOCHODOWE SILNIKI SPALINOWE, Warszawa 1988.
- [93] Wimmer A., Glaser J., INDYKOWANIE SILNIKA, Warszawa 2004.
- [94] Wiśniewski S., TERMODYNAMIKA TECHNICZNA, WNT, Warszawa 1980.
- [95] Wiśniewski T., BADANIE PROCESÓW WYMIANY CIEPŁA W WYBRANYCH ELEMENTACH SILNIKÓW TŁOKOWYCH, Warszawa 2004.
- [96] Wolanski P., Oppenheim A.K., *DVIGATEL S KONTROLIRUYEMYM GORENIEM*, Chimicheskaya Fizika Procesov, Gorenia Almaty 1999.
- [97] Wolański P., Gut Z., Waterfall C.R., *FLAME VISUALIZATION IN CYLINDRICAL CHAMBER BY MEANS OF ELECTRICAL CAPACITANCE TOMOGRAPHY (ECT)*, Archivum Combustionis, 2000.
- [98] Wolański P., Gut Z., Trzciński W.A., Szymańczyk L., Paszula P., VISUALIZATION OF TURBULENT COMBUSTION OF TNT DETONATION PRODUCTS IN A STEEL VESSEL, Shock Waves 2000.
- [99] Wojciechowska A., Wojciechowski T., *MOTORYZACYJNE ZANIECZYSZCZENIA ŚRODOWISKA*, Bielsko-Biała 1991.
- [100] *WYRAŻANIE NIEPEWNOŚCI POMIARU*, Przewodnik. Warszawa, Główny Urząd Miar 1999.
- [101] Zięba A., POSTĘPY FIZYKI, t. 52, z. 5, 2001.
- [102] Zięba A., PRACOWNIA FIZYCZNA WFITJ, Skrypt Uczelniany SU 1642, Kraków.
- [103] http://www.toyota.pl/innovation/technology/engines/hsd.aspx
- [104] http://www.moto-portal.pl/glowna/HistoriaModelu/Toyota/Prius
- [105] http://www.autokrata.pl/lod/1384/test\_toyota\_prius/
- [106] http://en.wikipedia.org/wiki/Atkinson\_cycle
- [107] http://www.keveney.com/Atkinson.html
- [108] http://www.hybrid-vehicle.org/hybrid-vehicle-ice.html
- [109] http://www.lindsaybks.com/dgjp/djgbk/atkin/index.html
- [110] http://www.mce-5.com/vcr\_strategy/pumping\_losses.htm
- [111] http://www.pbase.com/captain\_carl/image/30248325
- [112] http://www.indopedia.org/Atkinson\_Cycle.html

[113] http://modifiedatkinsoncycleengine.blogspot.com/

"Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2006-2008 jako projekt badawczy." - Projekt Badawczy Promotorski