

**MONOGRAFIE, STUDIA, ROZPRAWY**

**M67**

**Andrzej Bąkowski  
Leszek Radziszewski**

**ANALIZA WYBRANYCH DESKRYPTORÓW  
SYGNAŁÓW Z SILNIKA SPALINOWEGO  
Z WYKORZYSTANIEM PROGRAMU R**

Kielce 2015

## **MONOGRAFIE, STUDIA, ROZPRAWY NR M67**

### **Redaktor Naukowy serii**

### **NAUKI TECHNICZNE – BUDOWA I EKSPLOATACJA MASZYN**

prof. dr hab. inż. Stanisław ADAMCZAK, dr h.c.

### **Recenzenci**

prof. dr hab. inż. Wojciech BATKO

prof. dr hab. inż. Andrzej NIEWCZAS

### **Redakcja**

Irena PRZEORSKA-IMIOŁEK

### **Projekt okładki**

Tadeusz UBERMAN

© Copyright by Politechnika Świętokrzyska, Kielce 2015

Wszelkie prawa zastrzeżone. Żadna część tej pracy nie może być powielana czy rozpowszechniana w jakiegokolwiek formie, w jakiegokolwiek sposób: elektroniczny bądź mechaniczny, włącznie z fotokopiowaniem, nagrywaniem na taśmy lub przy użyciu innych systemów, bez pisemnej zgody wydawcy.

PL ISSN 1897-2691

PL ISBN 978-83-63792-34-3

Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej  
25-314 Kielce, al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7  
tel./fax 41 34 24 581  
e-mail: [wydawca@tu.kielce.pl](mailto:wydawca@tu.kielce.pl)  
[www.wydawnictwo.tu.kielce.pl](http://www.wydawnictwo.tu.kielce.pl)

# Spis treści

Spis ważniejszych oznaczeń i skrótów .....	5
<b>1. Wprowadzenie</b> .....	9
<b>2. Analiza stanu wiedzy</b> .....	13
<b>3. Przedmiot oraz zakres badań eksperymentalnych</b> .....	21
<b>4. Wybrane wyniki badań eksperymentalnych</b> .....	30
4.1. Ciśnienie w komorze spalania .....	30
4.2. Ciśnienie wtrysku .....	39
4.3. Wznios iglicy wtryskiwacza .....	43
4.4. Wyniki badań dla silnika zasilanego paliwem FAME .....	46
4.5. Podsumowanie wyników badań .....	50
<b>5. Statystyczna analiza wyników badań</b> .....	53
5.1. Analiza statystyczna wyników badań ciśnienia w komorze spalania .....	53
5.2. Analiza współczynników korelacji .....	69
5.3. Wnioski .....	72
<b>6. Analiza niepewności pomiarów</b> .....	74
6.1. Niepewność pomiarów wartości maksymalnych ciśnienia w komorze spalania ...	80
6.2. Niepewność pomiarów wartości maksymalnych ciśnienia wtrysku .....	86
6.3. Niepewność pomiarów wartości maksymalnych przemieszczenia iglicy wtryskiwacza .....	89
6.4. Analiza metrologiczna wykresu indykatorowego .....	93
6.5. Wnioski .....	106
<b>7. Analiza deskryptorów sygnałów ciśnienia spalania</b> .....	107
7.1. Średnie ciśnienie indykowane .....	108
7.2. Analiza zmienności sygnału ciśnienia w komorze spalania .....	116
7.3. Analiza niepewności wyznaczenia współczynników zmienności odchylenia standardowego .....	141
7.4. Wnioski .....	142
<b>8. Podsumowanie</b> .....	144
Literatura .....	146
Streszczenie .....	153
Summary .....	153



## Spis ważniejszych oznaczeń i skrótów

$C$	– pojemność elektryczna, F
$COV$	– współczynnik zmienności odchylenia standardowego
$C_p$	– pojemność elektryczna elementu piezoelektrycznego, F
$C_u$	– pojemność elektryczna układu pomiarowego, F
FAME	– estry metylowe kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego
FFT	– szybka transformata Fouriera
GMP	– górne martwe położenie tłoka
$H_0$	– hipoteza zerowa
HC	– węglowodory
$h_i$	– wznios iglicy wtryskiwacza, m
$h_{imax}$	– maksymalna wartość wzniosu iglicy wtryskiwacza, m
$\bar{h}_i$	– średnia wartość wzniosu iglicy wtryskiwacza, m
$\overline{h_{imax}}$	– średnia wartość maksymalnego wzniosu iglicy wtryskiwacza, m
$i$	– numer wiersza
$j$	– numer kolumny
$K$	– stała piezoelektryczna
$k_A$	– współczynnik rozszerzenia
$L$	– długość korbowodu, m
$m$	– masa ładunku, kg
$n$	– prędkość obrotowa, obr./min
$NO_x$	– tlenki azotu
ON	– olej napędowy
OWK	– kąt obrotu wału korbowego, °
$p_c$	– ciśnienie zarejestrowane w komorze spalania, Pa
$p_{cmax}$	– maksymalna wartość ciśnienia w komorze spalania, Pa
$\bar{p}_c$	– średnia wartość ciśnienia w komorze spalania, Pa
$\overline{p_{cmax}}$	– średnia wartość maksymalnego ciśnienia w komorze spalania, Pa
$p_{IND}$	– średnie ciśnienie indykowane, Pa
$\overline{p_{IND}}$	– uśrednione średnie ciśnienie indykowane, Pa
$p_w$	– ciśnienie w króćcu wtryskiwacza, Pa
$p_{wmax}$	– maksymalna wartość ciśnienia w króćcu wtryskiwacza, Pa
$\bar{p}_w$	– średnia wartość ciśnienia w króćcu wtryskiwacza, Pa
$\overline{p_{wmax}}$	– średnia wartość maksymalnego ciśnienia w króćcu wtryskiwacza, Pa
$R$	– promień wykorbienia, m

- $STD$  – odchylenie standardowe  
 $S_x$  – bezwymiarowa droga tłoka  
 $t_{pw}$  – czas odpowiadający początkowi wtrysku paliwa, s  
 $t_{kw}$  – czas końca wtrysku paliwa, s  
 $U$  – napięcie elektryczne, V  
 $u_A$  – niepewność standardowa wyznaczana metodą typu A  
 $u_B$  – niepewność standardowa wyznaczana metodą typu B  
 $u_L$  – niepewność standardowa łączna  
 $V$  – objętość chwilowa komory spalania,  $m^3$   
 $ZS$  – zapłon samoczynny  
 $x$  – droga tłoka, m  
 $X_{(h_i)}$  – współczynnik zmienności odchylenia standardowego wzniosu iglicy wtryskiwacza  
 $X_{(p_c)}$  – współczynnik zmienności odchylenia standardowego ciśnienia w komorze spalania  
 $X_{(p_w)}$  – współczynnik zmienności odchylenia standardowego ciśnienia w króćcu wtryskiwacza  
 $X_{F(h_i)}$  – współczynnik zmienności odchylenia STD wzniosu iglicy wtryskiwacza wyznaczony na podstawie pola powierzchni pomiędzy analizowaną zmienną a osią odciętych  
 $X_{F(p_c)}$  – współczynnik zmienności odchylenia STD ciśnienia w komorze spalania wyznaczony na podstawie pola powierzchni pomiędzy analizowaną zmienną a osią odciętych  
 $X_{F(p_w)}$  – współczynnik zmienności odchylenia standardowego ciśnienia w króćcu wtryskiwacza wyznaczony na podstawie pola powierzchni pomiędzy analizowaną zmienną a osią odciętych  
 $Q$  – ładunek elektryczny, C  
 $\alpha$  – kąt obrotu wału korbowego, °  
 $\alpha$  – poziom ufności  
 $\alpha_{ps}$  – kąt początku spalania, °  
 $\alpha_{Q_{MAX}}$  – kąt określający położenie punktu, w którym występuje maksymalna prędkość wydzielania ciepła, °  
 $\Delta h_i$  – odchyłki wzniosu iglicy wtryskiwacza od wartości średnich, m  
 $\Delta p_c$  – błąd pomiaru ciśnienia, Pa  
 $\Delta p_c$  – odchyłki ciśnienia zarejestrowanego w komorze spalania od wartości średnich, Pa

- $\overline{\Delta p_c}$  – średnia wartość odchyłek ciśnienia w komorze spalania od ich wartości średnich, Pa
- $\Delta p_w$  – odchyłki ciśnienia zarejestrowanego w króćcu wtryskiwacza od wartości średnich, Pa
- $\overline{\Delta p_w}$  – średnia wartość odchyłek ciśnienia w króćcu wtryskiwacza od ich wartości średnich, Pa
- $\phi(\Delta p_c)$  – rozkład gęstości prawdopodobieństwa odchyłek ciśnienia zarejestrowanego w komorze spalania od wartości średnich
- $\phi(p_{IND})$  – rozkład gęstości prawdopodobieństwa średniego ciśnienia indykowanego
- $\phi(p_{cmax})$  – rozkład gęstości prawdopodobieństwa wartości maksymalnych ciśnienia zarejestrowanego w komorze spalania
- $\mu_3, \mu_4$  – momenty centralne trzeciego i czwartego rzędu
- $\sigma_{h_{imax}}$  – odchylenie standardowe maksymalnych wartości wzniosu iglicy wtryskiwacza, m
- $\sigma_{p_{cmax}}$  – odchylenie standardowe maksymalnych ciśnień zarejestrowanych w komorze spalania, Pa
- $\sigma_{p_{IND}}$  – odchylenie standardowe średniego ciśnienia indykowanego, Pa
- $\sigma_{p_{wmax}}$  – odchylenie standardowe maksymalnych ciśnień zarejestrowanych w króćcu wtryskiwacza, Pa
- $\rho_l$  – gęstość paliwa,  $\text{kg/m}^3$





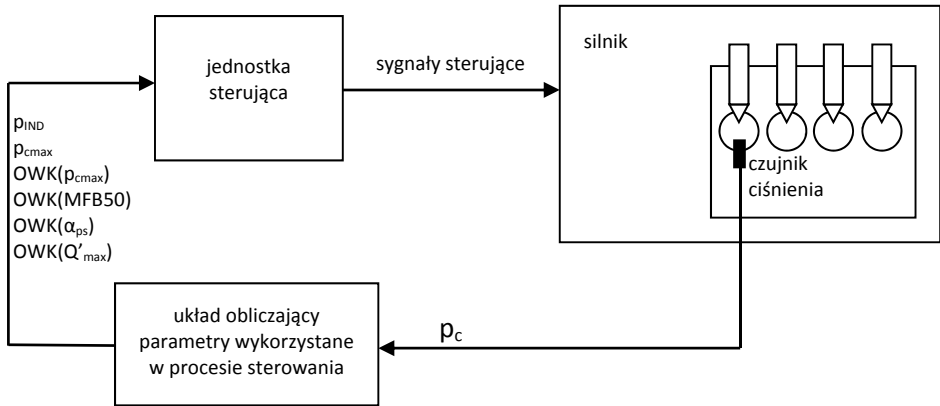
# 1. WPROWADZENIE

---

Zakłócenia losowe występujące w pracy silników o działaniu cyklicznym powodują, że nawet w stanach ustalonych charakterystyki kolejnych cykli są zróżnicowane. Fluktuacje procesu wymiany ładunku będące skutkiem niestabilności masy paliwa, powietrza i reszty gazów spalinowych w cylindrze powodują tzw. niepowtarzalność cykliczną [77]. Losowe zmiany procesu spalania w kolejnych obiegach oraz poszczególnych cylindrach wywołane są głównie przez [77]:

- zróżnicowane napełnianie cylindra powietrzem i niepowtarzalne wypychanie spalin do układu wylotowego oraz występowanie zjawisk falowych i turbulencji w ośrodkach gazowych,
- zmienność stopnia turbulencji gazu w cylindrze wpływającą na proces spalania (ruch frontu płomienia i wymiany ciepła),
- niepowtarzalność rozkładu ładunku w komorze spalania,
- zjawiska falowe w układzie wtryskowym będące przyczyną zróżnicowanego składu ładunku w cylindrze,
- wahania prędkości obrotowej spowodowane stochastycznymi zmianami siły tarcia (grubości filmu smarowego) pomiędzy tłokiem a cylindrem oraz fluktuacje momentu obrotowego obciążającego wał korbowy.

Rozwój konstrukcji silników spalinowych uzależniony jest od możliwości ograniczenia ilości emisji szkodliwych składników spalin, zużycia paliwa oraz emisji hałasu [28, 62, 73]. Prace projektowe w tym obszarze mają na celu zbudowanie silników i układów zasilania umożliwiających optymalizację procesów spalania [41]. Uzupełnieniem tych działań jest opracowanie nowych rodzajów paliw oraz wyposażenie silnika w katalizatory i filtry. Prace takich układów nadzorują złożone algorytmy regulacji. Zastosowanie do sterowania pracą silnika wybranych prostych deskryptorów sygnału ciśnienia w komorze spalania [76, 79] pozwala, w szerszym zakresie, spełnić oczekiwania społeczne. Pomiar i analiza przebiegu ciśnienia mogą być wykorzystane do sterowania procesem zasilania poszczególnych cylindrów [59]. Celem takiego systemu jest optymalizacja pracy każdego cylindra zarówno pod względem osiągnięć, jak i emisji szkodliwych czynników [30]. Na rysunku 1.1 pokazano przykładowy schemat systemu zarządzania pracą silnika ZS wykorzystujący pomiar ciśnienia w cylindrze (Cylinder Pressure-based Engine Management System), opracowany przez firmę AVL [30].



Rys. 1.1. Schemat systemu zarządzania pracą silnika ZS wykorzystujący pomiar ciśnienia w cylindrze [30]

W systemie tym w czasie rzeczywistym, na podstawie zmierzonego kąta obrotu wału korbowego (OWK) oraz ciśnienia w komorze spalania, wyznaczane są wartości takich parametrów, jak np.: średnie ciśnienie indykowane, ciśnienie maksymalne, położenie wału korbowego w chwili wystąpienia maksymalnego ciśnienia w cylindrze, kąt OWK, dla którego spalaniu uległo 50% dawki paliwa (MFB50%). Parametry te są wykorzystywane do sterowania pracą każdego cylindra w każdym cyklu roboczym, jak i w celach diagnostycznych. Obliczone wartości parametrów są przekazywane do układu, realizującego algorytmy sterowania procesem spalania i sterującego elementami wykonawczymi [30]. Dążenie do zachowania w każdym cylindrze jednakowych, optymalnych wartości parametrów procesu spalania powoduje dodatkowe trudności w sterowaniu układem wtryskowym. Indywidualne, zmienne cechy i wartości parametrów wtryskiwaczy, odmienne właściwości różnych paliw stosowanych do zasilania silników wysokoprężnych komplikują dodatkowo sterowanie. Z tego względu wartości sygnałów stosowanych do sterowania powinny być znane z możliwie największą dokładnością. Sygnały te najczęściej mają charakter stochastyczny oraz rozkład, który przyjmowany jest jako normalny. Badania przeprowadzone przez autorów wykazały, że założenia te nie zawsze są prawdziwe [7].

Parametry związane z ciśnieniem w cylindrze są najczęściej wykorzystywane, głównie ze względu na łatwość przeprowadzania eksperymentów. Ciśnienie maksymalne wykazuje największą niepowtarzalność. Kąt wystąpienia ciśnienia maksymalnego jest najodpowiedniejszym wskaźnikiem niepowtarzalności cyklicznej w odniesieniu do rozwoju frontu płomienia, zaś niepowtarzalność średniego ci-

śnienia indykowanego jest najskuteczniejszym sposobem opisywania zmienności w całym zakresie procesu spalania silnika. Wartości parametrów związanych ze spalaniem wyznaczone są po przeprowadzeniu analizy wykresów ciśnienia i wykorzystaniu termodynamicznego modelu wydzielania ciepła. Niepewność wartości tych parametrów zależy, w dużym stopniu, od dokładności torów pomiarowych ciśnienia w cylindrze i kąta OWK [55]. Silniki posiadające mechanicznie sterowaną pompę wtryskową w dalszym ciągu często stosowane są w pojazdach terenowych (typu off-road), które mogą pracować w ekstremalnie ciężkich warunkach. Zaletą tych pomp jest możliwość zasilania silnika tańszą grupą paliw np. biopaliwami [50]. Wadą z kolei jest utrudniona współpraca z układami oczyszczania spalin. Wysoka niezawodność takich układów wtryskowych sprawia, że modernizacja umożliwiająca wielofazowy wtrysk paliwa pod dużym ciśnieniem oraz wykorzystanie elementów klasycznego układu wtryskowego są uzasadnione.

W pracy [51] wskazano, że do oceny pracy silnika spalinowego można stosować różne deskryptory uzyskane w oparciu o analizę sygnałów uzyskanych podczas indykowania silnika ZS. Przykładem takich deskryptorów są: współczynnik zmienności odchylenia standardowego ciśnienia w komorze spalania, odchyłki ciśnienia w komorze spalania od ich wartości średnich, średnie ciśnienie indykowane [17, 25]. W niniejszej publikacji postanowiono przeprowadzić analizę możliwości wykorzystania wybranych deskryptorów wyznaczonych na podstawie sygnału ciśnienia w komorze spalania do wyznaczania charakterystycznych punktów pracy silnika spalinowego zasilanego paliwem mineralnym oraz biopaliwami. W związku z tym celami głównymi badań opisanych w niniejszej monografii będą:

1. Wyznaczenie niepewności przeprowadzonych pomiarów wartości ciśnienia w komorze spalania i w króćcu wtryskiwacza oraz wzniosu iglicy wtryskiwacza, a także poznanie charakterystycznych cech statystycznych badanych sygnałów, które zmierzono w indykowanym silniku ZS zasilanym paliwem mineralnym lub biopaliwami, pracującym według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych i charakterystyk obciążeniowych.
2. Analiza możliwości wykorzystania ciśnienia w komorze spalania, zarejestrowanego podczas indykowania silnika ZS, jako sygnału pozwalającego na wyznaczenie deskryptorów wybranych procesów zachodzących w silniku.

Niniejsza monografia jest podsumowaniem wspólnych prac autorów opublikowanych w różnych czasopismach krajowych i zagranicznych w latach 2007-2015 oraz nawiązuje do pracy doktorskiej jednego z współautorów [7].

Większość obliczeń wykorzystanych w niniejszej publikacji wykonano przy użyciu ogólnodostępnego bezpłatnego oprogramowania posiadającego swe odpowiedniki na różne systemy operacyjne. Przeprowadzając analizę statystyczną omawianych sygnałów, autorzy wykorzystali pakiet statystyczny R [84, 86], którego zaletą jest duża ilość predefiniowanych gotowych do wykorzystania funkcji. Drugim wykorzystanym, niekomercyjnym programem była aplikacja Octave. W niniejszej publikacji zamieszczono kody źródłowe wybranych skryptów, co w zamyśle autorów może Czytelnikom ułatwić napisanie własnych procedur.

Pracę stanowi osiem rozdziałów. W rozdziale 2 przeprowadzono analizę stanu wiedzy. W rozdziale 3 opisano stanowisko badawcze, na którym uzyskano wyniki eksperymentalne wykorzystane w monografii. Rozdział 4 przedstawia wykorzystane przez autorów wyniki badań eksperymentalnych dla silnika zasilanego paliwem mineralnym lub roślinnym, i pracującego według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych. W rozdziale 5 analizie statystycznej poddano wyniki pomiarów, sprawdzono stacjonarność badanych zmiennych oraz przeprowadzono analizę zgodności ich rozkładu z rozkładem normalnym. Rozdział 6 przedstawia analizę niepewności wybranych mezurandów oraz analizę metrologiczną wykresu indykatorowego. W rozdziale 7 przeprowadzono analizę niepewtarzalności badanych sygnałów oraz zaproponowano metodę wyznaczania kąta początku spalania i kąta, dla którego prędkość wydzielania ciepła osiąga wartość największą. Rozdział 8 niniejszej monografii jest jej podsumowaniem.

## 2. ANALIZA STANU WIEDZY

---

Silnik spalinowy jest układem mechatronicznym, na który działają zmienne wymuszenia wewnętrzne, jak i zewnętrzne [35, 49]. Zdarzenia elementarne zachodzące w pracującym silniku występują w określonej kolejności i są źródłem sygnałów oraz zaburzeń akustycznych. Sygnały generowane przez poszczególne pary kinematyczne i osprzęt silnika spalinowego, ze względu na występowanie zjawisk nieliniowych wywołanych m.in. występowaniem luzów, nieliniowości charakterystyk elementów sprężystych są z reguły niestacjonarne [60]. Charakterystyki częstotliwościowe w istotny sposób zależą od drogi propagacji sygnałów składowych od źródła do punktu pomiaru [54]. Procesy zachodzące w silnikach o działaniu cyklicznym są zmienne w czasie. Ładunek znajdujący się w komorze spalania jest heterogeniczny. Część paliwa występuje w postaci par wymieszanych z powietrzem. Pozostała część jest w fazie ciekłej pod postacią różnej wielkości kropeł poruszających się oraz pod postacią błony osiadłej na ściankach komory spalania. Zakłócenia losowe występujące w pracy silników o działaniu cyklicznym powodują, że nawet w stanach ustalonych charakterystyki kolejnych cykli są zróżnicowane [23].

Sposób doprowadzenia paliwa do cylindra silnika ZS wpływa na przebieg spalania i wydzielania ciepła, a tym samym rozkład w czasie ciśnienia w komorze spalania. Najważniejszymi parametrami procesu zasilania są: początek i czas trwania wtrysku, ciśnienie wtrysku, dawka, zasięg strugi oraz rozkład wielkości kropeł paliwa [36]. Zasięg strugi, czyli głębokość wnikania kropeł do ośrodka, do którego są wtryskiwane, zależy głównie od prędkości wypływu paliwa z dyszy, kształtu stożka rozpylania oraz gęstości tego ośrodka [26]. Na rozkład wielkości kropeł paliwa wpływ ma konstrukcja wtryskiwacza, kąt stożka rozpylania oraz jego parametry pracy, takie jak: ciśnienie wtrysku, wydatek objętościowy lub masowy. Znajomość rozkładu średnic kropeł jest ważna przy obliczeniach cieplnych i dla prawidłowej organizacji procesów zachodzących wewnątrz komory spalania, w całym zakresie eksploatacyjnym [56, 57]. Układ zasilania poprawnie funkcjonuje, gdy dla każdego wtryskiwacza wartości parametrów, takich jak: wydatek paliwa, kąt stożka rozpylania, nierównomierność rozpylania, zastępcza średnica kropeł, będą się mieścić w granicach przyjętych tolerancji [31, 45]. Wybór metody przygotowania mieszanki paliwowo-powietrznej ma istotny wpływ na wartość momentu obrotowego silnika, zużycie paliwa, skład spalin oraz emitowany przez silnik poziom

hałasu [73]. Wartości czasu początku wtrysku są zmienne w zależności od obciążenia silnika i prędkości obrotowej. Początek wtrysku ma wpływ na proces spalania [68]. Zbytne wyprzedzenie początku wtrysku, a tym samym początku spalania wpływa na wzrost temperatury w komorze spalania, zwiększenie emisji tlenków azotu ( $\text{NO}_x$ ) i zmniejszenie emisji węglowodorów (HC). Późny początek wtrysku przy braku obciążenia może prowadzić do niepełnego spalania i emisji niecałkowicie spalonych węglowodorów HC [47]. Znajomość związku pomiędzy rzeczywistym początkiem wtrysku paliwa a początkiem wyznaczonym na podstawie charakterystycznych punktów na rejestrowanych przebiegach, pozwala na określenie wpływu parametrów pracy układu wtryskowego na proces spalania. Za rzeczywisty początek wtrysku paliwa przyjmowana jest chwila, w której długość strugi paliwa wynosi  $1 \cdot 10^{-3}$  m [12, 46] lub gdy wznios iglicy wtryskiwacza jest większy od  $0,04 \cdot 10^{-3}$  m. W monografii wykorzystywano ten ostatni sposób. Zasadniczy wpływ na wskaźniki pracy silnika oraz emisję spalin ma jakość rozpylenia wtryskiwanego paliwa, zależna głównie od ciśnienia wtrysku i związanej z tym prędkości wypływu paliwa. Wysokie ciśnienie wtrysku może jednak powodować znaczne skrócenie jego czasu, w następstwie czego zwiększa się prędkość narastania ciśnienia w komorze spalania. Samo zwiększenie ciśnienia wtrysku daje lepsze rozpylenie paliwa tylko na krawędzi strugi paliwa, powodując równocześnie głębszą penetrację strumienia paliwa, które dociera aż do ścianek komory spalania, wyraźnie zwiększając stopień dymienia, bądź też przy stałej jego wartości obniża maksymalne ciśnienie użyteczne. Natomiast zmniejszenie średnicy otworków rozpylacza, w połączeniu ze zwiększonym ciśnieniem wtrysku, poprawia rozpylenie całej strugi paliwa, zmniejszając głębokość penetracji, tym samym nie powodując wzrostu dymienia [38].

Literatura dotycząca konwencjonalnych układów wtryskowych (regulacja wielkości dawki i kąta wyprzedzenia wtrysku odbywa się mechanicznie) jest bardzo obszerna, co świadczy o dobrym rozpoznaniu zachodzących procesów i zjawisk [27]. W dalszym ciągu prowadzone są jednak różnorodne ich badania, choć często niezauważane, gdyż ukryte pod tematyką związaną z analizą pracy układów, w których regulacja odbywa się elektronicznie przez odpowiednie sterowanie elektrozaworami. Mechaniczne elementy we wtryskiwaczach stosowanych w obu rodzajach układów wtryskowych mają zbliżoną konstrukcję [89]. Silniki posiadające mechanicznie sterowaną pompę wtryskową w dalszym ciągu często stosowane są w pojazdach terenowych (typu off-road), które mogą pracować w ekstremalnie ciężkich warunkach. Zaletą tych pomp jest możliwość zasilania silnika szerszą i tańszą grupą paliw, między innymi biopaliwami [50]. Wadą z kolei jest utrudnio-

na współpraca z układami oczyszczania spalin. Wysoka niezawodność takich układów wtryskowych sprawia, że celowa jest ich modernizacja, np. polegająca na zastosowaniu zaworów elektromagnetycznych w miejsce sekcji tłoczących.

Formowanie strumienia paliwa oraz późniejszy jego rozpad w komorze spalania silnika o ZS zależy od przebiegów ciśnień i ruchów iglicy rozpylaczy w układach wtryskowych. Poznanie charakteru tych przebiegów umożliwia określenie ich związków z niektórymi procesami i zjawiskami zachodzącymi w silniku spalinywym. Procesy te mają wpływ na ilość wtryskiwanego paliwa, tzw. dawkę wtrysku oraz przebieg dawkowania [37]. Znajomość tych przebiegów jest ważna zarówno na etapie projektowania układu wtryskowego i systemu sterowania silnikiem, jak i w okresie jego eksploatacji, kiedy wykonuje się badania diagnostyczne [88].

Przebiegi ciśnienia paliwa w przewodzie wtryskowym obliczono metodą charakterystyk w pracy [32]. Pomiary ciśnień paliwa w króćcu wtryskiwacza oraz wzniosu iglicy w celu obliczenia przebiegów wtrysku wykonywano w pracy [87]. Wpływ długości przewodu wtryskowego na przebieg wtrysku badano w pracy [63]. Wykazano, że długość i kąt zagięcia przewodu ma wpływ przede wszystkim na występowanie oraz wielkość dawki tzw. dotrysku. Przebiegi ciśnień w komorze ciśnieniowej i studziencie rozpylacza oraz na wejściu do wtryskiwacza badano w pracy [69]. Badano również wznios iglicy rozpylacza oraz analizowano zużycie kawitacyjne. W pracy [65] obliczano przebieg wtrysku, wykorzystując do tego celu zmierzone wartości ciśnienia w króćcu wtryskiwacza, przebieg wzniosu iglicy oraz czynny przekrój wypływu z rozpylacza w warunkach kawitacji. Rozkład ciśnień wzdłuż długości pierścieniowej szczeliny rozpylacza, dla różnych nieprawidłowo wykonanych iglic i otworów w kadłubach rozpylaczy, badano w pracy [25]. Analizowano także działanie sił powstających w rozpylaczu powodujących ruchy iglicy w kierunkach poprzecznych do osi symetrii.

Badania przebiegów ciśnień paliwa w konwencjonalnych układach wtryskowych są wykonywane zwykle w króćcu zasilającym wtryskiwacza, czyli w miejscu jego połączenia z przewodem wysokiego ciśnienia, a otrzymane ciśnienie jest nazywane ciśnieniem wtrysku. Tego rodzaju pomiary można wykonywać zarówno podczas badań laboratoryjnych układu wtryskowego na stole probierczym, jak i w czasie pracy silnika. Realizacja pomiarów ciśnień w innych miejscach wtryskiwacza jest trudna technicznie i najczęściej niemożliwa bez wykonania skomplikowanego oprzyrządowania.

Przebiegi ciśnienia paliwa zmierzone w króćcu wtryskiwacza oraz w komorze ciśnieniowej i studziencie rozpylacza różnią się pod względem chwilowych wartości. Początek narastania ciśnienia w kolejnych miejscach pomiaru, poczynając od pompy wtryskowej poprzez króciec wtryskiwacza do studzienki rozpylacza zachodzi coraz później. W pracy [89] zbadano, że dla wtryskiwacza WIB01 i rozpylacza D1LMK 140/2 oraz prędkości obrotowej wału pompy wtryskowej równej 600 obr./min maksymalne ciśnienie w króćcu wynosi 38 MPa, zaś w komorze ciśnieniowej 36,5 MPa. Ciśnienie w studziencie przy tej prędkości obrotowej wynosi 32,8 MPa. Podobne wartości spadków ciśnień stwierdzono dla innych badanych prędkości. W pracy tej założono, że na rozpylacz przed rozpoczęciem wtrysku paliwa, w chwili gdy w komorze ciśnieniowej rozpylacza panuje ciśnienie równe atmosferycznemu, działają następujące siły:

- siła pochodząca od wstępnego ugięcia sprężyny wtryskiwacza, wywierająca nacisk na iglicę i dociskająca ją do stożka gniazda,
- siła ściskająca kadłub rozpylacza (na skutek dokręcania rozpylacza) w części prowadzącej iglicę.

Siły te powodują wystąpienie naprężeń ściskających w iglicy oraz przemieszczenie gniazda. W miarę wzrastania wartości ciśnienia paliwa w komorze ciśnieniowej rozpylacza następuje stopniowe zwalnianie nacisku iglicy na gniazdo. Początkowe przemieszczenie iglicy zarejestrowane za pomocą indukcyjnych czujników ruchu, spowodowane jest usunięciem naprężeń i odkształceń wstępnych gniazda, i iglicy rozpylacza. Moment, w którym to następuje jest początkiem tzw. dynamicznego otwarcia rozpylacza. W wyniku oderwania się iglicy od gniazda rozpylacza zostaje zapoczątkowany wypływ paliwa z komory ciśnieniowej do studzienki, o czym świadczy chwilowy spadek wartości ciśnienia w komorze ciśnieniowej. Widać więc, że początek wzniosu iglicy mierzony z wykorzystaniem indukcyjnego czujnika nie wyznacza jednoznacznie tzw. momentu dynamicznego otwarcia rozpylacza. Przyjmuje się często, że położenie pierwszego maksimum lokalnego przebiegu ciśnienia zmierzonego w króćcu wtryskiwacza, odpowiada momentowi dynamicznego otwarcia rozpylacza oraz początkowi wtrysku paliwa i wzniosu iglicy rozpylacza. Przeprowadzone badania eksperymentalne nie potwierdziły takiej hipotezy [89]. W pracy tej stwierdzono również, że ciśnienie w tym punkcie nie odpowiada dynamicznemu ciśnieniu otwarcia. Nadwyżka ciśnienia dynamicznego w stosunku do statycznego wynika z konieczności pokonania sił tarcia oraz bezwładności iglicy. Z porównania przebiegów wtrysku paliwa wyznaczonych doświadczalnie w komorze ciśnieniowej lub w króćcu wtryskiwa-



cza wynika, że dawka wtryskiwanego paliwa w każdym przypadku jest inna. Różnice obliczanych dawek wtryskiwanego paliwa wynoszą około 10%, które zależą również od prędkości obrotowej wału pompy wtryskowej.

Układy wtryskowe silników wysokoprężnych można podzielić na konwencjonalne i niekonwencjonalne. Konwencjonalne układy posiadają rządowe lub rozdzielaczowe pompy wtryskowe, przewody wtryskowe i wtryskiwacze. Niekonwencjonalne natomiast posiadają zasobnikowe układy wtryskowe typu Common Rail – ozn. CR lub indywidualne zespoły wtryskowe typu Unit Injector – ozn. UI lub Unit Pump System – ozn. UPS (pompa-przewód-wtryskiwacz).

Układy wtryskowe typu CR charakteryzuje możliwość dobrania ciśnienia wtrysku i dostosowania go do warunków pracy silnika oraz podziału wtryskiwanej dawki paliwa na wiele etapów (na przykład: dwa wtryski pilotażowe, przedwtrysk, wtrysk zasadniczy i powtrysk). W układzie typu CR procesy wytwarzania ciśnienia i wtrysku są rozdzielone. Niezależnie od prędkości obrotowej i dawki wtrysku paliwa ciśnienie jest wytwarzane oraz utrzymywane w zasobniku-kolektorze paliwa. Kierujący pojazdem steruje dawką wtrysku, a chwila i ciśnienie wtrysku są obliczane w sterowniku elektronicznym na podstawie zapisanych w jego pamięci charakterystyk (po uwzględnieniu wyników pomiarów wartości wielu parametrów pracy silnika) i realizowane sterowanym zaworem (elektromagnetycznym lub piezoelektrycznym) wtryskiwacza, osobno dla każdego cylindra [39]. Oddziaływanie na parametry wtrysku może być realizowane podczas pracy silnika.

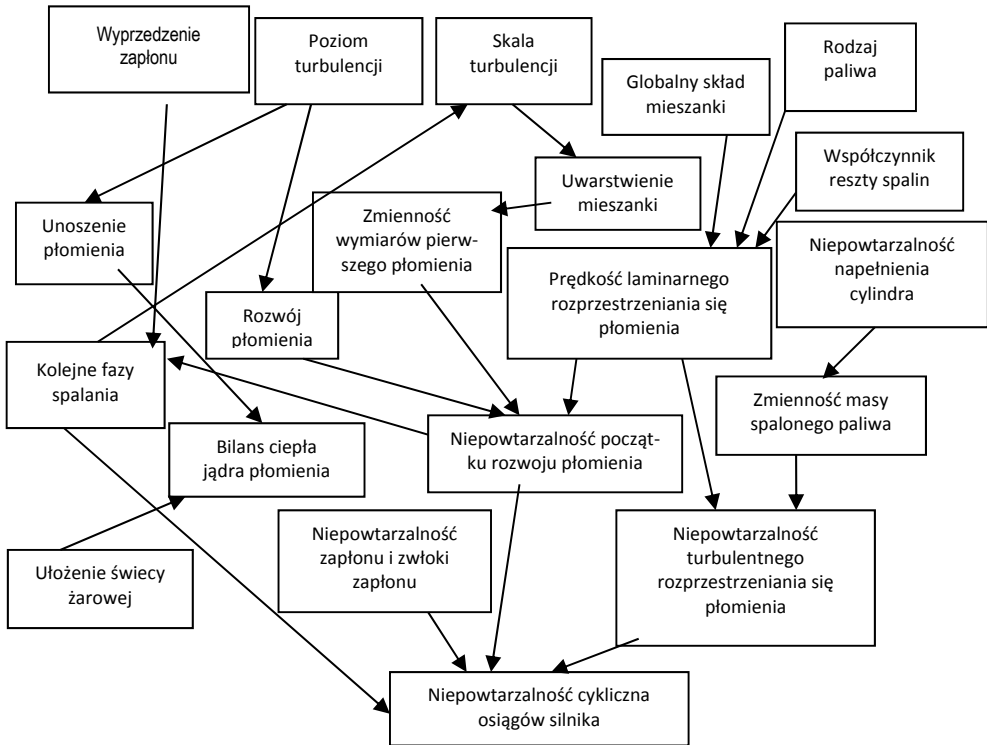
Zapewnienie poprawnej pracy wtryskiwacza w warunkach bardzo wysokich ciśnień i temperatur oraz bardzo krótkich czasach wtrysku paliwa wymaga przede wszystkim: wysokiej dokładności wykonania, zwłaszcza krawędzi sterujących przepływem paliwa, powierzchni prowadzących i stożków uszczelniających oraz małych luzów (od 1 do  $3 \cdot 10^{-9}$  m) między iglicą a korpusem. W trakcie eksploatacji wtryskiwacza następuje zużycie współpracujących powierzchni iglicy i korpusu spowodowane: zderzeniami tych elementów pod wpływem działania sprężyny, ciśnieniem paliwa oraz działaniem cząstek stałych znajdujących się w paliwie. Przemieszczenie iglicy w kierunku promieniowym może być spowodowane luzem pomiędzy współpracującymi powierzchniami, zużyciem lub uszkodzeniem rozpylacza. W następstwie tego osie symetrii stożka iglicy i korpusu rozpylacza nie pokrywają się (mogą również przestać być równoległe), co wpływa na wystąpienie miejscowych różnic wartości ciśnień paliwa. W wyniku takiej różnicy ciśnień, w otworach wypływowych powstają zawirowania paliwa, które powodują zmiany kąta stożka rozpylenia i zasięgu strugi. Różnice ciśnienia paliwa przy otworach powodują różnice w strukturze

strumienia paliwa. Strumienie o różnej budowie i zmiany ich kształtu w czasie trwania jednego wtrysku, mogą być przyczyną losowych zmian procesu rozpylania paliwa i zwiększonego zadymienia spalin. Podczas wtrysku (na początku i końcu) paliwa w rozpylaczu otworkowym występują okresy niedostatecznego rozpylenia paliwa, wskutek zmian natężenia przepływu w gnieździe rozpylacza. Zmiany natężenia przepływu trwają do momentu, aż iglica rozpylacza wzniesie się na odpowiednią wysokość, zależną od powierzchni przekroju przepływowego otworów rozpylających. Zjawisko to powoduje zmniejszenie ciśnienia wtrysku oraz niezadowalające rozpylenie paliwa. Warunki niekorzystne panują również podczas zamykania rozpylacza, gdy ciśnienie wtrysku spada poniżej wartości ciśnienia otwarcia wtryskiwacza [39]. Złożona budowa oraz zróżnicowane zużycie w czasie eksploatacji elementów i układów wtryskowych silnika spalinowego wymaga opracowania odpowiednich modeli wtryskiwaczy i metod kontroli ich poprawnej pracy [72]. Prosta, szybka i niezawodna analiza zjawisk zachodzących w układach wtryskowych, zwłaszcza w czasie rzeczywistym, jest nadal pewnym problemem.

Fluktuacje procesu wymiany ładunku będące skutkiem niestabilności masy paliwa, powietrza i reszty gazów spalinowych w cylindrze powodują tzw. niepowtarzalność cykliczną [16, 22, 24]. Losowe zmiany procesu spalania w kolejnych obiegach oraz poszczególnych cylindrach wywołane są głównie przez [34]:

- zróżnicowane napełnianie cylindra powietrzem i niepowtarzalne wypychanie spalin do układu wylotowego oraz występowanie zjawisk falowych i turbulencji w ośrodkach gazowych,
- zmienność stopnia turbulencji gazu w cylindrze wpływająca na proces spalania (ruch frontu płomienia i wymiany ciepła),
- niepowtarzalność rozkładu ładunku w komorze spalania,
- zjawiska falowe w układzie wtryskowym będące przyczyną zróżnicowanego składu ładunku w cylindrze,
- wahania prędkości obrotowej spowodowane stochastycznymi zmianami siły tarcia (grubości filmu smarownego) pomiędzy tłokiem a cylindrem oraz fluktuacje momentu obrotowego obciążającego wał korbowy.

Parametry charakteryzujące niepowtarzalność pracy silnika spalinowego zostały przedstawione na rysunku 2.1 i możemy przeprowadzić ich podział na cztery grupy związane z [34]: rozkładem ciśnień w cylindrze, procesem wydzielania się ciepła, rozwojem frontu płomienia, usuwaniem spalin.



Rys. 2.1. Główne czynniki powodujące niepowtarzalność wartości parametrów pracy silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym [34]

W grupie parametrów związanych z przebiegiem ciśnienia w cylindrze możemy wyróżnić:

- maksymalne ciśnienie,
- kąt obrotu wału korbowego, przy którym występuje maksymalne ciśnienie,
- maksymalny przyrost ciśnienia,
- kąt obrotu wału korbowego, przy którym występuje maksymalny przyrost ciśnienia,
- średnie ciśnienie indykowane.

Parametry zawierające najwięcej informacji o przebiegu procesu wydzielania się ciepła spalania, to:

- maksymalna prędkość wydzielania się ciepła spalania,
- maksymalny współczynnik szybkości spalania masy paliwa,
- kąt opóźnienia zapłonu,
- długość kątowna spalania,

- przedział obrotu wału korbowego od kąta zapłonu do kąta, w którym określona część masy paliwa zostaje spalona.

Parametry związane z ciśnieniem w cylindrze są najczęściej wykorzystywane, głównie ze względu na łatwość przeprowadzania eksperymentów. Ciśnienie maksymalne wykazuje największą niepowtarzalność [2, 48]. Kąt wystąpienia ciśnienia maksymalnego jest najodpowiedniejszym wskaźnikiem niepowtarzalności cyklicznej w odniesieniu do rozwoju frontu płomienia, zaś niepowtarzalność średniego ciśnienia indykowanego jest najskuteczniejszym sposobem opisywania zmienności w całym zakresie procesu spalania w silniku. Wartości parametrów związanych ze spalaniem wyznaczone są po przeprowadzeniu analizy wykresów ciśnienia i wykorzystaniu termodynamicznego modelu wydzielania ciepła. Niepewność wartości tych parametrów zależy w dużym stopniu od dokładności toru pomiarowego ciśnienia w cylindrze i kąta OWK [55].

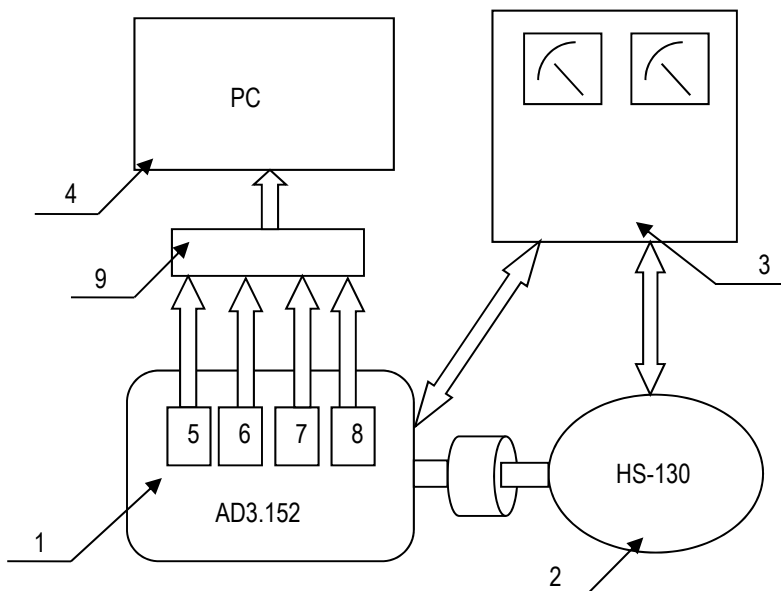
W pracy [21] analizowano właściwości statystyczne sygnałów generowanych przez procesy szybkozmienne zachodzące w silniku spalinowym, na przykładzie ciśnienia indykowanego oraz ciśnienia wtrysku paliwa do cylindra. Stwierdzono, że sygnały te są pseudookresowe oraz przyjęto założenia o ich stacjonarności oraz normalności rozkładu funkcji gęstości prawdopodobieństwa. Wartości tych sygnałów są wykorzystywane zarówno do sterowania pracą silnika, jak i w celach diagnostycznych. Stąd wynika konieczność oceny niepewności uzyskanych wyników pomiarów. W pracach [51, 61, 74, 83] wskazano, że do oceny pracy silnika spalinowego można stosować różne deskryptory sygnałów. Jednym z takich deskryptorów, zaproponowanym do oceny pracy silnika w warunkach niestacjonarnych [49], jest współczynnik zmienności odchylenia standardowego. W monografii postanowiono przeprowadzić analizę możliwości wykorzystania tego deskryptora do wielkości szybkozmiennych.

Obliczenia, których wyniki przedstawiono w niniejszej pracy przeprowadzono z wykorzystaniem bezpłatnych aplikacji R i Octave oraz komercyjnego pakietu Matlab. Zaletą pakietu statystycznego R jest duża ilość predefiniowanych funkcji statystycznych pozwalających na szybkie i łatwe uzyskanie wyników obliczeń bez konieczności pisania własnych procedur. Język programowania wykorzystywany przez aplikację Octave jest w dużej mierze zgodny z językiem komercyjnego pakietu Matlab. Zaletą tego oprogramowania jest łatwość wykonywania działań matematycznych na zmiennych, których wartości są przechowywane w macierzach. Zarówno pakiet R, Matlab, jak i Octave mogą być wykorzystane na różnych platformach sprzętowych i systemowych. W monografii autorzy zdecydowali się na umieszczenie kodów źródłowych wybranych skryptów wykorzystanych podczas obliczeń.

### 3. PRZEDMIOT ORAZ ZAKRES BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH

Wyniki badań wykorzystane w monografii zostały uzyskane w Laboratorium Silników Spalinowych Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach [44, 53].

System pomiarowy wybranych parametrów silnika ZS składał się z czterech torów pomiarowych: ciśnienia w komorze spalania, ciśnienia w przewodzie wtryskowym, wzniosu iglicy wtryskiwacza oraz kąta obrotu wału korbowego. Stanowisko hamowniane, na którym dokonano pomiarów składało się z: silnika Perkins AD3.152 UR, hamulca wodnego HS-130 oraz szafy kontrolno-pomiarowej sterującej stanowiskiem i umożliwiającej odczyt parametrów pracy silnika i hamulca [44]. Schemat stanowiska pokazano na rysunku 3.1.



**Rys. 3.1.** Schemat stanowiska hamownianego: 1 – silnik AD3.152 UR, 2 – hamulec wodny HS-130, 3 – szafa kontrolno-pomiarowa, 4 – komputer PC, 5 i 6 – czujniki ciśnień, 7 – czujnik przeszczeń, 8 – nadajnik kąta obrotu wału korbowego, 9 – wzmacniacze sygnałów otrzymanych z czujników [7]

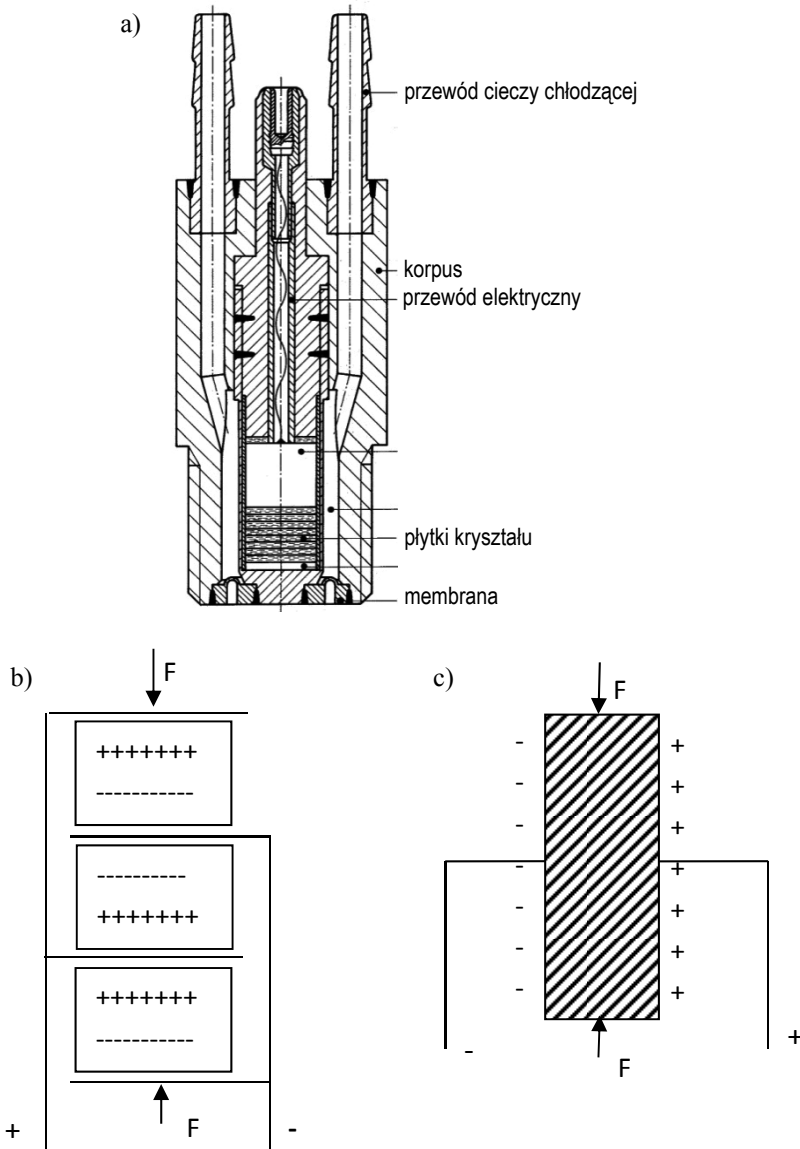
Przedmiotem badań był trzycylindrowy silnik o zapłonie samoczynnym typu Perkins AD3.152 UR. Podstawowe dane techniczne badanego silnika przedstawiono w tabeli 3.1.

**TABELA 3.1.** Podstawowe dane techniczne silnika Perkins AD3.152 UR [44]

Parametr	Wartość
układ cylindrów	rzędowy
liczba cylindrów	3
rodzaj wtrysku	bezpośredni
kolejność pracy cylindrów	1-2-3
stopień sprężania	16,5
średnica cylindra	91,44 mm
skok tłoka	127 mm
pojemność skokowa silnika	2,502 dm <sup>3</sup>
długość korbowodu	223,80÷223,85 mm
nominalna moc silnika	34,6 kW
prędkość obrotowa mocy nominalnej	2250 obr./min
maksymalny moment obrotowy silnika	165,4 Nm
prędkość obrotowa maksymalnego momentu	1300÷1400 obr./min
statyczny kąt wyprzedzenia wtrysku paliwa	17°OWK
kąt otwarcia zaworu dolotowego	13°OWK
kąt zamknięcia zaworu dolotowego	43°OWK
kąt otwarcia zaworu wylotowego	46°OWK
kąt zamknięcia zaworu wylotowego	10°OWK
prędkość obrotowa biegu jałowego	750 ±50 obr./min

Elementem toru pomiarowego pozwalającym na rejestrację wartości ciśnienia w komorze spalania był czujnik piezoelektryczny chłodzony wodą QC34D firmy AVL. W piezoelektrycznych czujnikach ciśnienia wykorzystywane jest zjawisko pojawiania się ładunków elektrycznych na powierzchniach przetwornika w kierunku równoległym lub prostopadłym do kierunku propagacji fali odkształceń (wzdłużny lub poprzeczny efekt piezoelektryczny). W celu wykorzystania efektu wzdłużnego elementy pomiarowe formowane są w kształcie walców o małej wysokości. Ładunek elektryczny powstający w takim elemencie wytwarzany jest na powierzchni, do której przykładane jest naprężenie i nie zależy od jej wielkości.

Aby zwiększyć wartość wyjściową takiego ładunku należy połączyć kilka walców, zgodnie z kierunkiem propagacji fali odkształceń. Powstaje zwarty i wytrzymały element pomiarowy o strukturze warstwowej (rys. 3.2).



**Rys. 3.2.** a) schemat konstrukcji piezoelektrycznego czujnika ciśnienia wykorzystującego tzw. wzdluzny efekt piezoelektryczny, b) schemat budowy przetwornika wykorzystującego wzdluzny efekt piezoelektryczny, c) schemat budowy przetwornika wykorzystującego poprzeczny efekt piezoelektryczny, wg [42]

Ładunek elektryczny powstający na powierzchni elementu piezoelektrycznego jest proporcjonalny do naprężenia wywieranego na membranę czujnika. Napięcie elektryczne  $U$  powstające w obwodzie wynosi:

$$U = \frac{Q}{C} = \frac{kp}{C_p + C_u}, \quad (3.1)$$

gdzie:

$k$  – stała piezoelektryczna,

$p$  – naprężenie,

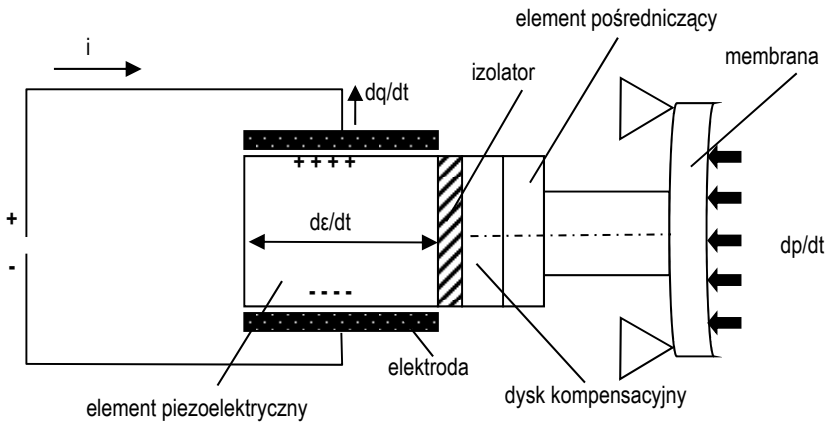
$C_p$  – pojemność elektryczna elementu piezoelektrycznego,

$C_u$  – pojemność elektryczna układu pomiarowego.

Równoległe połączenie  $n$ -elementów piezoelektrycznych powoduje, że zarówno wytworzony ładunek elektryczny wzrasta  $n$  razy, jak również ich pojemność. Wytworzone tak napięcie wynosi:

$$U = \frac{Q}{C} = \frac{nkp}{nC_p + C_u}. \quad (3.2)$$

Przykładowy schemat działania przetwornika piezoelektrycznego przedstawiono na rysunku 3.3.



Rys. 3.3. Schemat działania przetwornika piezoelektrycznego, wg [19]

Aby wykorzystać poprzeczny efekt piezoelektryczny, element pomiarowy powinien mieć kształt pręta. Oś symetrii tego pręta powinna być równoległa do kierunku propagacji fali odkształceń, a ładunek elektryczny powstaje wtedy na jego powierzchniach bocznych. Ilość powstającego ładunku zwiększa się wraz ze wzro-



stem smukłości tego pręta. Wytrzymałość mechaniczna piezoelektrycznego pręta oraz dopuszczalne rozmiary czujnika są ograniczeniem dla nadmiernego zwiększania smukłości. Element pomiarowy o takim kształcie powinien mieć jednorodną strukturę, co zależy od zastosowanej technologii.

Właściwości piezoelektryczne materiałów (np.  $\text{SiO}_2$ ,  $\text{LiNbO}_3$ ,  $\text{LiTAO}_3$ ) zależą od temperatury i wraz z jej wzrostem szybko maleją. Właściwości piezoelektryczne kwarcu ( $\text{SiO}_2$ ) znacząco maleją w temperaturze 523 K i zanikają przy 846 K. Ortofosforan galu ( $\alpha$   $\text{GaPO}_4$ ) jest stabilny do temperatury 1206 K, a jego czułość jest stała do temperatury 773 K. Z powyższych rozważań wynika wniosek, że podczas pomiarów należy zwracać szczególną uwagę na utrzymanie niskiej (poniżej punktu Curie) i stabilnej temperatury pracy przetwornika piezoelektrycznego. W celu indykowania silników spalinowych stosuje się przetworniki piezoelektryczne o różnych konstrukcjach, które są najczęściej chłodzone wodą. Stosowane są również czasami miniaturowe czujniki ciśnienia, konstruowane zazwyczaj jako niechłodzone, co wymaga spełnienia bardzo wysokich wymagań zarówno w zakresie właściwości piezoelektrycznych np.  $\alpha$   $\text{GaPO}_4$ , jak i konstrukcji czujnika. W pracy stosowano czujnik zbudowany z elementów kwarcowych. Bezpośrednie chłodzenie wodą elementu piezoelektrycznego daje dużo korzyści: zapobiega przegrzaniu, temperatura ma mniejszy wpływ na czułość i dryft termiczny (zmiana wartości napięcia spowodowana zmianą temperatury), rezystancja izolacji przewodów elektrycznych nie obniża się, czujnik może być zainstalowany bezpośrednio w komorze spalania. Słabością tego rozwiązania są duże gabaryty przetwornika, co utrudnia jego zamontowanie w silniku. Miejsce zamocowania wpływa na uzyskiwane wyniki pomiaru ciśnienia. Ważne jest, aby układ chłodzenia czujnika zapewniał przepływ cieczy chłodzącej wolny od pulsacji, o stałym natężeniu (około 20 l/godz.) i stałej temperaturze. Parametry te w pracy nie były jednak wystarczająco dokładnie kontrolowane ze względu na trudności techniczne. Czujniki ciśnienia oprócz obciążeń mechanicznych poddawane są dużym obciążeniom cieplnym, ze względu na bardzo wysokie temperatury występujące podczas procesu spalania (do 2946 K). Jeżeli układ chłodzenia działa poprawnie, to temperatury w strefie czołowej dochodzą do 373 K, a elementu pomiarowego są wyższe o około 20 K od temperatury cieczy. Temperatura złącza i cieczy chłodzącej (w pracy stosowano wodę) są zbliżone. Duże zmiany wartości ciśnienia i temperatury powodują, że czułość czujnika może ulegać zmianie rzędu 1%. Na powierzchni pomiarowej czujnika podczas wykonywania pomiarów osadzają się niektóre produkty spalania. Powoduje to ciągłe zmiany właściwości fizycznych, tzw. warstwy kontaktowej łączącej

czujnik z badanym ośrodkiem, oraz stanu naprężeń na powierzchni membrany. Należy również pamiętać, że czujnik może wpływać na obiekt badań (np. poprzez zmianę objętości i kształtu komory spalania, zmianę warunków chłodzenia). Ciśnienie w komorze spalania nie jest identyczne w każdym jej punkcie. Dlatego czujnik ciśnienia umieszczony w różnych miejscach komory jest narażony na inne obciążenia, co powoduje zmianę dokładności pomiaru. Błędy wynikające z niewłaściwego umiejscowienia czujnika mogą obejmować: powstanie objętości szkodliwej, gdy czujnik jest zainstalowany pod kątem lub w pewnym oddaleniu od powierzchni wewnętrznej komory spalania, drgania gazów w kanałach w przypadku instalacji czujnika w oddaleniu od powierzchni komory spalania, zaburzenia przepływu gazów, osadzanie się produktów spalnego ładunku na membranie czujnika. Przetwornik piezoelektryczny może też reagować na zaburzenia generowane przez zawory ssania i wydechu. Analizowane czynniki powodują, że maksymalna wartość przypadkowego, bezwzględnego błędu pomiaru ciśnienia w cylindrze, dla całego zakresu pomiarowego stosowanego czujnika, wynosiła  $\Delta p_c = 0,10$  MPa. Błąd względny pomiaru maksymalnego ciśnienia, w związku z tym, wynosił około 1%. Ciśnienie w przewodzie wtryskowym mierzono za pomocą czujnika piezoelektrycznego CL31 ZEPWN Marki [70]. Parametry przetworników piezoelektrycznych użytych do pomiaru ciśnień przedstawiono w tabeli 3.2.

**TABELA 3.2.** Dane techniczne przetworników wykorzystanych do pomiarów ciśnień [44]

Parametr	Przetwornik AVL QC34D	Przetwornik CL31 ZEPWN Marki
zakres pomiarowy	0÷25 MPa	0÷100 MPa
czułość	190 pC/MPa	126 pC/MPa
nieliniowość	≤ 0,2%	≤ 0,5%
przebieżalność	20%	10%
częstotliwość rezonansowa	69 kHz	50 kHz
pojemność własna	10 pF	8 pF
temperatura pracy	293÷353 K	253÷323 K

Tory pomiaru ciśnienia w komorze spalania i ciśnienia w przewodzie wtryskowym wykorzystują również wzmacniacz ładunku CL111 ZEPWN Marki. Dane techniczne wzmacniacza CL111 [70] przedstawiono w tabeli 3.3.

**TABELA 3.3.** Dane techniczne wzmacniacza ładunku CL111 firmy ZEPWN Marki [70]

Parametr	Wartość
zakresy pomiarowe	0,1; 1; 10 nC
płynna regulacja czułości	1÷11
przenoszone pasmo	1÷10 Hz
nieliniowość	≤ 0,1%
szumy	≤ 0,2%
rodzaj wejścia	asymetryczne
rezystancja wejściowa	≥ 10 <sup>13</sup> Ω
minimalna czułość wejścia	100 pC
maksymalne napięcie wyjściowe	± 10 V
maksymalny prąd wyjściowy	± 20 mA
rezystancja wyjściowa	≤ 1 Ω

Do pomiaru wzniosu iglicy wtryskiwacza użyto indukcyjnego czujnika przemieszczenia CL80 ZEPWN Marki [70] (tab. 3.4) i wzmacniacza z falą nośną CL104 ZEPWN Marki [70].

**TABELA 3.4.** Dane techniczne indukcyjnego czujnika przemieszczeń CL80 firmy ZEPWN Marki, użytego do pomiaru przemieszczeń iglicy wtryskiwacza [70]

Parametr	Wartość
zakres pomiarowy	± 1 mm
klasa dokładności	0,5
czułość	± 40 mV/mm
częstotliwość zasilania	100 kHz
napięcie zasilania	10 V
temperatura pracy	268÷353 K

Parametry techniczne wzmacniacza z falą nośną CL104 ZEPWN Marki wykorzystanego w torze pomiaru wzniosu iglicy wtryskiwacza przedstawiono w tabeli 3.5.

**TABELA 3.5.** Dane techniczne wzmacniacza ładunku z falą nośną typu CL104F firmy ZEPWN Marki użytego w torze pomiarowym wzniosu iglicy wtryskiwacza [70]

Parametr	Wartość
wzmocnienie	od 0,5 do 30 V/V
przenoszone pasmo	500 ±0,5 Hz
fala nośna: częstotliwość amplituda	2 lub 5 ±1% kHz 2÷5 V
nieliniowość	≤ 0,1%
rodzaj wejścia	asymetryczne
rezystancja wejściowa	10 Ω
maksymalne napięcie wyjściowe	5 V
maksymalny prąd wyjściowy	50 mA
rezystancja obciążeniowa	200 Ω
rezystancja wyjściowa	0,1 Ω

W trakcie badań wszystkie parametry mierzono w funkcji kąta obrotu wału korbowego (OWK), co umożliwił zastosowany w systemie przetwornik obrotowo-impulsowy PFI60 firmy INTRON Poznań (tab. 3.6) oraz układ znakowania i synchronizacji położenia wału korbowego ZEPWN Marki. Układ ten generuje impulsy umożliwiające wykonywanie pomiarów co pewien określony kąt  $\Delta$ OWK.

Analogowe sygnały napięciowe wychodzące ze wzmacniaczy przetwarzane są na wartości cyfrowe przez 12-bitowy przetwornik analogowo-cyfrowy KPCI-3110 firmy Keithley Instruments Inc. (tab. 3.7), które zapamiętywane są w pamięci komputera PC.

**TABELA 3.6.** Dane techniczne przetwornika obrotowo-impulsowego PFI60 firmy INTROL Poznań, użytego w torze pomiarowym kąta OWK [44]

Parametr	Wartość
typ	PFI60 A1024HZ3-GAP10
rozdzielczość	1024 na jeden obrót
ilość kanałów	6
sygnały wejściowe: liczące zerowy	2 prostokątne sygnały A i B oraz ich negacje 1 impuls prostokątny na obrót TOP „0”
standard sygnałów wyjściowych	HTL „0” <1,2 V; „1”> 6,0 V dla $R_o = 300 \Omega$
zasilanie	asymetryczne
rezystancja wejściowa	12 V; 0,3 A
maksymalna częstotliwość sygnału wyjściowego	150 kHz

**TABELA 3.7.** Dane techniczne karty A/C KPCI-3110 firmy Keithley Instruments Inc. [44]

Parametr	Wartość
typ	A/C KPCI-3110
rozdzielczość	12 bitów
zakres przetwarzania	$\pm 10 \text{ V}$

W niniejszej pracy wykorzystano badania wykonane dla silnika pracującego według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych, dla prędkości obrotowych wału korbowego zmieniających się w zakresie od 1000 do 2000 obr./min (z krokiem 200 obr./min) oraz charakterystyk obciążeniowych. Podczas badań silnik zasilano paliwem ON – olej napędowy Ekodiesel Ultra D lub paliwem roślinnym FAME – estry metylowe kwasów tłuszczowych [44, 53]. W każdym przypadku rejestrowano wartości dla 50-ciu pełnych cykli roboczych silnika. Wartości mierzonych parametrów zapamiętywano w funkcji kąta OWK z rozdzielczością  $1,4^\circ\text{OWK}$ .

## 4. WYBRANE WYNIKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH

---

Wyniki badań przedstawione w niniejszym rozdziale obejmują swoim zakresem wartości takich parametrów, jak: ciśnienie w komorze spalania, ciśnienie w przewodzie wtryskowym oraz wznios iglicy wtryskiwacza. Autorzy wykorzystali wyniki pomiarów uzyskane i opisane w pracy [44] oraz wykorzystane również w pracy [53]. W trakcie badań silnik pracował według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych i charakterystyk obciążeniowych oraz był zasilany paliwem mineralnym ON lub paliwem roślinnym FAME.

### 4.1. Ciśnienie w komorze spalania

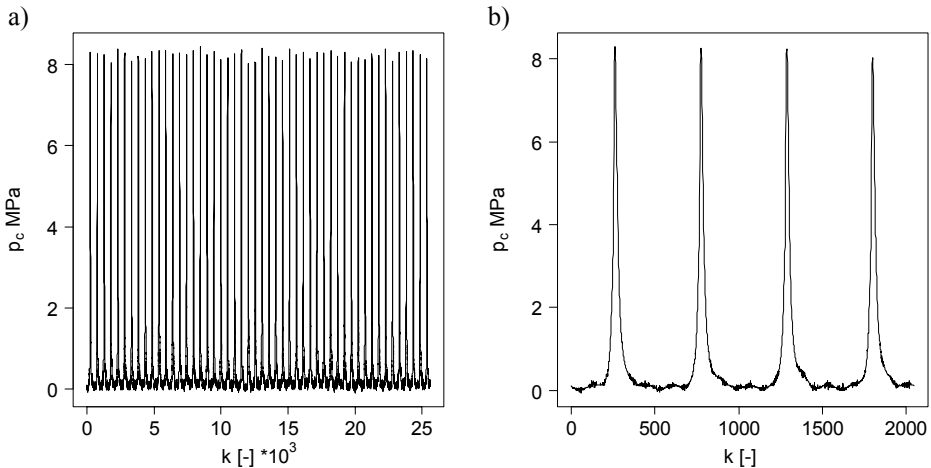
Przykładowe przebiegi sygnału ciśnienia w komorze spalania silnika zarejestrowane przetwornikiem piezoelektrycznym dla silnika zasilanego ON i pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej pokazano na rysunku 4.1. Obserwując wartości sygnału ciśnienia  $p_c$  zarejestrowane dla wszystkich cykli roboczych (rys 4.1a) widać, że wartości maksymalne w kolejnych cyklach roboczych różnią się od siebie [16]. Analizując przebieg pierwszych czterech cykli roboczych (rys. 4.1b) można zauważyć, że zarejestrowany sygnał jest zbliżony do przebiegu okresowego. Wynika to z faktu, że jest to sygnał związany z procesem cyklicznie powtarzającym. Przedstawiony skrypt 4.1 pozwala na wygenerowanie wykresów ilustrujących mierzone parametry za pomocą aplikacji R. Skrypt ten wykorzystuje funkcję *read.table* pozwalającą na wczytanie zapisanych na dysku twardym danych pomiarowych do pamięci operacyjnej komputera oraz funkcję *plot* umożliwiającą ich graficzną prezentację w formie wykresu. Opcja *par* pozwala na wybór rodzaju i wielkości czcionki oraz wielkości marginesów wykorzystanych przy kreśleniu wykresów.

#### **Skrypt 4.1.** Prezentacja danych pomiarowych w formie graficznej – rysunek 4.1

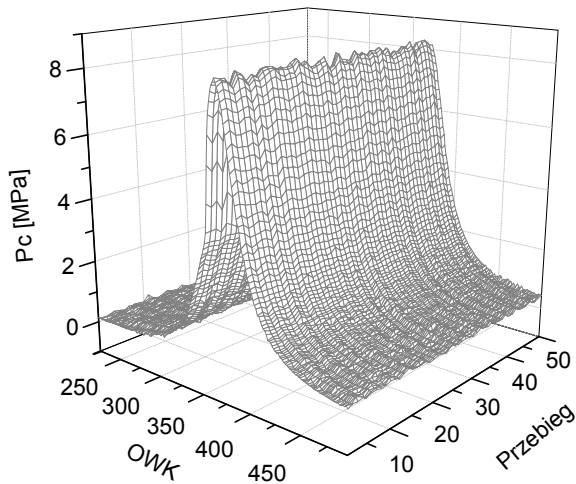
```
#Skrypt4.1.
pomiar <- read.table("c:/Dane/on/18/pomiar.dat", header=FALSE, sep="",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
pc<-pomiar$V1; k<-1:(50*512)
#wykres a)
par(family="Arial", font=2, ps=18, mar=c(4.2, 4.5, 1, 1))
plot(k/1000, pc, xlab=expression(paste(k, ' [-] *', 10^3
)), ylab=expression(paste(p[c], " MPa")), main="", pch=19, type="l", las=1)
```

#wykres b)

```
par(family="Arial", font=2, ps=18, mar=c(4.2, 4.5, 1, 1))
plot(k[1:2048], pc[1:2048], xlab=expression(paste(k, ' [-] '
)), ylab=expression(paste(p[c], " MPa")), main="", pch=19, type="l", las=1)
```



**Rys. 4.1.** Wartości sygnału ciśnienia zarejestrowanego w komorze spalania silnika zasilanego ON, pracującego z prędkością  $n = 1800$  obr./min według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej: a) 50 cykli roboczych, b) pierwsze cztery cykle robocze [8, 9]



**Rys. 4.2.** Przebiegi sygnału ciśnienia w komorze spalania zarejestrowane dla silnika zasilanego ON, przy prędkości obrotowej wału korbowego  $n = 1800$  obr./min, pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej dla 50-ciu cykli roboczych – prezentacja w układzie 3D [7]

Obserwując te same wartości sygnału  $p_c$  pokazane na rysunku 4.2 w układzie przestrzennym (pokazane w zawężonym zakresie kąta OWK  $225^\circ$ - $500^\circ$ ) widać pewien rozrzut rejestrowanych wartości ciśnienia w kolejnych cyklach roboczych. Fakt ten dotyczy zarówno wartości maksymalnych, jak i całych przebiegów  $p_c$ , występując w każdym punkcie pomiarowym związanym z określoną wartością kąta OWK. Wykres na rysunku 4.2 jest przestrzenną ilustracją przebiegów sygnału ciśnienia  $p_c$  w kolejnych cyklach roboczych.

W celu sprawdzenia, czy w sygnale pokazanym na rysunku 4.1 nie ma składowych częstotliwościowych niezwiązanych z cykliczną pracą silnika z prędkością obrotową 1800 obr./min przeprowadzono analizę jego widma częstotliwościowego (metodą FFT). Aby w pakiecie R skorzystać z funkcji *fft* wyznaczającej wartość transformaty Fouriera analizowanego sygnału należy załadować bibliotekę *stats* (polecenie *library(stats)*). Instrukcje wyznaczające wartości modułu szybkiej transformaty Fouriera sygnału  $p_c$  oraz pozwalające przedstawić uzyskane wyniki w formie graficznej (funkcja *plot*) przedstawia skrypt 4.2.

**Skrypt 4.2.** Wyznaczenie wartości modułów transformaty FFT sygnału  $p_c$  oraz prezentacja graficzna uzyskanego wyniku – rysunek 4.3 [14]

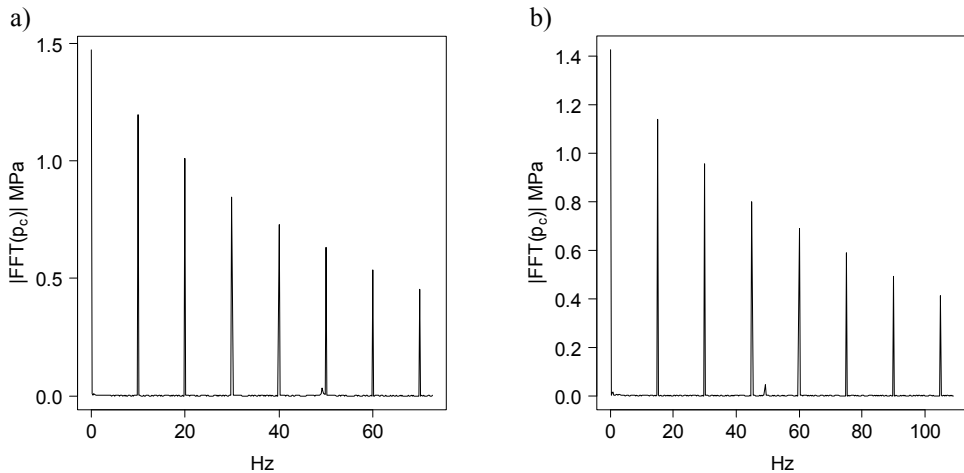
```
#Skrypt.4.2
library(stats)
pomiar <- read.table("c:/Dane/on/18/pomiar.dat", header=FALSE, sep="",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
pc<-pomiar$V1; to<-60/1800;
#okres probkowania i numery próbek
t<-2*to/512; n<-length(pc)
k<-0:(n-1)
widmo<-fft(pc);
modul<-abs(widmo);
freq_hz<-k*(1/(n*t));
par(family="Arial", font=2, ps=18, mar=c(4.2,4.5,1,1))
plot(freq_hz[1:n/70],modul[1:n/70]/(n/2),xlab="Hz",ylab=expression(paste('|FFT
(',p[c,,")| MPa")),main="",pch=19,type="l",las=1)
```

Przykładowe, wykonane dla dwóch prędkości obrotowych OWK ( $n = 1200$  obr./min i 1800 obr./min), wyniki analizy FFT dla sygnału ciśnienia w komorze spalania pokazano na rysunku 4.3.

Dla silnika pracującego z prędkością obrotową 1200 obr./min dominującą składową jest składowa o częstotliwości 10 Hz, natomiast dla silnika pracującego z prędkością 1800 obr./min dominującą składową jest składowa o częstotliwości 15 Hz. Jest to spowodowane cykliczną pracą silnika z prędkościami 1200 lub 1800



obr./min. Przeprowadzona analiza pozwala, w obydwu przypadkach, zauważyć składową o częstotliwości około 50 Hz i niewielkiej amplitudzie. Analiza wyników uzyskanych dla innych prędkości obrotowych wykazała istnienie składowej zakłócającej we wszystkich analizowanych przypadkach. Składowa o tej częstotliwości nie wynika ze zjawisk zachodzących w komorze spalania, a więc jest zakłóceniem. Można przypuszczać, że pochodzi ona od pola elektromagnetycznego.



**Rys. 4.3.** Moduł wartości FFT sygnału ciśnienia w komorze spalania w funkcji częstotliwości, dla silnika zasilanego ON, pracującego z prędkością: a) 1200 obr./min, b) 1800 obr./min

W celu sprawdzenia, czy w analizowanym sygnale nie znajdują się składowe o innych częstotliwościach i niewielkich amplitudach, autorzy postanowili pozbawić analizowany sygnał składowych stałych związanych z poszczególnymi kątami OWK. Takim sygnałem są odchyłki ciśnienia  $p_c$  od ich wartości średnich. Analiza położenia maksymalnych wartości przebiegu  $p_c$  względem kąta OWK oraz fakt, że zarejestrowane wartości ciśnienia związane są z procesem cyklicznie powtarzającym prowadzi do wniosku, że sygnał ten można uznać za zbliżony do okresowego, o okresie  $T = 120/n$  [8]. Przeprowadzone badania analityczne, które zostaną przedstawione w dalszej części niniejszego opracowania, pozwoliły uznać ten sygnał za stacjonarny ze względu na wartość średnią i odchylenie standardowe. Również przeprowadzona weryfikacja zgodności rozkładu wartości maksymalnych ciśnienia  $p_c$  z rozkładem normalnym, w żadnym przypadku, nie dała podstaw do odrzucenia hipotezy zerowej (o zgodności rozkładu analizowanej zmiennej z rozkładem normalnym) na poziomie istotności wynoszącym 5%. Wyniki analizy pozwalające

uznać sygnał  $p_c$  za zbliżony do okresowego umożliwiając przedstawienie go w postaci macierzy o wymiarach  $[i \ j] = [512 \ 50]$ , gdzie kolumny zawierają wartości ciśnień związane z kolejnymi cyklami roboczymi, a wiersze wartości związane z kolejnymi kątami OWK, dla których rejestrowano  $p_c$ . Przeprowadzona analiza statystyczna pozwala na wyznaczenie wartości średnich ciśnienia  $p_c$  dla wszystkich kątów OWK, w których następowała rejestracja tego parametru. Wartości średnie ciśnienia związane z  $i$ -tym kątem OWK można wyznaczyć według następującego algorytmu:

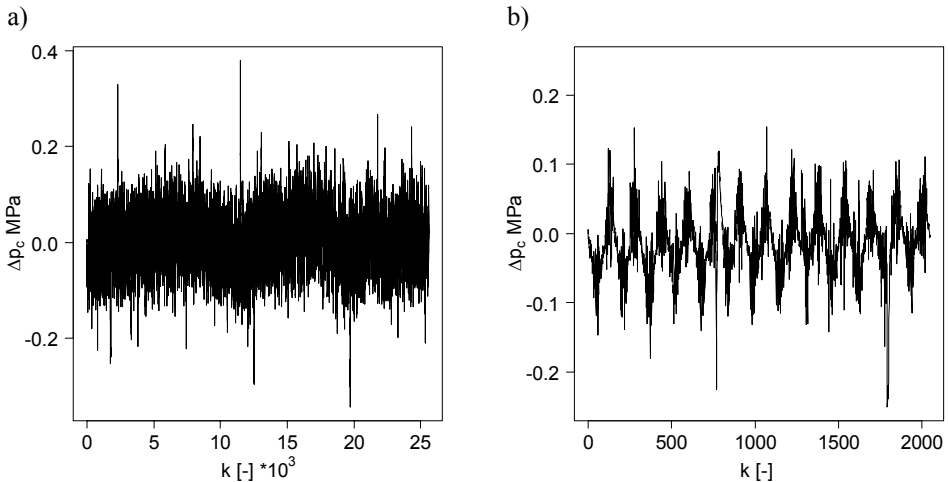
$$\bar{p}_c(i) = \frac{1}{50} \sum_{j=1}^{50} p_c(i, j), \quad (4.1)$$

gdzie indeks  $i$  może przyjmować wartości od  $i = 1$  do  $i = 512$ .

Odchyłki ciśnienia  $p_c$  od ich wartości średnich można wyznaczyć według następującej zależności:

$$\Delta p_c(i, j) = p_c(i, j) - \bar{p}_c(i). \quad (4.2)$$

Wyznaczone według wzoru (4.2) odchyłki można przedstawić w postaci wektora  $\Delta p_c(k)$ , w którym zostały umieszczone chronologicznie, gdzie indeks  $k = 512 \cdot (j - 1) + i$ . Przykładowy przebieg kolejnych wartości tak obliczonych odchyłek pokazano na rysunku 4.4.



**Rys. 4.4.** Obliczone odchyłki wartości sygnału ciśnienia w komorze spalania od wartości średnich: a) dla wszystkich okresów, b) dla pierwszych czterech cykli pracy; silnik zasilany ON, pracujący z prędkością 1800 obr./min [8]

Z przebiegu pokazanego na rysunku 4.4 wynika, że zmiany wartości odchyłek zmierzonego sygnału ciśnienia od wartości średnich mają charakter oscylacyjny. Autorzy postanowili sprawdzić, czy tak otrzymany sygnał (pozbawiony składowych stałych) nie niesie istotnej zawartości informacyjnej. Przedstawiony skrypt 4.3 zawiera zbiór instrukcji wyznaczających odchyłki ciśnienia  $p_c$  od ich wartości średnich, a następnie przeprowadzający ich analizę FFT. Rysunki 4.4 i 4.5 są graficzną prezentacją wyników uzyskanych za pomocą skryptu 4.3.

**Skrypt 4.3.** Wyznaczenie wartości odchyłek sygnału ciśnienia  $p_c$  od jego wartości średnich oraz przeprowadzający analizy FFT wyznaczonych odchyłek

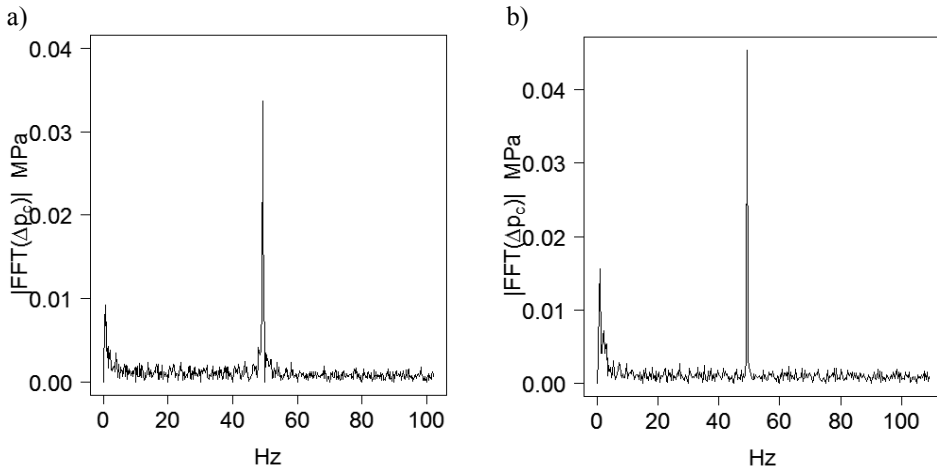
```
#Skrypt.4.3
rm(list = ls())
pc <- read.table("c:/Dane/on/18/pc", header=FALSE, sep="", na.strings="NA",
dec=".", strip.white=TRUE)
pc<-data.matrix(pc)

sredpc<-0
for (i in 1:512)
{ sredpc[i] <- mean(pc[i,]) }
od<-pc-sredpc; i<-1:50; odw<-c(od[,i]);k<-1:(512*50)
par(family="Arial",font=2,ps=18,mar=c(4.2,4.5,1,1))
plot(k/1000,odw ,xlab=expression(paste(k, ' [-] *', 10^3
)),ylab=expression(paste(Delta,p[c]," MPa")),main="",pch=19,type="l",las=1)

k<-1:(512*4)
par(family="Arial",font=2,ps=18,mar=c(4.2,4.5,1,1))
plot(k,odw[1:(512*4)] ,xlab=expression(paste(k, ' [-] ' )),ylim=c(-
0.25,0.25),ylab=expression(paste(Delta,p[c],"
MPa")),main="",pch=19,type="l",las=1)

library(stats)
to<-60/1800; t<-2*to/512;n<-length(odw);k<-0:(n-1)
widmo<-fft(odw);
modul<-abs(widmo);
freq_hz<-k*(1/(n*t));
par(family="Arial",font=2,ps=18,mar=c(4.2,4.5,1,1))
plot(freq_hz[1:n/70],modul[1:n/70]/(n/2)
,xlab="Hz",ylab=expression(paste('|FFT(',Delta,p[c],")|
MPa")),main="",pch=19,type="l",las=1)
```

Analiza modułów wartości szybkiej transformaty Fouriera odchyłek wartości ciśnienia w komorze spalania od ich wartości średnich pokazana na rysunkach 4.5a i 4.5b potwierdza, że w zarejestrowanym podczas badań sygnale występuje składowa, która nie jest związana ze zjawiskami zachodzącymi w komorze spalania. Wykorzystanie analizy FFT sygnału odchyłek ciśnienia w komorze spalania od ich wartości średnich ułatwia znacznie identyfikację składowej zakłócającej.



**Rys. 4.5.** Moduł wartości FFT odchyłek wartości sygnału ciśnienia w komorze spalania od ich wartości średnich w funkcji częstotliwości – fragment widma dla silnika zasilanego ON, pracującego z prędkością: a) 1200 obr./min, b) 1800 obr./min [8]

W celu przeprowadzenia dalszej analizy statystycznej zarejestrowanych przebiegów  $p_c$ , sygnał ten dla wszystkich analizowanych prędkości obrotowych poddano filtracji, polegającej na usunięciu składowej o częstotliwości nie związanej z cykliczną pracą silnika. Wartości podstawowych parametrów charakteryzujących maksymalne ciśnienie w komorze spalania przedstawiono w tabeli 4.1. Fragment kodu w języku R pozwalający na wyznaczenie podstawowych miar statystycznych, takich jak: średnia, mediana i odchylenie standardowe z wykorzystaniem funkcji *mean*, *median*, *sd* przedstawiono w formie skryptu 4.4.

**Skrypt 4.4.** Wyznaczenie podstawowych miar statystycznych maksymalnych wartości ciśnienia w komorze spalania

```
#Skrypt.4.4
pc <- read.table("c:/Dane/on/20/pc", header=FALSE, sep=" ", na.strings="NA",
dec=".", strip.white=TRUE)
makspc<-0
for (i in 1:50)
{
makspc[i] <- max(pc[i])
}
srednia<-mean(makspc)
mediana<-median(makspc)
odstd<-sd(makspc)
rozstep<-max(makspc)-min(makspc)
```

**TABELA 4.1.** Podstawowe miary statystyczne wartości maksymalnych sygnału ciśnienia zarejestrowanego w komorze spalania dla silnika pracującego w zakresie prędkości 1000-2000 obr./min według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej i zasilanego ON

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
wartość średnia [MPa]	8,69	8,76	8,51	8,41	8,24	8,04
mediana [MPa]	8,66	8,77	8,53	8,41	8,26	8,05
odchylenie STD [MPa]	0,11	0,09	0,09	0,11	0,10	0,08
rozstęp [MPa]	0,46	0,52	0,36	0,55	0,43	0,40

Analizując wartości średnie ciśnienia maksymalnego można zauważyć, że zmniejszają się one wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wału korbowego. Rozstęp wartości ciśnień maksymalnych zawiera się w przedziale od 4% do 7% (względem wartości średniej), zależnie od prędkości obrotowej wału korbowego, natomiast odchylenie standardowe przyjmuje wartość wynoszącą około 0,10 MPa, niezależnie od prędkości obrotowej wału korbowego. Na rysunku 4.6 pokazano uśrednione z 50-ciu cykli roboczych przebiegi ciśnienia  $p_c$  zarejestrowanego w komorze spalania dla prędkości wału korbowego zmieniających się w zakresie od 1000 do 2000 obr./min. Skrypt 4.5 pozwala na wygenerowanie tych wykresów za pomocą funkcji *plot* i *lines*.

#### **Skrypt 4.5.** Prezentacja wykresów ciśnienia $p_c$ przedstawiona na rysunku 4.6

```
#Skrypt.4.5
```

```
#wykresy prezentujące zmierzone wartości ciśnienia Pc
pomiar10 <- read.table("C:/Dane/alldos/pc10.dat", header=FALSE, sep="",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
pomiar12 <- read.table("C:/Dane/alldos/pc12.dat", header=FALSE, sep="",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
pomiar14 <- read.table("C:/Dane/alldos/pc14.dat", header=FALSE, sep="",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
pomiar16 <- read.table("C:/Dane/alldos/pc16.dat", header=FALSE, sep="",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
pomiar18 <- read.table("C:/Dane/alldos/pc18.dat", header=FALSE, sep="",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
pomiar20 <- read.table("C:/Dane/alldos/pc20.dat", header=FALSE, sep="",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
```

```
owk <- read.table("C:/Dane/alldos/owk", header=FALSE, sep="", na.strings="NA",
dec=".", strip.white=TRUE)
```

```
owk<-t(owk)
```

```
pc10<-pomiar10$V1 ; pc12<-pomiar12$V1; pc14<-pomiar14$V1; pc16<-pomiar16$V1;
```

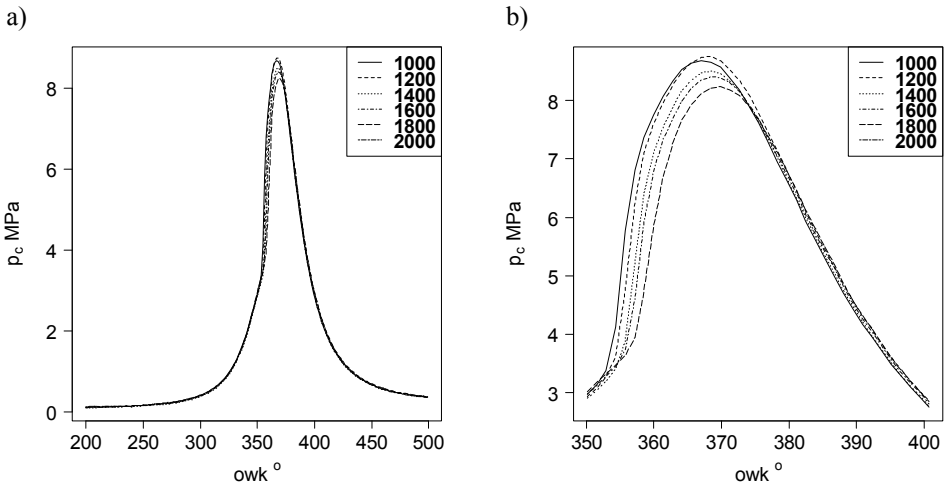
```
pc18<-pomiar18$V1
```

```
pc20<-pomiar20$V1
```

```

par(family="Arial", font=2, ps=18, mar=c(4.2,4.5,1,1))
plot(owk[249:285],pc10[249:285],xlab=expression(paste(owk," ^\circ")),ylab=expression(paste(p[c]," MPa")),main="",type="l",las=1,lty=1)
lines(owk[249:285],pc12[249:285],type="l",lwd=1.5,lty=2)
lines(owk[249:285],pc14[249:285],type="l",lwd=1.5,lty=3)
lines(owk[249:285],pc16[249:285],type="l",lwd=1.5,lty=4)
lines(owk[249:285],pc18[249:285],type="l",lwd=1.5,lty=5)
lines(owk[249:285],pc20[249:285],type="l",lwd=1.5,lty=6)
legend("topright",legend=c("1000","1200","1400","1600","1800","2000"),
lty=1:6,lwd=1)

```



**Rys. 4.6.** Przebiegi uśrednionych z 50-ciu cykli roboczych wartości sygnału ciśnienia zarejestrowanego w cylindrze dla silnika zasilanego ON, pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej dla  $n = 1000 \div 2000$  obr./min: a) w zakresie kątowym  $200^\circ \div 550^\circ$ , b) w zakresie  $350^\circ \div 400^\circ$

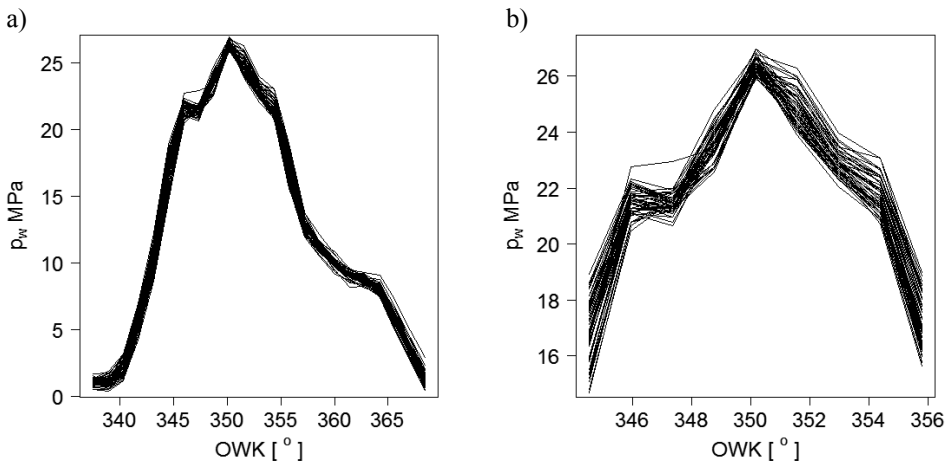
Widać, że uzyskane wykresy indykatyrowe  $p_c$  dla różnych prędkości obrotowych wału korbowego mają zbliżone przebiegi. Wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wału korbowego wartości maksymalne ciśnienia  $p_c$  maleją, pozostając w zakresie od 8,76 do 8,04 MPa. Zmieniają się również, wzrastając wraz ze wzrostem prędkości wału korbowego, wartości kątów OWK, dla których zarejestrowano maksymalne ciśnienia  $p_c$ . Wartości te zmieniają się od  $367^\circ$  do  $371^\circ$ . Wraz ze wzrostem prędkości zmienia się, następując coraz później, moment, w którym następuje gwałtowny wzrost ciśnienia związany z początkiem spalania ładunku w komorze cylindra. Dla prędkości  $n = 1000$  obr./min kąt ten wynosi około  $353^\circ$ , natomiast dla prędkości  $n = 2000$  obr./min kąt ten osiąga wartość  $358,6^\circ$ .

## 4.2. Ciśnienie wtrysku

Przykładowe przebiegi sygnału ciśnienia wtrysku zarejestrowane przetwornikiem piezoelektrycznym w króćcu wtryskiwacza, dla 50-ciu cykli roboczych silnika zasilanego ON i pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej (dla prędkości wału korbowego wynoszącej  $n = 1600$  obr./min), pokazano na rysunku 4.7. Skrypt 4.6 pozwala na wygenerowanie wykresów pokazanych na tym rysunku.

### Skrypt 4.6. Prezentacja graficzna przebiegu ciśnienia $p_w$ – rysunek 4.7

```
#Skrypt.4.6
pw <- read.table("c:/Dane/p16/pw", header=FALSE, sep=" ", na.strings="NA",
dec=".", strip.white=TRUE)
owk <- read.table("c:/Dane/p16/owk", header=FALSE, sep=" ", na.strings="NA",
dec=".", strip.white=TRUE)
pw<-data.matrix(pw); owk<-data.matrix(owk)
par(family="Arial", font=2, ps=18, mar=c(4.2,4.5,1,1))
plot(owk[240:262], pc[240:262,1] , xlab=expression(paste(OWK, " [ " ^o, "
]")), ylab=expression(paste(p[w], " MPa")), main="", pch=19, type="l", las=1)
for (i in 2:50)
{ lines(owk[240:262], pw[240:262,i], type="l", lwd=1.5, lty=1) }
```

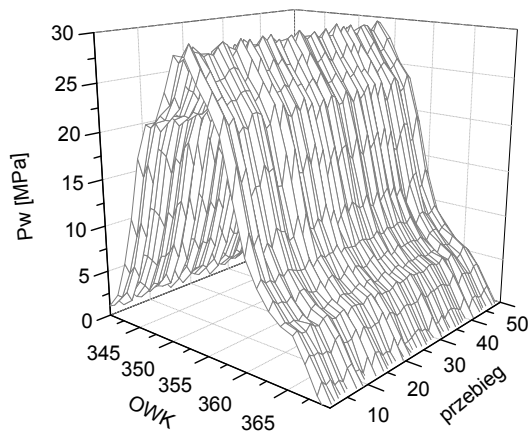


**Rys. 4.7.** a) przebiegi sygnału ciśnienia wtrysku zarejestrowane dla silnika zasilanego ON w funkcji kąta OWK, przy prędkości obrotowej wału korbowego  $n = 1600$  obr./min, pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej dla 50-ciu cykli roboczych, b) powiększony fragment – w układzie 2D

Wykres przedstawiony na rysunku 4.7 prezentuje przebiegi sygnału  $p_w$  sporządzone dla 50-ciu cykli roboczych w zawężonym zakresie kąta OWK (od  $337^{\circ}$  do  $368^{\circ}$ ) dla silnika pracującego według zewnętrznych charakterystyk prędkości-

wych z prędkością obrotową wynoszącą 1600 obr./min. Analiza tego wykresu pozwala zauważyć, że sygnał  $p_w$  charakteryzuje się dużym rozrzutem wartości uzyskiwanych w kolejnych cyklach roboczych, w każdym punkcie pomiarowym związanym z określoną wartością kąta OWK.

Analogiczne przebiegi zarejestrowane dla silnika pracującego z prędkością 1800 obr./min, pokazano w widoku przestrzennym na rysunku 4.8. Rysunek pokazuje, że podobnie jak w przypadku ciśnienia  $p_c$  sygnał  $p_w$  można uznać za pseudookresowy. Wykresy na rysunkach 4.7 i 4.8, w nieco odmienny sposób, ilustrują fakt występowania niepowtarzalności przebiegów ciśnienia  $p_w$  w kolejnych cyklach roboczych.



**Rys. 4.8.** Przebiegi sygnału ciśnienia wtrysku zarejestrowane dla silnika zasilanego ON, przy prędkości obrotowej wału korbowego  $n = 1800$  obr./min, pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej dla 50-ciu cykli roboczych – w układzie 3D [7]

Podobnie jak w przypadku wcześniej analizowanego ciśnienia w komorze spalania w punkcie 4.1 postanowiono sprawdzić, czy przebiegi ciśnienia wtrysku nie zawierają składowych częstotliwościowych niezwiązanych z cykliczną pracą silnika. W tym celu przeprowadzono analizę FFT sygnału  $p_w$  zarejestrowanego dla wszystkich prędkości obrotowych. Przeprowadzona analiza pozwoliła, we wszystkich przypadkach (z wyjątkiem  $n = 2000$  obr./min), zauważyć składową zakłócającą o częstotliwości około 50 Hz i niewielkiej amplitudzie. Dalszą analizę zarejestrowanych przebiegów  $p_w$ , prowadzono w oparciu o sygnał poddany filtracji (z wyjątkiem prędkości  $n = 2000$  obr./min) polegającej na usunięciu składowej o częstotliwości nie związanej z cykliczną pracą silnika. Wartości podstawowych parametrów charakteryzujących ciśnienia maksymalne zmierzone w króćcu wtryskiwacza przedstawiono w tabeli 4.2.



**TABELA 4.2.** Podstawowe miary statystyczne wartości maksymalnych sygnału ciśnienia zarejestrowanego w króćcu wtryskiwacza dla silnika pracującego w zakresie prędkości 1000÷2000 obr./min według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej i zasilanego ON

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
wartość średnia [MPa]	21,28	21,41	24,24	26,39	29,20	30,97
mediana [MPa]	21,31	21,44	24,22	26,40	29,20	31,02
odchylenie STD [MPa]	0,18	–	0,28	0,24	0,36	–
rozstęp [MPa]	0,70	1,49	1,21	1,04	1,63	1,44

Wartości średnie maksymalnego ciśnienia wtrysku wzrastają od 21 do 31 MPa, wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wału korbowego w zakresie 1000÷2000 obr./min. Rozstęp wartości ciśnień maksymalnych zawiera się w przedziale od 3% do 7% (względem wartości średniej), zależnie od prędkości obrotowej wału korbowego, i pozostaje na podobnym poziomie jak dla ciśnienia  $p_c$ , natomiast odchylenie standardowe przyjmuje wartości większe mieszczące się w przedziale 0,18÷0,36 MPa, w zależności od prędkości obrotowej. Jak wykazano w rozdziale 5, dla prędkości obrotowych  $n = 1200$  i  $2000$  obr./min, istnieją podstawy do odrzucenia hipotezy zerowej o zgodności rozkładu wartości maksymalnych ciśnień zarejestrowanych w króćcu wtryskiwacza z rozkładem normalnym na poziomie istotności 0,05. Dlatego w tabeli 4.2 nie podano wartości odchylenia standardowego dla tych przypadków. Uśrednione z 50-ciu cykli roboczych wartości ciśnienia zarejestrowanego w króćcu wtryskiwacza dla silnika zasilanego ON, pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej w zakresie  $n = 1000$ ÷ $2000$  obr./min, pokazano na rysunku 4.9, który uzyskano wywołując skrypt 4.7.

#### **Skrypt 4.7.** Prezentacja graficzna przebiegu ciśnienia $p_w$ – rysunek 4.9

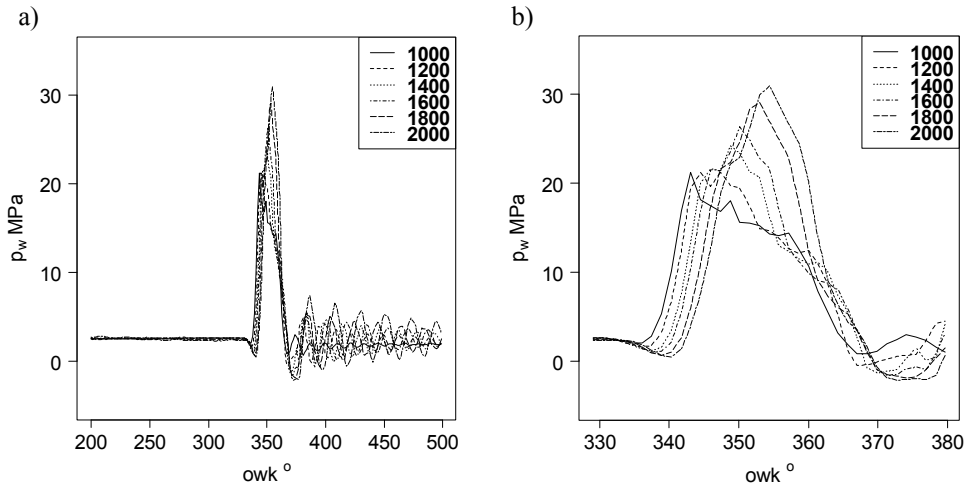
```
#Skrypt.4.7
```

```
pomiar10 <- read.table("C:/Dane/alldos/pw10.dat", header=FALSE, sep="",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
pomiar12 <- read.table("C:/Dane/alldos/pw12.dat", header=FALSE, sep="",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
pomiar14 <- read.table("C:/Dane/alldos/pw14.dat", header=FALSE, sep="",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
pomiar16 <- read.table("C:/Dane/alldos/pw16.dat", header=FALSE, sep="",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
pomiar18 <- read.table("C:/Dane/alldos/pw18.dat", header=FALSE, sep="",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
pomiar20 <- read.table("C:/Dane/alldos/pw20.dat", header=FALSE, sep="",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
```

```

owk <- read.table("C:/Dane/alldos/owk", header=FALSE, sep="", na.strings="NA",
dec=".", strip.white=TRUE)
owk<-t(owk)
pw10<-pomiar10$V1;pw12<-pomiar12$V1;pw14<-pomiar14$V1;pw16<-pomiar16$V1
pw18<-pomiar18$V1;pw20<-pomiar20$V1
#wykres a)
par(family="Arial", font=2, ps=18, mar=c(4.2,4.5,1,1))
plot(owk[142:355],pw10[142:355] ,xlab=expression(paste(owk, ' ^\circ
)),ylab=expression(paste(p[w], " MPa")),ylim=c(-
5,35),main="",type="l",las=1,lty=1)
lines(owk[142:355],pw12[142:355],type="l",lwd=1.5,lty=2)
lines(owk[142:355],pw14[142:355],type="l",lwd=1.5,lty=3)
lines(owk[142:355],pw16[142:355],type="l",lwd=1.5,lty=4)
lines(owk[142:355],pw18[142:355],type="l",lwd=1.5,lty=5)
lines(owk[142:355],pw20[142:355],type="l",lwd=1.5,lty=6)
legend("topright",
legend=c("1000", "1200", "1400", "1600", "1800", "2000"),lty=1:6,lwd=1)
#wykres b)
par(family="Arial", font=2, ps=18, mar=c(4.2,4.5,1,1))
plot(owk[234:270],pw10[234:270] ,xlab=expression(paste(owk, ' ^\circ
)),ylab=expression(paste(p[w], " MPa")),main="",ylim=c(-
5,35),type="l",las=1,lty=1)
lines(owk[234:270],pw12[234:270],type="l",lwd=1.5,lty=2)
lines(owk[234:270],pw14[234:270],type="l",lwd=1.5,lty=3)
lines(owk[234:270],pw16[234:270],type="l",lwd=1.5,lty=4)
lines(owk[234:270],pw18[234:270],type="l",lwd=1.5,lty=5)
lines(owk[234:270],pw20[234:270],type="l",lwd=1.5,lty=6)
legend("topright",
legend=c("1000", "1200", "1400", "1600", "1800", "2000"),
lty=1:6,lwd=1)

```

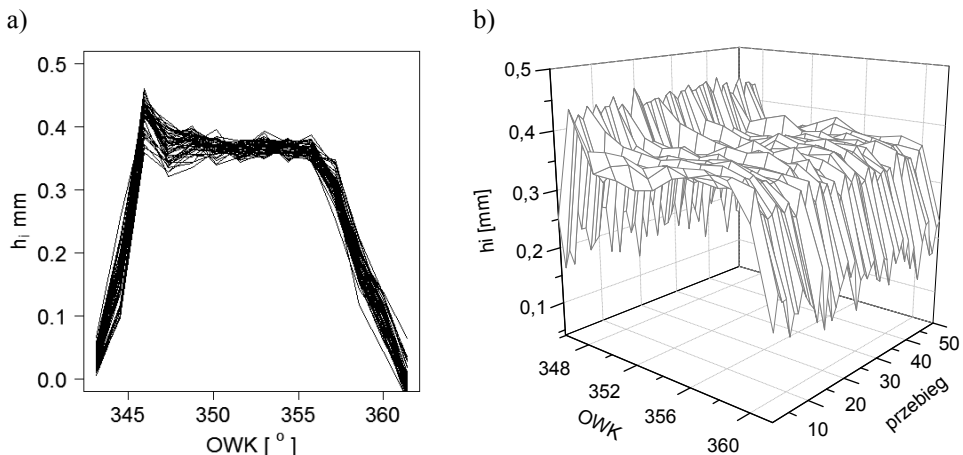


**Rys. 4.9.** Przebiegi uśrednionych z 50-ciu cykli roboczych wartości sygnału ciśnienia w funkcji kąta OWK zarejestrowanego w króćcu wtryskiwacza dla silnika zasilanego ON, pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej w zakresie  $n = 1000\text{--}2000$  obr./min: a) w zakresie kątowym  $200^\circ\text{--}500^\circ$ OWK, b) w zakresie  $330^\circ\text{--}380^\circ$ OWK

Moment, w którym ciśnienie osiąga wartość maksymalną następuje coraz później, zmieniając się wraz ze wzrostem prędkości obrotowej i zawiera się w przedziale od  $343^\circ$  do  $354^\circ$  OWK. Kąt, dla którego następuje dynamiczny początek tłoczenia wzrasta wraz ze wzrostem prędkości obrotowej i zawiera się w przedziale od  $337^\circ$  do  $340^\circ$  OWK. Widoczne na rysunku 4.9 oscylacje ciśnienia wtrysku w końcowej jego fazie potwierdzają falowy charakter tego procesu.

### 4.3. Wznios iglicy wtryskiwacza

Podobnie jak dla ciśnień  $p_c$  i  $p_w$  sygnał wzniosu iglicy wtryskiwacza można uznać za pseudookresowy i zauważyć, że charakteryzuje się on dużym rozrzutem wartości w każdym punkcie pomiarowym związanym z określoną wartością kąta OWK. Przykładowe przebiegi tego sygnału, zarejestrowane dla 50-ciu cykli roboczych silnika zasilanego ON i pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej dla  $n = 1600$  i  $n = 1800$  obr./min pokazano na rysunku 4.10.



Rys. 4.10. Przebiegi sygnału wzniosu iglicy wtryskiwacza w funkcji kąta OWK zarejestrowane dla silnika zasilanego ON pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej: a)  $n = 1600$  obr./min, w układzie 2D, b)  $n = 1800$  obr./min, w układzie 3D [7]

Przebiegi pokazane na rysunku 4.10 pokazują, że również ten sygnał charakteryzuje się brakiem powtarzalności wartości rejestrowanych w kolejnych cyklach roboczych. Podobnie jak w przypadku wcześniej analizowanych sygnałów  $p_c$  i  $p_w$  postanowiono sprawdzić, czy przebiegi wzniosu iglicy wtryskiwacza nie zawierają składowych częstotliwościowych niezwiązanych z cykliczną pracą silnika. W tym

celu przeprowadzono analizę FFT sygnału  $h_i$  zarejestrowanego dla wszystkich prędkości obrotowych. Analiza ta w żadnym przypadku nie potwierdziła istnienia składowych niezwiązanych z cykliczną pracą silnika. Dalsza analiza tego sygnału nie wymagała odfiltrowania z niego niepożądanych składowych częstotliwościowych. Wartości podstawowych parametrów charakteryzujących maksymalny wznios iglicy wtryskiwacza przedstawiono w tabeli 4.3.

**TABELA 4.3.** Podstawowe miary statystyczne wartości maksymalnych sygnału wzniosu iglicy wtryskiwacza zarejestrowanego dla silnika pracującego w zakresie prędkości 1000÷2000 obr./min według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej i zasilanego ON [7]

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
wartość średnia [mm]	0,36	0,40	0,39	0,42	0,43	0,43
mediana [mm]	0,36	0,40	0,38	0,42	0,44	0,43
odchylenie STD [mm]	0,01	0,02	–	–	–	0,02
rozstęp [mm]	0,05	0,06	0,08	0,09	0,07	0,07

Wartość średnia maksymalnego wzniosu iglicy wtryskiwacza wzrasta nieznacznie wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wału korbowego, mieszcząc się w przedziale od 0,36 do 0,43 mm. Rozstęp wielkości  $h_i$  zawiera się w przedziale od 14% do 21% średnich wartości maksymalnych, zależnie od prędkości obrotowej wału korbowego, osiągając znacznie większe wartości, jak dla ciśnień  $p_c$  i  $p_w$ . Odchylenie standardowe przyjmuje wartości mieszczące się w przedziale 0,01÷0,02 mm, w zależności od prędkości obrotowej. Dla  $n = 1400, 1600$  i  $1800$  obr./min istnieją podstawy do odrzucenia hipotezy o zgodności rozkładu maksymalnych wartości wzniosu iglicy wtryskiwacza z rozkładem normalnym na poziomie istotności 0,05. Dlatego dla tych przypadków w tabeli 4.3 nie podano odchylenia standardowego. Uśrednione przebiegi sygnału wzniosu iglicy wtryskiwacza dla silnika zasilanego ON i pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej w zakresie  $n = 1000\div 2000$  obr./min przedstawiono na rysunku 4.11. Rysunek ten uzyskano wywołując skrypt 4.8.

**Skrypt 4.8.** Prezentacja graficzna przebiegu wzniosu iglicy wtryskiwacza  $h_i$  – rysunek 4.11

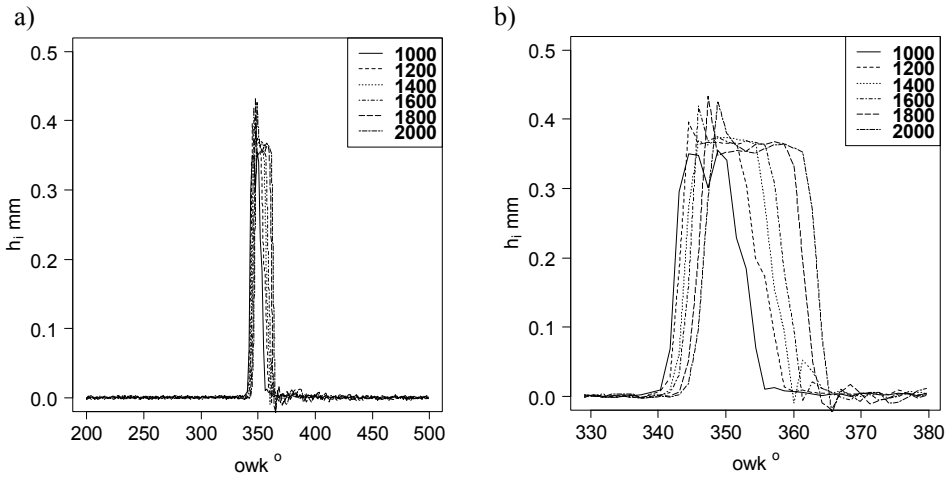
```
#Skrypt.4.8
pomiar10 <- read.table("C:/Dane/alldos/hi10.dat", header=FALSE, sep="",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
```

```

pomiar12 <- read.table("C:/Dane/alldos/hi12.dat", header=FALSE, sep="",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
pomiar14 <- read.table("C:/Dane/alldos/hi14.dat", header=FALSE, sep="",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
pomiar16 <- read.table("C:/Dane/alldos/hi16.dat", header=FALSE, sep="",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
pomiar18 <- read.table("C:/Dane/alldos/hi18.dat", header=FALSE, sep="",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
pomiar20 <- read.table("C:/Dane/alldos/hi20.dat", header=FALSE, sep="",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
owk <- read.table("C:/Dane/alldos/owk", header=FALSE, sep="", na.strings="NA",
dec=".", strip.white=TRUE)
owk<-t(owk);hi10<-pomiar10$V1; hi12<-pomiar12$V1; hi14<-pomiar14$V1;hi16<-
pomiar16$V1;hi18<-pomiar18$V1;hi20<-pomiar20$V1
#wykres a)
par(family="Arial", font=2,ps=18,mar=c(4.2,4.5,1,1))
plot(owk[142:355],hi10[142:355] ,xlab=expression(paste(owk, ' ^o
)),ylab=expression(paste(h[i], "
mm")),ylim=c(0,0.5),main="",type="l",las=1,lty=1)
lines(owk[142:355],hi12[142:355],type="l",lwd=1.5,lty=2)
lines(owk[142:355],hi14[142:355],type="l",lwd=1.5,lty=3)
lines(owk[142:355],hi16[142:355],type="l",lwd=1.5,lty=4)
lines(owk[142:355],hi18[142:355],type="l",lwd=1.5,lty=5)
lines(owk[142:355],hi20[142:355],type="l",lwd=1.5,lty=6)
legend("topright",
legend=c("1000", "1200", "1400", "1600", "1800", "2000"),lty=1:6,lwd=1)
#wykres b)
par(family="Arial", font=2,ps=18,mar=c(4.2,4.5,1,1))
plot(owk[234:270],hi10[234:270] ,xlab=expression(paste(owk, ' ^o
)),ylab=expression(paste(h[i], "
mm")),main="",ylim=c(0,0.5),type="l",las=1,lty=1)
lines(owk[234:270],hi12[234:270],type="l",lwd=1.5,lty=2)
lines(owk[234:270],hi14[234:270],type="l",lwd=1.5,lty=3)
lines(owk[234:270],hi16[234:270],type="l",lwd=1.5,lty=4)
lines(owk[234:270],hi18[234:270],type="l",lwd=1.5,lty=5)
lines(owk[234:270],hi20[234:270],type="l",lwd=1.5,lty=6)
legend("topright",
legend=c("1000", "1200", "1400", "1600", "1800", "2000"),
lty=1:6,lwd=1)

```

Jak wynika z rysunku 4.11 ze wzrostem prędkości obrotowej wału korbowego zwiększa się wartość kąta, dla którego następuje początek wzniosu iglicy wtryskiwacza. Kąt ten zawiera się w przedziale od  $340^\circ$  dla  $n = 1000$  obr./min do  $344^\circ$  dla  $n = 2000$  obr./min. Zmianie również ulega wartość przedziału kąтового, dla którego zachodzi zjawisko wtrysku, zwiększając się wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wału korbowego. Dla  $n = 1000$  obr./min przedział ten wynosi około  $15^\circ$ , natomiast dla  $n = 2000$  obr./min osiąga on wartość około  $21^\circ$ .



**Rys. 4.11.** Przebiegi uśrednionych z 50-ciu cykli roboczych wartości sygnału wzniosu iglicy wtryskiwacza w funkcji kąta OWK dla silnika zasilanego ON, pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej dla  $n = 1000\div 2000$  obr./min: a) w zakresie kątowym  $200^\circ\div 500^\circ$ OWK, b) w zakresie  $330^\circ\div 380^\circ$ OWK

#### 4.4. Wyniki badań dla silnika zasilanego paliwem FAME

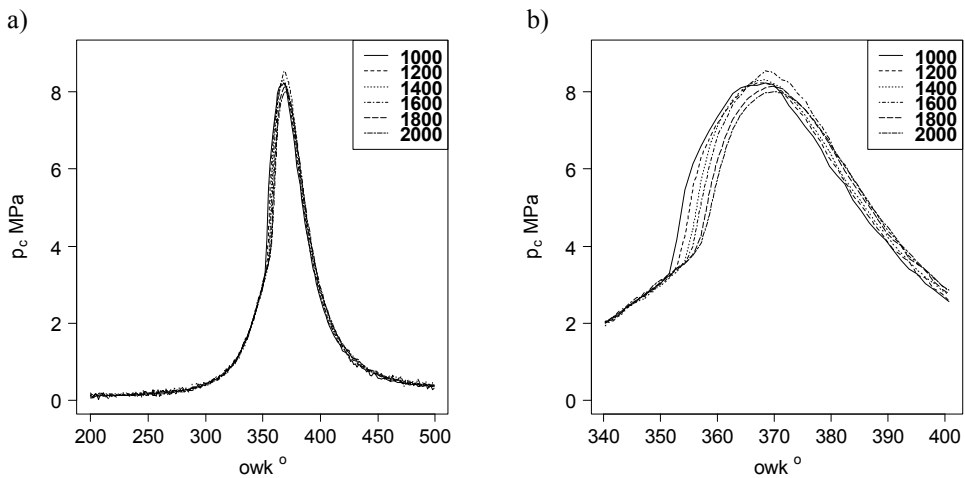
W przypadku gdy silnik był zasilany paliwem roślinnym (FAME), podobnie jak dla silnika zasilanego ON pracującego według charakterystyk zewnętrznych prędkościowych, zarejestrowany sygnał  $p_c$  można uznać za zbliżony do sygnału okresowego, oraz zauważyć, że charakteryzuje się on pewną nierównomiernością rejestrowanych wartości w kolejnych cyklach roboczych. Wartości podstawowych parametrów maksymalnych ciśnień zarejestrowanych w komorze spalania silnika pracującego w zakresie prędkości  $1000\div 2000$  obr./min według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej i zasilanego paliwem FAME pokazano w tabeli 4.4.

**TABELA 4.4.** Podstawowe miary statystyczne wartości maksymalnych sygnału ciśnienia zarejestrowanego w komorze spalania dla silnika pracującego w zakresie prędkości  $1000\div 2000$  obr./min według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej i zasilanego FAME [7]

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
wartość średnia [MPa]	8,42	8,49	8,42	8,39	8,22	8,02
mediana [MPa]	8,41	8,49	8,41	8,37	8,21	8,01
odchylenie STD [MPa]	0,09	–	0,10	0,09	0,08	0,09
rozstęp [MPa]	0,33	0,44	0,53	0,39	0,42	0,40

Analogicznie jak w przypadku silnika zasilanego ON można zauważyć, że wartość średnia zarejestrowanych ciśnień maksymalnych zmniejsza się wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wału korbowego. Rozstęp wartości ciśnień maksymalnych kształtuje się na poziomie nieznacznie mniejszym niż dla ON i zawiera się w przedziale od 4% do 6% (względem  $p_{cmax}$ ), zależnie od prędkości obrotowej wału korbowego. Nieco mniejsze wartości można zaobserwować również w przypadku odchylenia standardowego przyjmującego wartość od 0,08 do 0,10 MPa.

Uśrednione z 50-ciu cykli roboczych wartości sygnału ciśnienia zarejestrowanego w cylindrze dla silnika zasilanego FAME, pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej dla  $n = 1000\div 2000$  obr./min, pokazano na rysunku 4.12.



**Rys. 4.12.** Przebiegi uśrednionych z 50-ciu cykli roboczych wartości sygnału ciśnienia zarejestrowanego w cylindrze w funkcji kąta OWK dla silnika zasilanego FAME, pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej dla  $n = 1000\div 2000$  obr./min: a) w zakresie kątowym  $200^\circ\div 500^\circ$ OWK, b) w zakresie  $340^\circ\div 400^\circ$ OWK

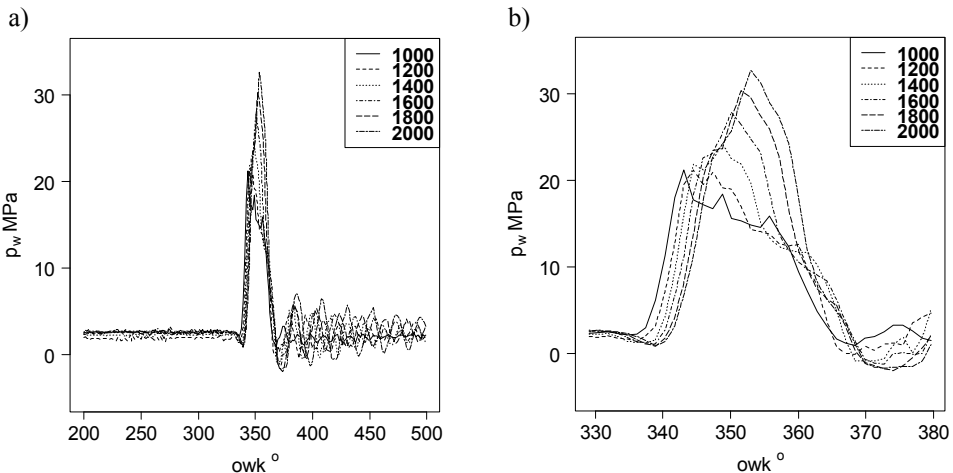
Wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wału korbowego wartości maksymalne ciśnienia  $p_c$  maleją, pozostając w zakresie od 8,5 do 8,0 MPa, i pozostają na nieco niższym poziomie niż dla silnika zasilanego paliwem ON. Wartości kątów OWK, dla których zarejestrowano maksymalne ciśnienia  $p_c$ , wzrastają wraz ze wzrostem prędkości wału korbowego. Wartości te pozostają w bardzo zbliżonym przedziale jak dla paliwa ON. Wraz ze wzrostem prędkości zmienia się, następując coraz później, moment, w którym gwałtownie wzrasta ciśnienie związane z początkiem spalania ładunku w komorze cylindra.

Wartości podstawowych parametrów charakteryzujących ciśnienia maksymalne zmierzone w króćcu wtryskiwacza przedstawiono w tabeli 4.5.

**TABELA 4.5.** Podstawowe miary statystyczne wartości maksymalnych sygnału ciśnienia zarejestrowanego w króćcu wtryskiwacza dla silnika pracującego w zakresie prędkości 1000÷2000 obr./min, według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej i zasilanego FAME [7]

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
wartość średnia [MPa]	20,68	21,36	24,75	28,02	30,57	32,64
mediana [MPa]	20,71	21,32	24,75	28,02	30,58	32,64
odchylenie STD [MPa]	0,33	0,24	–	0,22	0,17	0,23
rozstęp [MPa]	1,20	1,14	1,80	0,96	0,78	1,14

Wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wału korbowego wartość średnia maksymalnego ciśnienia wtrysku zwiększa się o około 36%, w zakresie 1000÷2000 obr./min. Rozstęp wartości ciśnień maksymalnych zawiera się w przedziale od 3% do 7% (względem wartości średniej), zależnie od prędkości obrotowej wału korbowego i pozostaje na podobnym poziomie jak dla ON, natomiast odchylenie standardowe przyjmuje wartości nieco mniejsze mieszczące się w przedziale 0,17÷0,33 MPa, w zależności od prędkości obrotowej.



**Rys. 4.13.** Przebiegi uśrednionych z 50-ciu cykli roboczych wartości sygnału ciśnienia zarejestrowanego w króćcu wtryskiwacza w funkcji kąta OWK dla silnika zasilanego FAME, pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej w zakresie  $n = 1000\div 2000$  obr./min: a) w zakresie kątowym  $200^\circ\div 500^\circ$ OWK, b) w zakresie  $330^\circ\div 380^\circ$ OWK



Uśrednione z 50-ciu cykli roboczych wartości sygnału ciśnienia zarejestrowanego w króćcu wtryskiwacza dla silnika zasilanego paliwem FAME, pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej w zakresie prędkości obrotowych od 1000 do 2000 obr./min, pokazano na rysunku 4.13.

Średnie wartości ciśnień maksymalnych w króćcu wtryskiwacza zmieniają się od 20,68 MPa dla  $n = 1000$  obr./min do 32,64 MPa dla  $n = 2000$  obr./min i osiągają nieco wyższy poziom niż dla silnika zasilanego ON. Moment, w którym ciśnienie osiąga maksimum następuje coraz później, zmieniając się wraz ze wzrostem prędkości obrotowej. Kąt, dla którego następuje dynamiczny początek tłoczenia wzrasta wraz ze zwiększeniem prędkości obrotowej wału korbowego (podobnie jak dla paliwa ON).

Wartości podstawowych parametrów charakteryzujących maksymalny wznios iglicy wtryskiwacza przedstawiono w tabeli 4.6.

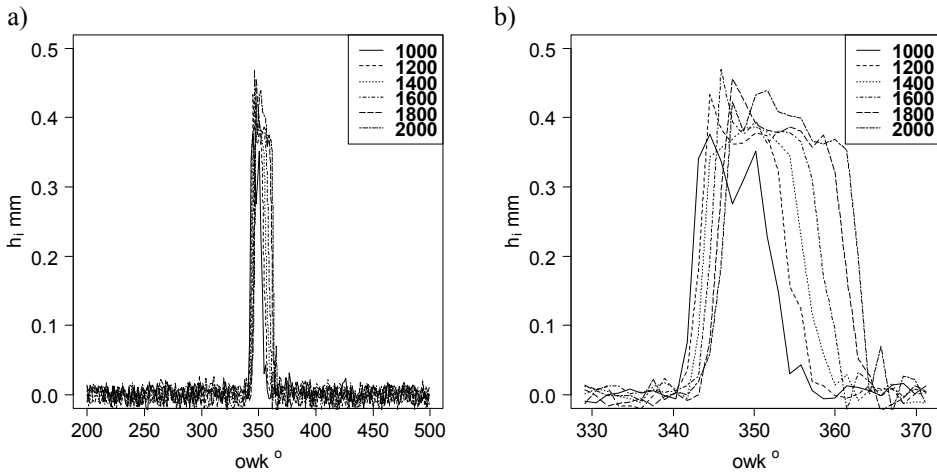
**TABELA 4.6.** Podstawowe miary statystyczne wartości maksymalnych sygnału wzniosu iglicy wtryskiwacza zarejestrowanego dla silnika pracującego w zakresie prędkości 1000–2000 obr./min, według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej i zasilanego FAME [7]

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
wartość średnia [mm]	0,39	0,38	0,41	0,45	0,44	0,44
mediana [mm]	0,39	0,38	0,40	0,45	0,44	0,44
odchylenie STD [mm]	0,02	–	–	0,02	0,02	–
rozstęp [mm]	0,08	0,07	0,09	0,08	0,09	0,07

Analogicznie jak w przypadku silnika zasilanego ON wartość średnia maksymalnego wzniosu iglicy wtryskiwacza wzrasta nieznacznie wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wału korbowego.

Uśrednione z 50-ciu cykli roboczych wartości wzniosu iglicy wtryskiwacza dla silnika zasilanego paliwem FAME, pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej, pokazano na rysunku 4.14.

Podobnie jak w przypadku silnika zasilanego ON wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wału korbowego zwiększa się wartość kąta, dla której następuje początek wzniosu iglicy wtryskiwacza. Zmianie również ulega kąt trwania wtrysku, zwiększając swoją wartość wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wału korbowego.



**Rys. 4.14.** Przebiegi uśrednionych z 50-ciu cykli roboczych wartości sygnału wzniosu iglicy wtryskiwacza w funkcji kąta OWK dla silnika zasilanego FAME pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej w zakresie  $n = 1000\div 2000$  obr./min: a) w zakresie kątowym  $200^\circ\div 500^\circ$ OWK, b) w zakresie  $330^\circ\div 370^\circ$ OWK

#### 4.5. Podsumowanie wyników badań

Analizując wyniki pomiarów uzyskane w przypadku zasilania silnika paliwem ON należy zauważyć, że:

1. W przypadku ciśnień w komorze spalania:
  - średnie wartości ciśnień maksymalnych zmieniają się w przedziale od 8,04 do 8,76 MPa, malejąc wraz ze wzrostem prędkości OWK;
  - odchylenie standardowe ciśnień maksymalnych zależy nieznacznie od prędkości OWK, uzyskując wartość zbliżoną do 0,10 MPa;
  - rozstęp wartości ciśnień maksymalnych zawiera się w przedziale od 0,36 do 0,55 MPa;
  - wartości kątów OWK, dla których zarejestrowano maksymalne ciśnienia wzrastają w zakresie od  $367^\circ$  do  $371^\circ$  wraz ze zwiększaniem prędkości OWK;
  - wartości kątów OWK, dla których następuje gwałtowny wzrost ciśnienia związany z początkiem spalania ładunku w komorze cylindra rosną od  $353^\circ$  (dla  $n = 1000$  obr./min) do  $358,6^\circ$  (dla  $n = 2000$  obr./min) wraz ze wzrostem prędkości OWK.
2. W przypadku ciśnień zarejestrowanych w króćcu wtryskiwacza:
  - wartość średnia ciśnień maksymalnych zwiększa się od 21,28 do 30,97 MPa wraz ze wzrostem prędkości OWK;

- odchylenie standardowe ciśnień maksymalnych waha się w granicach od 0,18 do 0,36 MPa, zależnie od prędkości OWK;
  - rozstęp ciśnień maksymalnych osiąga wartości zawierające się w przedziale od 0,70 do 1,63 MPa, zależnie od prędkości OWK;
  - kąty OWK, dla których zarejestrowano maksymalne wartości ciśnień zmieniają się w zakresie od 343° do 354°, wzrastając wraz ze zwiększaniem się prędkości OWK;
  - wartości kątów, dla których następuje dynamiczny początek tłoczenia wzrastają wraz ze zwiększaniem się prędkości OWK i zawierają się w przedziale od 337° do 340°OWK.
3. W przypadku wzniosów iglicy wtryskiwacza:
- średnie wartości maksymalnego wzniosu iglicy wzrastają nieznacznie od 0,36 do 0,43 mm wraz ze zwiększaniem się prędkości OWK;
  - odchylenie standardowe wartości maksymalnych wzniosu iglicy zawiera się w przedziale 0,01÷0,02 mm, w zależności od prędkości OWK;
  - rozstęp wartości maksymalnych wzniosu iglicy zawiera się w przedziale od 0,05 do 0,09 mm;
  - wartości kątów, dla których następuje początek wzniosu iglicy wtryskiwacza rosną wraz ze wzrostem prędkości OWK, zawierając się w przedziale od 340° dla  $n = 1000$  obr./min do 344° dla  $n = 2000$  obr./min;
  - przedziały katowe trwania wtrysku zwiększają swoją wartość wraz ze zwiększaniem się prędkości OWK i wynoszą od 15° (dla  $n = 1000$  obr./min) do 21° (dla  $n = 2000$  obr./min).

W przypadku silnika zasilanego paliwem roślinnym FAME, pracującego według charakterystyk prędkościowych, analiza wyników prowadzi do wniosków, dotyczących:

1. Ciśnień w komorze spalania:

- wartości średnie ciśnień maksymalnych maleją wraz ze wzrostem prędkości OWK, mieszcząc się w przedziale od 8,02 do 8,49 MPa;
- odchylenie standardowe ciśnień maksymalnych osiąga zbliżone wartości w całym zakresie prędkości OWK (od 0,08 do 0,10 MPa);
- rozstęp ciśnień maksymalnych osiąga wartości zmieniające się zależnie od prędkości OWK (od 0,33 do 0,53 MPa);
- kąty, dla których występowały maksymalne wartości ciśnień zmieniały się, wzrastając wraz ze wzrostem prędkości OWK (od 367,0° do 369,8°);

- kąty odpowiadające początkowi spalania ładunku zwiększały się wraz ze wzrostem prędkości OWK (od  $351^\circ$  do  $355,8^\circ$ ).
2. Ciśnien w króćcu wtryskiwacza:
- wartości średnie ciśnień maksymalnych zwiększały się wraz ze wzrostem prędkości OWK (od 20,68 do 32,64 MPa);
  - odchylenie standardowe ciśnień maksymalnych zmienia się w przedziale od 0,17 do 0,33 MPa, w zależności od prędkości OWK;
  - rozstęp ciśnień maksymalnych zmienia się w przedziale od 0,78 do 1,8 MPa, w zależności od prędkości OWK;
  - kąty, dla których występowały maksymalne wartości ciśnień wzrastają od  $343^\circ$  do  $353^\circ$  wraz ze wzrostem prędkości OWK;
  - kąty odpowiadające początkowi dynamicznego tłoczenia paliwa wzrastają od  $336,1^\circ$  do  $340,3^\circ$  wraz ze wzrostem prędkości OWK.
3. Wzniosu iglicy wtryskiwacza:
- wartości średnie maksymalnego wzniosu zawierają się w przedziale od 0,39 do 0,45 mm, wzrastając nieznacznie wraz ze wzrostem prędkości OWK;
  - odchylenie standardowe maksymalnego wzniosu osiąga wartość około 0,02 mm i nie zależy od prędkości OWK;
  - wartości kątów, dla których następuje początek wzniosu iglicy zwiększają się wraz ze wzrostem prędkości OWK (od  $340^\circ$  do  $343^\circ$ );
  - zakres kątowy, w którym wtryskiwacz pozostaje otwarty wydłuża się wraz ze wzrostem prędkości OWK (od  $15^\circ$  do  $21^\circ$ ).

## 5. STATYSTYCZNA ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ

---

Zakłócenia losowe występujące w pracy silników o działaniu cyklicznym powodują, że nawet w stanach ustalonych charakterystyki kolejnych cykli są zróżnicowane [23]. Spotykane w literaturze modele do opisu statystycznych wartości parametrów silnika najczęściej używają rozkładu Gaussa [20, 21]. Słuszność tego podejścia postanowiono sprawdzić w niniejszym rozdziale. W tym celu wykorzystano programy umożliwiające statystyczną analizę danych, takie jak Matlab (z dodatkiem Statistics Toolbox) oraz R. Wymienione pakiety wykorzystano ze względu na posiadanie przez nich dużej ilości predefiniowanych funkcji umożliwiających wykonanie obliczeń statystycznych bez konieczności pisania własnych algorytmów. Pakietu Matlab użyto w celu obliczenia podstawowych miar statystycznych oraz testowania hipotez o zgodności rozkładu zmiennych z rozkładem normalnym. Program R [84] został wykorzystany w celu sporządzenia histogramów, wykresów rozkładu gęstości prawdopodobieństwa, wykresów kwantylowych i obliczenia autokorelacji. Program R wykorzystano również do testowania hipotez o zgodności rozkładu zmiennych z rozkładem normalnym z wykorzystaniem testu Shapiro-Wilka. Analizowane sygnały zostały zarejestrowane na stanowisku pomiarowym omówionym w rozdziale 3. Wyniki pomiarów oraz ich statystykę opisową przedstawiono natomiast w rozdziale 4.

### 5.1. Analiza statystyczna wyników badań ciśnienia w komorze spalania

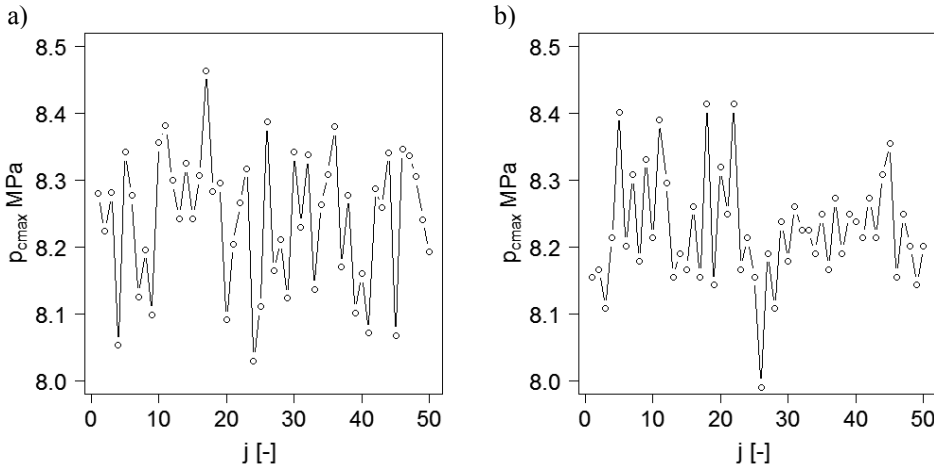
Analiza statystyczna przedstawiona w niniejszym podrozdziale, swym zakresem, obejmuje wyniki badań dotyczące zarejestrowanych wartości sygnałów ciśnień w komorze spalania, w przypadku gdy silnik spalinowy zasilany był paliwem mineralnym (ON) lub paliwem roślinnym (FAME), i pracował według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych. Wyniki pomiarów dla tych warunków pracy silnika zostały przedstawione szczegółowo w rozdziale 4. Podstawowe miary związane ze statystyką opisową dla maksymalnych wartości sygnału ciśnienia  $p_c$  przedstawiono w tabeli 4.1 w przypadku zasilania silnika paliwem ON oraz w tabeli 4.4 dla silnika zasilanego biopaliwem.

Przebiegi maksymalnych wartości sygnału tego ciśnienia zarejestrowane dla kolejnych cykli roboczych silnika pracującego z prędkością  $n = 1800$  obr./min we-

dług zewnętrznej charakterystyki prędkościowej w przypadku zasilania paliwami ON lub FAME pokazano na rysunkach 5.1a i 5.1b. Wykresy te sporządzono za pomocą skryptu 5.1.

**Skrypt 5.1.** Prezentacja maksymalnych wartości ciśnienia w komorze spalania w formie graficznej – rysunek 5.1

```
#Skrypt5.1.
pc <- read.table("c:/Dane/on/18/maxpc", header=FALSE, sep="", na.strings="NA",
dec=".", strip.white=TRUE)
k<-1:(50*1)
#wykres a)
par(family="Arial", font=2, ps=18, mar=c(4.2,4.5,1,1))
plot(k/1, pc$V1, ylim=c(8,8.5), xlab=expression(paste(j, ' [-] '
)), ylab=expression(paste(p[cmax], " MPa")), main="", type="b", pch=1, las=1)
#wykres b)
pc <- read.table("c:/Dane/famezw/18/maxpc", header=FALSE, sep="",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
k<-1:(50*1)
par(family="Arial", font=2, ps=18, mar=c(4.2,4.5,1,1))
plot(k/1, pc$V1, ylim=c(8,8.5), xlab=expression(paste(j, ' [-] '
)), ylab=expression(paste(p[cmax], " MPa")), main="", type="b", pch=1, las=1)
```



**Rys. 5.1.** Wartości maksymalne sygnału ciśnienia w komorze spalania, dla kolejnych cykli roboczych, silnika pracującego z prędkością 1800 obr./min według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej zasilanego: a) paliwem ON, b) paliwem FAME

Wykresy pokazane na rysunku 5.1 pokazują, że wartości maksymalne sygnału ciśnienia  $p_c$  rejestrowane w kolejnych cyklach roboczych różnią się od siebie, oscylując wokół wartości średniej, która dla silnika zasilanego paliwami ON

i FAME wyniosła odpowiednio 8,24 i 8,22 MPa. Pierwszym etapem analizy statystycznej sygnałów pokazanych na rysunku 5.1 była próba odpowiedzi na pytanie: czy przebiegi te można uznać za stacjonarne? W przypadku gdy dysponujemy jedną realizacją procesu losowego przyjmuje się, że jest ona stacjonarna, gdy jej podstawowe cechy statystyczne wyznaczone dla krótkich przedziałów czasu nie zmieniają się znacznie dla kolejnych przedziałów [15]. W celu oceny stacjonarności przebiegów pokazanych na rysunku 5.1 uśredniano ich wartości i ich odchylenie standardowe od pierwszego cyklu roboczego, według następujących zależności [22]:

$$\overline{p_{c\max}}(j) = \frac{1}{j} \sum_{i=1}^j p_{c\max}(i), \quad (5.1)$$

dla  $j = 1$  do 50 oraz  $i = 1$  do  $j$ ;

$$\sigma_{p_{c\max}}(j) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^j (p_{c\max}(i) - \overline{p_{c\max}}(j))^2}{j-1}}, \quad (5.2)$$

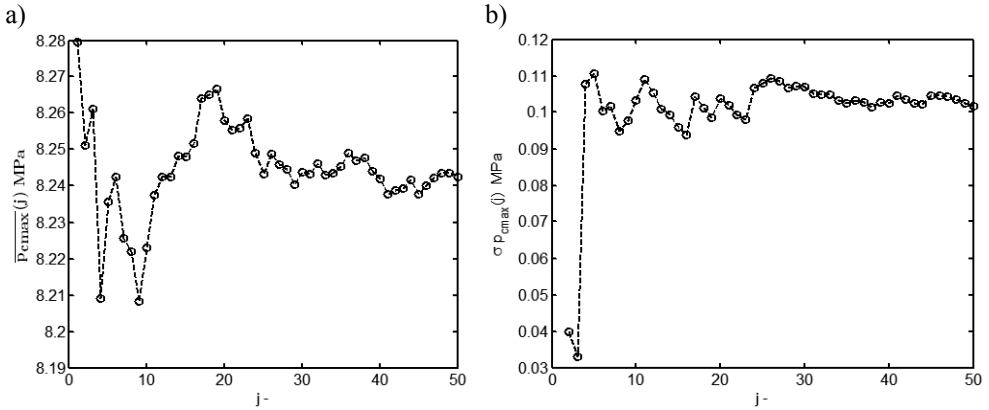
dla  $j = 2$  do 50 oraz  $i = 1$  do  $j$ .

Badanie stacjonarności wykonano wykorzystując skrypt 5.2.

### Skrypt 5.2. Badanie stacjonarności analizowanej zmiennej

```
%skrypt.5.2.m
clear
load c:\Dane\on\18\pc;
maxpc=max(pc);
sredniapc=0; stdpc=0;
for i=1:50
    sredniapc=[sredniapc mean(maxpc(1:i))];
    stdpc=[stdpc std(maxpc(1:i))];
end
sredniapc=sredniapc(2:end);stdpc=stdpc(2:end);
indeks=1:1:50;indeks=indeks';
sredniapc=sredniapc';stdpc=stdpc';
stacmax=[indeks sredniapc stdpc]
save stacmax stacmax -ascii
```

Przykładową ilustracją graficzną badania stacjonarności sygnału zarejestrowanego dla silnika zasilanego paliwem ON są rysunki 5.2a i 5.2b. Z uzyskanych wykresów pokazanych na rysunku 5.2 widać, że wraz ze wzrostem liczebności próby, z której obliczano wartość średnią oraz odchylenie standardowe wielkości te ulegają stabilizacji, co pozwala przyjąć, że badany sygnał jest stacjonarny [22].



Rys. 5.2. Uśredniane od początku pomiaru: a) wartości maksymalne sygnału ciśnienia w komorze spalania, b) odchylenie standardowe dla silnika zasilanego ON, pracującego dla prędkości 1800 obr./min według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej [7]

Jako miary stacjonarności można również wykorzystać średnią ruchomą oraz ruchomą wartość odchylenia standardowego, które można obliczyć wykorzystując następujące zależności:

$$\overline{p_{cmax}}(j, m) = \frac{1}{m} \sum_{i=j-\frac{m+1}{2}+1}^{i=j+\frac{m+1}{2}-1} p_{cmax}(i), \quad (5.3)$$

$$\sigma_{p_{cmax}}(j, m) = \sqrt{\frac{\sum_{i=j-\frac{m+1}{2}+1}^{i=j+\frac{m+1}{2}-1} (p_{cmax}(i) - \overline{p_{cmax}}(j))^2}{m-1}}, \quad (5.4)$$

dla  $j = \left(\frac{m+1}{2}\right)$  do  $51 - \left(\frac{m+1}{2}\right)$ , gdzie  $m$  jest liczbą nieparzystą określającą ile punktów pomiarowych należy uwzględnić, wyznaczając średnią ruchomą i wartość ruchomą odchylenia standardowego. W przypadku średniej ruchomej wielkość tego parametru może zawierać się w przedziale od 1 do 49, natomiast dla ruchomej wartości odchylenia standardowego w przedziale od 3 do 49. Skrypt obliczający średnią ruchomą oraz ruchomą wartość odchylenia standardowego napisany w języku pakietu Octave przedstawiono niżej.

**Skrypt 5.3.** Wyznaczenie średniej ruchomej i ruchomej wartości odchylenia standardowego

```
%skrypt.5.3.m
clear
```



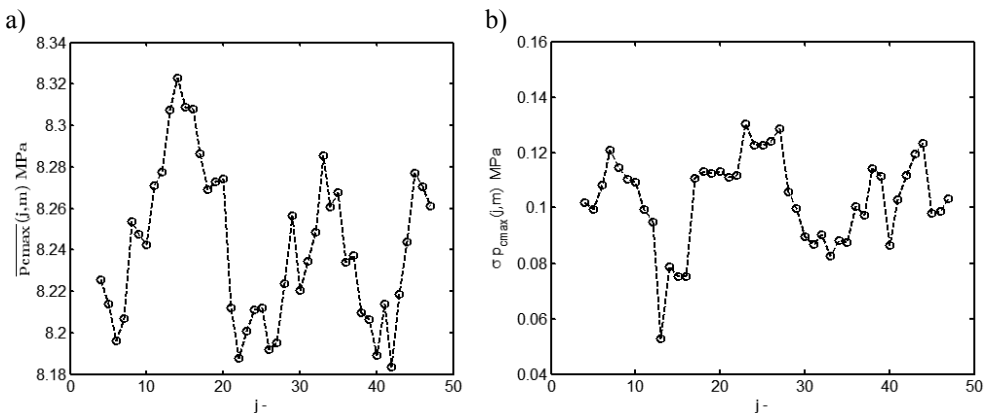
```

clc
%load maxpc;
load c:\Dane\on\18\pc;
maxpc=max(odfiltrowanypc);
sredniapc=0; stdpc=0;
n=input('podaj liczbe m=? ');
indeks=0;
for i=floor(n/2)+1:50-floor(n/2)
    sredniapc=[sredniapc mean(maxpc(i-floor(n/2):i+floor(n/2))) ];
    stdpc=[stdpc std( maxpc(i-floor(n/2):i+floor(n/2)) )];
    indeks=[indeks i];
end
sredniapc=sredniapc(2:end); stdpc=stdpc(2:end);
indeks=indeks';indeks=indeks(2:end);

plot(indeks, sredniapc,'--
ok','LineWidth',2);set(gca,'LineWidth',2,'FontSize',12);
xlabel('j -','fontSize',12,'FontName','Arial Unicode MS');
ylabel('$\overline{\textbf{p}}_{\textbf{cmax}}\textbf{(j,m)}$','interpreter','latex');
axis([0 50 8.18 8.34]);
pause
plot(indeks,stdpc,'--ok','LineWidth',2);set(gca,'LineWidth',2,'FontSize',12);
xlabel('j -','fontSize',12,'FontName','Arial Unicode MS');
ylabel('$\sigma_{\textbf{cmax}}(j,m)$ MPa','fontSize',12,'FontName','Arial Unicode
MS');
axis([0 50 0.04 0.16]);

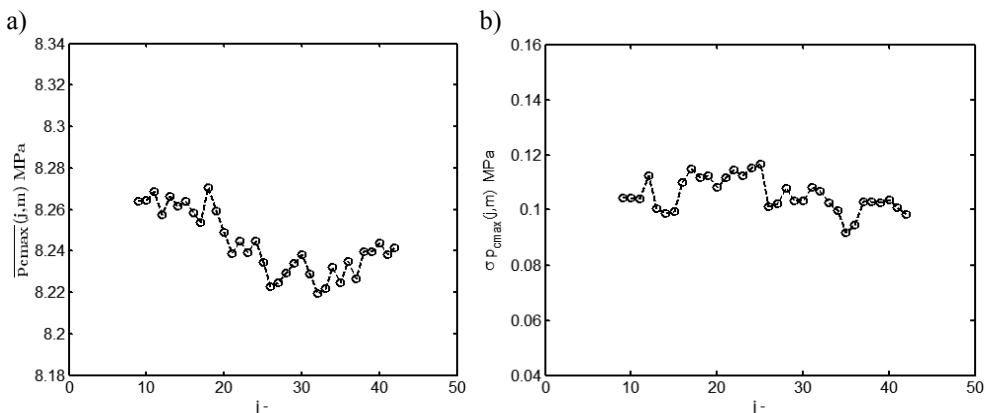
```

Na rysunku 5.3 pokazano przebiegi  $\overline{p}_{cmax}(j, m)$  oraz  $\sigma_{p_{cmax}}(j, m)$  dla przyjętej wartości parametru  $m = 7$ .



**Rys. 5.3.** a) średnia ruchoma wartości maksymalnych sygnału ciśnienia w komorze spalania, b) ruchoma wartość odchylenia standardowego dla silnika zasilanego ON, pracującego z prędkością 1800 obr./min według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej,  $m = 7$  [7]

Z rysunku 5.3 wynika, że obliczone wartości średniej ruchomej oraz wartości ruchomej odchylenia standardowego oscylują wokół wartości średniej i odchylenia standardowego wyznaczonych dla wszystkich punktów pomiarowych. Wielkość tych oscylacji maleje wraz ze wzrostem parametru  $m$ , co pozwala uznać ten sygnał za stacjonarny. Na rysunku 5.4 przedstawiono przebiegi średniej ruchomej i ruchomego odchylenia standardowego maksymalnych ciśnień w komorze spalania dla  $m = 17$ , które również pozwalają uznać badany sygnał za stacjonarny.



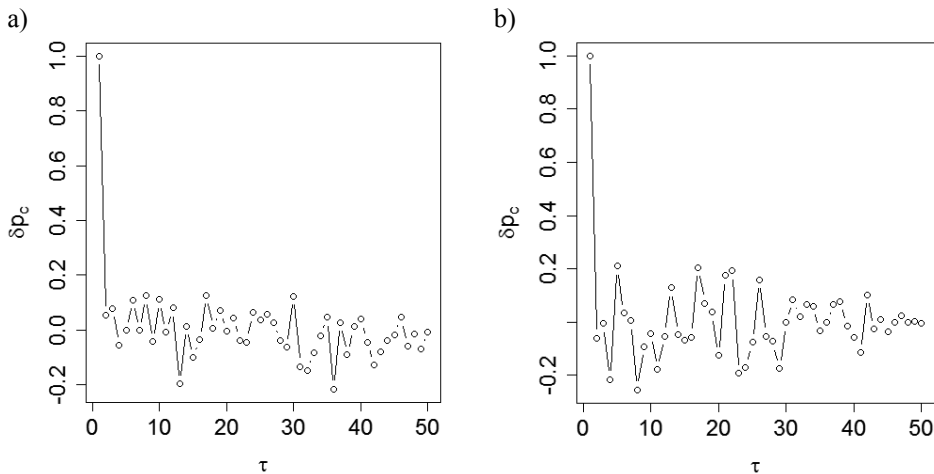
**Rys. 5.4.** a) średnia ruchoma wartości maksymalnych sygnału ciśnienia w komorze spalania, b) ruchoma wartość odchylenia standardowego dla silnika zasilanego ON, pracującego z prędkością 1800 obr./min według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej,  $m = 17$  [7]

Ostatnim etapem badania stacjonarności sygnału maksymalnych wartości ciśnienia zarejestrowanego w komorze spalania jest wyznaczenie przebiegu współczynnika autokorelacji [15]. Zadanie to realizuje skrypt 5.4.

**Skrypt 5.4.** Wyznaczenie przebiegu współczynnika autokorelacji dla maksymalnych wartości ciśnienia w komorze spalania

```
#Skrypt5.4.r
pc <- read.table("c:/Dane/on/12/pc", header=FALSE, sep="",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
makspc<-0
for (i in 1:50)
{ makspc[i] <- max(pc[i]) }
autoa<-acf(makspc,50)
par(family="Arial", font=2, ps=18, mar=c(4.2,4.5,1,1))
plot(autoa$acf, type='b', ylab=expression(paste(delta,p[c])), xlab=expression(paste(tau)))
```

Wynik działania skryptu 5.4 przedstawiono na rysunkach 5.5a i 5.5b. Z wykresów przedstawionych na rysunku 5.5 można zauważyć, że wartości współczynnika autokorelacji dążą do zera, co również pozwala uznać badane sygnały za stacjonarne.



**Rys. 5.5.** Przebieg współczynnika autokorelacji dla maksymalnych wartości sygnału ciśnienia zarejestrowanego w komorze spalania, dla silnika zasilanego ON, pracującego z prędkością: a) 1200 obr./min, b) 1800 obr./min, według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej

Przebieg maksymalnych wartości sygnału ciśnienia  $p_c$  zarejestrowany w przypadku zasilania silnika biopaliwem przedstawiony na rysunku 5.1b, pokazuje, że wartości rejestrowane w kolejnych cyklach roboczych różnią się od siebie, oscylując wokół wartości średniej. Do oceny stacjonarności tego sygnału zastosowano identyczną procedurę jak w przypadku silnika zasilanego ON. Uzyskane wykresy (nie prezentowane w niniejszym opracowaniu) pozwoliły stwierdzić, że wraz ze wzrostem liczebności próby, z której obliczano wartość średnią oraz odchylenie standardowe, parametry te ulegały stabilizacji, co pozwoliło przyjąć, że badany sygnał jest stacjonarny.

Kolejnym etapem analizy statystycznej była ocena zgodności rozkładu analizowanej zmiennej z rozkładem normalnym. W celu wykonania wizualnej oceny zgodności rozkładu wartości ciśnień maksymalnych z rozkładem normalnym, dane pomiarowe poddano procesowi normalizacji. Następnie sporządzono histogram (z wykorzystaniem opcji powodującej wyświetlenie jego słupków w skali gęstości prawdopodobieństwa), na który naniesiono rozkłady gęstości prawdopodobieństwa wystąpienia zmierzonych wartości ciśnień maksymalnych (linia ciągła) i danych

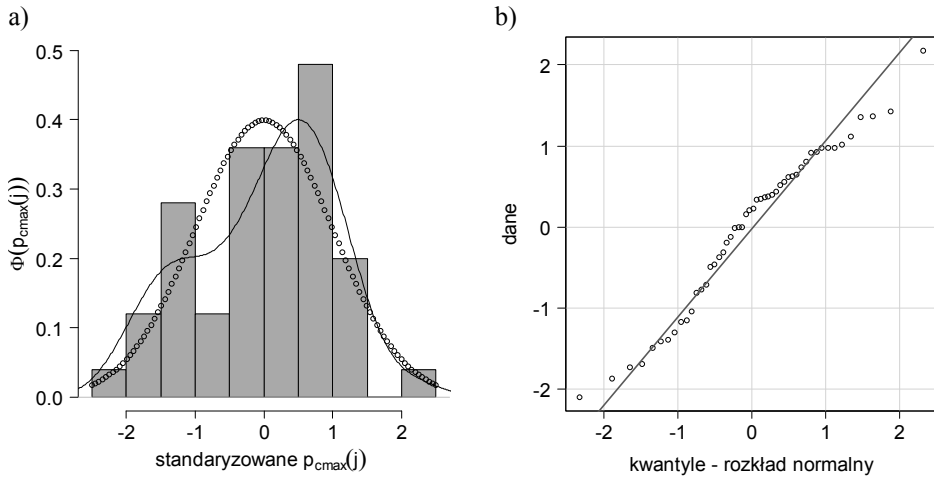
teoretycznych pochodzących z rozkładu normalnego (linia przerywana) – rysunek 5.6a. Sporządzono również wykres przedstawiający rozkład porównawczy kwantyli uzyskanych w oparciu o dane pomiarowe i rozkład teoretyczny (tak zwany wykres kwantylowy) – rysunek 5.6b. Skrypt 5.5 realizuje powyższe zadania. W celu wykonania histogramu skrypt ten wykorzystuje funkcję *hist* z włączoną opcją *probability* pozwalającą na otrzymanie wykresu w skali gęstości prawdopodobieństwa, natomiast wykres kwantylowy wykonywany jest za pomocą funkcji *qqPlot* wchodzącej w skład biblioteki *car*.

**Skrypt 5.5.** Wyznaczenie histogramu oraz wykresu kwantylowego dla maksymalnych wartości sygnału ciśnienia w komorze spalania

```
#Skrypt5.5.r
pc <- read.table("c:/Dane/on/18/pc", header=FALSE, sep="", na.strings="NA",
dec=".", strip.white=TRUE)
makspc<-0
for (i in 1:50)
{
makspc[i] <- max(pc[i])
}
k<-1:(50*1)
#wykres a)
par(family="Arial", font=2, ps=18, mar=c(4.2,4.5,1,1))
plot(k/1,makspc ,xlab=expression(paste(j, ' [-] ' )),
ylab=expression(paste(p[cmax], " MPa")),main="", type="b",pch=1,las=1)
par(family="Arial", font=2, ps=18, mar=c(4.2,4.5,1,1))
hist((makspc-mean(makspc))/sd(makspc),probability=TRUE, ma-
in="", col="darkgray", ylab=expression(paste("", Phi(p[cmax](j)), "")),
xlab=expression paste("standaryzowane ", p[cmax](j), " "),ylim=c(0,0.5),las=1)
lines(density((makspc-mean(makspc))/sd(makspc), kernel="gaussian"),lwd=1.5)
.x <- seq(-2.5, 2.5, length.out=100)
lines(.x, dnorm(.x, mean=0, sd=1), type="b",lwd=1.5)
abline(h=0, col="gray")
remove(.x)
#wykres b)
library(car)
par(family="arial", font=2, ps=18, mar=c(4.2,4.5,1,1))
qqPlot((makspc-mean(makspc))/sd(makspc), dist="norm",envelope="False"
,xlab="kwantyle - rozkład normalny",ylab="kwantyle - dane",las=1)
```

Z rysunku 5.6a wynika, że rozkład gęstości prawdopodobieństwa danych pomiarowych wykazuje cechy zbliżone dla rozkładu lewostronnie skośnego, różniąc się od gęstości rozkładu teoretycznego. Wykresy kwantylowe są wygodnym, intuicyjnym narzędziem pozwalającym ocenić czy dane pomiarowe mają rozkład zbliżony do rozkładu teoretycznego, ponieważ gdy ten warunek jest spełniony wszystkie punkty powinny leżeć na linii prostej zaznaczonej na tym wykresie [43]. Wy-

kres ten nie jest testem hipotezy o zgodności rozkładu danych z rozkładem teoretycznym, gdyż nie pozwala na odrzucenie hipotezy zerowej o zgodności rozkładów na żądanym poziomie istotności.



**Rys. 5.6.** a) histogram z rozkładem gęstości prawdopodobieństwa dla standaryzowanych wartości maksymalnych sygnału ciśnienia w komorze spalania, b) wykres przedstawiający rozkład porównawczy kwantyli, dla silnika zasilanego ON, pracującego z prędkością 1800 obr./min, według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej [7]

Analiza wykresu na rysunku 5.6b potwierdza, że rozkład danych jest zbliżony do rozkładu normalnego, wykazując jednak cechy charakterystyczne dla rozkładu lewostronnie skośnego. Aby jednoznacznie określić czy rozkład danych pomiarowych można uznać za zgodny z normalnym (na żądanym poziomie istotności), przeprowadzono testy Lillieforsa i Pearsona [82]. Zarówno test Lillieforsa, jak i test Pearsona pozwalają ocenić jakość dopasowania rozkładu rzeczywistego analizowanej zmiennej z rozkładem teoretycznym, w przypadku gdy wartość średnią i odchylenie standardowe należy estymować na podstawie danych pomiarowych. Testy te pozwalają odrzucić hipotezę zerową  $H_0$  o zgodności rozkładu danych pomiarowych z rozkładem normalnym, w przypadku gdy obliczony graniczny poziom istotności p-value jest mniejszy od żądanego poziomu istotności. Wyniki tych testów (dla wszystkich badanych prędkości) wraz z miarami statystycznymi dotyczącymi kształtu rozkładu pokazano w tabeli 5.1 – dla silnika zasilanego paliwem ON i w tabeli 5.2 – dla silnika zasilanego paliwem FAME. W tabelach tych pokazano również wyniki dotyczące miar kształtu rozkładu: skośności i kurtozy.

Współczynnik skośności definiowany jest jako iloraz momentu centralnego trzeciego rzędu i odchylenia standardowego podniesionego do trzeciej potęgi [43]:

$$sk = \frac{\mu_3}{\sigma^3}, \quad (5.5)$$

gdzie moment centralny trzeciego rzędu wynosi:  $\mu_3 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^3$ .

Kurtoza to iloraz momentu centralnego czwartego rzędu i odchylenia standardowego podniesionego do czwartej potęgi [43]:

$$kur = \frac{\mu_4}{\sigma^4}, \quad (5.6)$$

a moment centralny czwartego rzędu wynosi:  $\mu_4 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^4$ .

Warto zauważyć, że miary te przyjmują następujące wartości [43]:

1) współczynnik skośności:

$sk < 0$  – dla rozkładu lewostronnie skośnego,

$sk = 0$  – dla rozkładu symetrycznego,

$sk > 0$  – dla rozkładu prawostronnie skośnego;

2) kurtoza:

$kur < 3$  – dla rozkładu spłaszczonego,

$kur = 3$  – dla rozkładu normalnego,

$kur > 3$  – dla rozkładu wyostzonego.

**TABELA 5.1.** Miary statystyczne dotyczące kształtu rozkładu wartości maksymalnych sygnału ciśnienia w komorze spalania silnika pracującego w zakresie prędkości 1000÷2000 obr./min, według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej i zasilanego paliwem mineralnym

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
współczynnik skośności	-0,36	-0,52	-0,56	0,43	-0,31	-0,49
kurtoza	2,61	3,98	2,55	3,81	2,32	3,80
p-value: test Pearsona	0,17	0,27	0,08	0,02	0,49	0,59
p-value: test Lillieforsa	0,06	0,03	0,25	0,24	0,12	0,09

Na podstawie uzyskanych wyników możemy przyjąć, że w przypadku zasilania silnika paliwem ON dla prędkości  $n = 1200, 1600$  obr./min przynajmniej jeden z zastosowanych testów daje podstawy do odrzucenia hipotezy zerowej – o zgodno-

ści rozkładu danych pomiarowych z rozkładem normalnym, na poziomie istotności  $\alpha = 0,05$ . W celu weryfikacji, czy dla prędkości  $n = 1200$  i  $1600$  obr./min rozkład danych można uznać za zgodny z normalnym, dodatkowo przeprowadzono dla tych przypadków test Shapiro-Wilka, w wyniku którego uzyskano następujące wartości graniczne poziomu istotności p-value = 0,08 dla  $n = 1200$  obr./min i 0,19 dla  $n = 1600$  obr./min. W obu przypadkach test ten nie daje podstaw do odrzucenia hipotezy zerowej o zgodności rozkładu danych z rozkładem normalnym.

**TABELA 5.2.** Miary statystyczne dotyczące kształtu rozkładu wartości maksymalnych sygnału ciśnienia w komorze spalania silnika pracującego w zakresie prędkości 1000–2000 obr./min, według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej i zasilanego FAME [7]

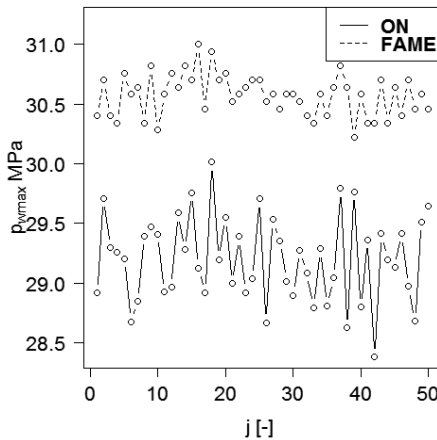
prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
współczynnik skośności	-0,08	-0,60	0,09	0,52	0,33	0,49
kurtoza	2,25	3,62	3,15	3,17	3,69	2,70
p-value: test Pearsona	0,06	0,05	0,70	0,43	0,36	0,08
p-value: test Lillieforsa	0,50	0,00	0,50	0,20	0,10	0,28

W przypadku silnika zasilanego paliwem FAME (tab. 5.2), tylko dla prędkości  $n = 1200$  obr./min po zastosowaniu testu Lillieforsa mamy podstawy do odrzucenia hipotezy zerowej – o zgodności rozkładu danych pomiarowych z rozkładem normalnym, na poziomie istotności  $\alpha = 0,05$ . Potwierdza to przeprowadzony test Shapiro-Wilka, dla którego graniczna wartość prawdopodobieństwa popełnienia błędu pierwszego rodzaju wyniosła p-value = 0,04. Wartości kurtozy mieszczą się w przedziale od 2,25 do 3,69, zależnie od prędkości obrotowej, i dla części analizowanych przypadków nie odbiegają znacząco od wartości 3. Współczynnik skośności zawiera się w przedziale od -0,6 do 0,52, przy czym dla prędkości  $n = 1000$  i  $1400$  obr./min jego wartość wskazuje, że mamy do czynienia z rozkładem symetrycznym.

Kolejnym sygnałem poddanym analizie są wartości ciśnienia wtrysku rejestrowane za pomocą przetwornika piezoelektrycznego, zainstalowanego w króćcu wtryskiwacza. Na rysunku 5.7 pokazano wartości maksymalne ciśnienia zarejestrowane w króćcu wtryskiwacza dla kolejnych cykli roboczych silnika pracującego z prędkością 1200 i 1800 obr./min zasilanego paliwem ON lub FAME i pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej. Wykresy te uzyskano za pomocą skrypty 5.6.

### Skrypt 5.6. Graficzna prezentacja sygnału ciśnienia wtrysku dla silnika zasilanego paliwem mineralnym i roślinnym

```
#Skrypt5.6.r
pw <- read.table("c:/Dane/on/18/pw", header=FALSE, sep="", na.strings="NA",
dec=".", strip.white=TRUE)
pwf <- read.table("c:/Dane/famezw/18/pw", header=FALSE, sep="",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
makspw<-0
for (i in 1:50)
{
makspw[i] <- max(pw[i])
}
makspwf<-0
for (i in 1:50)
{
makspwf[i] <- max(pwf[i])
}
k<-1:(50*1)
par(family="Arial", font=2, ps=16, mar=c(4.2,4.5,1,1))
plot(k/1,makspw ,ylim=c(28.4,31.2) ,xlab=expression(paste(j, ' [-] '
)),ylab=expression(paste(p[wmax], " MPa")),main="", type="b",pch=1,las=1)
lines(k,makspwf, type="b",lwd=1.5, lty=2)
legend("topright",
legend=c("ON", "FAME" ),lty=1:2,lwd=1)
```

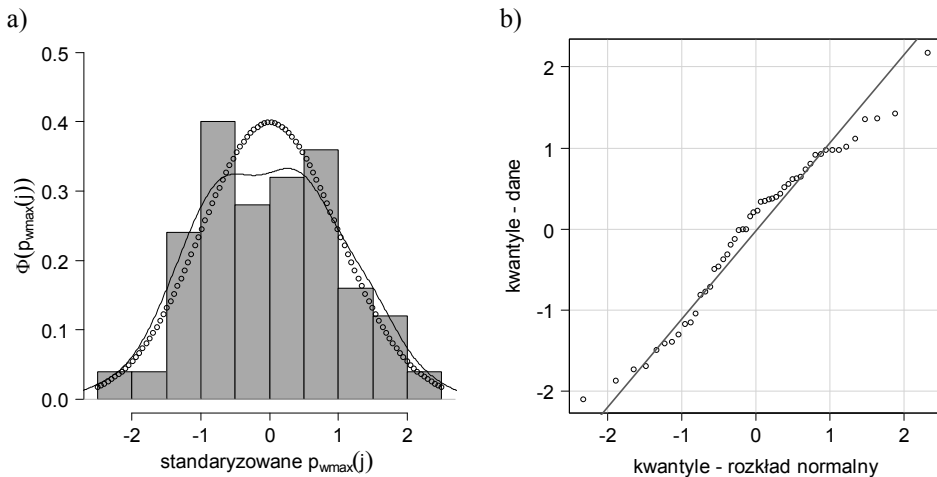


Rys. 5.7. Wartości maksymalne sygnału ciśnienia wtrysku, dla kolejnych cykli roboczych, silnika pracującego z prędkością 1800 obr./min według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej zasilanego paliwem ON lub paliwem FAME

Przeprowadzona analiza stacjonarności przebiegów pokazanych na rysunku 5.7 pozwoliła uznać je za stacjonarne ze względu na wartość średnią i odchylenie standardowe. Przykładowy histogram z rozkładem gęstości prawdopodobieństwa dla



standaryzowanych wartości maksymalnych ciśnień w przewodzie wtryskowym oraz wykres przedstawiający rozkład porównawczy kwantyli dla silnika zasilanego paliwem ON przedstawiono na rysunku 5.8. Z wykresów tych wynika, że rozkład wartości maksymalnych ciśnienia zarejestrowanego w króćcu wtryskiwacza w porównaniu do rozkładu normalnego jest rozkładem spłaszczonym. Miary statystyczne dotyczące kształtu rozkładu oraz wyniki testów Lillieforsa i Pearsona [82] pozwalające ocenić zgodność rozkładu danych z rozkładem normalnym (dla wszystkich badanych prędkości) pokazano w tabelach 5.3 (w przypadku zasilania silnika paliwem ON) i 5.4 (dla silnika zasilanego biopaliwem FAME).



**Rys. 5.8.** a) histogram z rozkładem gęstości prawdopodobieństwa dla standaryzowanych wartości maksymalnych sygnału ciśnienia w przewodzie wtryskowym, b) wykres przedstawiający rozkład porównawczy kwantyli, dla silnika zasilanego ON, pracującego z prędkością 1800 obr./min według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej

**TABELA 5.3.** Miary statystyczne dotyczące kształtu rozkładu wartości maksymalnych sygnału ciśnienia w króćcu wtryskiwacza silnika pracującego w zakresie prędkości 1000÷2000 obr./min, według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej i zasilanego ON

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
współczynnik skośności	-0,21	-0,69	-0,27	0,09	0,05	-0,51
kurtoza	2,23	4,86	2,55	2,73	2,43	2,42
p-value: test Pearsona	0,68	0,05	0,63	0,45	0,93	0,00
p-value: test Lillieforsa	0,26	0,02	0,43	0,74	0,79	0,02

Z uzyskanych wyników widać, że dla prędkości  $n = 1200$  i  $2000$  obr./min mamy podstawy do odrzucenia hipotezy zerowej – o zgodności rozkładu danych pomiarowych z rozkładem normalnym, na poziomie istotności  $\alpha = 0,05$ . Potwierdza to również test Shapiro-Wilka [84], dla którego graniczna wartość w tych przypadkach wynosi  $p\text{-value} = 0,01$ . Podstawowe miary statystyczne obliczone dla wartości maksymalnych ciśnień zarejestrowanych w króćcu wtryskiwacza silnika, pracującego w zakresie prędkości  $1000\div 2000$  obr./min według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej i zasilanego ON, pokazano w tabeli 4.2.

Miary statystyczne dotyczące kształtu rozkładu oraz wyniki testów Lillieforsa i Pearsona [82] pozwalające ocenić zgodność rozkładu danych pomiarowych z rozkładem normalnym dla silnika zasilanego biopaliwem pokazano w tabeli 5.4.

**TABELA 5.4.** Miary statystyczne dotyczące kształtu rozkładu wartości maksymalnych sygnału ciśnienia w króćcu wtryskiwacza silnika pracującego w zakresie prędkości  $1000\div 2000$  obr./min, według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej i zasilanego FAME [7]

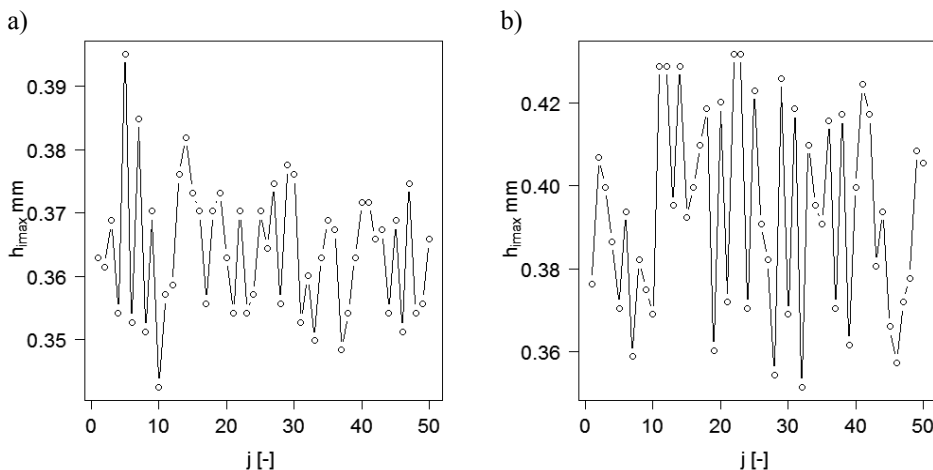
prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
współczynnik skośności	-0,08	0,61	0,07	0,45	0,15	-0,40
kurtoza	1,91	3,10	2,94	2,91	2,57	3,73
p-value: test Pearsona	0,43	0,65	0,03	0,05	0,38	0,29
p-value: test Lillieforsa	0,24	0,05	0,09	0,06	0,07	0,08

Dla silnika pracującego według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych zastosowane testy tylko dla prędkości  $n = 1400$  obr./min dają podstawę do odrzucenia hipotezy zerowej (test Pearsona) – o zgodności rozkładu danych pomiarowych z rozkładem normalnym, na poziomie istotności  $\alpha = 0,05$ . Nie potwierdza tego test Shapiro-Wilka, dla którego graniczna wartość  $p\text{-value}$  wyniosła 0,64. Współczynnik kurtozy dla prędkości obrotowej  $n = 1000$  obr./min wynosi 1,91, co jest wartością znacznie odbiegającą od 3. Z tego powodu postanowiono sprawdzić dla tego przypadku zgodność rozkładu analizowanej zmiennej z rozkładem normalnym za pomocą testu Shapiro-Wilka. Graniczna wartość poziomu istotności pozwalająca odrzucić hipotezę zerową (o zgodności rozkładu  $p_{cmax}$  z rozkładem normalnym) dla tego testu wyniosła 0,33, co nie daje podstaw do odrzucenia hipotezy zerowej. Współczynnik skośności wyniósł w zależności od prędkości obrotowej od -0,40 do 0,61. Podstawowe miary związane ze statystyką opisową dla wartości maksymalnych analizowanego tutaj ciśnienia przedstawiono w tabeli 4.5.

Na rysunku 5.9 pokazano wartości maksymalne wzniosu iglicy wtryskiwacza zarejestrowane za pomocą indukcyjnego czujnika przemieszczenia, dla kolejnych cykli roboczych, silnika pracującego z prędkością 1000 obr./min. Wykresy te sporządzono za pomocą skryptu 5.7.

**Skrypt 5.7.** Graficzna prezentacja maksymalnych wartości wzniosu iglicy wtryskiwacza dla silnika zasilanego paliwem mineralnym i roślinnym

```
#Skrypt5.7.r
hi <- read.table("c:/Dane/on/10/maxhi", header=FALSE, sep=" ", na.strings="NA",
dec=".", strip.white=TRUE)
k<-1:(50*1)
#wykres a)
par(family="Arial", font=2, ps=16, mar=c(4.2,4.5,1,1))
plot(k/1,hi$V1 ,ylim=c(0.34,0.40),xlab=expression(paste(j, ' [-] '
)),ylab=expression(paste(h[imax]," mm")),main="", type="b",pch=1,las=1)
#wykres b)
hi <- read.table("c:/Dane/famezw/10/maxhi", header=FALSE, sep=" ",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
k<-1:(50*1)
par(family="Arial", font=2, ps=16, mar=c(4.2,4.5,1,1))
plot(k/1,hi$V1 ,xlab=expression(paste(j, ' [-] '
)),ylab=expression(paste(h[imax]," mm")),main="", type="b",pch=1,las=1)
```



**Rys. 5.9.** Wartości maksymalne sygnału wzniosu iglicy wtryskiwacza, dla kolejnych cykli roboczych, silnika pracującego z prędkością 1000 obr./min według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej zasilanego: a) silnik zasilany paliwem ON, b) silnik zasilany paliwem FAME

Przeprowadzona analiza stacjonarności przebiegów pokazanych na rysunku 5.9 wykazała, że wraz ze wzrostem liczebności próby, z której obliczano wartość śred-

nią i odchylenie standardowe (zależności (5.1) i (5.2)), wielkości te stabilizują się, co pozwala przyjąć, że badany sygnał jest stacjonarny [22]. Miary statystyczne dotyczące kształtu rozkładu oraz wyniki testów Lillieforsa i Pearsona [82] pozwalające ocenić zgodność rozkładu danych z rozkładem normalnym (dla wszystkich badanych prędkości) pokazano w tabelach 5.5 i 5.6.

**TABELA 5.5.** Miary statystyczne dotyczące kształtu rozkładu wartości maksymalnych sygnału wzniosu iglicy wtryskiwacza silnika pracującego w zakresie prędkości 1000÷2000 obr./min według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej i zasilanego ON [7]

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
współczynnik skośności	0,42	-0,16	1,35	-0,67	-0,97	-0,38
kurtoza	3,09	2,15	4,96	2,91	5,24	2,07
p-value: test Pearsona	0,36	0,03	0,00	0,03	0,07	0,23
p-value: test Lillieforsa	0,14	0,07	0,00	0,00	0,04	0,14
p-value: test Shapiro-Wilka	0,24	0,12	0,00	0,00	0,02	0,05

Uzyskane wyniki pokazują, że dla prędkości 1200, 1400, 1600 i 1800 obr./min przynajmniej jeden z wykorzystanych testów badających zgodność rozkładu danych z rozkładem normalnym, pozwala na odrzucenie hipotezy zerowej o zgodności danych pomiarowych z rozkładem normalnym na poziomie istotności 0,05. Potwierdzają to testy Shapiro-Wilka (z wyjątkiem prędkości  $n = 1200$  obr./min) przeprowadzone dla wszystkich prędkości obrotowych, których wyniki zamieszczono w tabeli 5.5

Miary statystyczne dotyczące kształtu rozkładu oraz wyniki testów Lillieforsa i Pearsona [82] obliczone dla silnika zasilanego biopaliwem FAME pokazano w tabeli 5.6.

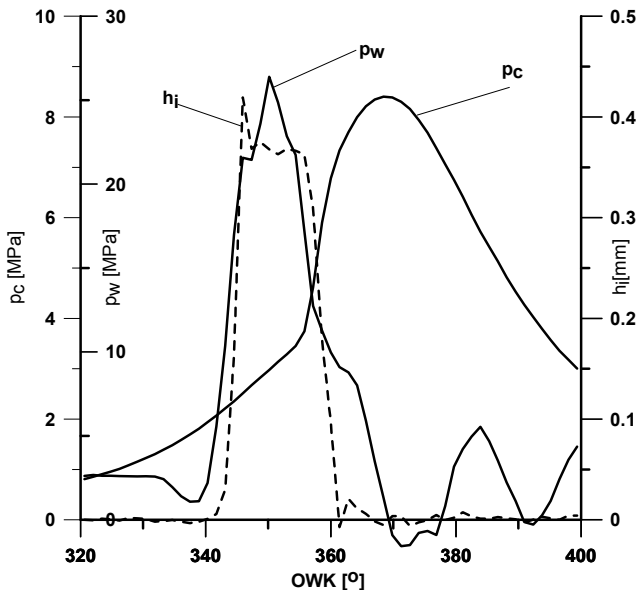
Uzyskane wyniki pokazują, że w przypadku zasilania silnika paliwem FAME dla prędkości 1200, 1400 i 2000 obr./min przynajmniej jeden z wykorzystanych testów badających zgodność rozkładu danych z rozkładem normalnym, pozwala na odrzucenie hipotezy zerowej o zgodności danych pomiarowych z rozkładem normalnym. Potwierdzają to wyniki testu Shapiro-Wilka przeprowadzone dla tych prędkości. Podstawowe miary statystyczne obliczone dla wartości maksymalnych wzniosu iglicy wtryskiwacza zarejestrowanych dla silnika pracującego w zakresie prędkości 1000÷2000 obr./min, według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej i zasilanego ON, przedstawiono w tabeli 4.3, a silnika zasilanego FAME w tabeli 4.6.

**TABELA 5.6.** Miary statystyczne dotyczące kształtu rozkładu wartości maksymalnych sygnału wzniosu iglicy wtryskiwacza silnika pracującego w zakresie prędkości 1000÷2000 obr./min według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej i zasilanego FAME [7]

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
współczynnik skośności	0,00	1,63	0,58	-0,36	-0,28	1,38
kurtoza	1,77	5,40	2,08	2,33	2,22	4,40
p-value: test Pearsona	0,08	0,00	0,12	0,43	0,26	0,00
p-value: test Lillieforsa	0,23	0,00	0,00	0,22	0,12	0,00

## 5.2. Analiza współczynników korelacji

Na rysunku 5.10 przedstawiono przykładowe przebiegi ciśnienia w komorze spalania, ciśnienia wtrysku oraz wzniosu iglicy wtryskiwacza w funkcji kąta OWK.



**Rys. 5.10.** Przebiegi sygnałów: ciśnienia w komorze spalania, ciśnienia wtrysku oraz wzniosu iglicy wtryskiwacza dla silnika zasilanego ON i pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej z prędkością  $n = 1600$  obr./min [7]

W rozdziale 6 przedmiotem rozważań będzie wyznaczenie niepewności pomiarów oraz określenie niepewności wyznaczenia średniego ciśnienia indykowanego uzyskanego w oparciu o pomiary pośrednie. W przypadku obliczania niepewności

wielkości uzyskanych w oparciu o pomiary pośrednie istotne jest sprawdzenie, czy zmienne wykorzystane w takim pomiarze nie są ze sobą skorelowane. Aby określić współzależność pomiędzy tymi zmiennymi a kątem OWK, wyznaczono odpowiednie współczynniki korelacji. Zgodnie z literaturą [80] przyjęto definicję kowariancji, jako wartość oczekiwaną iloczynu zmiennych losowych wycentrowanych:

$$\begin{aligned} cov(x, y) &= E[(x - \mu_x)(y - \mu_y)] = \\ &= \begin{cases} \sum_x \sum_y (x - \mu_x)(y - \mu_y) f(x, y) & \text{dla zmiennej losowej skokowej} \\ \int_{x=-\infty}^{+\infty} \int_{y=-\infty}^{+\infty} (x - \mu_x)(y - \mu_y) f(x, y) dx dy & \text{dla zmiennej losowej ciągłej} \end{cases} \end{aligned} \quad (5.7)$$

gdzie:

$\mu_x$  i  $\mu_y$  – wartość średnia (oczekiwana) zmiennej  $x$  i zmiennej  $y$ ,  
 $f(x, y)$  – funkcja prawdopodobieństwa.

Kowariancja jest więc mieszanym momentem centralnym drugiego rzędu zależnym od dwuwymiarowej zmiennej losowej  $(x, y)$ . Estymator kowariancji możemy obliczyć [85] na podstawie wyników kolejnych pomiarów, w tym samym czasie wartości  $x_i$  oraz  $y_i$  zmiennych  $x$  i  $y$ , korzystając z zależności:

$$\bar{s}_{x,y} = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y}). \quad (5.8)$$

Wartość kowariancji zależy od jednostek w jakich są wyrażone zmienne  $x$  i  $y$ . Z tego względu nie może być ona miarą zależności pomiędzy zmiennymi. Miarą taką może być natomiast kowariancja unormowana (oznaczona  $\rho_{xy}$ ) zdefiniowana jako wartość oczekiwana iloczynu standaryzowanych zmiennych  $\frac{x-\mu_x}{\sigma_x}$  i  $\frac{y-\mu_y}{\sigma_y}$ .

$$\rho_{xy} = E \left[ \left( \frac{x - \mu_x}{\sigma_x} \right) \left( \frac{y - \mu_y}{\sigma_y} \right) \right] = \frac{cov(x, y)}{\sigma_x \sigma_y}.$$

Kowariancja unormowana nazywana jest współczynnikiem korelacji pomiędzy zmiennymi  $x$  i  $y$ , i ma następujące główne właściwości:

$$-1 \leq \rho_{xy} \leq 1,$$

$$\rho_{xx} = 1,$$

$$|\rho_{xy}| = 1 - \text{gdy zmienne } x \text{ i } y \text{ związane są zależnością liniową.}$$

Estymatorem współczynnika korelacji nazywamy zmienną losową [43] obliczoną według następującej zależności:

$$r_{xy} = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n \left( \frac{x_i - \bar{x}}{S_x} \right) \left( \frac{y_i - \bar{y}}{S_y} \right), \quad (5.9)$$

gdzie  $\bar{x}$  i  $S_x$  oznaczają średnią i odchylenie standardowe próby  $x_1, x_2, \dots, x_n$ , natomiast  $\bar{y}$  i  $S_y$  analogiczne parametry próby  $y_1, y_2, \dots, y_n$ . Współczynnik ten można również wyrazić w następujący sposób:

$$r_{xy} = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \cdot \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}}$$

Po przekształceniach zależność tę można wyrazić następująco:

$$r_{xy} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i y_i - n \bar{x} \bar{y}}{\sqrt{\left( \sum_{i=1}^n x_i^2 - n \bar{x}^2 \right) \left( \sum_{i=1}^n y_i^2 - n \bar{y}^2 \right)}}$$

Współczynnik korelacji pozwala na porównanie zależności pomiędzy sygnałami w oderwaniu od ich jednostek fizycznych. Współczynnik ten jest zmienną losową wskazującą na ile otrzymane punkty pomiarowe [58] odzwierciedlają liniową zależność. W przypadku gdy przyjmuje on wartość zero, punkty pomiarowe na wykresie nie tworzą żadnego wzorca lub tworzą charakterystyczną zależność, która nie jest jednak liniowa.

W pracy wyznaczono współczynnik korelacji pomiędzy przebiegiem ciśnienia w komorze spalania  $p_c$ , przebiegiem ciśnienia wtrysku  $p_w$  oraz przebiegiem wzniosu iglicy wtryskiwacza  $h_i$  a kątem OWK, dla którego rejestrowano kolejne wartości zmiennych. Wartość tych współczynników obliczona została dla 50-ciu cykli roboczych w przedziale  $0 \div 720^\circ$  OWK. Wyniki zawierające uśrednione wartości współczynników korelacji pokazano w tabeli 5.7. Zgodność rozkładu wyznaczonych współczynników korelacji z rozkładem normalnym zbadano, wykorzystując test Lillieforsa, w którym testowano hipotezę zerową o zgodności badanego rozkładu zmiennej losowej z rozkładem normalnym. Przeprowadzone testy nie dają podstaw do odrzucenia hipotezy zerowej na poziomie istotności 0,05.

**TABELA 5.7.** Uśrednione wartości współczynników korelacji pomiędzy ciśnieniem w komorze spalania, ciśnieniem w króćcu wtryskiwacza oraz wzniosem iglicy wtryskiwacza a kątem OWK, wyznaczone dla silnika zasilanego ON i pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej [7]

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
$r_{p_c\text{OWK}}$	0,03	0,04	0,04	0,04	0,05	0,05
$r_{p_w\text{OWK}}$	-0,07	-0,04	-0,02	-0,01	-0,01	0,01
$r_{h_t\text{OWK}}$	-0,01	-0,01	-0,01	-0,01	0	0

Dla wszystkich prędkości obrotowych współczynnik korelacji wskazuje na brak liniowej zależności pomiędzy analizowanymi zmiennymi. Potwierdza to wartość graniczna poziomu istotności, pozwalająca na odrzucenie hipotezy zerowej o braku zależności liniowej pomiędzy analizowanymi zmiennymi. Średnia wartość tego parametru, w przypadku korelacji pomiędzy zmiennymi  $p_c$  i OWK, dla silnika pracującego z prędkością  $n = 1800$  obr./min według charakterystyki zewnętrznej i zasilanego ON wyniosła 0,29, co nie daje podstaw do odrzucenia hipotezy zerowej.

### 5.3. Wnioski

Analiza statystyczna sygnałów zarejestrowanych w przypadku silnika pracującego według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych i zasilanego ON prowadzi do następujących wniosków, dotyczących:

1. Ciśnienie w komorze spalania:
  - wartości maksymalne ciśnień można uznać za sygnał stacjonarny,
  - nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy zerowej o zgodności rozkładu wartości maksymalnych ciśnień z rozkładem normalnym na poziomie istotności 0,05.
2. Ciśnienie w króćcu wtryskiwacza:
  - wartości maksymalne ciśnień można uznać za sygnał stacjonarny,
  - istnieją podstawy do odrzucenia hipotezy zerowej o zgodności rozkładu wartości maksymalnych ciśnień z rozkładem normalnym na poziomie istotności 0,05 – dla dwóch przypadków  $n = 1200$  i  $2000$  obr./min.



## 3. Wzniosu iglicy wtryskiwacza:

- wartości maksymalne wzniosu iglicy można uznać za sygnał stacjonarny,
- należy odrzucić hipotezę zerową o zgodności rozkładu wartości maksymalnych wzniosu iglicy z rozkładem normalnym na poziomie istotności 0,05 – dla prędkości 1400, 1600, 2000 obr./min; obydwa z zastosowanych testów dają podstawy do odrzucenia hipotezy zerowej o zgodności rozkładu danych pomiarowych z rozkładem normalnym.

## 4. Współczynników korelacji:

- obliczone wartości współczynników korelacji wskazują na brak liniowej zależności pomiędzy sygnałami: ciśnienia w komorze spalania, ciśnienia w króćcu wtryskiwacza oraz wzniosu iglicy wtryskiwacza a kątem OWK.

Analiza statystyczna sygnałów zarejestrowanych w przypadku silnika pracującego według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych i zasilanego paliwem FAME prowadzi do następujących wniosków dotyczących:

## 1. Ciśnień w komorze spalania:

- wartości maksymalne ciśnień można uznać za sygnał stacjonarny,
- nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy zerowej o zgodności rozkładu maksymalnych ciśnień z rozkładem normalnym na poziomie istotności 0,05 (tylko w jednym przypadku dla  $n = 1200$  test Lillieforsa daje podstawy do odrzucenia hipotezy zerowej).

## 2. Ciśnień w króćcu wtryskiwacza:

- wartości maksymalne ciśnień można uznać za sygnał stacjonarny,
- nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy zerowej o zgodności ich rozkładu z rozkładem normalnym na poziomie istotności 0,05 (tylko w jednym przypadku 1400 obr./min istnieją podstawy do odrzucenia hipotezy zerowej).

## 3. Wzniosu iglicy wtryskiwacza:

- wartości maksymalne wzniosu iglicy można uznać za sygnał stacjonarny,
- istnieją podstawy do odrzucenia hipotezy o zgodności rozkładu wartości maksymalnych wzniosu iglicy z rozkładem normalnym dla prędkości  $n = 1200, 1400, 2000$  obr./min.

## 6. ANALIZA NIEPEWNOŚCI POMIARÓW

---

W metrologii klasycznej przez pojęcie pomiar rozumie się zbiór operacji, których celem jest wyznaczenie wartości wielkości będącej cechą badanego obiektu, przy czym cechę tę można wyróżnić jakościowo i określić ilościowo. Wynik tak rozumianego pomiaru jest liczbą rzeczywistą [85]. Żaden pomiar niezależnie od metod jakimi jest wykonywany i od staranności z jaką został wykonany nie daje idealnie dokładnego wyniku. W praktyce z pomiarem zawsze związany jest pewien błąd, który można zmniejszyć, stosując bardziej zaawansowane technologicznie metody pomiaru, ale nigdy nie można go całkowicie wyeliminować [33]. Z tego względu istotnym zagadnieniem związanym z procedurą pomiarową jest ocena jakości uzyskanych wyników. W ujęciu klasycznym ocenę jakości uzyskanych wyników stanowi bezwzględny błąd pomiaru będący różnicą między wynikiem pomiaru a wartością rzeczywistą:

$$\Delta x = x - x_r, \quad (6.1)$$

gdzie:

$\Delta x$  – błąd bezwzględny pomiaru,

$x$  – wynik pomiaru,

$x_r$  – wartość rzeczywista mierzonej wielkości.

Błędu tego nie można obliczyć, ponieważ wartość rzeczywista mierzonej wielkości pozostaje zawsze nieznana. Można natomiast wyznaczyć błąd, który umownie uznaje się za prawdziwy, a określany jest zależnością:

$$\Delta x \approx x - x_0, \quad (6.2)$$

gdzie:

$\Delta x$  – błąd bezwzględny pomiaru,

$x$  – wynik pomiaru,

$x_0$  – wartość poprawna mierzonej wielkości.

Oprócz błędu bezwzględnego często podaje się błąd względny, który można zapisać jako:

$$\delta = \frac{\Delta x}{x_0} \quad \text{lub} \quad \delta = \frac{\Delta x}{x_0} \cdot 100\%. \quad (6.3)$$

Błąd względny jest zatem wielkością bezwymiarową, zazwyczaj wyrażaną w procentach.

W 1995 roku grupa instytucji międzynarodowych, na czele której stała organizacja ISO (International Organization for Standardization), opublikowała instrukcję dotyczącą standaryzacji określania niepewności pomiarowych. Instrukcja ta w oryginale „ISO Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement” została opublikowana w 1999 roku przez Główny Urząd Miar pt. „Wyrażanie niepewności pomiarowych. Przewodnik” [71]. W pracy tej zaproponowano pojęcie niepewności pomiaru. Niepewność pomiaru, to parametr związany z wynikiem pomiaru, charakteryzujący rozrzut wyników, które można w uzasadniony sposób przypisać wartości mierzonej. Charakteryzuje on szerokość przedziału, wewnątrz którego można z zadowalającym prawdopodobieństwem usytuować wartość wielkości mierzonej.

W opracowaniu tym wyróżniono:

- niepewność standardową obliczaną metodą typu A, wyznaczaną metodami analizy statystycznej na podstawie serii pomiarów wykonanych w tych samych warunkach i związaną z oddziaływaniami przypadkowymi, które zawsze występują podczas procesu pomiarowego i powodują, że uzyskane wyniki charakteryzuje pewien rozrzut uzyskanych wielkości;
- niepewność standardową obliczaną metodą typu B, określaną na podstawie wiedzy przyjętej z góry (założonej), o czynnikach wpływających na dokładność pomiaru. Jest to niepewność wyznaczana innymi metodami niż metody statystyczne, np. na podstawie specyfikacji technicznej przyrządów pomiarowych, wiedzy i doświadczenia eksperymentatora itp.

Niepewnością standardową wyznaczaną metodą typu A w pomiarach bezpośrednich jest estymator odchylenia standardowego dla średniej, wyrażany zależnością:

$$u_A = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n(n-1)}}, \quad (6.4)$$

gdzie jako estymator mierzonych wielkości  $x_i$  przyjmuje się wartość średnią arytmetyczną z  $n$  obserwacji i oznacza:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i. \quad (6.5)$$

Aby ocenić granice przedziału ufności, który zawiera nieznaną wartość rzeczywistą mierzonej wielkości z przyjętym poziomem ufności  $\alpha$  konieczne jest wyznaczenie niepewności rozszerzonej  $u_{CA}$ :

$$u_{CA} = k_A(\alpha) \cdot u_A. \quad (6.6)$$

Standardowa niepewność odpowiadająca wartości współczynnika  $k_A(\alpha) = 1$ , wyznaczana jest dla poziomu ufności  $\alpha = 0,6827$ . Gdy nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy zerowej o zgodności analizowanej zmiennej z rozkładem normalnym, a analizowaną próbę można uznać za liczną ( $n > 30$ ), współczynnik  $k_A$  przyjmuje wartości odczytywane z tablic rozkładu normalnego dla założonego poziomu ufności. Wartości współczynnika rozszerzenia  $k_A$  przyjmowane dla rozkładu normalnego zmiennej pokazano w tabeli 6.1.

**TABELA 6.1.** Wartości współczynnika rozszerzenia  $k_A(\alpha)$  przyjmowane dla rozkładu normalnego [71]

poziom ufności	0,6827	0,90	0,95	0,9545	0,99	0,9973
$k_A(\alpha)$	1,000	1,645	1,960	2,000	2,576	3,000

Dla próby o rozkładzie zgodnym z rozkładem normalnym, ale o liczebności mniejszej od 30, wartość współczynnika  $k_A(\alpha)$  odczytuje się, korzystając z tablic rozkładu  $t$  Studenta, dla założonego poziomu ufności i liczby stopni swobody  $n-1$  wynikającej z liczebności próby.

Przybliżoną, aczkolwiek akceptowaną formą wyznaczenia tego współczynnika jest przyjęcie wartości 2 dla poziomu ufności 95%, lub wartości 3 dla poziomu ufności 99%. Wyznaczenie niepewności całkowitej daje podstawy do ostatecznego zapisu otrzymanego wyniku pomiaru w postaci przedziału ufności:

$$p(\bar{x} - u_{CA} < x < \bar{x} + u_{CA}) = \alpha$$

lub w postaci granic przedziału ufności dla określonego prawdopodobieństwa  $\alpha$ :

$$x = \bar{x} \pm u_{CA},$$

dla przyjętego przykładowo  $\alpha = 95$  lub  $\alpha = 99$ .

Gdy wynik pomiaru wyznaczany jest za pomocą metod pośrednich, co oznacza, że mierzona wielkość jest funkcją wielu zmiennych  $x_j$  (dla których indeks  $j$  przyjmuje wartości od 1 do  $m$ ), ogólną postać funkcji wyrazić można jako:  $y = f(x_j)$ . W tym przypadku dla każdej mierzonej bezpośrednio wielkości  $x_j$  wykonuje się serię pomiarów, wyznacza wartość średnią  $\bar{x}_j$ , a następnie niepewność standardową  $u_{Aj}$ . Dla funkcji liniowej i zmiennych niezależnych można wyznaczyć pośrednio wartość średnią  $\bar{y}$  wyznaczanej wielkości  $y$ :

$$\bar{y} = f(\bar{x}_j) \quad (6.7)$$

oraz niepewność standardową dla wyznaczonej średniej  $\bar{y}$ :

$$u_{A\bar{y}} = \sqrt{\sum_{j=1}^m \left(\frac{\partial y}{\partial \bar{x}_j}\right)^2 \cdot u_{A_j}^2}. \quad (6.8)$$

W przypadku gdy rozważana funkcja  $y = f(\bar{x}_j)$  jest nieliniowa, należy rozwinąć ją w szereg Taylora i uwzględnić składniki wyższych rzędów [71], wówczas zależność (6.8) przyjmuje następującą postać:

$$u_{A\bar{y}} = \sqrt{\sum_{j=1}^m \left(\frac{\partial y}{\partial \bar{x}_j}\right)^2 \cdot u_{A_j}^2 + \sum_{j=1}^m \sum_{k=1}^m \left[ \frac{1}{2} \left(\frac{\partial^2 f}{\partial \bar{x}_j \partial \bar{x}_k}\right)^2 + \frac{\partial f}{\partial \bar{x}_j} \frac{\partial^3 f}{\partial \bar{x}_j \partial \bar{x}_j \partial \bar{x}_k} \right] u_{A_j}^2 u_{A_k}^2}. \quad (6.9)$$

Gdy zmienne losowe  $x_j$  są skorelowane w równaniu (6.9) należy uwzględnić ich kowariancję:

$$u_{A\bar{y}} = \sqrt{\sum_{j=1}^m \left(\frac{\partial y}{\partial \bar{x}_j}\right)^2 \cdot u_{A_j}^2 + \sum_{j=1}^m \sum_{k=1}^m \left[ \frac{1}{2} \left(\frac{\partial^2 f}{\partial \bar{x}_j \partial \bar{x}_k}\right)^2 + \frac{\partial f}{\partial \bar{x}_j} \frac{\partial^3 f}{\partial \bar{x}_j \partial \bar{x}_j \partial \bar{x}_k} \right] u_{A_j}^2 u_{A_k}^2 + 2 \sum_{j=1}^{m-1} \sum_{k=j+1}^m \frac{\partial f}{\partial \bar{x}_j} \frac{\partial f}{\partial \bar{x}_k} \text{cov}(\bar{x}_j, \bar{x}_k)} \quad (6.10)$$

W równaniu (6.10)  $\text{cov}(\bar{x}_j, \bar{y}_k)$  oznacza kowariancję pomiędzy zmiennymi  $\bar{x}_j, \bar{y}_j$ .

Niepewność rozszerzoną mierzonej pośrednio wielkości  $y$  możemy wyznaczyć w oparciu o wartość średnią  $\bar{y}$  oraz niepewność standardową  $u_{A\bar{y}}$ :

$$u_{AC} = k_A(\alpha) \cdot u_{A\bar{y}}, \quad (6.11)$$

a granice przedziału ufności, w którym znajduje się nieznaną wielkość  $y$  można zapisać jako:  $p(\bar{y} - u_{AC} < y < \bar{y} + u_{AC}) = \alpha$ .

Niepewność standardową wyznaczaną metodą typu B, równą odchyleniu standardowemu przyjętego rozkładu prawdopodobieństwa [80], najczęściej określa się, gdy wyniki pomiarów obciążone są błędem systematycznym wynikającym z dokładności przyrządów wykorzystanych w torze pomiarowym. W takim przypadku niepewność tę można w pomiarach bezpośrednich określić jako [71]:

$$u_B = \frac{\Delta g}{\sqrt{3}}, \quad (6.12)$$

gdzie  $\Delta g$  to błąd pomiaru wynikający z klasy przyrządu.

W powyższej zależności zakłada się rozkład jednostajny prawdopodobieństwa wystąpienia wartości prawdziwej w przedziale  $\pm \Delta g$ . Całkowitą niepewność typu B można wyznaczyć z zależności:

$$u_{BC} = k_B(\alpha) \cdot u_B, \quad (6.13)$$

gdzie  $k_B(\alpha)$  oznacza wartość zmiennej standaryzowanej określonego rozkładu prawdopodobieństwa (np. dla rozkładu jednostajnego  $k_B(\alpha) = \alpha \cdot \sqrt{3}$ ).

W przypadku wykonywania pomiarów pośrednich, w ocenie niepewności całkowitej, należy uwzględnić wszystkie niepewności standardowe typu B, zgodnie z następującą zależnością [71]:

$$u_{By} = \sqrt{\sum_{j=1}^m \left( \frac{\partial y}{\partial x_j} \right)^2 \cdot u_{Bj}^2}. \quad (6.14)$$

Zakładając, że funkcja  $y = f(x_j)$  jest liniowa, zmienne  $x_j$  nie są skorelowane, a  $\left( \frac{\partial y}{\partial x_j} \right)^2 = 1$ , niepewność rozszerzona obliczana metodą typu B przyjmie postać [83]:

$$u_{BC} = k_B(\alpha) u_{By}. \quad (6.15)$$

W takim przypadku, aby wyznaczyć wartość współczynnika  $k_B(\alpha)$  na określonym poziomie prawdopodobieństwa  $\alpha$ , musimy znać splot rozkładów jednostajnych. Jeżeli liczba składowych niepewności standardowych uwzględnianych w metodzie typu B jest większa niż dwa, to splot trzech i więcej rozkładów jednostajnych jest zbieżny do rozkładu normalnego.

W przypadku niepewności z dwiema składowymi łączna niepewność standardowa wyznaczana w oparciu o metodę typu B wynosi:

$$u_{B\bar{L}} = \sqrt{u_{B1}^2 + u_{B2}^2}.$$

Splot dwóch rozkładów jednostajnych jest rozkładem trapezowym (lub rozkładem trójkątnym, gdy obydwa rozkłady jednostajne mają równe wariancje).

W przypadku gdy podczas przeprowadzania pomiarów występują równocześnie obydwie typy niepewności, należy wyznaczyć niepewność standardową łączną, jako pierwiastek z sumy kwadratów tych niepewności [83]:

$$u_{AB} = u_L = \sqrt{u_A^2 + u_B^2}, \quad (6.16)$$

natomiast niepewność całkowitą można wyznaczyć z zależności:

$$u_{ABC} = k_{AB}(\alpha) \cdot u_{AB}. \quad (6.17)$$

Współczynnik  $k_{AB}(\alpha)$  zależy od poziomu ufności  $\alpha$  oraz od ilorazu odchyłek standardowych rozkładów składowych  $k_{AB}(\alpha) = f\left(\alpha, \frac{\sigma_A}{\sigma_B}\right)$ . Przyjmuje się, że niezany splot rozkładu normalnego i jednostajnego można przybliżyć [80]:

- rozkładem normalnym, gdy  $\sigma_N \geq \sigma_J$  lub gdy  $u_{ACy} \geq u_{BCy}$ ,
- rozkładem jednostajnym, gdy  $\sigma_N < \sigma_J$  lub gdy  $u_{ACy} < u_{BCy}$ .

Niepewność standardowa dla średniej  $\bar{y}$  wynosi:

$$u_{\bar{y}} = \sqrt{\sum_{j=1}^m \left(\frac{\partial y}{\partial \bar{x}_j}\right)^2 u_{Lj}^2}. \quad (6.18)$$

W przypadku gdy zmienne losowe  $x_j$  oraz związane z nimi średnie  $\bar{x}_j$  są skorelowane, fakt ten należy uwzględnić podczas wyznaczania niepewności standardowej dla średniej, uwzględniając w równaniu (6.18) kowariancję zgodnie z równaniem (6.10). Oceniając niepewność całkowitą współczynnik  $k(\alpha)$  można przyjąć dla przyjętego poziomu ufności według tabeli 6.1 lub zastosować metodę przybliżoną.

Niepewność wartości maksymalnych mezurandów autorzy wyznaczali według metodologii zaproponowanej w pracy [71]. W tym celu:

- zidentyfikowano źródła niepewności,
- wyznaczono standardową niepewność metodą typu A,
- wyznaczono standardową niepewność metodą typu B,
- wyznaczono rozszerzone niepewności na poziomie ufności 95%.

Na rysunku 3.1 pokazano schemat stanowiska hamownianego. Na niepewność uzyskanych wyników pomiarów wpływ mają takie czynniki, jak: błędy liniowości, błędy kwantyzacji, nieściśłość definicji wielkości mierzonej, niejednorodność ładunku, błędy wywołane szumami, błędy związane z dryftem temperaturowym itp. Dla silnika pracującego w ustalonych warunkach można przyjąć, że

w kolejnych cyklach roboczych rejestrujemy maksymalne wartości (np. ciśnienia w cylindrze), co odpowiada niezależnym obserwacjom wykonanym w tych samych warunkach, tej samej wielkości wejściowej. Takie podejście umożliwia wyznaczenie niepewności standardowej metodą typu A, określającej wpływ czynników losowych na dokładność pomiarów. Niepewność wyznaczana w rozprawie metodą typu B jest sumą niepewności wynikających z klas dokładności elementów użytych w poszczególnych torach pomiarowych, określającą wpływ błędów systematycznych na dokładność pomiarów.

Dla każdej mierzonej wielkości wykonano analizę niepewności pomiaru w oparciu o uzyskane dane pomiarowe oraz posiadane informacje dotyczące błędów systematycznych elementów wykorzystywanych w torze pomiarowym. Dokonując dekompozycji toru pomiarowego, uwzględniano błędy poszczególnych elementów występujących w torze pomiarowym i składających się na sumaryczną niepewność określaną metodą typu B. Badając metodami statystycznymi rozrzut otrzymanych wyników, uwzględniano czynniki losowe wpływające na dokładność otrzymanych wyników pomiarów.

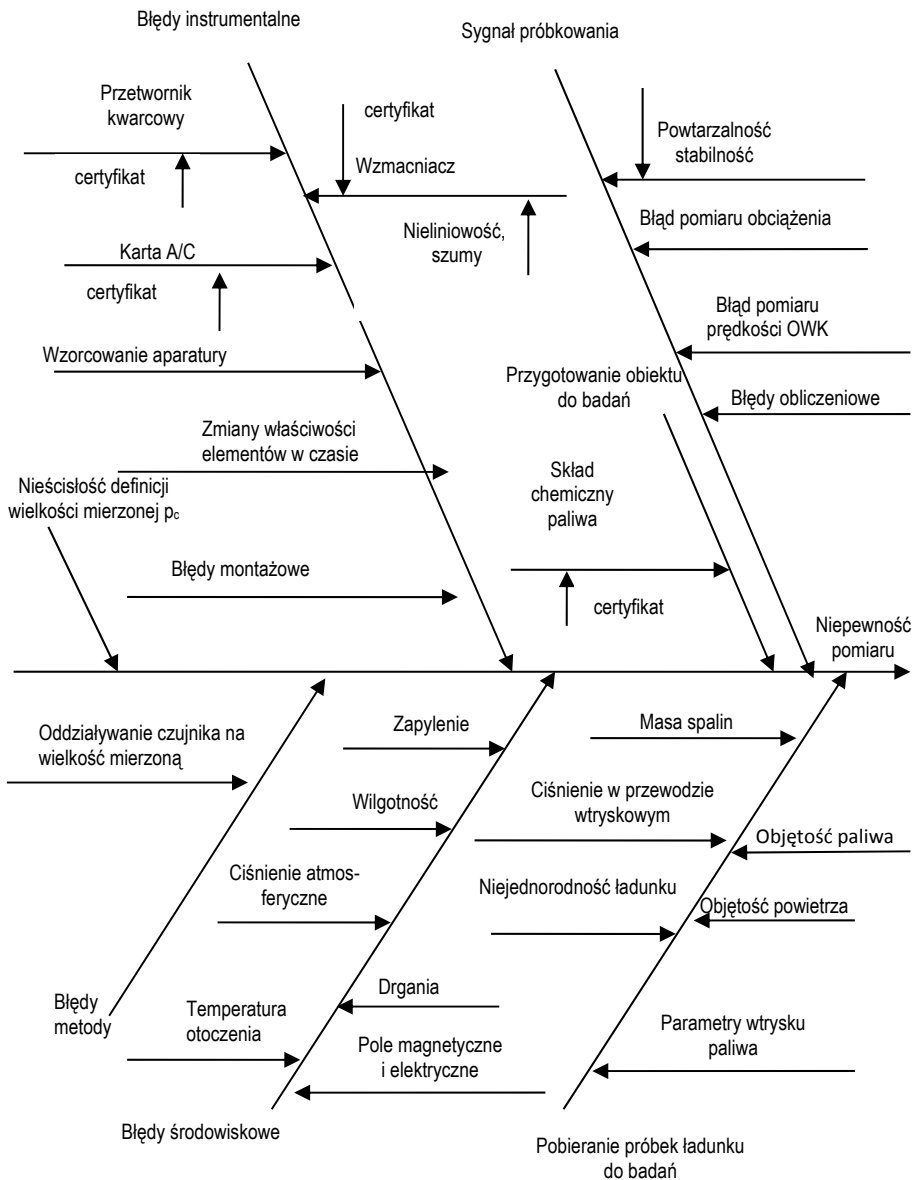
### **6.1. Niepewność pomiarów wartości maksymalnych ciśnienia w komorze spalania**

W trakcie wykonywania eksperymentów, zarówno na układ pomiarowy, jak i na obiekt będący przedmiotem badań, działa wiele czynników wpływających na niepewność uzyskanych wyników pomiarów. Do czynników tych możemy zaliczyć: nieścisłość definicji mezurandu  $p_c$ , błędy instrumentalne, przygotowanie paliwa do badań, błędy związane z sygnałem próbkowania, błędy metody, błędy środowiskowe itp. Czynniki te w postaci diagramu Ishikawy pokazano na rysunku 6.1 [1, 5].

W praktyce nie można uwzględnić, w sposób bezpośredni, wszystkich czynników wpływających na niepewność pomiarów wartości ciśnienia w komorze spalania, pokazanych na rysunku 6.1. Jest to spowodowane brakiem wiedzy na temat ilościowego wpływu poszczególnych czynników na niepewność wyznaczenia mezurandu.

Na niepewność pomiaru ciśnienia wpływ mają: błąd piezoelektrycznego czujnika ciśnienia QC34D AVL, błąd wzmacniacza ładunku CL111 oraz błąd przetworznika A/C KPCI-3110.





Rys. 6.1. Czynniki wpływające na niepewność pomiarów wartości ciśnienia w komorze spalania [1, 5]

Błąd czujnika QC34D AVL jest równy pierwiastkowi z sumy kwadratów błędów liniowości i dryftu temperaturowego:

$$\delta_c = \sqrt{\delta_{cl}^2 + \delta_{ct}^2}, \quad (6.19)$$

gdzie:

$\delta_{cl} = 0,2\%$  – względny błąd liniowości czujnika,

$\delta_{ct} = 0,12\%$  – dryft wynikający ze zmian temperatury.

Względny błąd piezoelektrycznego czujnika ciśnienia wynosi  $\delta_c = 0,23\%$ .

Na błąd wzmacniacza ładunku CL111 składają się: względny błąd liniowości oraz błąd związany z szumami wzmacniacza:

$$\delta_w = \sqrt{\delta_{wl}^2 + \delta_{ws}^2}, \quad (6.20)$$

gdzie:

$\delta_{wl} = 0,1\%$  – względny błąd liniowości wzmacniacza,

$\delta_{ws} = 0,2\%$  – względny błąd wynikający z szumów wzmacniacza.

Po uwzględnieniu powyższych danych obliczono błąd względny wzmacniacza ładunku, który wyniósł  $\delta_w = 0,22\%$ .

Błąd przetwornika A/C KPCI-3110 wynika z jego rozdzielczości i zakresu pomiarowego.

$$\delta_{ac} = \frac{\theta}{zakres} \cdot 100\%, \quad (6.21)$$

gdzie  $\theta$  to przedział kwantowania przetwornika [V], który można wyznaczyć jako:

$$\theta = \frac{zakres}{2^r}, \quad (6.22)$$

gdzie:

*zakres* – zakres przetwarzania przetwornika A/C dla KPCI-3110 wynoszący:

$$zakres = \pm 10 V,$$

*r* – rozdzielczość przetwornika,  $r = 12$  bitów.

Względny błąd przetwornika A/C użytego w torze pomiarowym wynosi  $\delta_{ac} = 0,024\%$ .

Względny błąd pomiaru ciśnienia  $p_c$  wynikający z użytego toru pomiarowego można wyznaczyć z następującej zależności:

$$\delta = \sqrt{\delta_c^2 + \delta_w^2 + \delta_{ac}^2}. \quad (6.23)$$

Błąd ten wyniósł:  $\delta = 0,32\%$ .

Bezwzględna wartość tego błędu, odniesiona do zakresu pomiarowego czujnika QC34D wynoszącego 25 MPa, wynosi:  $\Delta p_c = 0,080$  MPa. Niepewność standardowa typu B wyznaczono, zakładając rozkład jednostajny prawdopodobieństwa wystąpienia wartości prawdziwej w wyznaczonym przedziale  $\pm \Delta p_c$ :

$$u_B = \frac{\Delta p_c}{\sqrt{3}}$$

Tak obliczona wartość niepewności wyznaczonej metodą typu B wyniosła:  $u_B = 0,046$  MPa (tab. 6.2).

W celu wyznaczenia standardowej niepewności metodą typu A zastosowano zależność (6.4), w której wykorzystano, jako wielkości wejściowe, 50 maksymalnych wartości ciśnienia, zarejestrowanych w komorze spalania dla kolejnych cykli roboczych. Zestawienie wyników obliczeń niepewności pomiaru maksymalnych wartości ciśnienia w komorze spalania, uzyskanych w kolejnych cyklach roboczych silnika, pokazano w tabeli 6.3. Obliczając niepewność rozszerzoną na poziomie ufności 95%, uwzględniono wyniki testów zgodności rozkładu wartości maksymalnych ciśnień, uzyskanych w kolejnych cyklach roboczych z rozkładem normalnym. Wyniki te nie dają podstaw do odrzucenia hipotezy zerowej o zgodności rozkładu analizowanego mezurandu z rozkładem normalnym i pozwalają przyjąć wartość współczynnika rozszerzenia  $k_{AB}(\alpha) = 1,96$ .

**TABELA 6.2.** Niepewność wyznaczona metodą typu B pomiaru maksymalnych wartości ciśnienia w komorze spalania, uzyskanych w kolejnych cyklach roboczych, dla silnika pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej, zasilanego ON

Czujnik piezoelektryczny QC34D AVL	
zakres pomiarowy	25 MPa
względny błąd liniowości	$\delta_{cl} = 0,2\%$
dryft temperaturowy	$\delta_{ct} = 0,12\%$
błąd względny	$\delta_c = 0,23\%$
Wzmacniacz ładunku CL111 ZEPWN Marki	
względny błąd liniowości	$\delta_{wl} = 0,1\%$
względny błąd wynikający z szumów wzmacniacza	$\delta_{ws} = 0,2\%$
błąd względny	$\delta_w = 0,22\%$

cd. tabeli 6.2

Przetwornik A/C KPCI-3110 Keithley	
rozdzielczość przetwornika $r$	12 bitów
zakres przetwarzania	$\pm 10$ V
przedział kwantowania A/C	0,0024 V
względny błąd przetwornika A/C	$\delta_{ac} = 0,024\%$
względny błąd pomiaru ciśnienia $p_c$	$\delta = 0,32\%$
bezwzględna wartość błędu odniesiona do maksymalnego zakresu pomiarowego	$\Delta p_c = 0,080$ MPa
niepewność typu B	$u_B = 0,046$ MPa
niepewność rozszerzona dla $\alpha = 95\%$	$u_B = 0,090$ MPa

**TABELA 6.3.** Niepewność wyznaczona metodą typu A pomiaru maksymalnych wartości ciśnienia w komorze spalania, uzyskanych w kolejnych cyklach roboczych, dla silnika pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej, zasilanego ON

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
$u_A$ [MPa]	0,015	0,014	0,012	0,015	0,014	0,012
Niepewność rozszerzona						
$u_A$ [MPa] dla $\alpha = 95\%$	0,029	0,027	0,024	0,029	0,027	0,024

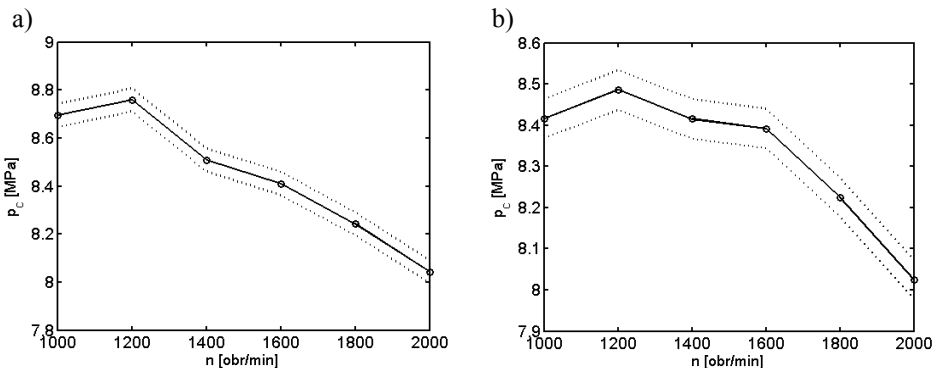
Niepewność wyznaczenia wartości średniej maksymalnego ciśnienia w komorze spalania osiąga większe wartości, gdy wyznaczana jest metodą typu B. Standardowa niepewność wartości średniej maksymalnego ciśnienia w komorze spalania, wyznaczona metodą typu B, jest zbliżona dla wszystkich prędkości obrotowych i wynosi około 0,05 MPa. Przebieg średnich wartości ciśnienia maksymalnego w komorze spalania wraz z zaznaczonym przedziałem standardowej niepewności, wyznaczonej metodą typu B, pokazano na rysunku 6.2.

W przypadku gdy silnik zasilany był paliwem FAME w celu oceny niepewności obliczanej metodą typu A, zastosowano, analogicznie jak dla silnika zasilanego ON, zależność (6.4), w której wykorzystano jako wielkości wejściowe 50 maksymalnych wartości ciśnienia, zarejestrowanych w komorze spalania, dla kolejnych cykli roboczych. Zestawienie wyników obliczeń niepewności pomiaru maksymalnych wartości ciśnienia w komorze spalania pokazano w tabeli 6.4.

**TABELA 6.4.** Niepewność wyznaczona metodą typu A pomiaru maksymalnych wartości ciśnienia w komorze spalania, uzyskanych w kolejnych cyklach roboczych, dla silnika pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej, zasilanego FAME [7]

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
wartość średnia [MPa]	8,42	8,49	8,42	8,39	8,22	8,03
$\sigma_{p_c}$ [MPa]	0,085	–	0,104	0,090	0,083	0,093
$u_A$ [MPa]	0,0121	–	0,0148	0,0128	0,0118	0,0131
Niepewność rozszerzona						
$u_A$ [MPa] dla $\alpha = 95\%$	0,0237	–	0,0290	0,0251	0,0231	0,0257

Obliczając niepewność rozszerzoną na poziomie ufności 95%, uwzględniono wyniki testów zgodności rozkładu wartości maksymalnych ciśnień z rozkładem normalnym. Wyniki te w większości przypadków nie dają podstaw do odrzucenia hipotezy zerowej o zgodności rozkładu analizowanego mezurandu z rozkładem normalnym i pozwalają przyjąć współczynnik rozszerzenia  $k_A = 1,96$ . Ponieważ tor pomiarowy w trakcie przeprowadzania eksperymentu nie uległ zmianie, niepewność typu B jest taka sama jak dla silnika zasilanego ON.



**Rys. 6.2.** Średnie wartości ciśnienia maksymalnego w komorze spalania wraz z zaznaczonym przedziałem standardowej niepewności wyznaczonej metodą typu B: a) dla silnika zasilanego ON, b) dla silnika zasilanego FAME i pracującego według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych w zakresie  $n = 1000\div 2000$  obr./min [7]

W przypadku silnika pracującego według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych, niepewność wyznaczenia wartości średniej maksymalnego ciśnienia w komorze spalania, osiąga większe wartości, gdy wyznaczana jest metodą typu B

dla wszystkich prędkości obrotowych i dla wszystkich obciążeń. We wszystkich przypadkach standardowa niepewność wartości średniej maksymalnego ciśnienia w komorze spalania, wyznaczona metodą typu B, wynosi około 0,05 MPa. Przebieg średnich wartości ciśnienia maksymalnego w komorze spalania wraz z zaznaczonym przedziałem standardowej niepewności, wyznaczonej metodą typu B, dla silnika pracującego według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych pokazano na rysunku 6.2.

## 6.2. Niepewność pomiarów wartości maksymalnych ciśnienia wtrysku

Czynniki wpływające na niepewność uzyskanych wyników pomiarów ciśnienia  $p_w$  w króćcu wtryskiwacza, są bardzo zbliżone do pokazanych na rysunku 6.1. Czynniki uwzględnione w ocenie niepewności pomiarów metodą typu B wartości ciśnienia w króćcu wtryskiwacza są następujące: dla przetwornika CL31 – liniowość, dla wzmacniacza CL111 – liniowość i szumy, dla przetwornika AC KPCI-3110 – rozdzielczość.

Względny błąd piezoelektrycznego czujnika ciśnienia wynosi  $\delta_c = 0,5\%$ . Tak jak w przypadku pomiaru ciśnienia w komorze spalania, błąd wzmacniacza ładunku CL111 wynosi  $\delta_w = 0,22\%$ . Względny błąd przetwornika A/C KPCI-3110 użytego również w torze pomiarowym ciśnienia  $p_c$  wynosi  $\delta_{ac} = 0,024\%$ .

Względny błąd pomiaru ciśnienia  $p_w$  wynikający z użytego toru pomiarowego można wyznaczyć z zależności (6.23). Błąd ten wyniósł:  $\delta = 0,548\%$ .

Bezwzględna wartość tego błędu, odniesiona do zakresu pomiarowego czujnika CL31 wynoszącego 100 MPa, wynosi:  $\Delta p_c = 0,55$  MPa. Niepewność typu B wyznaczono zakładając rozkład jednostajny prawdopodobieństwa wystąpienia wartości prawdziwej w wyznaczonym przedziale  $\pm \Delta p_w$ .

$$u_B = \frac{\Delta p_w}{\sqrt{3}}$$

Tak obliczona metodą typu B wartość niepewności standardowej wyniosła:  $u_B = 0,32$  MPa (tab. 6.5).

Podobnie jak w przypadku ciśnienia w komorze spalania w celu oceny niepewności standardowej metodą typu A, dla wartości maksymalnych ciśnienia wtrysku, zastosowano zależność (6.4), w której wykorzystano, jako wielkości wejściowe, 50 maksymalnych wartości ciśnienia wtrysku, zarejestrowanych w kolejnych cyklach roboczych. Zestawienie wyników obliczeń niepewności pomiaru maksymalnych

wartości ciśnienia w króćcu wtryskiwacza, uzyskanych w kolejnych cyklach roboczych silnika, pokazano w tabeli 6.5. Obliczając niepewność rozszerzoną na poziomie ufności 95%, uwzględniono wyniki testów zgodności rozkładu wartości maksymalnych ciśnień wtrysku, uzyskanych w kolejnych cyklach roboczych z rozkładem normalnym. Wyniki te nie dają podstaw do odrzucenia hipotezy zerowej o zgodności rozkładu analizowanego mezurandu z rozkładem normalnym i pozwalają przyjąć wartość współczynnika rozszerzenia  $k_{AB}(\alpha) = 1,96$  (w większości przypadków).

**TABELA 6.5.** Niepewność wyznaczona metodą typu B pomiaru maksymalnych wartości ciśnienia w króćcu wtryskiwacza, uzyskanych w kolejnych cyklach roboczych, dla silnika pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej, zasilanego ON

Czujnik piezoelektryczny CL31	
zakres pomiarowy	100 MPa
względny błąd liniowości	$\delta_{cl} = 0,5\%$
błąd względny	$\delta_c = 0,5\%$
Wzmacniacz ładunku CL111 ZEPWN Marki	
względny błąd liniowości	$\delta_{wl} = 0,1\%$
względny błąd wynikający z szumów wzmacniacza	$\delta_{ws} = 0,2\%$
błąd względny	$\delta_w = 0,22\%$
Przetwornik A/C KPCI-3110 Keithley	
rozdzielczość przetwornika $r$	12 bitów
zakres przetwarzania	$\pm 10$ V
przedział kwantowania A/C	0,0024 V
względny błąd przetwornika A/C	$\delta_{ac} = 0,024\%$
względny błąd pomiaru ciśnienia $p_w$	$\delta = 0,547\%$
bezwzględna wartość błędu odniesiona do maksymalnego zakresu pomiarowego	$\Delta p_c = 0,547$ MPa
niepewność typu B	$u_B = 0,316$ MPa
niepewność rozszerzona dla $\alpha = 95\%$	$u_B = 0,619$ MPa

**TABELA 6.6.** Niepewność wyznaczona metodą typu A pomiaru maksymalnych wartości ciśnienia w króćcu wtryskiwacza, uzyskanych w kolejnych cyklach roboczych, dla silnika pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej, zasilanego ON

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
$u_A$ [MPa]	0,026	–	0,040	0,034	0,051	–
Niepewność rozszerzona						
$u_A$ [MPa] dla $\alpha = 95\%$	0,051	–	0,078	0,067	0,100	–

Niepewność wyznaczenia wartości średniej ciśnienia w króćcu wtryskiwacza osiąga znacznie większe wartości, gdy obliczana jest metodą typu B, dla wszystkich prędkości obrotowych. Standardowa niepewność wartości średniej maksymalnego ciśnienia wtrysku wyznaczana metodą typu B dla wszystkich prędkości obrotowych wynosi około 0,32 MPa. Przebieg średnich wartości ciśnienia maksymalnego w króćcu wtryskiwacza wraz z zaznaczonym przedziałem standardowej niepewności wyznaczonej metodą typu B pokazano na rysunku 6.3a.

Zestawienie wyników obliczeń niepewności pomiaru maksymalnych wartości ciśnienia w króćcu wtryskiwacza dla wyników uzyskanych w przypadku silnika zasilanego paliwem FAME pokazano w tabeli 6.7.

**TABELA 6.7.** Niepewność wyznaczona metodą typu A pomiaru maksymalnych wartości ciśnienia w króćcu wtryskiwacza, uzyskanych w kolejnych cyklach roboczych, dla silnika pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej, zasilanego FAME [7]

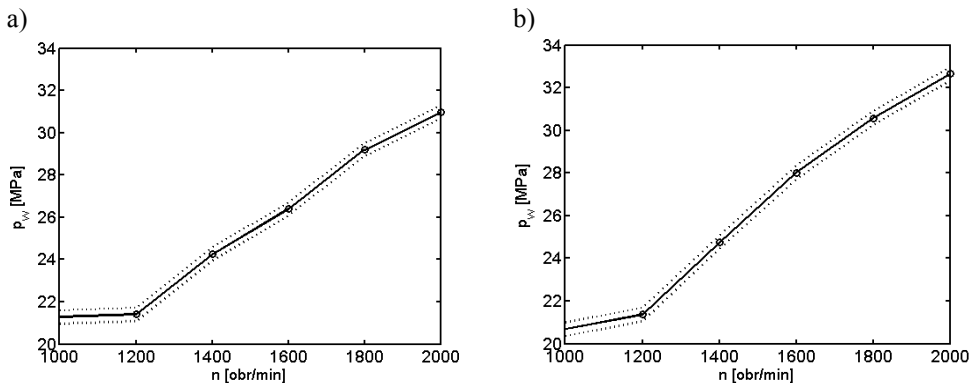
prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
wartość średnia [MPa]	20,60	21,36	24,75	28,02	30,57	32,64
$\sigma_{p_c}$ [MPa]	0,333	0,241	0,398	0,224	0,174	0,229
$u_A$ [MPa]	0,047	0,034	0,056	0,032	0,025	0,032
Niepewność rozszerzona						
$u_A$ [MPa] dla $\alpha = 95\%$	0,092	0,066	0,110	0,063	0,049	0,063

Obliczając niepewność rozszerzoną na poziomie ufności 95%, uwzględniono wyniki testów zgodności rozkładu wartości maksymalnych ciśnień wtrysku, uzyskanych w kolejnych cyklach roboczych z rozkładem normalnym. Wyniki te nie dają podstaw do odrzucenia hipotezy zerowej o zgodności rozkładu analizowanego



mezurandu z rozkładem normalnym i pozwalają przyjąć współczynnik rozszerzenia  $k_{\alpha} = 1,96$ . Ponieważ tor pomiarowy w trakcie przeprowadzania eksperymentu nie uległ zmianie, niepewność typu B jest taka sama, jak w przypadku gdy silnik zasilany był ON.

We wszystkich przypadkach niepewność wyznaczenia wartości średniej ciśnienia w króćcu wtryskiwacza osiąga większe wartości, gdy wyliczana jest metodą typu B. Niepewność ta wynosi około 0,32 MPa. Przebieg średnich wartości ciśnienia maksymalnego zarejestrowanego w króćcu wtryskiwacza, dla silnika pracującego według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych wraz z zaznaczonym przedziałem standardowej niepewności wyznaczonej metodą typu B, pokazano na rysunku 6.3.



**Rys. 6.3.** Średnie wartości ciśnienia wtrysku wraz z zaznaczonym przedziałem standardowej niepewności obliczonej metodą typu B dla silnika zasilanego: a) ON, b) FAME i pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej w zakresie  $n = 1000\div 2000$  obr./min [7]

### 6.3. Niepewność pomiarów wartości maksymalnych przemieszczenia iglicy wtryskiwacza

Czynniki wpływające na niepewność uzyskanych wyników pomiarów wzniosu iglicy wtryskiwacza uwzględniają błędy: liniowości czujnika przemieszczeń CL80, liniowości wzmacniacza ładunku CL104F oraz rozdzielczości przetwornika AC KPCI-3110.

Względny błąd czujnika przemieszczeń CL80 wynosi  $\delta_c = 1\%$ , błąd wzmacniacza ładunku CL104F  $\delta_w = 0,1\%$ , natomiast względny błąd przetwornika A/C KPCI-3110 użytego również w torze pomiarowym ciśnień  $\delta_{ac} = 0,024\%$ . Całkowita wartość błędu względnego związanego z niepewnością typu B można

wyznaczyć z zależności (6.23). Względna wartość błędu pomiaru wzniosu iglicy wyniosła  $\delta = 1,005\%$ , natomiast wartość bezwzględna błędu, odniesiona do maksymalnego zakresu pomiarowego (2 mm), wyniosła  $\Delta h_i = 0,02$  mm. Niepewność typu B wyznaczono, zakładając rozkład jednostajny prawdopodobieństwa wystąpienia wartości prawdziwej w wyznaczonym przedziale  $\Delta h_i$ , co dla wszystkich prędkości obrotowych daje taką samą wartość niepewności standardowej typu B:

$$u_B = \frac{\Delta h_i}{\sqrt{3}} = 0,012 \text{ mm.}$$

Podobnie jak w przypadku ciśnień w celu oceny niepewności standardowej metodą typu A dla wartości maksymalnych wzniosu iglicy wtryskiwacza zastosowano zależność (5.4), w której wykorzystano, jako wielkości wejściowe, 50 maksymalnych wartości  $h_i$ , zarejestrowanych w kolejnych cyklach roboczych. Zestawienie wyników obliczeń niepewności pomiaru maksymalnych wartości wzniosu iglicy wtryskiwacza, uzyskanych w kolejnych cyklach roboczych silnika, pokazano w tabeli 6.9. Obliczając niepewność rozszerzoną na poziomie ufności 95%, uwzględniono wyniki testów zgodności rozkładu wartości maksymalnych wzniosu iglicy, uzyskanych w kolejnych cyklach roboczych z rozkładem normalnym. Wyniki te, w niektórych przypadkach, dają podstawy do odrzucenia hipotezy zerowej o zgodności rozkładu analizowanego mezurandu z rozkładem normalnym. W związku z tym należy określić wartość współczynnika rozszerzenia  $k_B(\alpha)$ . Współczynnik ten powinien przyjmować wartości standaryzowane dla typu rozkładu prawdopodobieństwa określonego poprzez rozkład prawdopodobieństwa analizowanych zmiennych. W pracy przyjęto powszechnie uznawaną dla poziomu ufności 95% wartość  $k_B(\alpha) = 2$ .

Niepewność wyznaczenia wartości średniej wzniosu iglicy osiąga znacznie większe wartości, gdy obliczana jest metodą typu B. Standardowa niepewność obliczana metodą typu B wartości średniej maksymalnego wzniosu iglicy, dla wszystkich prędkości obrotowych, wynosi około 0,01 mm. Przebieg średnich wartości maksymalnego wzniosu iglicy wtryskiwacza wraz z zaznaczonym przedziałem standardowej niepewności, wyznaczonej metodą typu B, pokazano na rysunku 6.4.

**TABELA 6.8.** Niepewność wyznaczona metodą typu B pomiaru maksymalnych wartości wzniosu iglicy wtryskiwacza, uzyskanych w kolejnych cyklach roboczych, dla silnika pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej, zasilanego ON

Czujnik przemieszczenia CL80	
zakres pomiarowy	2 mm
względny błąd liniowości	$\delta_{cl} = 1\%$
błąd względny	$\delta_c = 1\%$
Wzmacniacz ładunku CL104F ZEPWN Marki	
względny błąd liniowości	$\delta_{wt} = 0,1\%$
błąd względny	$\delta_w = 0,1\%$
Przetwornik A/C KPCI-3110 Keithley	
rozdzielczość przetwornika $r$	12 bitów
zakres przetwarzania	$\pm 10$ V
przedział kwantowania A/C	0,0024 V
względny błąd przetwornika A/C	$\delta_{ac} = 0,024\%$
względny błąd pomiaru ciśnienia $p_w$	$\delta = 1,005\%$
bezwzględna wartość błędu odniesiona do maksymalnego zakresu pomiarowego	$\Delta h_i = 0,02$ mm
niepewność typu B	$u_B = 0,012$ mm
niepewność rozszerzona dla $\alpha = 95\%$	$u_B = 0,024$ mm

**TABELA 6.9.** Niepewność wyznaczona metodą typu A pomiaru maksymalnych wartości wzniosu iglicy wtryskiwacza, uzyskanych w kolejnych cyklach roboczych, dla silnika pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej, zasilanego ON

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
$u_A$ [mm]	0,0015	0,0024	–	–	–	0,0025
Niepewność rozszerzona						
$u_A$ [mm] dla $\alpha = 95\%$	0,0030	0,0048	–	–	–	0,0050

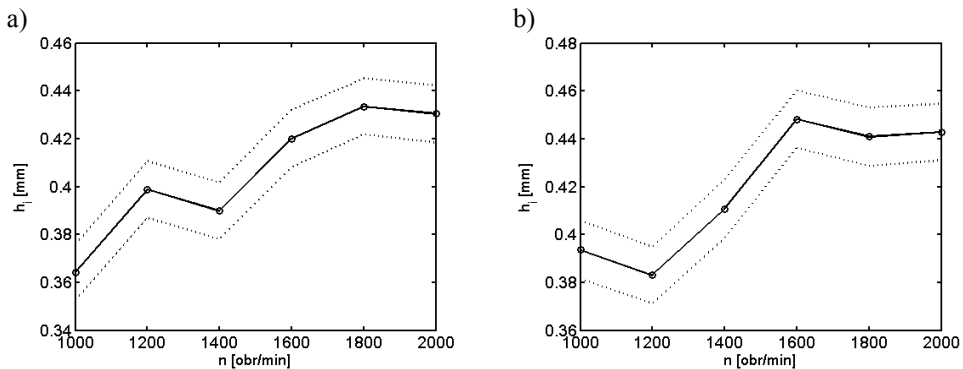
Obliczając niepewność wzniosu iglicy wtryskiwacza, w przypadku gdy silnik zasilany był paliwem FAME, zastosowano identyczną procedurę, jak dla wyników uzyskanych w przypadku zasilania silnika paliwem ON. Zestawienie wyników obliczeń niepewności pomiaru maksymalnych wartości wzniosu iglicy wtryskiwacza pokazano w tabeli 6.10.

**TABELA 6.10.** Niepewność wyznaczona metodą typu A pomiaru maksymalnych wartości wzniosu iglicy wtryskiwacza, uzyskanych w kolejnych cyklach roboczych, dla silnika pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej, zasilanego FAME [7]

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
wartość średnia [mm]	0,39	0,38	0,41	0,45	0,44	0,44
$\sigma_{h_i}$ [mm]	0,024	–	–	0,020	0,023	–
$u_A$ [mm]	0,003	–	–	0,003	0,003	–
Niepewność rozszerzona						
$u_A$ [mm] dla $\alpha = 95\%$	0,006	–	–	0,006	0,006	–

Obliczając niepewność rozszerzoną na poziomie ufności 95%, uwzględniono wyniki testów zgodności rozkładu wartości maksymalnych wzniosu iglicy, uzyskanych w kolejnych cyklach roboczych z rozkładem normalnym. W przypadku trzech prędkości obrotowych (1200, 1400 i 2000 obr./min), przynajmniej jeden z testów daje podstawy do odrzucenia hipotezy zerowej o zgodności rozkładu analizowanego mezurandu z rozkładem normalnym. Przyjęto współczynnik rozszerzenia  $k_\alpha = 2$ . Ponieważ tor pomiarowy w trakcie przeprowadzania eksperymentu nie uległ zmianie, niepewność typu B jest taka sama, jak w przypadku gdy silnik zasilany był ON.

Dla wszystkich warunków pracy silnika niepewność wyznaczenia wartości średniej wzniosu iglicy osiąga większe wartości, gdy wyznaczana jest metodą typu B i wynosi około 0,012 mm. Przebieg średnich wartości wzniosu iglicy wtryskiwacza wraz z zaznaczonym przedziałem standardowej niepewności wyznaczonej metodą typu B, dla silnika pracującego według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych, pokazano na rysunku 6.4.



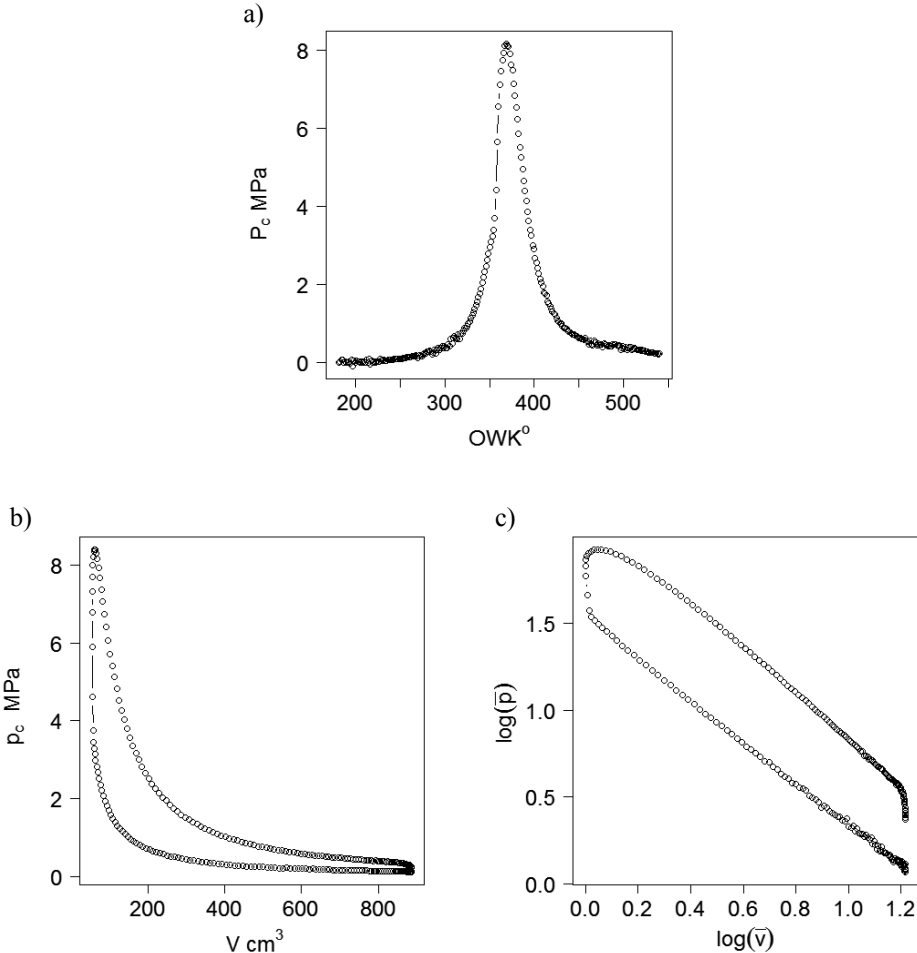
**Rys. 6.4.** Średnie wartości wzniosu iglicy wtryskiwacza wraz z zaznaczonym przedziałem standardowej niepewności wyznaczonej metodą typu B: a) dla silnika zasilanego ON, b) dla silnika zasilanego FAME i pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej w zakresie  $n = 1000\div 2000$  obr./min [7]

#### 6.4. Analiza metrologiczna wykresu indykatorowego

Eksperymentalnie otrzymane wykresy indykatorowe cyklu roboczego silnika w celu dalszych analiz powinny zostać przedstawione w postaci gładkich funkcji ciągłych. Można to uzyskać, stosując np. metody inteligencji obliczeniowej lub metodę funkcji sklejaných [3, 18]. Sposób ten pozwala analizować różne deskryptory cyklu roboczego silnika diesla wykorzystywane do dalszych analiz termodynamicznych, np. wyznaczania charakterystyk wydzielania ciepła podczas procesu spalania, badania emisji hałasu lub sterowania jego pracą. Analizując wykres indykatorowy metodą funkcji sklejaných, często zakładamy, że fazę sprężania oraz rozprężania czynnika roboczego można opisać, stosując równanie przemiany politropowej. Założenie to jest słuszne, gdy przeprowadzamy analizę w układzie termodynamicznie zamkniętym, przy niezmienniej ilości czynnika roboczego. Dlatego w pracy ograniczono rozważania do przedziału: od chwili zamknięcia zaworu dolotowego do otwarcia zaworu wylotowego. Wyznaczano wartość wykładnika występującego w równaniu przemiany politropowej na podstawie przeprowadzonych badań na stanowisku hamownianym. W monografii postanowiono sprawdzić również wpływ położenia wykresu indykatorowego względem punktu GMP na zmianę wartości obliczonego wykładnika. Badany silnik pracował w różnych warunkach stacjonarnych i był zasilany paliwem mineralnym lub biopaliwem.

Przebieg przykładowego wykresu indykatorowego sporządzonego w układzie otwartym i zamkniętym, dla silnika pracującego według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych z prędkością OWK  $n = 1600$  obr./min, zasilanego ON, przed-

stawiono na rysunku 6.5. Wykres ten sporządzono, uwzględniając uśrednione wartości ciśnienia zmierzonego w komorze spalania, w zakresie kątów OWK odpowiadających suwowi sprężania i rozprężania, a więc od kąta  $180^\circ$  do  $540^\circ$ OWK.



**Rys. 6.5.** Wykres indykatorowy przedstawiony w układzie: a) otwartym  $P_c - OWK$ , b) zamkniętym  $P_c - V$ , c) w układzie  $\log(\bar{p}), \log(\bar{v})$ , dla silnika zasilanego paliwem mineralnym i pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej,  $n = 1600$  obr./min (od  $180^\circ$  do  $540^\circ$ OWK)

Analiza literatury [11, 53] wykazuje, że model krzywej sprężania można przyjąć w następującej postaci:

$$p_c \vartheta^{m_x} = \text{const} = A,$$

gdzie wykładnik krzywej sprężania można opisać wielomianem [66]:

$$m_x = m_0 + m_1 S_x + \dots + m_a S_x^a.$$

Współczynniki:  $m_0, m_1, \dots, m_a$  są wyznaczone poprzez aproksymację przebiegu ciśnienia w przedziale, dla którego zachodzi sprężanie. Dla stopnia  $a = 0$  model ten staje się modelem politropowym. Zmienne  $p_c$  i  $v$ , występujące w równaniu krzywej sprężania, można sprowadzić do wielkości bezwymiarowych w następujący sposób:  $\bar{p} = \frac{p_c}{p_0}$  oraz  $\bar{v} = \frac{v}{v_0}$ . Bezwymiarowe ciśnienie  $\bar{p}$  można wyznaczyć jako ciśnienie  $p_c$  w komorze spalania, odniesione do ciśnienia otoczenia  $p_0$ . Bezwymiarową objętość komory spalania  $\bar{v}$  można wyznaczyć, jako chwilową objętość  $v$  cylindra zamkniętego tłokiem, odniesioną do objętości komory spalania  $v_0$ .

Po zlogarytmowaniu i uporządkowaniu otrzymanego wyniku otrzymujemy [53] liniowe równanie:

$$\log(\bar{p}) = -m_x \log(\bar{v}) + B,$$

w którym parametr  $B = \log(A)$  ma stałą wartość. Równanie to zostało w monografii wykorzystane do wyznaczenia wartości wykładnika politropy w przypadku sprężania, jak i rozprężania. Wykres indykatorowy dla suwów sprężania i rozprężania przedstawiony w układzie współrzędnych logarytmicznych pokazano na rysunku 6.5c. Wyznaczenie wartości wykładnika  $m_x$  polega na przedstawieniu wyników pomiarów (sprowadzonych wcześniej do wielkości bezwymiarowych) w logarytmicznym układzie współrzędnych, a następnie na znalezieniu za pomocą liniowej funkcji regresji, współczynnika kierunkowego prostej opisanej równaniem liniowym. Dla procesu sprężania regresję tę należy przeprowadzić dla zakresu kątów OWK: od kąta odpowiadającego zamknięciu zaworu dolotowego do kąta odpowiadającego początkowi procesu spalania  $\alpha_{ps}$ . Dla procesu rozprężania: od kąta odpowiadającego końcowi procesu spalania  $\alpha_{ks}$  do kąta odpowiadającego otwarciu zaworu wylotowego. Wartości kątów otwarcia i zamknięcia zaworów są znane. Problemem jest wyznaczenie kątów OWK odpowiadających początkowi procesu spalania  $\alpha_{ps}$  i końcowi procesu spalania  $\alpha_{ks}$ . Metoda intuicyjna polega na wyznaczeniu tych kątów w oparciu o wizualną ocenę krzywej sprężania i krzywej rozprężania. Za kąt  $\alpha_{ps}$  przyjmuje się taką wartość kąta OWK, dla której położenie na krzywej sprężania kolejnych punktów wykresu indykatorowego, przedstawionego w układzie  $\log(\bar{p}), \log(\bar{v})$ , zaczyna wyraźnie odbiegać od linii prostej. Za kąt  $\alpha_{ks}$  przyjmuje się taką wartość kąta OWK, dla której położenie kolejnych punktów na krzywej rozprężania, wykresu indykatorowego przedstawionego w układzie  $\log(\bar{p}), \log(\bar{v})$ , zaczyna dążyć do linii prostej.

Wartości wyznaczonych wykładników politrop: sprężania i rozprężania, wyznaczonych w oparciu o wartości kątów  $\alpha_{ps}$  i  $\alpha_{ks}$  uzyskanych metodą wizualną, przedstawiono w tabeli 6.11.

**TABELA 6.11.** Wartość współczynnika korelacji  $r_{\bar{p},\bar{v}}$ , wykładnika  $m_x$ , odchylenia standardowego  $\sigma_e$ , niepewności standardowej  $u_m$ , wyznaczone dla silnika zasilanego ON i pracującego według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych [7]

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
Sprężanie						
$r_{\bar{p},\bar{v}}$	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	0,998
$m_x$	1,19	1,19	1,23	1,19	1,21	1,23
$\sigma_e$	0,008	0,010	0,010	0,011	0,011	0,029
$u_m$	0,002	0,003	0,003	0,003	0,003	0,008
Rozprężanie						
$r_{\bar{p},\bar{v}}$	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	0,998
$m_x$	1,28	1,27	1,29	1,28	1,28	1,27
$\sigma_e$	0,020	0,020	0,020	0,019	0,021	0,027
$u_m$	0,007	0,007	0,007	0,007	0,007	0,009

Dla wszystkich przypadków wartość współczynnika korelacji świadczy o silnej zależności liniowej między analizowanymi zmiennymi. Wartości wykładników politropy sprężania przedstawione w tabeli 6.11 mieszczą się w przedziale od 1,19 do 1,23, natomiast wykładników politropy rozprężania w przedziale od 1,27 do 1,29. Odchylenia standardowe wartości z wykresu  $\log(\bar{p}), \log(\bar{v})$  względem wartości obliczonych w oparciu o model liniowy  $\sigma_e$ , osiągają nieco większe wartości w przypadku procesu rozprężania. Podobnie większe wartości dla tego procesu osiągają standardowe niepewności wyznaczenia wykładnika politropy (oznaczone jako  $u_m$ ).

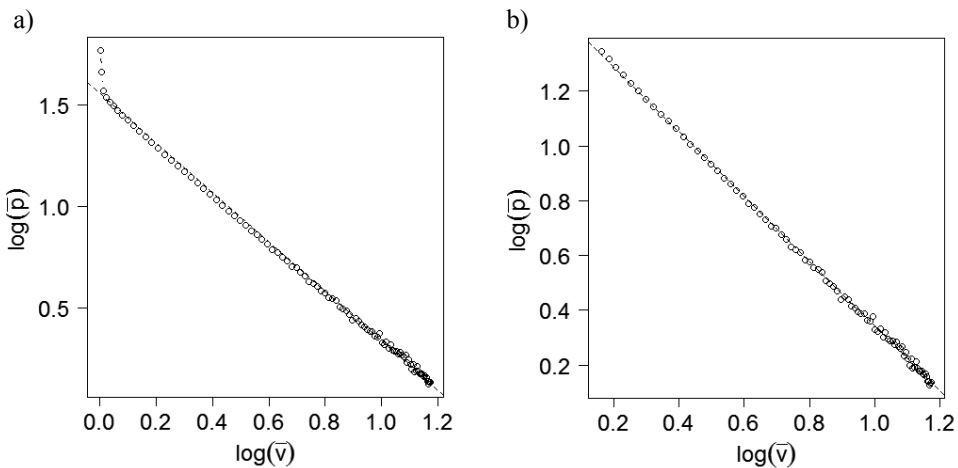
W monografii zastosowano procedurę, która pozwoliła na wyznaczenie przybliżonej wartości kątów  $\alpha_{ps}$  i  $\alpha_{ks}$ . W przypadku procesu sprężania procedura ta polega na wyznaczeniu wartości kąta  $\alpha_{ps}$ , dla którego tangens prostej przechodzącej przez dwa sąsiednie punkty odpowiadające kątom  $\alpha_{ps}$  i  $\alpha_{ps} - 1,4^\circ$  oraz współczynnik kierunkowy prostej wyznaczony dla wszystkich danych w przedziale ką-



tów OWK od  $\alpha_{ps}$  do kąta odpowiadającego zamknięciu zaworu dolotowego mają wartości nie różniące się od siebie więcej niż wartość przyjętego kryterium [13]:

$$\frac{\bar{p}(\alpha_{ps}) - \bar{p}(\alpha_{ps} - 1,4^\circ)}{\bar{v}(\alpha_{ps}) - \bar{v}(\alpha_{ps} - 1,4^\circ)} - m_x \leq k_{m_x}. \quad (6.24)$$

Przebieg krzywej sprężania w układzie logarytmicznym w zakresie kątowym OWK  $180^\circ \div 360^\circ$ , oraz w zakresie kątowym uzyskanym w oparciu o omówioną wyżej procedurę pokazano na rysunku 6.6. Przyjęto arbitralnie wartość kryterium  $k_{m_x} = 0,1$ , co odpowiada różnicy kątów nachyleń  $5,7^\circ$ .



**Rys. 6.6.** Przebieg krzywej sprężania w układzie  $\log(\bar{p}), \log(\bar{v})$ , dla silnika zasilanego dieslem i pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej,  $n = 1600$  obr./min: a) zakres od  $180^\circ$  do  $360^\circ$  OWK, b) zakres od  $180^\circ$  do  $\alpha_{ps}$  [13]

Skrypt 6.1 pozwala na wyznaczenie wartości wykładnika politropy sprężania.

### Skrypt 6.1. Wyznaczenie wykładnika politropy sprężania

```
#skrypt 6.1
rm(list = ls())
pc<- read.table("C:/Dane/on/14/pcawzg", header=FALSE, sep=" ", na.strings="NA",
dec=".", strip.white=TRUE)
objwzg<- read.table("C:/Dane/on/14/objwzg", header=FALSE, sep=" ",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
owk <- read.table("C:/Dane/on/14/owk", header=FALSE, sep=" ", na.strings="NA",
dec=".", strip.white=TRUE)
indeksowk<-0;owkps<-0;kore<-0;delta<-0
for (i in 2:50)
```

```

{
indeks<- 256-i
wsp <- lm(log10(pc[192:indeks,1])~objwzg[192:indeks,1])
delta[i] <- (log10(pc[256-i,1]) - log10(pc[257-i,1]))/(objwzg[256-i,1]-
objwzg[257-i,1])
if ( abs(delta[i] - wsp$coefficients[2]) < 0.1) break
}
mx<-abs(wsp$coefficients[2])
indeksowk<- 256-i
owkps<-owk$V1[indeksowk]
kortemp<-cor.test(objwzg[192:indeks,1], y =pc[192:indeks,1], method="pearson")
kore<-kortemp$estimate
par(family="arial", font=2, ps=18, mar=c(4.2,4.5,1,1))
plot(x=objwzg[192:indeks,1],y=log10(pc[192:indeks,1]), type="b", lwd=1.5, xlab=ex
pression(paste(log(bar(v)), " [-]")), las=1, ylab=expression(paste(log(bar(p)), "
[-]")), pch=1)
abline(lm(log10(pc[196:indeks,1])~objwzg[196:indeks,1]), col="black",
lty=2, lwd=1)

```

Zastosowanie wyżej omówionej procedury pozwala na zautomatyzowanie procesu wyznaczenia wartości wykładników  $m_x$ . Pozwala również na wyznaczenie zakresów kątów OWK, dla których modele regresji mają mniejszą wartość parametru  $\sigma_e$  niż, gdy zakres ten wyznaczany jest intuicyjnie. Wielkość  $\sigma_e$  jest odchyleniem standardowym wartości z badań względem wartości obliczonych modelem regresyjnym, i można ją wyrazić jako [85]:

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{n-2}}, \quad (6.25)$$

gdzie:

- $y_i$  – punkty rzeczywiste uzyskane na podstawie badań,
- $\hat{y}_i$  – punkty wyznaczone na podstawie modelu regresji.

W pracy postanowiono sprawdzić również wpływ położenia wykresu indykatorowego względem punktu GMP na zmianę wartości obliczonego wykładnika  $m_x$ . W tabeli 6.12 przedstawiono wartości wyznaczonych wykładników politropy sprężania dla różnych prędkości OWK. Można przyjąć dla wykładnika  $m_x$ , że jego wartość jest stała i wynosi około 1,20, odchylenie standardowe  $\sigma_e$  wynosi około 0,009, a standardowa niepewność wyznaczenia wartości współczynnika  $m_x$  wynosi około 0,002. Warto zwrócić uwagę na fakt, że wartość odchylenia standardowego  $\sigma_e$  dla prędkości OWK 2000 obr./min ma większą wartość niż w pozostałych przypadkach. Szczegółowa analiza przeprowadzona dla tego przypadku, wykazała, że można odrzucić hipotezę o zgodności rozkładu wartości współczynników  $m_x$  wyznaczonych dla kolejnych cykli roboczych z rozkładem normalnym na poziomie

istotności 0,05. W tabeli 6.12 przedstawiono też wyniki analizy wpływu przesunięcia położenia wykresu indykatorowego względem GMP na wartości wyznaczonych wykładników politropy sprężania. Przebieg ciśnienia przesuwno względem GMP o wielkość przedziału kąowego  $\Delta\alpha$  z jakim rejestrowano ciśnienie  $p_c$  ( $\Delta\alpha = 1,4^\circ$ ). Wartości wyznaczonych wykładników politropy sprężania różnią się od siebie w zależności od położenia wykresu indykatorowego względem GMP. Różnice względne  $\Delta m_x$  wyznaczano w następujący sposób:

$$\Delta m_x = \frac{m_{x(\alpha \pm 1.4^\circ)} - m_{x(\alpha)}}{m_{x(\alpha)}} \cdot 100\% . \quad (6.26)$$

Różnice względne wynoszą od około -3,7% do +3,8%, zależnie od prędkości OWK oraz od tego, czy wykres indykatorowy przesuwno w lewo czy też w prawo. W tabeli 6.12 podano również wartości współczynnika korelacji liniowej  $r$  pomiędzy wielkościami  $\log(\bar{p})$ ,  $\log(\bar{v})$ . We wszystkich przypadkach uzyskano bardzo wysoką wartość współczynnika korelacji liniowej.

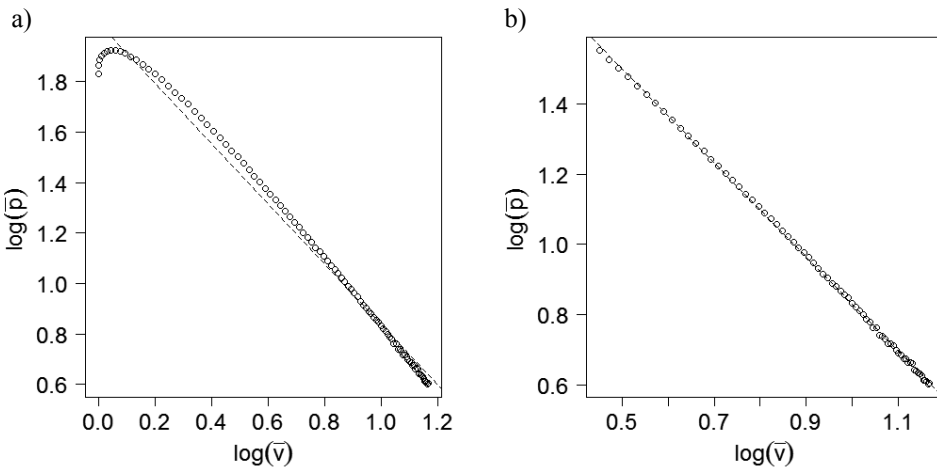
**TABELA 6.12.** Wpływ położenia wykresu indykatorowego względem GMP na wartość wykładnika politropy sprężania, dla silnika zasilanego ON, i pracującego według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
+0,0°OWK						
$r_{\bar{p}_c, \bar{v}}$	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	0,997
$m_x$	1,19	1,18	1,22	1,18	1,20	1,20
$\sigma_e$	0,007	0,009	0,009	0,010	0,008	0,028
$u_m$	0,002	0,003	0,003	0,004	0,003	0,011
$\alpha_{ps}$	348,75	350,16	348,75	344,53	345,94	343,13
$\Delta\alpha = +1,4^\circ$ OWK						
$r_{\bar{p}_c, \bar{v}}$	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	0,996
$m_x$	1,16	1,16	1,19	1,14	1,16	1,15
$\sigma_e$	0,008	0,009	0,009	0,010	0,009	0,029
$u_m$	0,003	0,003	0,003	0,004	0,003	0,012
$\alpha_{ps}$	350,16	347,34	345,94	338,91	341,72	338,91

cd. tabeli 6.12

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
$\Delta\alpha = -1,4^\circ\text{OWK}$						
$r_{\bar{p}_e, \bar{v}}$	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	0,998
$m_x$	1,21	1,21	1,25	1,21	1,23	1,24
$\sigma_e$	0,007	0,008	0,009	0,009	0,008	0,026
$u_m$	0,002	0,003	0,003	0,003	0,003	0,008
$\alpha_{ps}$	348,75	350,16	351,56	351,56	351,56	351,56
$\Delta m_x$ [%]						
$\Delta\alpha = +1,4^\circ\text{OWK}$	-2,03	-2,45	-2,38	-2,89	-2,84	-3,68
$\Delta\alpha = -1,4^\circ\text{OWK}$	2,11	2,03	2,13	2,72	2,50	3,76

Odchylenie standardowe  $\sigma_e$  osiąga największe wartości dla  $n = 2000$  obr./min. Podobnie największe wartości dla tej prędkości osiągają standardowe niepewności  $u_m$  wyznaczenia wykładnika politropy.



**Rys. 6.7.** Przebieg krzywej rozprężania w układzie  $\log(\bar{p}), \log(\bar{v})$ , dla silnika zasilanego dieslem i pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej,  $n = 1600$  obr./min: a) zakres od  $360^\circ$  do  $540^\circ\text{OWK}$ , b) zakres od  $\alpha_{KS}$  do  $495^\circ$  [13]

Analogiczną procedurę zastosowano w przypadku rozprężania. Przebieg krzywej rozprężania w układzie  $\log(\bar{p}), \log(\bar{v})$ , dla silnika zasilanego paliwem mine-

ralnym i pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej  $n = 1600$  obr./min, pokazano na rysunku 6.7.

W tabeli 6.13 zestawiono wartości wyznaczonych wykładników politropy rozprężania oraz wpływ przesunięcia położenia wykresu indykatorowego względem GMP na wartość wyznaczonych wykładników politropy rozprężania.

**TABELA 6.13.** Wpływ położenia wykresu indykatorowego względem GMP na wartość wykładnika politropy rozprężania, dla silnika zasilanego ON i pracującego według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych [7]

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
$+0,0^{\circ}\text{OWK}$						
$r_{\bar{p}_c, \bar{v}}$	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999
$m_x$	1,34	1,33	1,36	1,34	1,34	1,36
$\sigma_e$	0,009	0,008	0,006	0,005	0,007	0,012
$u_m$	0,005	0,004	0,003	0,003	0,003	0,007
$\alpha_{ks}$	393,75	393,75	396,56	396,56	393,75	397,97
$\Delta\alpha = +1,4^{\circ}\text{OWK}$						
$r_{\bar{p}_c, \bar{v}}$	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999
$m_x$	1,37	1,37	1,39	1,37	1,38	1,39
$\sigma_e$	0,009	0,008	0,006	0,005	0,006	0,012
$u_m$	0,005	0,005	0,003	0,003	0,004	0,008
$\alpha_{ks}$	395,16	395,16	397,97	397,97	397,97	399,38
$\Delta\alpha = -1,4^{\circ}\text{OWK}$						
$r_{\bar{p}_c, \bar{v}}$	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999
$m_x$	1,29	1,29	1,32	1,31	1,31	1,32
$\sigma_e$	0,011	0,009	0,005	0,005	0,006	0,012
$u_m$	0,005	0,004	0,003	0,003	0,003	0,007
$\alpha_{ks}$	385,31	388,13	395,16	395,16	392,34	396,56
$\Delta m_x$ [%]						
$\Delta\alpha = +1,4^{\circ}\text{OWK}$	2,46	2,55	2,51	2,54	2,99	2,51
$\Delta\alpha = -1,4^{\circ}\text{OWK}$	-3,58	-3,08	-2,58	-2,54	-2,39	-2,36

Analiza wyznaczonych wykładników politropy rozprężania, przedstawionych w tabeli 6.13, prowadzi do wniosku, że wyznaczone wartości różnią się od siebie w zależności od położenia wykresu indykatorowego względem GMP. Różnice te wynoszą od około -3,6% do +3,0%. Tak jak w przypadku sprężania, odchylenie standardowe  $\sigma_e$  i standardowe niepewności  $u_m$  wyznaczenia wykładnika politropy, osiągają największe wartości dla  $n = 2000$  obr./min. Wysokie wartości współczynnika korelacji potwierdzają istnienie zależności liniowej pomiędzy analizowanymi zmiennymi.

Analogiczną procedurę pozwalającą na wyznaczenie wykładników politropy sprężania i rozprężania zastosowano dla danych uzyskanych, gdy silnik pracował według charakterystyk obciążeniowych. Uzyskane wyniki przedstawiono w tabelach 6.14 i 6.15.

**TABELA 6.14.** Wpływ położenia wykresu indykatorowego względem GMP na wartość wykładnika politropy sprężania, dla silnika zasilanego ON i pracującego według charakterystyk obciążeniowych  $n = 1600$  obr./min [7]

Ne [kW]	8	12	16	20
+0,0°OWK				
$r_{\bar{p}_c, \bar{v}}$	0,999	0,999	0,999	0,999
$m_x$	1,220	1,224	1,223	1,215
$\sigma_e$	0,010	0,009	0,009	0,009
$u_m$	0,003	0,003	0,004	0,003
$\alpha_{ps}$	345,94	347,34	343,13	344,53
$\Delta\alpha = +1,4^\circ\text{OWK}$				
$r_{\bar{p}_c, \bar{v}}$	0,999	0,999	0,999	0,999
$m_x$	1,189	1,195	1,196	1,185
$\sigma_e$	0,010	0,009	0,010	0,009
$u_m$	0,004	0,003	0,004	0,003
$\alpha_{ps}$	341,72	344,53	344,53	343,13

cd. tabeli 6.14

Ne [kW]	8	12	16	20
$\Delta\alpha = -1,4^\circ\text{OWK}$				
$r_{\bar{p}_c, \bar{v}}$	0,999	0,999	0,999	0,999
$m_x$	1,248	1,251	1,254	1,244
$\sigma_e$	0,009	0,009	0,009	0,008
$u_m$	0,003	0,003	0,003	0,003
$\alpha_{ps}$	348,75	350,16	350,15	352,97
$\Delta m_x$ [%]				
$\Delta\alpha = +1,4^\circ\text{OWK}$	-2,54	-2,37	-2,21	-2,47
$\Delta\alpha = -1,4^\circ\text{OWK}$	2,30	2,21	2,53	2,39

Z danych w tabeli 6.14 widać, że wartości wyznaczonych wykładników politropy sprężania zmieniają się od -2,2% dla przesunięcia o  $+1,4^\circ\text{OWK}$ , do 2,4% dla przesunięcia  $-1,4^\circ\text{OWK}$ .

Odchylenie standardowe  $\sigma_e$  i standardowe niepewności  $u_m$  wyznaczenia wykładnika politropy, we wszystkich przypadkach, osiągają zbliżone wartości. Również dla wszystkich przypadków wysoka wartość współczynnika korelacji potwierdza istnienie zależności liniowej pomiędzy analizowanymi zmiennymi.

**TABELA 6.15.** Wpływ położenia wykresu indykatorowego względem GMP na wartość wykładnika politropy rozprężania, dla silnika zasilanego ON i pracującego według charakterystyk obciążeniowych  $n = 1600$  obr./min

Ne [kW]	8	12	16	20
$+0,0^\circ\text{OWK}$				
$r_{\bar{p}_c, \bar{v}}$	0,999	0,999	0,999	0,999
$m_x$	1,449	1,417	1,401	1,389
$\sigma_e$	0,008	0,008	0,008	0,007
$u_m$	0,005	0,004	0,004	0,004
$\alpha_{ks}$	396,56	395,16	395,16	399,36

cd. tabeli 6.15

Ne [kW]	8	12	16	20
$\Delta\alpha = +1,4^\circ\text{OWK}$				
$r_{\bar{p}_c, \bar{v}}$	0,999	0,999	0,999	0,999
$m_x$	1,501	1,465	1,437	1,424
$\sigma_e$	0,008	0,007	0,008	0,007
$u_m$	0,005	0,005	0,005	0,004
$\alpha_{ks}$	403,59	402,18	396,56	400,78
$\Delta\alpha = -1,4^\circ\text{OWK}$				
$r_{\bar{p}_c, \bar{v}}$	0,999	0,999	0,999	0,999
$m_x$	1,414	1,369	1,367	1,345
$\sigma_e$	0,008	0,009	0,008	0,007
$u_m$	0,004	0,004	0,004	0,004
$\alpha_{ks}$	395,16	388,13	393,75	393,75
$\Delta m_x$ [%]				
$\Delta\alpha = +1,4^\circ\text{OWK}$	3,59	3,39	2,57	2,52
$\Delta\alpha = -1,4^\circ\text{OWK}$	-2,42	-3,39	-2,43	-3,17

W przypadku politropy rozprężania zmiana wykładnika  $m_x$  wynosi od -3,4% do 3,6%. Odchylenie standardowe  $\sigma_e$  i standardowe niepewności  $u_m$  wyznaczenia wykładnika politropy, we wszystkich przypadkach, osiągają zbliżone wartości. Wartości te pozostają na takim samym poziomie, jak dla procesu sprężania. Również dla wszystkich przypadków wysoka wartość współczynnika korelacji potwierdza istnienie zależności liniowej pomiędzy analizowanymi zmiennymi.

W przypadku silnika pracującego według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych i zasilanego paliwem roślinnym FAME otrzymano wyniki przedstawione w tabelach 6.16 i 6.17. Wyznaczając współczynniki  $m_x$  zastosowano taką samą procedurę, jak dla silnika zasilanego paliwem mineralnym.



**TABELA 6.16.** Wartości wykładników dla politropy sprężania oraz wpływ położenia wykresu indykatorowego względem punktu GMP na wartość wykładnika, dla silnika zasilanego paliwem FAME i pracującego wg zewnętrznych charakterystyk prędkościowych [7]

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
$m_x$	1,19	1,20	1,19	1,19	1,22	1,21
$r$	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999
$\sigma_e$	0,009	0,007	0,010	0,010	0,009	0,008
$\Delta m_x$ [%]						
$\Delta\alpha = +1,4^\circ\text{OWK}$	-2,52	-2,50	-2,50	-2,52	-2,46	-2,48
$\Delta\alpha = -1,4^\circ\text{OWK}$	2,52	2,50	2,52	2,52	2,46	2,47

Analiza danych przedstawionych w tabeli 6.16 prowadzi do wniosku, że w przypadku zasilania silnika paliwem roślinnym FAME wartości współczynników politropy sprężania nie różnią się znacznie od wartości wyznaczonych dla silnika zasilanego paliwem mineralnym. Wpływ położenia wykresu indykatorowego względem GMP na wartości wykładników politropy sprężania wynosił około 2,5%.

Analogiczne wyniki uzyskane dla cyklu rozprężania przedstawiono w tabeli 6.17. Również w przypadku zasilania silnika paliwem FAME wartości współczynników politropy rozprężania nie różnią się znacznie od wartości wyznaczonych dla silnika zasilanego paliwem mineralnym. Wpływ położenia wykresu indykatorowego względem GMP na wartości wykładników politropy sprężania wynosił od 2 do 3%.

**TABELA 6.17.** Wpływ położenia wykresu indykatorowego względem GMP na wartość wykładnika politropy rozprężania, dla silnika zasilanego FAME i pracującego według wewnętrznych charakterystyk prędkościowych [7]

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
$m_x$	1,33	1,32	1,32	1,34	1,37	1,34
$r$	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999
$\sigma_e$	0,006	0,005	0,006	0,007	0,007	0,008
$\Delta m_x$ [%]						
$\Delta\alpha = +1,4^\circ\text{OWK}$	2,26	2,27	3,03	2,23	2,19	2,99
$\Delta\alpha = -1,4^\circ\text{OWK}$	-2,26	-3,03	-3,00	-2,24	-5,11	-2,24

## 6.6. Wnioski

We wszystkich analizowanych przypadkach znacznie większe wartości niepewności uzyskano wyznaczając ją metodą typu B. Na podstawie przeprowadzonej analizy można stwierdzić, że największy wpływ na wartość niepewności wyznaczoną metodą typu B poszczególnych torów pomiarowych ma jakość zastosowanego czujnika. Standardowe niepewności pomiarów wyniosły (niezależnie od warunków pracy silnika): dla ciśnienia w komorze spalania  $u_B = 0,05$  MPa, dla ciśnienia w króćcu wtryskiwacza  $u_B = 0,32$  MPa, oraz  $u_B = 0,012$  mm w przypadku wzniosu iglicy wtryskiwacza.

Zaproponowana w pracy procedura określania przybliżonej wartości kątów początku oraz końca spalania, pozwala na zautomatyzowanie procesu wyznaczenia wartości wykładników równań politrop. Pozwala również na wyznaczenie zakresów kątów OWK, dla których modele regresji mają mniejszą wartość parametru  $\sigma_e$  niż w przypadku gdy zakres ten wyznaczany jest intuicyjnie. Wysokie wartości współczynnika korelacji potwierdzają istnienie zależności liniowej  $r$  pomiędzy analizowanymi zmiennymi.

Przeprowadzone w pracy analizy pozwalają przyjąć, że dla zewnętrznych charakterystyk prędkościowych, dla różnych prędkości OWK, wartości wyznaczonych wykładników równań politrop są stałe. Dla równania politropy sprężania wynoszą około 1,20. Dla równania politropy rozprężania wynoszą około 1,34. Można również przyjąć, że dla charakterystyk obciążeniowych dla różnych prędkości OWK wartości wykładników są stałe. Dla politropy sprężania wynoszą około 1,22. Dla politropy rozprężania wynoszą 1,41. We wszystkich badanych przypadkach wartość odchylenia standardowego wykładnika politropy wynosi około 0,009.

Należy zwrócić uwagę na fakt, że wartość odchylenia standardowego wykładnika politropy sprężania wyznaczana dla charakterystyki zewnętrznej prędkościowej, dla prędkości OWK 2000 obr./min, ma większą wartość niż w pozostałych przypadkach. Szczegółowa analiza przeprowadzona dla tego przypadku, wykazała, że można odrzucić hipotezę o zgodności rozkładu wartości wykładników wyznaczonych dla kolejnych cykli roboczych z rozkładem normalnym na poziomie istotności 0,05.

Położenie wykresu indykatorowego względem punktu GMP wpływa na wartość wykładników w równaniach politrop sprężania i rozprężania. Maksymalne procentowe zmiany wartości wykładników mieszczą się w przedziale od -4% do +4%.

## 7. ANALIZA DESKRYPTORÓW SYGNAŁÓW CIŚNIENIA SPALANIA

---

Przegląd stanu wiedzy przeprowadzony w rozdziale 2 pozwala stwierdzić, że dokładne określenie położenia kąтового punktów charakteryzujących przebieg zmian ciśnienia w komorze spalania ma duży wpływ na właściwe sterowanie cyklem pracy silnika. Do ważniejszych deskryptorów sygnału ciśnienia spalania należą: kąt początku spalania, kąt maksymalnej prędkości wydzielania ciepła, kąt maksymalnej amplitudy, kąt, dla którego spalaniu uległo 50% masy wtrysniętego ładunku, średnie ciśnienie indykowane. W rozdziale niniejszym przedstawione zostaną aspekty analizy metrologicznej wybranych deskryptorów sygnału ciśnienia w komorze spalania. Punkt rozdziału linii ciśnienia ze spalaniem z linią sprężania, przyjmowany jest często, jako początek spalania. Na linii ciśnienia występuje punkt przegięcia, który może być wyraźny przy maksymalnym obciążeniu silnika i bardzo mało wyraźny przy małych obciążeniach [83]. Metody wyznaczania tego punktu polegające na analizie zmian wartości pierwszej pochodnej krzywej ciśnienia względem kąta OWK nie są proste i nie gwarantują uzyskania wymaganej dokładności. Sytuację tę komplikuje fakt, że równanie krzywej ciśnienia spalania nie jest znane [52].

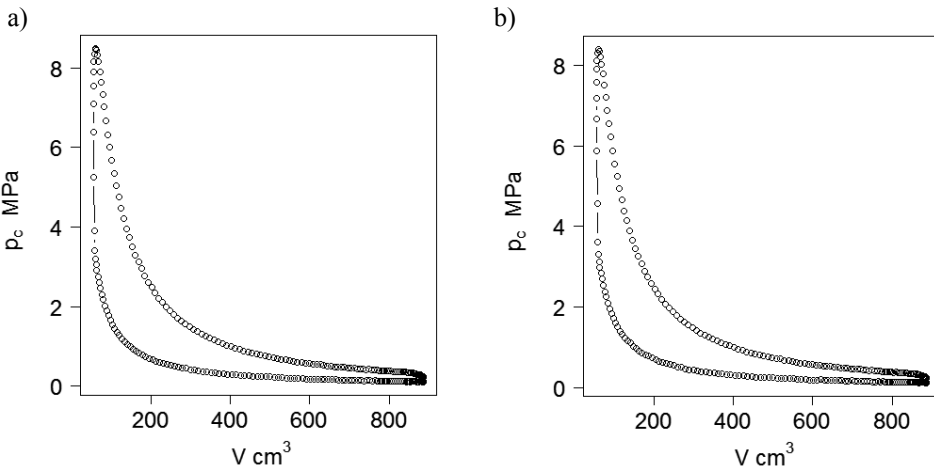
Na rysunkach 4.1, 4.7 i 4.10 widać pewną nierównomierność wartości rejestrowanych zmiennych (zarówno wartości maksymalnych, jak i przebiegów w funkcji kąta OWK) w ramach jednego, jak i wielu cykli pracy silnika. W rozdziałach poprzednich zostało wykazane, że wartości maksymalne mierzonych zmiennych można uznać za sygnały stacjonarne. Do oceny nierównomierności przebiegów stosuje się analizę współczynnika zmienności odchylenia standardowego [51, 64, 78]. Deskryptor ten w sposób ilościowy określa nierównomierność wartości rejestrowanych zmiennych widoczną na rysunkach 4.1, 4.7, 4.10.

W niniejszym rozdziale postanowiono przeprowadzić analizę deskryptorów sygnałów zarejestrowanych podczas indykowania silnika z zapłonem samoczynnym. Deskryptorami, które poddano analizie są współczynniki zmienności odchylenia standardowego zarejestrowanych sygnałów oraz średnie ciśnienie indykowane. Autorzy wykazali, że współczynnik zmienności odchylenia standardowego ciśnienia w komorze spalania może być wykorzystany do określenia charakterystycznych punktów cyklu pracy silników z zapłonem samoczynnym. Analizie poddano także średnie ciśnienie indykowane, które również można postrzegać jako deskryp-

tor sygnału ciśnienia w komorze spalania. Wyżej wymienione deskryptory analizowano w przypadku silnika spalinowego zasilanego ON oraz biopaliwem FAME.

### 7.1. Średnie ciśnienie indykowane

Średnie ciśnienie indykowane (ozn.  $p_{IND}$ ) definiowane jest jako umowna stała wartość ciśnienia, które działając na tłok w czasie jednego suwu wykona pracę równą teoretycznej pracy jednego cyklu silnika [4]. Miarą pracy indykowanej w trakcie suwu sprężania i suwu pracy jest pole powierzchni zawarte pomiędzy krzywymi przedstawionymi na zamkniętym wykresie indykatorowym sporządzonym w układzie  $p_c - V$ . Wykres ten przedstawiono na rysunku 7.1.



**Rys. 7.1.** Zamknięty wykres indykatorowy w zakresie suwów sprężania i pracy, dla silnika pracującego z prędkością  $n = 1400$  obr./min, według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej i zasilanego: a) paliwem mineralnym b) paliwem roślinnym

Wartość  $p_{IND}$  można wyznaczyć w oparciu o następującą zależność [10, 13]:

$$p_{IND} = \frac{1}{2V_{sk}} \sum_{i=2}^{512} [p_c(i-1) + p_c(i)] [V(i) - V(i-1)], \quad (7.1)$$

gdzie:

$p_c(i)$  – ciśnienie w komorze spalania zarejestrowane dla  $i$ -tego punktu pomiarowego cyklu roboczego,

$V(i)$  – objętość robocza cylindra odpowiadająca  $i$ -temu punktowi pomiarowemu w cyklu roboczym,

$V_{sk}$  – objętość skokowa cylindra.

Uwzględniając wymiary geometryczne, wzór na przemieszczenie tłoka:

$$x(i) = R[1 - \cos(\alpha(i)) + \frac{R}{4L}(1 - \cos(2\alpha(i)))]$$

oraz warunki pomiaru kąta OWK ( $\Delta\alpha = 1,4^\circ$ ), średnie ciśnienie indykowane możemy wyrazić jako [13]:

$$p_{IND} = \frac{1}{V_{sk}} \frac{\pi D^2}{8} R \sum_{i=1}^{511} [p_c(i) + p_c(i+1)]$$

$$\left[ -\cos(\alpha(i) + 1,4^\circ) - \frac{R}{4L} \cos(2(\alpha(i) + 1,4^\circ)) + \cos(\alpha(i)) + \frac{R}{4L} \cos(2\alpha(i)) \right] \quad (7.2)$$

gdzie:

$D$  – średnica tłoka,

$L$  – długość korbowodu,

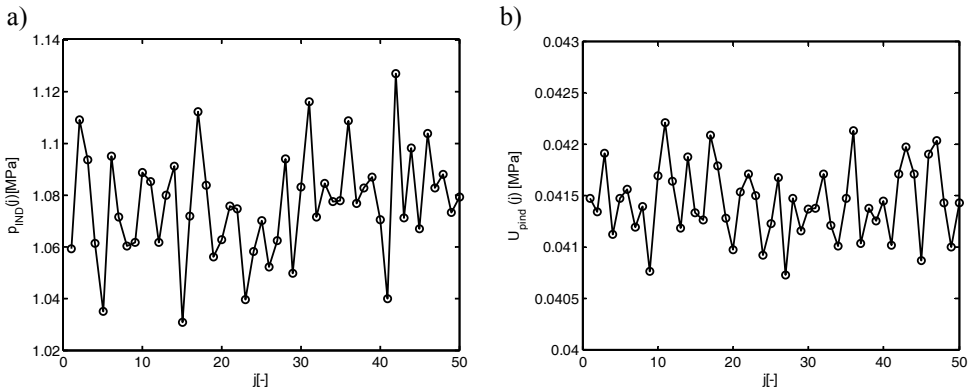
$R$  – promień wykorbienia.

Skrypt 7.1 pozwala na wyznaczenie wartości średniego ciśnienia indykowanego w kolejnych cyklach roboczych.

### Skrypt 7.1. Wyznaczenie wartości średniego ciśnienia indykowanego

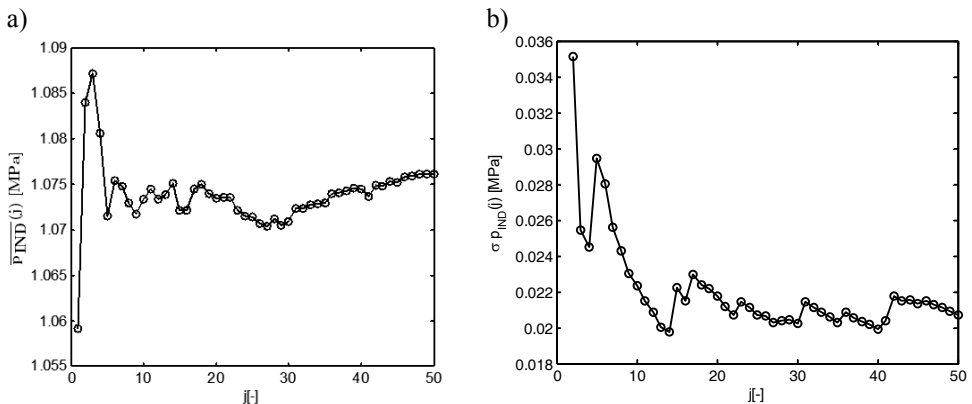
```
#skrypt7.1 R
library(pracma)
pc <- read.table("c:/dane/18/pc", header=FALSE, sep="", na.strings="NA",
dec=".", strip.white=TRUE)
pc<-data.matrix(pc)
obj512<- read.table("c:/dane/18/obj512", header=FALSE, sep="",
na.strings="NA", dec=".", strip.white=TRUE)
obj512<-data.matrix(obj512); obj<-obj512[128:384];obj<-data.matrix(obj);pc<-
pc[128:384,];
s<-pi*(91.44e-3)*(91.44e-3)/4; v<-s*(127e-3);
lteo<-0
for (i in 1:50)
{
lteo[i] <- trapez(obj,pc[,i])
}
cisind<-(lteo)/v;mean(cisind);std(cisind)/sqrt(50)/1e6;
```

Na rysunku 7.2a pokazano przykładowe wartości średniego ciśnienia indykowanego w kolejnych cyklach dla silnika zasilanego ON, pracującego z prędkością 1800 obr./min według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej.



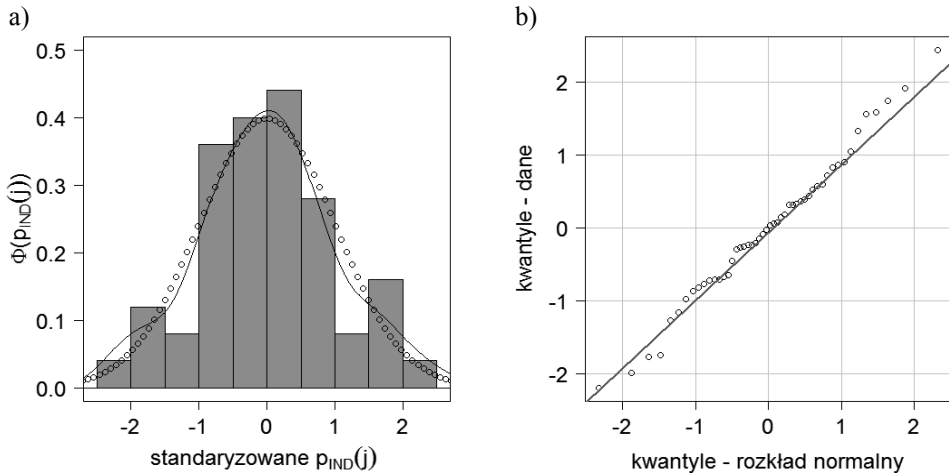
**Rys. 7.2.** a) wartości średniego ciśnienia indykowanego, b) niepewność standardowa średniego ciśnienia indykowanego wyznaczona metodą typu B, dla kolejnych cykli roboczych, dla silnika zasilanego ON oraz pracującego z prędkością 1800 obr./min [7]

Do oceny stacjonarności tego przebiegu zastosowano taką samą procedurę jak w przypadku badania stacjonarności przebiegów ciśnień przedstawioną w rozdziale 5. Uśrednianą od pierwszego cyklu roboczego wartość sygnału oraz odchylenie standardowe wyznaczonego przebiegu pokazano na rysunku 7.3. Z uzyskanego wykresu widać, że wraz ze wzrostem liczebności próby, z której obliczano wartość średnią i odchylenie standardowe, parametry te stabilizują się. Można więc uznać, że badany sygnał jest stacjonarny.



**Rys. 7.3.** Średnie ciśnienie indykowane w kolejnych cyklach: a) wartości uśrednione od pierwszego cyklu roboczego, b) wartości odchylenia standardowego, dla silnika zasilanego ON, pracującego z prędkością  $n = 1800$  obr./min według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej [7]

W celu oceny zgodności rozkładu wartości ciśnień  $p_{IND}$  z rozkładem normalnym, dane pomiarowe poddano procesowi normalizacji. Następnie sporządzono histogram wraz z naniesionymi rozkładami gęstości prawdopodobieństwa obliczonych ciśnień  $p_{IND}$  i danych teoretycznych pochodzących z rozkładu normalnego, który został przedstawiony na rysunku 7.4a.



**Rys. 7.4.** a) histogram z rozkładem gęstości dla standaryzowanych wartości średnich ciśnień indykowanych, dla silnika zasilanego paliwem mineralnym i pracującego z prędkością  $n = 1800$  obr./min według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej, b) rozkład porównawczy kwantyli [7]

Sporządzono również wykres przedstawiający rozkład porównawczy kwantyli uzyskanych w oparciu o dane obliczeniowe i rozkład teoretyczny. Wykresy przedstawione na rysunku 7.4 potwierdzają duże podobieństwo rozkładu wartości średniego ciśnienia indykowanego do rozkładu normalnego. Uzyskane wyniki przeprowadzonych testów Pearsona i Lillieforsa, dla wszystkich prędkości obrotowych, nie dały podstaw do odrzucenia hipotezy zerowej (o zgodności rozkładu wartości średnich ciśnień indykowanych z rozkładem normalnym) na poziomie istotności  $\alpha = 0,05$ . Autorzy niniejszej rozprawy obliczyli standardową niepewność wyznaczenia wartości średniego ciśnienia indykowanego metodą typu B i metodą typu A. W rozważanym przypadku niepewność standardową dla średniego ciśnienia indykowanego obliczaną metodą typu B możemy wyznaczyć według następującej zależności [10]:

$$u_{Bp_{ind}} = \sqrt{\left(\frac{\partial p_{IND}}{\partial p_c}\right)^2 u_{Bp_c}^2 + \left(\frac{\partial p_{IND}}{\partial \alpha}\right)^2 u_{B\alpha}^2} \quad (7.3)$$

Uwzględniając zależność (7.2), pochodne cząstkowe występujące w zależności (7.3) można wyrazić jako:

$$\frac{\partial p_{IND}}{\partial p_c} = \frac{\pi D^2 R}{4V_{sk}} \sum_{i=2}^{512} \left( -\cos(\alpha(i-1) + 1,4^\circ) - \frac{R}{4L} \cos(2(\alpha(i-1) + 1,4^\circ)) \right. \\ \left. + \cos(\alpha(i-1)) + \frac{R}{4L} \cos(2\alpha(i-1)) \right)$$

$$\frac{\partial p_{IND}}{\partial \alpha} = \frac{\pi D^2 R}{8V_{sk}} \sum_{i=2}^{512} (p_c(i-1) + p_c(i)) \times \\ \left( \sin(\alpha(i-1) + 1,4^\circ) + \frac{R}{2L} \sin(2(\alpha(i-1) + 1,4^\circ)) - \sin(\alpha(i-1)) \right. \\ \left. - \frac{R}{2L} \sin(2\alpha(i-1)) \right)$$

Wartość standardowej niepewności pomiaru ciśnienia  $p_c$ , wyznaczonej metodą typu B według zależności (6.23), wynosi  $u_{Bp_c} = 0,046$  MPa. Jako standardową niepewność pomiaru kąta OWK metodą typu B przyjęto wartość połowy kroku kąтового, z jakim rejestrowano mierzone parametry  $u_{B\alpha} = 0,7^\circ$ . Przykładowe wartości standardowej niepewności obliczonej metodą typu B ciśnienia  $p_{IND}$  dla 50-ciu cykli roboczych, w przypadku silnika pracującego z prędkością wału korbowego  $n = 1800$  obr./min, pokazano na rysunku 7.2b. Pokazane wartości niepewności zawierają się w przedziale od 0,040 do 0,042 MPa, dla poszczególnych cykli roboczych silnika.

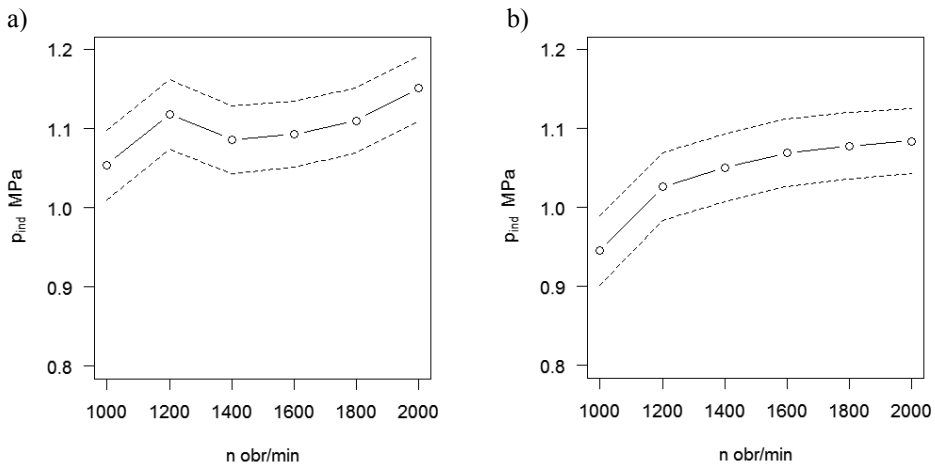
Wartości średnie ciśnienia  $p_{IND}$  wyznaczone w zakresie kątów OWK odpowiadających suwowi sprężania i rozprężania dla silnika zasilanego paliwem mineralnym lub roślinnym przedstawiono w tabeli 7.1. Dla tak otrzymanych wartości wyznaczono ich standardową niepewność (metodą typu A).

Pokazane w tabeli 7.1 wyniki, wskazują, że w przypadku zasilania silnika olejem napędowym dla wszystkich prędkości obrotowych średnia wartość  $p_{IND}$  pozostaje na zbliżonym poziomie, zwiększając się od 1,05 do 1,15 MPa. Standardowa niepewność wartości średniej  $p_{IND}$  wyznaczona metodą typu A wynosi 0,002 MPa. Średnie wartości standardowej niepewności  $\bar{u}_{Bp_{IND}}$  maleją nieznacznie wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wału korbowego, przyjmując wartości od 0,044 do 0,041 MPa.



**TABELA 7.1.** Zależność od prędkości OWK, wartości średnie ciśnienia  $p_{IND}$ , standardowa niepewność wyznaczenia wartości średniej średniego ciśnienia indykowanego  $u_{A\bar{p}_{IND}}$ , średnia wartość standardowej, niepewność wyznaczenia średniego ciśnienia indykowanego  $\bar{u}_{Bp_{IND}}$ , silnik pracujący według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
Silnik zasilany ON						
$\bar{p}_{IND}$ [MPa]	1,054	1,118	1,086	1,093	1,110	1,151
$u_{A\bar{p}_{IND}}$ [MPa]	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002
$\bar{u}_{Bp_{IND}}$ [MPa]	0,044	0,044	0,043	0,042	0,041	0,041
Silnik zasilany FAME						
$\bar{p}_{IND}$ [MPa]	0,945	1,026	1,050	1,069	1,078	1,084
$u_{A\bar{p}_{IND}}$ [MPa]	0,002	0,002	0,003	0,002	0,002	0,001
$\bar{u}_{Bp_{IND}}$ [MPa]	0,044	0,043	0,043	0,043	0,042	0,041



**RYS. 7.5.** Średnie ciśnienie indykowane w funkcji prędkości obrotowej OWK wraz z zaznaczonym standardowym przedziałem niepewności wyznaczonej metodą typu B: a) silnik zasilany paliwem ON, b) silnik zasilany paliwem FAME pracujący według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej

Zestawienie wyników uzyskanych w przypadku gdy silnik zasilany był paliwem FAME wykazuje, że wartości średnich ciśnień indykowanych są nieco niższe niż w przypadku silnika zasilanego olejem napędowym. Niepewności  $u_{A\bar{p}_{IND}}$  i  $\bar{u}_{Bp_{IND}}$

uzyskują zbliżone wartości, jak w przypadku gdy silnik był zasilany ON. Na wykresie 7.5 przedstawiono zmiany  $\bar{p}_{IND}$  w funkcji prędkości obrotowej wału kotbowego oraz zaznaczono niepewność pomiaru wyznaczoną metodą typu B.

Wpływ zmiany położenia wykresu indykatorowego na wartość średniego ciśnienia indykowanego wyznaczano, przesuując zarejestrowane wartości ciśnień w komorze spalania względem GMP o krok  $\Delta\alpha = 1,4^\circ\text{OWK}$ , z jakim rejestrowano wyniki. Wpływ położenia wykresu indykatorowego względem GMP na wartość średniego ciśnienia indykowanego, dla silnika zasilanego ON i pracującego według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych przedstawiono w tabeli 7.2. W tabeli tej przedstawiono również procentową zmianę średniego ciśnienia indykowanego w zależności od położenia wykresu indykatorowego względem GMP. Wartość  $\Delta\bar{p}_{IND}$  wyznaczano jako:

$$\Delta\bar{p}_{IND} = \frac{p_{IND}(\pm 1,4^\circ) - p_{IND}(+0,0^\circ)}{p_{IND}(+0,0^\circ)} \cdot 100\%.$$

**TABELA 7.2.** Wpływ zmiany położenia wykresu indykatorowego względem GMP na wartość średniego ciśnienia indykowanego, dla silnika zasilanego ON i pracującego według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
$\bar{p}_{IND}$ [MPa]						
$\Delta\alpha = +0,0^\circ\text{OWK}$	1,05	1,12	1,09	1,09	1,11	1,15
$\Delta\alpha = +1,4^\circ\text{OWK}$	1,15	1,21	1,17	1,18	1,20	1,24
$\Delta\alpha = -1,4^\circ\text{OWK}$	0,96	1,03	1,00	1,00	1,02	1,07
$\Delta\bar{p}_{IND}$ [%]						
$\Delta\alpha = +1,4^\circ\text{OWK}$	8,67	8,15	8,09	8,00	7,72	7,34
$\Delta\alpha = -1,4^\circ\text{OWK}$	-8,75	-8,24	-8,18	-8,08	-7,81	-7,43

Przesunięcie wykresu indykatorowego względem GMP o wartość kroku z jakim rejestrowano zmienne, we wszystkich przypadkach, powoduje zmianę wyznaczonej wartości średniej średniego ciśnienia indykowanego. Dla przesunięcia o  $\Delta\alpha = +1,4^\circ\text{OWK}$  następuje wzrost ciśnienia  $\bar{p}_{IND}$  o około 8%, natomiast dla przesunięcia o  $\Delta\alpha = -1,4^\circ\text{OWK}$  następuje spadek ciśnienia  $\bar{p}_{IND}$  o około 8%. Analogiczne wyniki uzyskane w przypadku silnika zasilanego ON i pracującego według charakterystyk obciążeniowych (dla  $n = 1600$  obr./min) przedstawiono w tabelach 7.3 i 7.4.

**TABELA 7.3.** Wartości średnie średniego ciśnienia indykowanego i standardowa niepewność wyznaczenia wartości średniej średniego ciśnienia indykowanego, dla silnika zasilanego ON i pracującego według charakterystyk obciążeniowych  $n = 1600$  obr./min

$N_e$ [kW]	8	12	16	20
$\bar{p}_{IND}$ [MPa]	0,47	0,64	0,78	0,89
$U_{A\bar{p}_{IND}}$ [MPa]	0,003	0,003	0,004	0,003

Wraz ze wzrostem obciążenia zwiększa się średnia wartość średniego ciśnienia indykowanego. Wartości średnie średniego ciśnienia indykowanego są mniejsze niż w przypadku silnika pracującego według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych i zmieniają się w zakresie od 0,47 do 0,89 MPa. Wpływ położenia wykresu indykatorowego względem GMP na wartość średniego ciśnienia indykowanego przedstawiono w tabeli 7.4.

**TABELA 7.4.** Wpływ zmiany położenia wykresu indykatorowego względem GMP na wartość średniego ciśnienia indykowanego, dla silnika zasilanego ON i pracującego według charakterystyk obciążeniowych  $n = 1600$  obr./min

$N_e$ [kW]	8	12	16	20
$\bar{p}_{IND}$ [MPa]				
$\Delta\alpha = +0,0^\circ\text{OWK}$	0,47	0,64	0,78	0,89
$\Delta\alpha = +1,4^\circ\text{OWK}$	0,53	0,71	0,85	0,96
$\Delta\alpha = -1,4^\circ\text{OWK}$	0,41	0,57	0,70	0,81
$\Delta\bar{p}_{IND}$ [%]				
$\Delta\alpha = +0,1,4^\circ\text{OWK}$	12,77	10,46	9,31	8,61
$\Delta\alpha = -1,4^\circ\text{OWK}$	-12,86	-10,54	-9,41	-8,69

Przesunięcie wykresu indykatorowego względem GMP o wartość kroku z jakim rejestrowano zmienne, powoduje zmianę wyznaczonej wartości średniej średniego ciśnienia indykowanego. Zmiana ta jest wyraźnie większa niż w przypadku zewnętrznych charakterystyk prędkościowych i wynosi: dla przesunięcia o  $\Delta\alpha = +1,4^\circ\text{OWK}$  od +13% do +8%, natomiast dla przesunięcia o  $\Delta\alpha = -1,4^\circ\text{OWK}$  od -13% do -8%.

## 7.2. Analiza zmienności sygnału ciśnienia w komorze spalania

W rozdziale 4 wykazano, że zmierzone wartości sygnałów  $p_c$  można przedstawić w postaci macierzy  $[i,j] = [512, 50]$ . W wierszach znajdują się zmierzone wartości ciśnienia  $p_c$  w kolejnych położeniach wału korbowego próbkowane co  $1,4^\circ$ . W kolumnach znajdują się wartości  $p_c$  zmierzone w kolejnych cyklach roboczych. Można przeprowadzić przekształcenie FFT [6] dla każdego wiersza tej macierzy, aby dokładniej scharakteryzować zmienność sygnału  $p_c$ . Tak otrzymane, a następnie pozbawione składowej stałej i uśrednione wartości modułów transformaty FFT sygnału  $p_c$  w funkcji kąta OWK pokazano na rysunku 7.6.

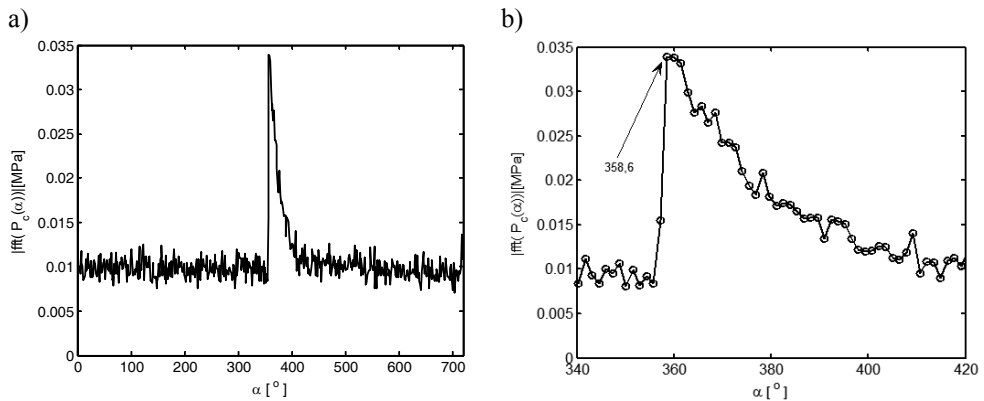
Przedstawiony na rysunku 7.6 przebieg charakteryzuje się wyraźnym maksimum. Wartość kąta odpowiadająca położeniu tego ekstremum wynosi  $358,6^\circ$  i jest zgodna z wartością podaną w literaturze [53] dla punktu, gdzie występuje maksymalna prędkość wydzielania ciepła ( $\alpha_{Q_{MAX}}$ ).

Skrypt 7.2 przedstawia sposób wyznaczenia sumy modułów transformaty FFT sygnału  $p_c$ . Zaletą metody przedstawionej za pomocą skryptu 7.2 jest łatwość wykorzystania predefiniowanej w zasadzie we wszystkich pakietach obliczeniowych procedury pozwalającej wyznaczyć szybką transformatę Fouriera (FFT).

### Skrypt 7.2. Wyznaczenie sumy modułów FFT dla sygnału ciśnienia w komorze spalania

```
#Skrypt 7.2
library(stats)
pomiar <- read.table("c:/Dane/18/pc", header=FALSE, sep="", na.strings="NA",
dec=".", strip.white=TRUE)
pc<-data.matrix(pomiar)
owk <- read.table("c:/Dane/18/owk", header=FALSE, sep="", na.strings="NA",
dec=".", strip.white=TRUE)
owk<-data.matrix(owk);pc<-t(pc);modul<-0;smodul<-0;
for (i in 1:512)
{
widmo<-fft(pc[,i]);
modul<-abs(widmo);
smodul[i]<-sum(modul[2:50])
}

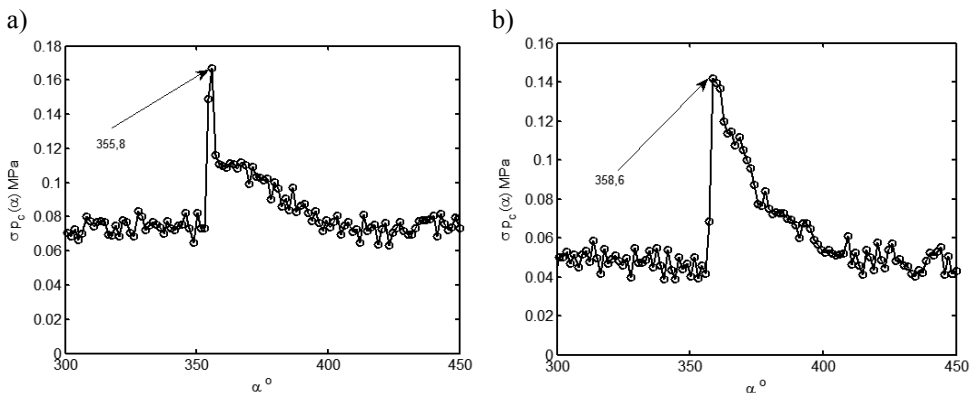
par(family="Arial", font=2, ps=14, mar=c(4.2, 4.4, 1, 1))
plot(owk, smodul, xlab="OWK", ylab=expression(paste(Sigma, '|FFT(' , p[c], ')|MPa))),
main="", pch=19, type="l",
las=1)
```



**Rys. 7.6.** Uśrednione wartości modułów transformaty FFT sygnałów ciśnienia w cylindrze dla silnika zasilanego ON i pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej z prędkością  $n = 1800$  obr./min: a) cały zakres kąta OWK, b) fragment zakresu kąta OWK [7]

Wyniki analizy dla kątów  $\alpha_{Q_{MAX}}$  wyznaczonych za pomocą transformaty FFT dla innych prędkości OWK, przedstawiono w tabeli 7.7 (kolumna  $\left[ \alpha_{Q_{MAX}}^{fft} \right]$ ).

Inną metodą pozwalającą scharakteryzować zmienność sygnału  $p_c$  jest analiza odchylenia standardowego przeprowadzona w każdym wierszu ww. macierzy wartości ciśnień  $p_c$ . Przeprowadzone obliczenia  $\sigma_{p_c} = f(\alpha)$  wykazały, że dla każdej prędkości OWK występuje punkt, gdzie przebieg ten osiąga maksimum lokalne. Wartości kąta, dla którego występuje to ekstremum, zdaniem autorów na podstawie analizy literatury, również odpowiadają punktom, dla których prędkość wydzielania ciepła jest największa. Przykładowe wyniki takiej analizy przedstawiono na rysunku 7.7.



**Rys. 7.7.** Przebieg odchylenia standardowego ciśnienia w cylindrze, silnik zasilany ON, pracujący według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej: a)  $n = 1000$  obr./min, b)  $n = 1800$  obr./min [7]

Wartości kąta OWK, dla której odchylenie standardowe  $\sigma_{p_c}$  osiąga swoje maksimum lokalne, wyznaczone na podstawie rysunku 7.7, wynoszą odpowiednio  $355,8^\circ$  lub  $358,6^\circ$ , i są takie same jak wyznaczone w oparciu o uśrednioną wartość modułów FFT sygnału  $p_c$ . Wyniki analogicznej analizy przeprowadzonej dla innych prędkości OWK przedstawiono w tabeli 7.4 (kolumna  $\left[ \begin{matrix} \alpha_{\dot{Q}^{\text{MAX}}} \\ \sigma_{p_c} \end{matrix} \right]$ ).

W literaturze przedmiotu do badania zmienności sygnałów często stosowany jest współczynnik zmienności odchylenia standardowego. Współczynnik ten dla sygnału ciśnienia w komorze spalania można zdefiniować za pomocą następujących równań [81]:

- w przypadku gdy wyznaczamy je dla określonej wartości kąta OWK:

$$X_{(p_c)}(\alpha) = COV_{P_c} = \frac{\sigma_{p_c}(\alpha)}{p_c(\alpha)}; \quad (7.4)$$

- w przypadku gdy wyznaczamy je w arbitralnie przyjętym przedziale kątów OWK [50]:

$$X_{F(p_c)}(\Delta\alpha) = COV_{FP_c} = \frac{\sigma_{Fp_c}(\Delta\alpha)}{F_{p_c}(\Delta\alpha)}. \quad (7.5)$$

Współczynnik zmienności odchylenia standardowego jest względną, niemianowaną miarą dyspersji badanej zmiennej i może być obliczany w analogiczny sposób dla ciśnienia wtrysku i wzniosu iglicy wtryskiwacza. Równania (7.4) i (7.5) definiują parametr, który w literaturze przedmiotu określany jest również, jako klasyczny współczynnik zmienności (oznaczenie  $COV$ ) [81]. Wartość współczynnika  $COV$  można wyznaczyć na podstawie zarejestrowanych cykli pracy, dla każdego kąta OWK, dla którego interesuje nas zmienność analizowanego przebiegu. Zależność (7.5) jest miarą zmienności przebiegu analizowanej zmiennej w przyjętym arbitralnie zakresie kąta OWK na podstawie wartości pola powierzchni (pomiędzy analizowaną zmienną a osią odciętych) uzyskiwanego w kolejnych cyklach roboczych. Przykładowo, pole to dla ciśnienia w komorze spalania  $p_c(j)$ , dla cyklu roboczego o indeksie  $j$ , można wyznaczyć, jako

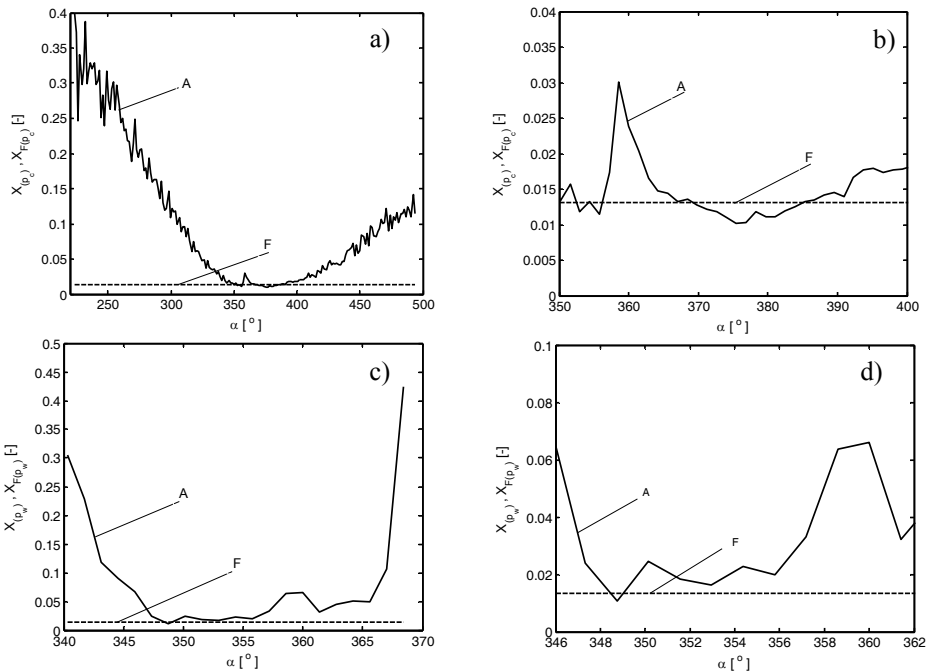
$$F_{p_c}(j) = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} p_c(j) d\alpha,$$

gdzie:  $\alpha_1$  – kąt OWK odpowiadający chwili zamknięcia zaworu ssącego,  $\alpha_2$  – kąt OWK odpowiadający chwili otwarcia zaworu wydechowego, są przykładowymi granicami kątowymi przedziału, w którym badamy zmienność parametru  $p_c$ .

Pozostałe oznaczenia występujące w zależności (7.5) to:

- $\overline{F_{p_c}} = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^{j=m} F_{p_c}(j)$  – wartość średnia pola powierzchni pod wykresem przebiegu  $p_c = f(\alpha)$  w przedziale kątowym od  $\alpha_1$  do  $\alpha_2$ ,
- $\sigma_{F_{p_c}}$  – odchylenie standardowe wartości pola powierzchni pod wykresem  $p_c = f(\alpha)$ ,
- $m$  – liczba cykli pomiarowych.

W dalszej części pracy współczynnik zmienności  $X_{(p_c)}$  przedstawiany będzie jako wykres w funkcji kąta OWK, a współczynnik  $X_{F(p_c)}$  jako parametr o określonej wartości (zależnej od wybranego przedziału kąta OWK). W przypadku analizy zmienności ciśnienia wtrysku ( $p_w$ ) oraz wzniosu iglicy wtryskiwacza ( $h_i$ ) użyto analogicznych formuł, przy czym analizę prowadzono w zakresie następujących kątów OWK: dla  $p_w$  od  $\alpha_{dp}$  – kąt dynamicznego początku tłoczenia paliwa do  $\alpha_{dk}$  – kąt dynamicznego końca tłoczenia paliwa, dla  $h_i$  – w zakresie kątów, dla których zachodził warunek  $h_i \geq 0,04 \cdot 10^{-3}$  m.

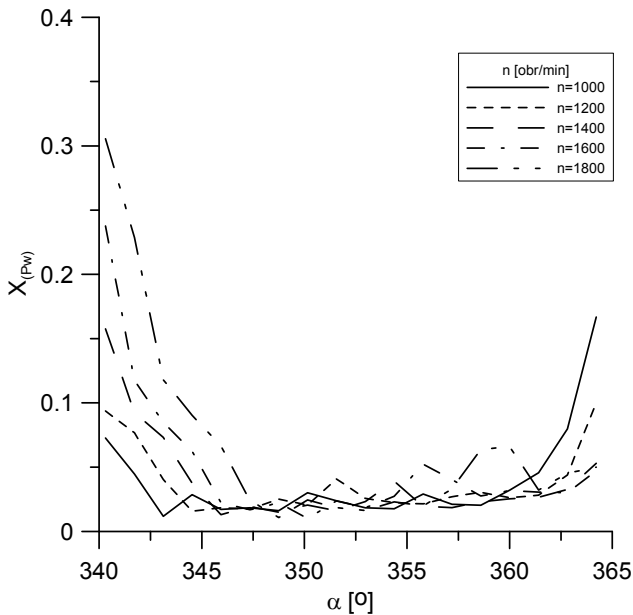


**Rys. 7.8.** Zależność współczynników zmienności STD od funkcji kąta OWK, silnik zasilany ON, pracujący według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej  $n = 1800$  obr./min: a) ciśnienia w komorze spalania w przedziale od 223° do 494°OWK, b) powiększony fragment rysunku 7.8a, c) ciśnienia wtrysku w przedziale od 340° do 368°OWK, d) powiększony fragment rysunku 7.8c; A – przebieg według równania (7.4), F – przebieg według równania (7.5) [7]

Przykładowe przebiegi wyznaczonych współczynników zmienności dla przyjętych wcześniej zakresów kątów OWK dla ciśnienia w komorze spalania i ciśnienia wtrysku przedstawiono na rysunku 7.8, gdzie krzywa A przedstawia przebieg zależności (7.4), a równanie prostej F zostało wyznaczone według zależności (7.5).

Na wykresach pokazano zmiany wartości współczynników  $X_{(p_c)}$ ,  $X_{(p_w)}$  związanych z wartościami chwilowymi parametrów zależnych od kąta OWK (linia ciągła), oraz współczynniki  $X_{F(p_c)}$ ,  $X_{F(p_w)}$ , których wartości zależą od wybranego zakresu kąta OWK (linia przerywana). Wartości współczynnika  $X_{(p_w)}$ , w przedziale kąta OWK od  $346^\circ$  do  $362^\circ$ , to jest w zakresie wtrysku dla  $n = 1800$  obr./min, zmieniają się od 0,01 do 0,06 oraz występuje lokalne ekstremum dla kąta około  $360^\circ$ . Analizowane oscylacje wartości ciśnienia mogą wynikać ze złożonych przebiegów falowych zachodzących w pobliżu przetwornika pomiarowego. Interesującym problemem jest również, jak zmienność ciśnienia wtrysku wpływa na zmienność ciśnienia spalania w komorze silnika.

Na rysunku 7.9 przedstawiono zależność współczynnika ciśnienia wtrysku  $X_{(p_w)}$  od kąta OWK dla różnych prędkości wału korbowego, w przypadku gdy silnik badany był według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych.



**Rys. 7.9.** Zależność współczynnika  $X_{(p_w)}$  od kąta OWK dla różnych prędkości wału korbowego i silnika zasilanego paliwem mineralnym [7]



Analiza przebiegów pokazanych na rysunku 7.9 pozwala stwierdzić, że współczynnik  $X_{(p_w)}$  przyjmuje najmniejsze wartości, gdy zachodzi wtrysk paliwa do cylindra. Zarówno przed rozpoczęciem procesu wtrysku, jak i po jego zakończeniu wartość tego współczynnika wzrasta wielokrotnie. Taki przebieg zmian współczynnika stwarza możliwości wyznaczania przedziału kąta OWK, gdy zachodzi wtrysk paliwa do cylindra. Na podstawie przedstawionych zmian wartości współczynnika  $X_{(p_w)}$  można ocenić, że wtrysk paliwa do cylindra rozpoczyna się, zależnie od prędkości OWK, od kąta około  $345^\circ$  do  $349^\circ$ . Natomiast zakończenie wtrysku również zależy od prędkości OWK i zachodzi w przedziale kąta od około  $358^\circ$  do  $363^\circ$ .

Zmiana wartości prędkości OWK wpływa również na wartości współczynnika zmienności (obliczanego na podstawie pól powierzchni pod krzywą): ciśnienia w przewodzie wtryskowym ( $X_{F(p_w)}$ ), jak również w komorze spalania ( $X_{F(p_c)}$ ) oraz wzniosu iglicy wtryskiwacza ( $X_{F(h_i)}$ ). W tabeli 7.5 przedstawiono wartości współczynników  $X_{F(p_w)}$  oraz  $X_{F(p_c)}$ , a także  $X_{F(h_i)}$  w celu zbadania wpływu procesu wtryskiwania paliwa na zmianę wartości ciśnień w komorze spalania, dla zakresu kątów OWK, w którym zachodzi wtrysk paliwa do cylindra. Współczynnik  $X_{F(h_i)}$  przyjmuje duże wartości. Początkowo wraz ze wzrostem prędkości OWK zmniejsza swoją wartość do około 0,018 dla prędkości 1200 obr./min, po czym zwiększa się do około 0,022 dla prędkości 2000 obr./min.

**TABELA 7.5.** Wartości współczynników zmienności STD ciśnień: wtrysku i w komorze spalania oraz wzniosu iglicy wtryskiwacza, obliczone w zakresie kąta OWK, dla którego zachodzi warunek  $h_i \geq 0,04$  mm. Silnik zasilany ON, pracujący według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej w zakresie prędkości  $n = 1000 \div 2000$  obr./min [7]

prędkość [obr./min]	$X_{F(p_w)}$	$X_{F(p_c)}$	$X_{F(h_i)}$
1000	0,016	0,013	0,022
1200	–	0,011	0,018
1400	0,011	0,009	–
1600	0,014	0,011	–
1800	0,012	0,011	–
2000	–	0,010	0,022

Z przeprowadzonej analizy wynika wniosek, że małe zaburzenia ruchu iglicy wtryskiwacza oraz ciśnienia wtryskiwanego paliwa nie mają większego wpływu na zmianę wartości ciśnienia spalania w cylindrze.

W tabeli 7.6 przedstawiono wyznaczone wartości współczynników zmienności STD dla wartości maksymalnych: ciśnień w przewodzie wtryskowym  $X_{(p_{wmax})}$ , komorze spalania  $X_{(p_{cmax})}$  i wzniosu iglicy wtryskiwacza  $X_{(h_{imax})}$ , dla różnych prędkości OWK.

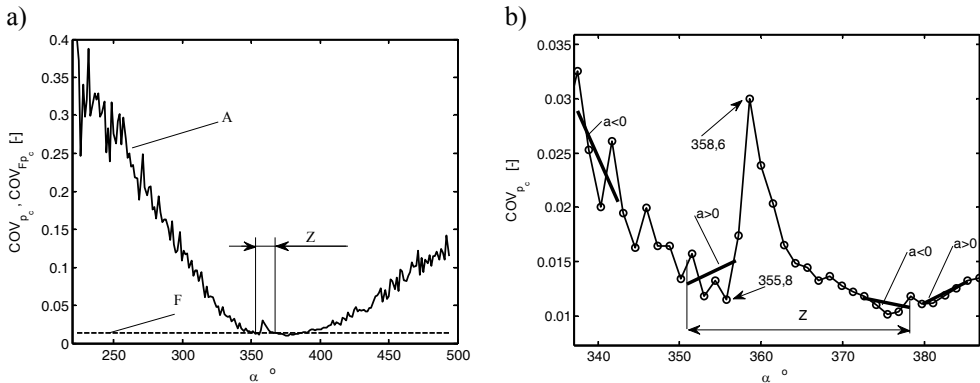
**TABELA 7.6.** Współczynniki zmienności STD dla wartości maksymalnych: ciśnień w przewodzie wtryskowym, komorze spalania i wzniosu iglicy wtryskiwacza. Silnik zasilany ON, pracujący według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej w zakresie prędkości  $n = 1000 \div 2000$  obr./min [7]

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
$X_{(p_{wmax})}$	0,012	–	0,014	0,010	0,013	–
$X_{(p_{cmax})}$	0,012	0,011	0,011	0,013	0,013	0,005
$X_{(h_{imax})}$	0,029	0,042	–	–	–	0,040

Porównując wartości współczynników zmienności odchylenia standardowego ciśnienia w przewodzie wtryskowym, wzniosu iglicy wtryskiwacza oraz ciśnienia w komorze spalania, można zauważyć, że małe zaburzenia w procesie podawania paliwa do cylindra nie powodują dużych zmian wartości ciśnienia spalania, a wartości współczynnika  $X_{(h_{imax})}$  są znacznie większe od pozostałych.

Przebieg współczynnika  $X_{(p_c)}$  przedstawiony na rysunku 7.8 pozwala przypuszczać, że również ten parametr można zastosować do wyznaczenia wartości charakterystycznych kątów OWK związanych z procesem spalania [11]. Należy zwrócić uwagę na duże zmiany wartości tego współczynnika w zakresie kąta OWK od 223° do 494°, wtedy gdy zawory: ssący i wydechowy były zamknięte [51]. Zmiany te są nieregularne i co do wartości duże, zwłaszcza w przedziale od 223° do 300° OWK. Zachodzą one w zamkniętym cylindrze, o zmiennej objętości, gdy proces wtrysku paliwa jeszcze się nie rozpoczął. Przyczyną ich mogą być różne małe zaburzenia mające miejsce w ośrodku gazowym będącym mieszaniną powietrza i resztek spalin, spowodowanych ruchem tłoka, które rejestruje wystarczająco czuły przetwornik piezoelektryczny. Natomiast w przedziale kąta OWK od 350° do 400°, wartość współczynnika zmienności  $X_{(p_c)}$  zawiera się w zakresie od 0,010 do 0,030. Za punkt początku spalania łądunku przyjęto kąt ( $\alpha_{ps} = 355,8^\circ$ ), od którego współczynnik zmienności  $X_{(p_c)}$  zaczyna gwałtownie wzrastać. Wartość kąta, dla którego współczynnik ten osiąga swoje maksimum lokalne ( $\alpha_{Q_{MAX}} = 358,6^\circ$ ) odpowiada, zdaniem autorów, punktowi, w którym prędkość wydzielania ciepła jest największa. Punkty te

zaznaczono na rysunku 7.10. Wyznaczenie położenia punktu, w którym rozpoczyna się spalanie ładunku przy wykorzystaniu współczynnika zmienności jest łatwiejsze niż innymi metodami, np. analizując zmiany wartości pierwszej pochodnej ciśnienia  $p_c$  względem kąta OWK [61] lub metodą akustyczną [74].

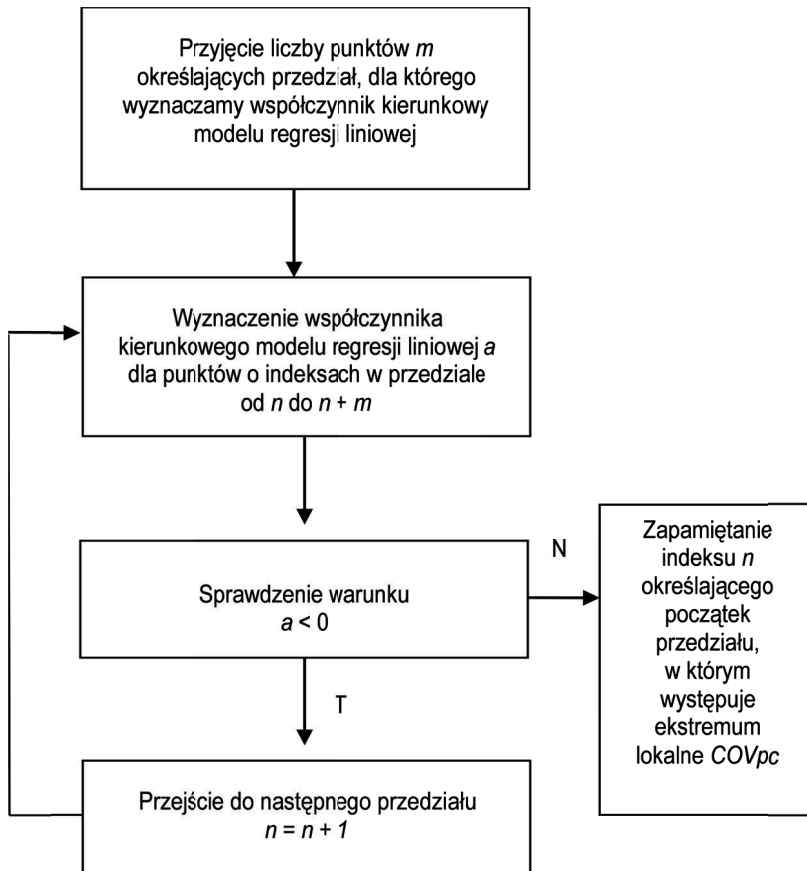


**Rys. 7.10.** Współczynniki  $COV$  ciśnienia w komorze spalania w funkcji kąta OWK, silnik zasilany ON, pracujący według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej  $n = 1800$  obr./min: a) w przedziale od  $223$  do  $494^\circ$  OWK, b) sposób wyznaczania kątów OWK odpowiadających początkowi procesu spalania oraz maksymalnej prędkości wydzielania ciepła; A – przebieg według zależności (7.4), F – przebieg według zależności (7.5) [11]

Procedura pozwalająca na wyznaczenie kąta  $\alpha_{\dot{Q}_{MAX}}$ , polega na ustaleniu kąta OWK, dla którego współczynnik  $COV_{p_c}(\alpha)$  wyznaczony w przedziale  $Z$  określonym przez część wspólną prostej  $F$  i krzywej  $A$  (rys 7.10a) osiąga wartość maksymalną. Czas trwania obliczeń od momentu zapisania wyników badań eksperymentalnych do wyznaczenia wartości poszukiwanego kąta  $\alpha_{\dot{Q}_{MAX}}$ , w przypadku zastosowania tej procedury (z wykorzystaniem języka programu Matlab), wynosi około  $0,09$  s [11]. Przeprowadzona analiza uzyskanych wyników wykazała jednak, że nie jest to metoda uniwersalna, ponieważ dla niektórych warunków pracy silnika (np. w przypadku charakterystyki prędkościowej i prędkości  $2000$  obr./min) część wspólna obu przebiegów nie istnieje. Dlatego autorzy opracowali inną procedurę pozwalającą wyznaczyć przedział kątowy  $Z$  (rys. 7.10b), w którym występuje maksimum lokalne  $COV_{p_c}(\alpha)$ , a następnie określić wartość kąta OWK odpowiadającą temu ekstremum [11]. Procedura ta wykorzystuje linearyzację przebiegu  $COV_{p_c}(\alpha)$ , w kolejno po sobie następujących podprzedziałach kąta OWK, których długość zależy od wartości przyjętego parametru  $m$  (rys 7.10b). W przedziale  $Z$  zawierającym ekstremum lokalne  $COV_{p_c}(\alpha)$ , następuje zmiana znaku współczynnika kierunkowego  $a$  modelu regresji liniowej.

Wyznaczenie początku przedziału  $Z$ , polega na obliczeniu współczynników kierunkowych w linearyzowanych podprzedziałach, kolejno dla punktów o indeksach od  $n = 1$  do  $n + m$ , gdzie  $n$  jest zmienną sterującą. Dla opadającej części wykresu  $COV_{pc}(\alpha)$  współczynniki te są ujemne (rys. 7.10b). Wartość zmiennej sterującej  $n$ , dla której współczynnik kierunkowy  $a$  staje się dodatni, określa indeks kąta OWK, będącego początkiem poszukiwanego przedziału  $Z$ .

Analogicznie wyznaczany jest koniec przedziału  $Z$ . Kąt odpowiadający największej wartości  $COV_{pc}(\alpha)$  w wyznaczonym przedziale  $Z$ , jest kątem dla którego prędkość wydzielania ciepła osiąga maksimum. Fragment algorytmu tej procedury pokazujący sposób wyznaczenia początku przedziału  $Z$  (rys. 7.10b) przedstawiony jest na rysunku 7.11 [11].



Rys. 7.11. Fragment algorytmu procedury pokazujący sposób wyznaczenia początku przedziału  $Z$  z rysunku 7.10b [11]

Wartość parametru  $m$  określającego długość linearyzowanych przedziałów, należy dobrać w zależności od czasu próbkowania kąta OWK. W przeprowadzonych przez autorów obliczeniach przyjęto  $m = 9$ . Przyjęcie zbyt małej lub zbyt dużej wartości  $m$  może spowodować wadliwe działanie procedury. Problem ten wymaga indywidualnej analizy, zależnie od czasu próbkowania mierzonych sygnałów. Należy zaznaczyć, że algorytmy wyznaczania deskryptorów w oparciu o współczynniki  $COV_{pc}(\alpha)$ , są dosyć proste do zaimplementowania oraz nie wymagają procesorów o dużych mocach obliczeniowych [11].

Procedurę pozwalającą wyznaczyć położenie maksimum lokalnego współczynnika  $COV_{pc}(\alpha)$  przedstawia skrypt 7.3.

### Skrypt 7.3. Wyznaczenie wartości kąta $\alpha_{\dot{Q}_{MAX}}$

```
%skrypt7.1.m
clear; clc; load pc; load owk;
pkty=input('ile punktow do polyfit? ');
pczam=zeros(1,50);owkzam=zeros(1,1);xxpc=zeros(1,1);
%zawezenie zakresu do 223 do 494 OWK
for i=1:512
    if owk(i,1)>223 & owk(i,1)< 494
owkzam=[owkzam ; owk(i,1)];
pczam=[pczam ; pc(i,:)];
    end
end
pczam=pczam(2:end,:);owkzam=owkzam(2:end,:);[ile, ile2]=size(owkzam);
%Wyznaczymy COVpc
for i=1:ile
ostd=std(pczam(i,:));
srednie=mean(pczam(i,:));
xxpc=[xxpc,ostd/srednie];
end
COVpc=xxpc(2:end);
COVpc=COVpc';
indeksp=0; wskaznik=0;
for w=1:ile-pkty
    a=polyfit(owkzam(w:w+pkty),COVpc(w:w+pkty),1);
    if a(1)>0 && wskaznik==0 && COVpc(w)<0.25*(max(COVpc)-min(COVpc))
        indeksp=w; wskaznik=1;
        break
    end
end
indeksp

owkzam(indeksp);indeksp=0; wskaznik=0;
for w=ile-1:pkty
    a=polyfit(owkzam(w-pkty:w),COVpc(w-pkty:w),1);
    if a(1)<0 && wskaznik==0 && COVpc(w-pkty)<0.25*(max(COVpc)-
min(COVpc))
        indeksp=w-pkty; wskaznik=1;
        break
    end
end
```

```

end
end

[maxCOV indexmax]= max(COVpc(indeksp:indeksk));
owkzam=owkzam(indeksp:indeksk);
disp('alfa Qprim max:')
owkzam(indexmax)

```

Czas trwania obliczeń kąta  $\alpha_{\dot{Q}_{MAX}}$  z wykorzystaniem wyżej omówionej procedury badającej przebieg  $COV_{p_c}(\alpha)$ , w zakresie kątów OWK od  $223^\circ$  do  $494^\circ$ , wynosi około 0,25 s, a sama procedura nie wymaga ingerencji użytkownika. W celu skrócenia czasu wykonania procedury można przeprowadzić obliczenia w zawężonym zakresie kąta OWK. Przykładowy czas wykonania tej procedury w zakresie kątów OWK od  $300^\circ$  do  $400^\circ$  wyniósł 0,15 s.

W celu sprawdzenia poprawności proponowanej metody przedstawiono na rysunku 7.13 zmiany współczynnika  $X_{p_c}$  w funkcji kąta OWK dla różnych wartości prędkości obrotowych wału korbowego. Następnie porównano wyznaczone w ten sposób wartości kątów OWK odpowiadające chwilom, w których następuje początek procesu spalania oraz prędkość wydzielania ciepła osiąga swoje maksimum, z wartościami występującymi w literaturze [53]. Otrzymane wyniki porównano z wartościami wyznaczonymi teoretycznie, wykorzystując w tym celu ogólnie dostępną aplikację ZSPAL oraz samodzielnie opracowany model opisany równaniami od (7.6) do (7.19). Model ten został przedstawiony w pracach [7, 11]. Dlatego w niniejszej monografii pokazane zostaną najważniejsze jego założenia oraz rezultaty.

Równanie chwilowej objętości gazu w cylindrze w funkcji kąta  $\alpha$  można zapisać następującą zależnością [66]:

$$V(\alpha) = V_S - V_{SX}(\alpha) + V_\varepsilon + V_Z + V_{Px}, \quad (7.6)$$

gdzie:

- $V_S$  – objętość skokowa cylindra silnika,
- $V_{SX}(\alpha)$  – objętość cylindra odpowiadająca drodze  $x$  przebytej przez tłok od DMP,
- $V_\varepsilon$  – geometryczna objętość komory spalania,
- $V_Z$  – zmiana objętości cylindra wynikająca ze zużycia elementów i wpływu montażu,
- $V_{Px}$  – pozorna zmiana objętości cylindra z tytułu przedmuchu gazów.

Dzieląc równanie (7.6) przez objętość skokową  $V_S$  można je sprowadzić do postaci bezwymiarowej:

$$\vartheta(\alpha) = 1 - \vartheta_{SX}(\alpha) + \vartheta_\varepsilon + \vartheta_Z + \vartheta_{Px}, \quad (7.7)$$

przy czym:

$$\vartheta_{SX}(\alpha) = \frac{V_{SX}(\alpha)}{V_S} = \frac{\pi r^2 x(\alpha)}{\pi r^2 2R} = \frac{x(\alpha)}{2R} = S_X(\alpha), \quad (7.8)$$

gdzie:

$R$  – promień wykorbienia,

$r$  – promień cylindra,

$x$  – droga tłoka,

$S_x$  – bezwymiarowa droga tłoka

$\alpha$  – kąt obrotu wału korbowego.

Przyjmując oznaczenia:  $\vartheta_{XS}(\alpha) = 1 - \vartheta_{SX}(\alpha)$  oraz  $\vartheta_{CX} = \vartheta_\varepsilon + \vartheta_Z + \vartheta_{Px}$  można napisać równanie (7.7) następująco:

$$\vartheta(\alpha) = \vartheta_{XS}(\alpha) + \vartheta_{CX}.$$

Można przyjąć model krzywej sprężania podobnie jak w rozdziale 6 w postaci:

$$p_c \vartheta^{m_x} = \text{const} = A, \quad (7.9)$$

gdzie wykładnik krzywej sprężania można opisać wielomianem [67]:

$$m_x(\alpha) = m_0 + m_1 S_x(\alpha) + \dots + m_a S_x^a(\alpha). \quad (7.10)$$

Współczynniki:  $m_0, m_1, \dots, m_a$  mogą być wyznaczone poprzez aproksymację przebiegu ciśnienia w przedziale, w którym zachodzi sprężanie. Dla stopnia  $a = 0$  model ten staje się modelem politropowym.

Równanie krzywej sprężania (7.9) można zapisać w postaci logarytmicznej:

$$\ln(p_c) + m_x \ln(\vartheta) = \ln(A). \quad (7.11)$$

Wartości chwilowe współczynnika  $m_x(\alpha)$  można wyznaczyć różniczkując powyższe wyrażenie w dziedzinie kąta obrotu wału korbowego  $\alpha$ :

$$\frac{1}{p_c} \frac{dp_c}{d\alpha} + \frac{dm_x}{d\alpha} \ln(\vartheta) + m_x \frac{1}{\vartheta} \frac{d\vartheta}{d\alpha} = 0. \quad (7.12)$$

Dla  $m_x(\alpha) = \text{const}$  równanie to przyjmuje postać:

$$\frac{1}{p_c} \frac{dp_c}{d\alpha} + m_x \frac{1}{\vartheta} \frac{d\vartheta}{d\alpha} = 0. \quad (7.13)$$

Po wykonaniu prostych przekształceń otrzymamy zależność:

$$m_x = -\frac{\vartheta}{p_c} \frac{dp_c}{d\alpha} \left(\frac{d\vartheta}{d\alpha}\right)^{-1}. \quad (7.14)$$

W chwili kiedy tłok znajduje się w GMP, wartość pierwszej pochodnej objętości  $\vartheta$  względem kąta  $\alpha$ , wynosi  $\frac{d\vartheta}{d\alpha} = 0$ . Należy wtedy zgodnie z regułą L'Hospitala zastosować pochodną drugiego rzędu. Drogę tłoka w funkcji kąta opisuje równanie:

$$x(\alpha) = R \left[ 1 - \cos\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha \right] \quad (7.15)$$

gdzie:

$L$  – długość korbowodu,

$\lambda = \frac{R}{L}$ , czyli  $\lambda^2 \ll 1$ .

Stąd wynika, że bezwymiarową drogę tłoka opisuje następujące równanie:

$$S_x = \frac{x}{2R} = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos\alpha + \frac{\lambda}{4} \sin^2 \alpha. \quad (7.16)$$

Równanie pierwszej zasady termodynamiki dla układu otwartego można zapisać w następującej postaci [29]:

$$dU = dQ - dW - \sum_i dm_i h_i, \quad (7.17)$$

gdzie:

$dU$  – zmiana energii wewnętrznej ładunku,

$dQ$  – ciepło dostarczone do układu,

$dW$  – praca wykonana przez układ,

$dm_i$  – ilość substancji wymienionej przez granice układu,

$h_i$  – entalpia właściwa substancji.

Wymiana masy ładunku zawartej w cylindrze z otoczeniem może zachodzić w wyniku: dopływu lub odpływu czynnika przez otwarte zawory, wtrysku paliwa do komory spalania, przepływu czynnika z wnętrza komory do szczelin i z powrotem, strat ładunku poprzez zamknięte pierścienie (przedmuchy) i zawory.

Równanie (7.17) po zróżniczkowaniu względem czasu można zapisać następująco:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ}{dt} - p_c \frac{dV}{dt} + \sum_i \frac{dm_i}{dt} h_i. \quad (7.18)$$



W równaniu (7.18) suma ciepła wynikająca z wymiany masy została ujęta jako dodatnia, lecz dla przypadku jej wypływu z układu jest ona ujemna. Ciepło dostarczone do układu można wyrazić następująco:

$$dQ = dQ_{SP} - dQ_{Ch}, \quad (7.19)$$

gdzie:

$dQ_{SP}$  – ciepło wydzielone w wyniku spalania paliwa,

$dQ_{Ch}$  – ciepło chłodzenia.

Głównym problemem występującym podczas analizowania roboczego cyklu silnika tłokowego jest modelowanie wywiązywania się ciepła spalania. W pracach [35, 75] zastosowano jednostrefowy model wywiązywania ciepła w silniku o ZS. Model ten jest powszechnie stosowany do wyznaczania przebiegu wywiązywania ciepła na podstawie wykresów indykatorowych. Wykorzystując równania stanu gazu oraz zależności funkcyjne na energię wewnętrzną i stałą gazową, w wyniku różniczkowania pochodne cząstkowe występujące w bilansie cieplnym, zostaną wyrażone, jako funkcje temperatury, ciśnienia i współczynnika nadmiaru powietrza. Wymianę ciepła ze ściankami oblicza się, stosując wzory empiryczne. Jako dane wejściowe wprowadzana jest zależność ciśnienia i jego pochodnej od czasu, masa początkowa i współczynnik nadmiaru powietrza. Przekształćmy równanie (7.17) do postaci:

$$dQ - \sum_i dm_i h_i = dU + dW,$$

Wprowadźmy oznaczenia:

$$dQ_r = \sum_i dm_i h_i \text{ oraz } dW = p_c dV.$$

Możemy teraz napisać:

$$dQ_{SP} - dQ_{Ch} - dQ_r = dQ_n.$$

Wyrażenie powyższe określa wydzielone ciepło netto, które można zapisać w postaci:

$$dQ_n = dU + p_c dV = d(mu) + p_c dV, \quad (7.20)$$

gdzie:

$m$  – masa ładunku,

$u$  – energia wewnętrzna właściwa.

Po zróżniczkowaniu równanie (7.20) zapiszemy:

$$dQ_n = u dm + m du + p_c dV.$$

Ponieważ straty ładunku zostały uwzględnione w bilansie definiującym pojęcie ciepła wydzielonego netto, to zmiany ładunku  $du$  wynikają jedynie z przebiegu podawania paliwa do cylindra i jego spalania. Do wyznaczenia  $Q_n$  konieczne jest dysponowanie charakterystyką wtrysku paliwa i modelem dynamicznym procesu jego spalania. Energię wewnętrzną ładunku oblicza się, przyjmując, że jest ona funkcją liniową temperatury względnej ładunku. Zależy ona również od składu gazów, który zmienia się zależnie od przebiegu wtrysku i spalania paliwa. Uwzględnienie wyżej wymienionych czynników wpływających na przebieg wydzielania ciepła prowadzi do złożonych modeli. Dla gazu doskonałego równanie ciepła wydzielanego netto przyjmuje postać (z pierwszej zasady termodynamiki):

$$dQ_n = \kappa(\kappa - 1)^{-1} p_c dV + (\kappa - 1)^{-1} V dp_c, \quad (7.21)$$

gdzie:

$\kappa$  – wykładnik izentropy,

$V$  – chwilowa objętość gazu w cylindrze.

W rzeczywistości wartość wykładnika izentropy  $\kappa$  nie jest stała. Zależy ona od temperatury (w zakresie 300÷2800 K, w przybliżeniu liniowo), ale także od przebiegu procesów podawania i spalania paliwa. W celu wyznaczenia w pierwszym przybliżeniu ciepła wydzielonego netto można założyć stałą wartość  $\kappa$ .

Podzielmy wartość wydzielonego ciepła netto przez objętość skokową cylindra  $V_s$ :

$$dq = \frac{dQ_n}{V_s} = (\kappa - 1)^{-1} [\kappa p_c d(\vartheta_{XS} + \vartheta_{CX}) + (\vartheta_{XS} + \vartheta_{CX}) dp_c]. \quad (7.22)$$

Zrózniczkujmy to wyrażenie względem kąta obrotu wału korbowego  $\alpha$  i zapiszmy w postaci:

$$\frac{dq}{d\alpha} = (\kappa - 1)^{-1} \left[ \kappa p_c \left( \frac{d\vartheta_{XS}}{d\alpha} + \frac{d\vartheta_{CX}}{d\alpha} \right) + (\vartheta_{XS} + \vartheta_{CX}) \frac{dp_c}{d\alpha} \right]. \quad (7.23)$$

Ciepło wydzielone w przedziale OWK od kąta  $\alpha$  do kąta  $\alpha_0$  wyniesie:

$$q = \int_{\alpha}^{\alpha_0} \frac{dq}{d\alpha} d\alpha.$$

Natomiast maksymalna prędkość wydzielania ciepła netto następuje, gdy spełniony jest warunek:

$$\frac{d^2q}{d\alpha^2} = 0,$$

a więc:

$$\begin{aligned} \frac{d^2q}{d\alpha^2} &= \frac{d}{d\alpha} \left\{ (\kappa - 1)^{-1} \left[ \kappa p_c \left( \frac{d\vartheta_{XS}}{d\alpha} + \frac{d\vartheta_{CX}}{d\alpha} \right) + (\vartheta_{XS} + \vartheta_{CX}) \frac{dp_c}{d\alpha} \right] \right\} = \\ &= (\kappa - 1)^{-1} \left\{ \kappa \frac{dp_c}{d\alpha} \left( \frac{d\vartheta_{XS}}{d\alpha} + \frac{d\vartheta_{CX}}{d\alpha} \right) + \kappa p_c \left( \frac{d^2\vartheta_{XS}}{d\alpha^2} + \frac{d^2\vartheta_{CX}}{d\alpha^2} \right) \right. \\ &\quad \left. + \left( \frac{d\vartheta_{XS}}{d\alpha} + \frac{d\vartheta_{CX}}{d\alpha} \right) \frac{dp_c}{d\alpha} + (\vartheta_{XS} + \vartheta_{CX}) \frac{d^2p_c}{d\alpha^2} \right\}. \end{aligned}$$

Po wykonaniu prostych przekształceń, uwzględniając  $\vartheta = 1 - S_x + \vartheta_{CX}$  otrzymamy:

$$\begin{aligned} \frac{d^2q}{d\alpha^2} = 0 &= \kappa \frac{dp_c}{d\alpha} \left[ \frac{d(1 - S_x)}{d\alpha} + \frac{d\vartheta_{CX}}{d\alpha} \right] + \kappa p_c \left[ \frac{d^2(1 - S_x)}{d\alpha^2} + \frac{d^2\vartheta_{CX}}{d\alpha^2} \right] \\ &+ \left[ \frac{d(1 - S_x)}{d\alpha} + \frac{d\vartheta_{CX}}{d\alpha} \right] \frac{dp_c}{d\alpha} + (1 - S_x + \vartheta_{CX}) \frac{d^2p_c}{d\alpha^2}. \end{aligned} \quad (7.24)$$

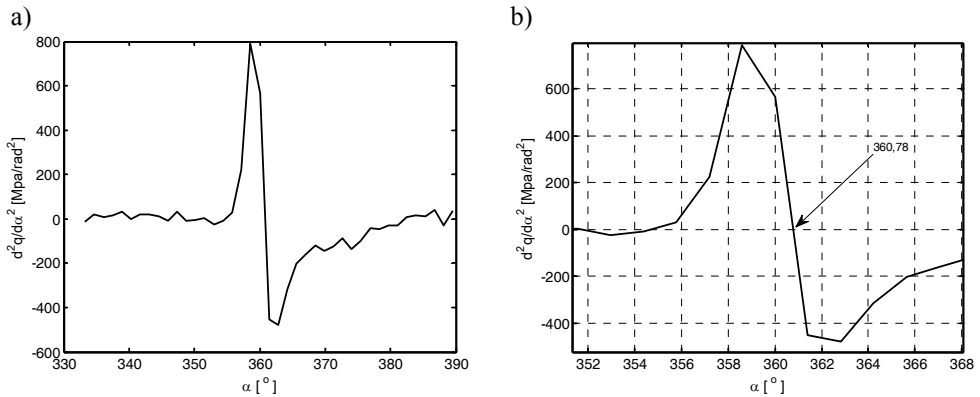
Przyjmując, że objętość  $\vartheta_{CX}$  oraz jej pierwsza i druga pochodna względem kąta  $\alpha$  są bliskie zeru, otrzymujemy:

$$\frac{d^2q}{d\alpha^2} = -\frac{dp_c}{d\alpha} \left[ \kappa \frac{dS_x}{d\alpha} + \frac{dS_x}{d\alpha} \right] + \frac{d^2p_c}{d\alpha^2} (1 - S_x) - \kappa p_c \frac{d^2S_x}{d\alpha^2} = 0. \quad (7.25)$$

Uwzględniając zależność (7.16) otrzymamy:

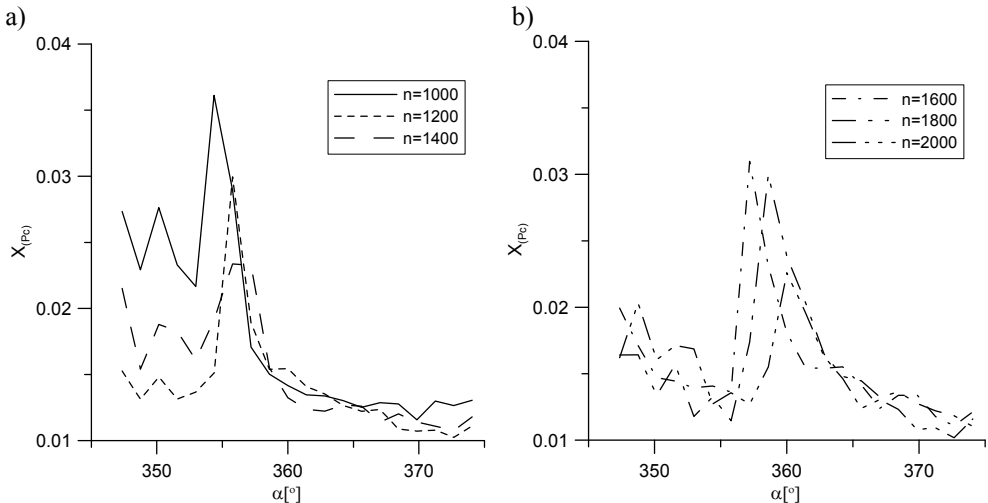
$$\begin{aligned} \frac{d^2q}{d\alpha^2} = 0 &= -\frac{dp_c}{d\alpha} \left[ \kappa \frac{1}{2} \sin\alpha + \kappa \frac{\lambda}{2} \sin\alpha \cos\alpha + \frac{1}{2} \sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin\alpha \cos\alpha \right] + \\ &\frac{d^2p_c}{d\alpha^2} \left[ \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cos\alpha - \frac{\lambda}{4} \sin^2\alpha \right] - \kappa p_c \left[ \frac{1}{2} \cos\alpha + \frac{\lambda}{2} \cos^2\alpha - \frac{\lambda}{2} \sin^2\alpha \right]. \end{aligned} \quad (7.26)$$

Równanie (7.26) zostało wykorzystane do obliczenia wartości kąta, dla którego prędkość wydzielania ciepła osiąga swoje maksimum. Równanie pozwalające wyznaczyć przebieg  $\frac{d^2q}{d\alpha^2} = f(\alpha)$  rozwiązywano numerycznie. Pochodne  $\frac{dp_c}{d\alpha}$  oraz  $\frac{d^2p_c}{d\alpha^2}$  wyznaczano w oparciu o uśredniony przebieg ciśnienia  $p_c$  wyznaczony na podstawie 50-ciu cykli pomiarowych, również na drodze numerycznej. Obliczenia wykonano, wykorzystując program Matlab. Przebieg wyrażenia  $\frac{d^2q}{d\alpha^2} = f(\alpha)$  dla silnika zasilanego ON, pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej  $n = 1800$  obr./min, pokazano na rysunku 7.12.



**Rys. 7.12.** a) przebieg  $\frac{d^2q}{d\alpha^2} = f(\alpha)$ , b) powiększony fragment dla silnika zasilanego ON, pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej  $n = 1800$  obr./min [11]

Kąt, dla którego prędkość wydzielania ciepła osiąga swoje maksimum, a więc gdy spełniony jest warunek  $\frac{d^2q}{d\alpha^2} = 0$ , wyznaczony na podstawie przebiegu przedstawionego na rysunku 7.12b, wynosi  $360,78^\circ$ . Na rysunku 7.13 przedstawiono przebiegi współczynnika zmienności STD wartości ciśnienia w komorze spalania w funkcji kąta OWK, dla różnych prędkości wału korbowego.



**Rys. 7.13.** Zmiany wartości współczynnika zmienności STD ciśnienia w komorze spalania w funkcji kąta OWK, dla różnych prędkości OWK: a) dla  $n = 1000, 1200, 1400$  obr./min, b) dla  $n = 1600, 1800, 2000$  obr./min; silnik zasilany ON, pracujący według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej [7]

Punkty: początku gwałtownego wzrostu wartości współczynnika zmienności odchylenia standardowego (początek spalania) oraz punkt wyznaczający maksimum amplitudy współczynnika zmienności odchylenia standardowego ciśnienia spalania (kąąt odpowiadający maksimum prędkości wydzielania ciepła), zmieniają swoje położenie wraz ze wzrostem prędkości OWK. Zestawienie wyznaczonych kąątów: początku spalania i maksymalnej prędkości wydzielania ciepła dla silnika zasilanego ON i pracującego według zewnętrznej charakterystyki w zakresie prędkości od 1000 obr./min do 2000 obr./min przedstawiono w tabeli 7.7. W tabeli tej przedstawiono następujące wartości kąątów:

$\begin{bmatrix} \alpha_{ps} \\ X_{(p_c)} \end{bmatrix}$  – kąąt początku spalania, wyznaczony na podstawie przebiegu współczynnika zmienności  $X_{p_c}(\alpha) = f(\alpha)$ , jako położenie punktu, w którym następuje gwałtowny wzrost amplitudy  $\frac{dX_{p_c}(\alpha)}{d\alpha} > 0$ , prowadzący do wartości maksymalnej (rys. 7.10);

$\begin{bmatrix} \alpha_{ps} \\ \text{Lit.} \end{bmatrix}$  – kąąt początku spalania, podany w pracy [53];

$\begin{bmatrix} \alpha_{\dot{Q}^{\text{MAX}}} \\ X_{(p_c)} \end{bmatrix}$  – kąąt określający położenie punktu, w którym występuje maksymalna prędkość wydzielania ciepła, wyznaczony na podstawie współrzędnej maksimum lokalnego współczynnika zmienności  $X_{p_c}(\alpha) = f(\alpha)$ ,  $\frac{dX_{(p_c)}(\alpha)}{d\alpha} = 0$  (rys. 7.10);

$\begin{bmatrix} \alpha_{\dot{Q}^{\text{MAX}}} \\ \sigma_{p_c} \end{bmatrix}$  – kąąt określający położenie punktu, w którym występuje maksymalna prędkość wydzielania ciepła, wyznaczony na podstawie współrzędnej maksimum lokalnego odchylenia standardowego  $\sigma_{p_c}(\alpha) = f(\alpha)$ ,  $\frac{d\sigma_{p_c}(\alpha)}{d\alpha} = 0$  (rys. 7.7);

$\begin{bmatrix} d^2q \\ d\alpha^2 \end{bmatrix}$  – kąąt określający położenie punktu, w którym występuje maksymalna prędkość wydzielania ciepła, wyznaczony po rozwiązaniu równania (7.26);

$\begin{bmatrix} \alpha_{\dot{Q}^{\text{MAX}}} \\ \text{Lit.} \end{bmatrix}$  – kąąt określający położenie punktu, w którym występuje maksymalna prędkość wydzielania ciepła, podany w pracy [53];

$\begin{bmatrix} \alpha_{\dot{Q}^{\text{MAX}}} \\ \text{fft} \end{bmatrix}$  – kąąt określający położenie punktu, w którym występuje maksymalna prędkość wydzielania ciepła, wyznaczony na podstawie maksimum lo-

kalnego szybkiej transformaty Fouriera zależności  $p_c(\alpha) = f(\alpha)$   
 $\frac{d|fft(p_c(\alpha))|}{d\alpha} = 0$  (rys. 7.6);

[ZSPAL] – kąt określający położenie punktu, w którym następuje maksymalna prędkość wydzielania ciepła wyznaczony z aplikacji ZSPAL podanej w pracy [75].

Program komputerowy ZSPAL [75], służący do modelowania wybranych parametrów pracy silnika o zapłonie samoczynnym, dostępny jest na stronie internetowej <http://zspal.itc.pw.edu.pl>. W tabeli tej podano również wartości odpowiednich kątów występujące w literaturze [53].

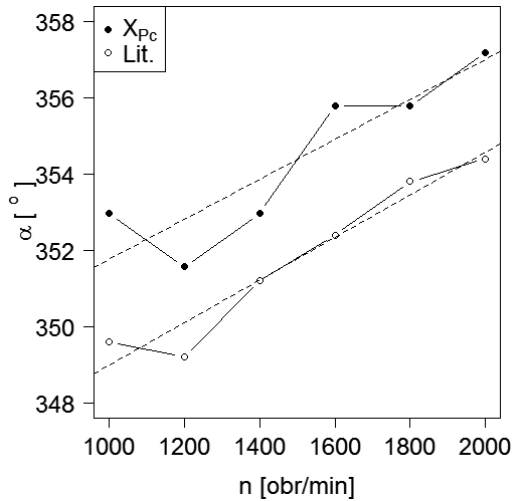
**TABELA 7.7.** Zestawienie wartości wyznaczonych kątów: początku spalania i maksymalnej prędkości wydzielania ciepła dla silnika zasilanego ON i pracującego według zewnętrznej charakterystyki w zakresie prędkości od 1000 obr./min do 2000 obr./min wyznaczonych różnymi metodami [7]

prędkość	$\alpha_{ps}$ $X_{(Pc)}$	$\alpha_{ps}$ Lit.	$\alpha_{Q_{MAX}}$ $X_{(Pc)}$	$\alpha_{Q_{MAX}}$ $\sigma_{Pc}$	$\frac{d^2q}{d\alpha^2} = 0$	$\alpha_{Q_{MAX}}$ fft	ZSPAL	$\alpha_{Q_{MAX}}$ Lit.
obr./min	°OWK							
1000	352,97	349,6	354,38	355,78	356,60	355,78	361,50	355,78
1200	351,56	349,2	355,78	355,78	357,66	355,78	362,66	357,20
1400	352,97	351,2	356,50	357,19	358,32	357,19	362,64	357,17
1600	355,78	352,4	357,19	357,19	359,30	357,19	362,88	358,38
1800	355,78	353,8	358,59	358,59	360,78	358,59	363,18	360,00
2000	357,19	354,4	360,00	361,41	361,51	361,41	363,34	360,00

Wyniki pokazane w tabeli 7.7, wykazują zadowalającą zgodność wartości wyznaczonych kątów początku spalania i kątów, dla których prędkość wydzielania ciepła osiąga swoje maksimum w oparciu o współczynniki zmienności STD, odchylenie standardowe i analizę FFT, z wynikami pozyskanymi z literatury i obliczonymi w sposób teoretyczny. Na rysunkach 7.14 i 7.15 pokazano w formie graficznej porównanie uzyskanych wyników.

Z rysunku 7.14 widać, że wartości kątów początku spalania  $\alpha_{ps}$ , wyznaczone na podstawie analizy współczynników zmienności  $X_{(Pc)}$ , są nieznacznie większe od wartości podanych w pracy [53]. Charakter przebiegów jest do siebie zbliżony, i w oby-

dwu przypadkach można zaobserwować, że wraz ze wzrostem prędkości obrotowej zwiększają się wartości kątów  $\alpha_{ps}$ . Na rysunku tym pokazano również linie proste, będące modelami regresji liniowej  $\alpha = f(n) = a \cdot n + b$ .



**Rys. 7.14.** Porównanie uzyskanych wartości kątów  $\alpha_{ps}$  na podstawie analizy współczynników zmienności  $X_{(p_c)}$  i odczytanych z literatury; silnik zasilany ON, pracujący według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej w zakresie prędkości obrotowych  $n = 1000 \div 2000$  obr./min [7]

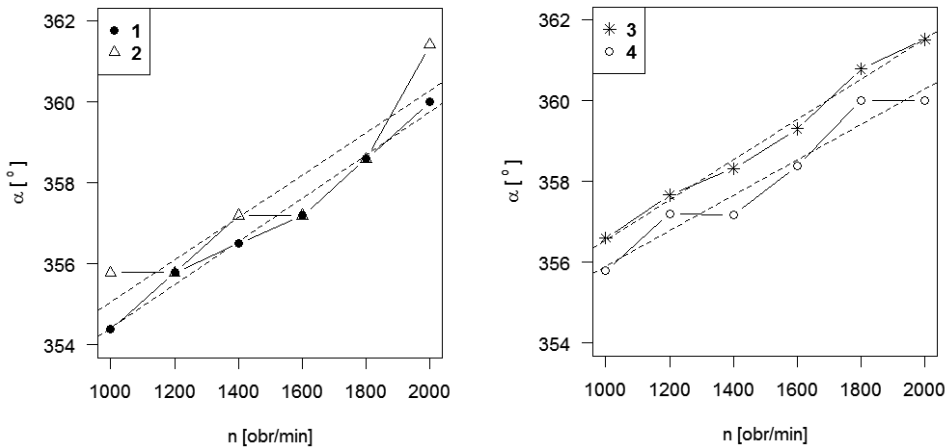
W tabeli 7.8 podano wartości parametrów modeli regresji wyznaczone dla kątów określonych na podstawie analizy współczynników zmienności STD i odczytanych z literatury. Wyznaczono również odchylenie standardowe wartości z badań względem wartości obliczonych, według zależności (6.25). Parametry  $u_a$  i  $u_b$  są standardowymi niepewnościami wyznaczenia wartości współczynników  $a$  oraz  $b$ , które opisano w rozdziale 6.

**TABELA 7.8.** Parametry modeli regresji opisanych funkcją  $\alpha = f(n) = a \cdot n + b$ , dotyczących kątów początku spalania, wyznaczonych na podstawie współczynników niepewtarzalności  $X_{p_c}$  i pozyskanych z literatury [7]

	$a \cdot 10^{-3}$	$b$	$r_{\alpha n}$	$u_a$	$u_b$	$\sigma_e$
	$\frac{\text{min} \cdot \text{°OWK}}{\text{obr.}}$	°OWK	–	$\frac{\text{min} \cdot \text{°OWK}}{\text{obr.}}$	°OWK	°OWK
$X_{p_c}$	5,22	346,5	0,897	$1,29 \cdot 10^{-3}$	1,98	1,08
Lit.	5,57	343,4	0,970	$6,93 \cdot 10^{-4}$	1,07	0,58

Uzyskane wartości parametrów są do siebie zbliżone. Należy jednak zaznaczyć, że odchylenie standardowe  $\sigma_e$  wyznaczone według zależności (6.25) jest większe w przypadku modelu regresji dotyczącego kątów wyznaczonych w oparciu o współczynniki zmienności STD niż w przypadku modelu odnoszącego się do danych uzyskanych z literatury.

Przebiegi  $\alpha_{\dot{Q}_{MAX}} = f(n)$  utworzone na podstawie tabeli 7.7 pokazano na rysunku 7.15.



**Rys. 7.15.** Porównanie zależności  $\alpha_{\dot{Q}_{MAX}} = f(n)$  wyznaczonych na podstawie tabeli 7.7. Oznaczenia: 1 –  $\left[ \alpha_{\dot{Q}_{MAX}} \right]_{X(p_c)}$ , 2 –  $\left[ \alpha_{\dot{Q}_{MAX}} \right]_{\sigma_{p_c}}$  i  $\left[ \alpha_{\dot{Q}_{MAX}} \right]_{fft}$ , 3 –  $\left[ \alpha_{\dot{Q}_{MAX}} \right]_{d^2q}$ , 4 –  $\left[ \alpha_{\dot{Q}_{MAX}} \right]_{Lit.}$ ; silnik zasilany ON, pracujący według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej w zakresie prędkości obrotowych  $n = 1000 \div 2000$  obr./min [7]

Z wykresów przedstawionych na rysunku 7.15 widać, że wartości kątów  $\alpha_{\dot{Q}_{MAX}}$  wyznaczone na podstawie współczynników zmienności  $X(p_c)$ , odchylenia standardowego  $\sigma_{p_c}$  analizy FFT, programu ZSPAL i rozwiązania równania (7.26) różnią się nieznacznie od wartości odczytanych z literatury. Warto jednak zwrócić uwagę, że różnice pomiędzy tymi kątami nie są duże, oraz że charakter wszystkich uzyskanych przebiegów jest bardzo zbliżony. We wszystkich przypadkach wartości kątów  $\alpha_{\dot{Q}_{MAX}}$  wzrastają wraz ze wzrostem prędkości obrotowej, co potwierdzają wartości współczynników kierunkowych modelu regresji pokazane w tabeli 7.9.

Na rysunku 7.15 pokazano również linie proste będące modelami regresyjnymi zależności  $\alpha = f(n) = a \cdot n + b$ , wyznaczone dla wartości kątów wyznaczonych w monografii oraz kątów pozyskanych z literatury. Porównanie parametrów modeli regresji pokazano w tabeli 7.9.



**TABELA 7.9.** Parametry modeli regresji opisanych funkcją  $\alpha = f(n) = a \cdot n + b$  wyznaczone na podstawie danych z tabeli 7.7; silnik zasilany ON, pracujący według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej w zakresie prędkości obrotowych  $n = 1000\text{--}2000$  obr./min [7]

	$a \cdot 10^{-3}$	$b$	$r_{\alpha n}$	$u_a$	$u_b$	$\sigma_e$
	$\frac{\text{min} \cdot \text{°OWK}}{\text{obr.}}$	°OWK	–	$\frac{\text{min} \cdot \text{°OWK}}{\text{obr.}}$	°OWK	°OWK
$\left[ \alpha_{X(p_c)}^{\dot{Q}_{\text{MAX}}} \right]$	5,32	349,1	0,99	$3,51 \cdot 10^{-4}$	0,54	0,29
$\left[ \alpha_{\sigma_{p_c}}^{\dot{Q}_{\text{MAX}}} \right]$	5,23	349,8	0,92	$1,09 \cdot 10^{-3}$	1,68	0,91
$\left[ \frac{d^2 q}{d\alpha^2} \right]$	4,98	351,6	0,99	$2,55 \cdot 10^{-4}$	0,39	0,21
$\left[ \alpha_{\text{fft}}^{\dot{Q}_{\text{MAX}}} \right]$	5,23	349,8	0,92	$1,09 \cdot 10^{-3}$	1,68	0,91
$\left[ \alpha_{\text{Lit.}}^{\dot{Q}_{\text{MAX}}} \right]$	4.39	351,5	0,97	$5,61 \cdot 10^{-4}$	0,86	0,47

Porównując wartości odchylenia standardowego  $\sigma_e$  dla każdej zależności, wiadać dobrą zbieżność pomiędzy wynikami uzyskanymi z analizy współczynnika zmienności, proponowanego modelu analitycznego oraz literatury.

Należy również zaznaczyć, że algorytmy wyznaczania deskryptorów, w oparciu o współczynniki zmienności, są dosyć proste do zaimplementowania, nie wymagają procesorów o dużych mocach obliczeniowych i trwają bardzo krótko, tj. około 0,018 s. Umożliwia to wykorzystanie ich do sterowania w czasie rzeczywistym.

Omówione metody wyznaczenia kątów  $\alpha_{p_s}$  oraz  $\alpha_{\dot{Q}_{\text{MAX}}}$  na podstawie analizy współczynników zmienności  $X_{(p_c)}$  oraz odchylenia standardowego  $\sigma_{p_c}$ , zastosowano również dla wyników pomiarów uzyskanych w przypadku gdy silnik zasilany był FAME. W tabeli 7.10 przedstawiono uzyskane wyniki.

Podobnie jak w przypadku silnika zasilanego ON, wyniki pokazane w tabeli 7.10 wykazują zadowalającą zgodność wartości wyznaczonych kątów początku spalania i kątów, dla których prędkość wydzielania ciepła osiąga swoje maksimum w oparciu o współczynniki zmienności STD, odchylenie standardowe, z wynikami pozyskanymi z literatury i obliczonymi w sposób teoretyczny. Parametry modeli regresji dotyczących kątów  $\alpha_{p_s}$  pokazano w tabeli 7.11.

Ponieważ wartości kątów  $\alpha_{p_s}$  uzyskane z literatury praktycznie pokrywają się z wartościami kątów wyznaczonymi w oparciu o analizę współczynników zmienności STD ciśnienia w komorze spalania, w obydwu przypadkach, uzyskano takie same parametry modeli regresji. W tabeli 7.12 przedstawiono parametry modelu regresji liniowej dla zależności  $\alpha_{\dot{Q}_{\text{MAX}}} = f(n)$ .

**TABELA 7.10.** Zestawienie wartości wyznaczonych kątów: początku spalania i maksymalnej prędkości wydzielania ciepła dla silnika zasilanego FAME i pracującego według zewnętrznej charakterystyki w zakresie prędkości od 1000 obr./min do 2000 obr./min [7]

prędkość	$\alpha_{ps}$ $X_{(p_c)}$	$\alpha_{ps}$ Lit.	$\alpha_{\dot{q}_{MAX}}$ $X_{(p_c)}$	$\alpha_{\dot{q}_{MAX}}$ $\sigma_{p_c}$	$\frac{d^2q}{d\alpha^2} = 0$	$\alpha_{\dot{q}_{MAX}}$ Lit.
obr./min	°OWK					
1000	350,16	350,15	352,96	352,96	355,62	352,96
1200	351,56	351,56	354,38	354,38	356,28	354,34
1400	352,96	352,96	355,78	355,78	357,68	355,78
1600	354,38	354,37	357,19	357,19	358,41	355,78
1800	354,38	354,37	358,59	358,59	359,63	357,18
2000	355,78	355,78	358,59	360,00	360,82	358,59

**TABELA 7.11.** Parametry modeli regresji opisanych funkcją  $\alpha = f(n) = a \cdot n + b$ , dotyczących kątów początku spalania wyznaczonych na podstawie wskaźników niepewności  $X_{(p_c)}$  i pozyskanych z literatury – silnik zasilany FAME [7]

	$a \cdot 10^{-3}$	$b$	$r_{\alpha n}$	$u_a$	$u_b$	$\sigma_e$
	$\frac{\text{min} \cdot \text{°OWK}}{\text{obr.}}$	°OWK	–	$\frac{\text{min} \cdot \text{°OWK}}{\text{obr.}}$	°OWK	°OWK
$X_{(p_c)}$	5,43	345,1	0,98	$5,42 \cdot 10^{-4}$	0,83	0,45
Lit.	5,43	345,1	0,98	$5,43 \cdot 10^{-4}$	0,84	0,45

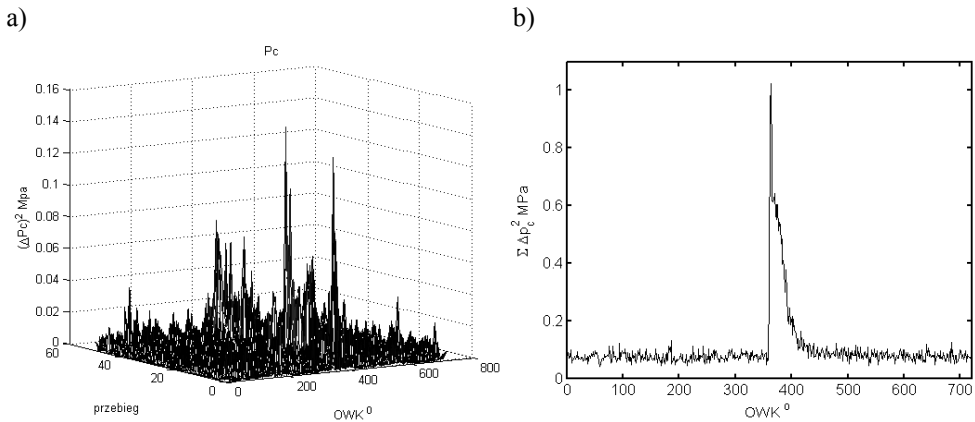
**TABELA 7.12.** Parametry modeli regresji opisanych funkcją  $\alpha = f(n) = a \cdot n + b$  wyznaczone na podstawie danych z tabeli 7.10. Silnik zasilany FAME, pracujący według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej w zakresie prędkości obrotowych  $n = 1000 \div 2000$  obr./min [7]

	$a \cdot 10^{-3}$	$b$	$r_{\alpha n}$	$u_a$	$u_b$	$\sigma_e$
	$\frac{\text{min} \cdot \text{°OWK}}{\text{obr.}}$	°OWK	–	$\frac{\text{min} \cdot \text{°OWK}}{\text{obr.}}$	°OWK	°OWK
$\left[ \begin{matrix} \alpha_{\dot{q}_{MAX}} \\ X_{(p_c)} \end{matrix} \right]$	6,03	347,2	0,98	$5,82 \cdot 10^{-4}$	0,90	0,49
$\left[ \begin{matrix} \alpha_{\dot{q}_{MAX}} \\ \sigma_{p_c} \end{matrix} \right]$	7,03	345,9	1,00	$6,28 \cdot 10^{-6}$	$9,66 \cdot 10^{-3}$	0,00
$\left[ \frac{d^2q}{d\alpha^2} \right]$	5,25	350,2	1,00	$2,27 \cdot 10^{-4}$	0,35	0,19
$\left[ \begin{matrix} \alpha_{\dot{q}_{MAX}} \\ \text{Lit.} \end{matrix} \right]$	5,24	347,9	0,98	$4,89 \cdot 10^{-4}$	0,75	0,41

Porównując wartości odchylenia standardowego  $\sigma_e$  dla każdej zależności, wi-  
dać dobrą zbieżność pomiędzy wynikami uzyskanymi z analizy współczynnika  
zmienności  $X_{(p_c)}$  oraz literatury.

W ramach badań eksperymentalnych przeprowadzonych na stanowisku ha-  
mownianym rejestrowano wartości wybranych parametrów szybkozmiennych dla  
silnika pracującego według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych oraz  
charakterystyk obciążeniowych. Dla silnika pracującego według zewnętrznych  
charakterystyk prędkościowych uwzględniono wyniki otrzymane dla prędkości  
OWK, zmieniających się w zakresie od 1000 do 2000 obr./min. W przypadku sil-  
nika pracującego według charakterystyk obciążeniowych wykorzystano wyniki  
uzyskane dla prędkości obrotowych 1400, 1600 i 2000 obr./min oraz obciążeń 8,  
12, 16 oraz 20 kW.

Określenie położenia punktów charakteryzujących przebieg procesu zmian  
 $p_c$  może być wykorzystane do sterowania cyklem pracy silnika. Autorzy postano-  
wili wyznaczyć wartości kątów  $\alpha_{p_s}$  i  $\alpha_{\dot{Q}_{\max}}$  również w oparciu o sygnał odchyłek  
ciśnienia  $p_c$  od wartości średniej, dla silnika pracującego według charakterystyk  
obciążeniowych. Odchyłki te można wyznaczyć według zależności (4.2). W tym  
celu wyznaczono kwadraty odchyłek (ozn.  $\Delta p_c^2$ ) dla poszczególnych kątów OWK.  
Uzyskane wyniki w układzie przestrzennym pokazano na rysunku 7.16a.



**Rys. 7.16.** a) przebieg funkcji  $\Delta p_c^2(i, j)$  dla poszczególnych kątów OWK, b) przebieg funk-  
cji  $\Sigma \Delta p_c^2$  – dla silnika zasilanego ON i pracującego według charakterystyki obciążeniowej  
z prędkością 1600 obr./min i obciążeniem  $N_e = 16$  kW [14]

Analiza tego wykresu prowadzi do wniosku, że największe wartości kwadratów odchyłek występują w przedziale kątowym, dla którego zachodzi spalanie ładunku. W celu wyznaczenia poszukiwanych wartości  $\alpha_{ps}$  i  $\alpha_{\dot{Q}_{max}}$  autorzy wyznaczyli sumę kwadratów  $\sum \Delta p_c^2$  dla poszczególnych kątów OWK. Wykres przedstawiający ten sygnał przedstawiono na rysunku 7.16b. Analiza przebiegu przedstawionego na rysunku 7.16b pozwala przyjąć założenie, że przebieg ten można wykorzystać do wyznaczenia kątów początku spalania  $\alpha_{ps}$  i kątów, dla których prędkość wydzielania ciepła osiąga maksimum  $\alpha_{\dot{Q}_{max}}$ . Zdaniem autorów położenie wartości maksymalnej sygnału  $\sum \Delta p_c^2$  (rys. 7.16b) odpowiada kątowi  $\alpha_{\dot{Q}_{max}}$ , natomiast kąt od którego następuje gwałtowny wzrost  $\sum \Delta p_c^2$  określa początek spalania.

Skrypt 7.4 napisany w języku aplikacji Matlab pozwala na wyznaczenie wartości  $\sum \Delta p_c^2$  i przedstawienia ich w formie graficznej.

#### Skrypt 7.4. Wyznaczenie sum kwadratów odchyłek ciśnienia $p_c$ od wartości średnich

```
%skrypt7.4.m
load pc; load owk;
pc=pc';sr=mean(pc);sred=sr;
for i=1:49
    sred=[sred;sr];
end
odc=pc - sred; odckw=odc.^2;
suodckw=sum(odckw);
plot(owk,suodckw,'-k','LineWidth',1);set(gca,'LineWidth',2,'FontSize',12);
xlabel('OWK ^\circ','fontSize',12,'FontName','Arial Unicode MS');
ylabel('\Sigma \Delta p_{c}^2 MPa','fontSize',12,'FontName','Arial Unicode MS');
axis([0 720 0 1.1])
```

Wyznaczone w oparciu o przebieg pokazany na rysunku 7.16b wartości kątów zestawiono w tabeli 7.13, w której porównano je z wartościami pozyskanymi z literatury [53].

W celu potwierdzenia słuszności prezentowanej metody autorzy postanowili wyznaczyć wartości szukanych kątów za pomocą analizy modułów transformat Fouriera sygnału  $p_c$  związanego z poszczególnymi kątami OWK. We wszystkich analizowanych przypadkach uzyskano identyczne wyniki. Zaletą wykorzystania skryptu 7.4 do wyznaczenia wartości kątów  $\alpha_{ps}$  i  $\alpha_{\dot{Q}_{max}}$  jest krótszy czas obliczeń (dla metody wykorzystującej FFT czas ten był dłuższy o około 50%).

**TABELA 7.13.** Porównanie wartości kątów wyznaczonych w oparciu o  $\sum \Delta p_c^2$  oraz pozyskanych z literatury; silnik zasilany paliwem ON lub FAME pracujący z prędkością  $n = 1600$  obr./min [14]

N [kW]	$\alpha_{ps}$	$\alpha_{ps}$ Lit.	$\alpha_{\dot{Q}_{max}}$	$\alpha_{\dot{Q}_{max}}$ Lit.
ON				
4	362,8	361,4	368,4	368,4
8	360,0	360,0	365,6	365,5
12	358,6	357,8	364,2	364,1
16	355,8	356,4	362,8	362,9
20	354,4	355,4	361,4	361,5
24	355,8	354	358,6	361,5
FAME				
N [kW]	$\alpha_{ps}$	$\alpha_{ps}$ Lit.	$\alpha_{\dot{Q}_{max}}$	$\alpha_{\dot{Q}_{max}}$ Lit.
4	360,0	360,4	367,0	365,6
8	358,6	358,4	364,2	364,2
12	355,8	355,5	362,8	361,4
16	357,2	355,5	371,3	360,0
20	357,2	355,5	360,0	358,6
24	353,0	354,4	358,6	357,2

### 7.3. Analiza niepewności wyznaczenia współczynników zmienności odchylenia standardowego

W celu wyznaczenia metodą typu B standardowej niepewności współczynników zmienności odchylenia standardowego ciśnienia w komorze spalania przedstawionych w rozdziale 7 (wzór (7.1)), należy zastosować następującą zależność:

$$u_{BX(p_c)} = \sqrt{\left(\frac{\partial X(p_c)}{\partial \bar{p}_c}\right)^2 u_{B\bar{p}_c}^2 + \left(\frac{\partial X(p_c)}{\partial \sigma_{p_c}}\right)^2 u_{B\sigma_{p_c}}^2}$$

Po obliczeniu i uwzględnieniu pochodnych cząstkowych otrzymujemy następującą zależność:

$$u_{BX(p_c)} = \sqrt{\left(\frac{-\sigma_{p_c}}{\bar{p}_c^2}\right)^2 u_{B\bar{p}_c}^2 + \left(\frac{1}{\bar{p}_c}\right)^2 u_{B\sigma_{p_c}}^2}$$

Wartość standardowej niepewności dla pomiarów ciśnienia w komorze spalania, wyznaczona metodą typu B, wynosi 0,046 MPa. Wyznaczone wartości niepewności standardowej współczynnika zmienności STD ciśnienia w cylindrze, dla silnika zasilanego ON lub FAME i pracującego według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych, pokazano w tabeli 7.14.

**TABELA 7.14.** Standardowa niepewność współczynnika zmienności STD ciśnienia w komorze spalania dla silnika pracującego według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych w zakresie prędkości obrotowych  $n = 1000\div 2000$  obr./min zasilanego ON lub FAME [7]

prędkość [obr./min]	1000	1200	1400	1600	1800	2000
$u_{BX(p_c)}$ ON	0,0054	0,0054	0,0055	0,0056	0,0057	0,0058
$u_{BX(p_c)}$ FAME	0,0056	0,0055	0,0056	0,0056	0,0057	0,0059

Niepewność wyznaczenia współczynników zmienności odchylenia standardowego ciśnienia w komorze spalania pozostaje na zbliżonym poziomie dla wszystkich prędkości obrotowych, zarówno w przypadku zastosowania ON, jak i FAME, i wynosi około 0,006.

## 7.4. Wnioski

Analiza współczynników zmienności odchylenia standardowego badanych zmiennych wykazała, że największe wartości osiąga współczynnik zmienności STD wzniosu iglicy wtryskiwacza. Analizę położenia lokalnego ekstremum współczynnika zmienności STD ciśnienia w komorze spalania, można wykorzystać do wyznaczenia punktu, w którym prędkość wydzielania ciepła osiąga swoje maksimum. Podobnie położenie punktu, od którego wartość współczynnika zmienności STD ciśnienia w komorze spalania zaczyna wzrastać, aż do osiągnięcia maksimum lokalnego, odpowiada kątowi początku spalania. Algorytmy wyznaczania deskryptorów w oparciu o współczynniki zmienności są proste do zaimplementowania i nie wymagają procesorów o dużych mocach obliczeniowych. Umożliwia to wykorzystanie ich do sterowania w czasie rzeczywistym. Z przeprowadzonej analizy współczynników zmienności STD wynika, że małe zaburzenia w procesie podawania paliwa do cylindra nie powodują dużych oscylacji wartości ciśnienia w komorze spalania.

Wartości średniego ciśnienia indykowanego w cylindrze silnika spalinowego ZS zależą od rodzaju zastosowanego paliwa i zwiększają się wraz ze wzrostem

prędkości obrotowej wału korbowego. W przypadku silnika zasilanego ON mieszczą się w przedziale od 1,054 do 1,151 MPa. Wartości średniego ciśnienia indykowanego, uzyskiwanego w kolejnych cyklach roboczych można uznać za sygnał stacjonarny, ze względu na średnią i odchylenie standardowe. Nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy zerowej o zgodności rozkładu wartości średniego ciśnienia indykowanego, uzyskiwanego w kolejnych cyklach roboczych z rozkładem normalnym, na poziomie istotności 0,05. Standardowa niepewność pomiaru średniego ciśnienia indykowanego obliczana metodą typu B wynosi około 0,042 MPa i jest znacznie większa niż wyznaczana metodą statystyczną. Wpływ położenia wykresu indykatorowego względem GMP na wartość wyznaczonego średniego ciśnienia indykowanego w przypadku zewnętrznych charakterystyk prędkościowych i przesunięcia o  $\pm 1,4^\circ$  OWK wynosi od -8% do +8%. W przypadku charakterystyk obciążeniowych wpływ ten jest większy i zawiera się w przedziale od -13% do +13%.

Uzyskane wartości niepewności pomiarów potwierdzają możliwość stosowania tego parametru w celach diagnostycznych oraz do sterowania pracą silnika. W przyszłych badaniach należy rozważyć możliwość zwiększenia rozdzielczości pomiarów kąta OWK do wartości mniejszej od  $1^\circ$  (np.  $0,1^\circ$ ), co pozwoli na dokładniejsze wyznaczanie kąтового położenia punktów charakterystycznych dla procesu spalania ładunku.

## 8. PODSUMOWANIE

---

W monografii wykazano, że do oceny pracy silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym można stosować różne deskryptory uzyskane w oparciu o analizę sygnałów uzyskanych podczas jego indykowania. Przykładami takich deskryptorów są: współczynnik zmienności odchylenia standardowego ciśnienia w komorze spalania, odchyłki ciśnienia w komorze spalania od ich wartości średnich, średnie ciśnienie indykowane. Przeprowadzono analizę możliwości wykorzystania wybranych deskryptorów wyznaczonych na podstawie eksperymentalnie uzyskanego sygnału ciśnienia w komorze spalania do wyznaczania charakterystycznych punktów pracy silnika spalinowego.

Wyznaczono niepewności przeprowadzonych pomiarów wartości ciśnień w komorze spalania, w króćcu wtryskiwacza oraz wzniosu iglicy wtryskiwacza, a także zbadano charakterystyczne cechy statystyczne badanych sygnałów, które zostały zmierzone w indykowanym silniku ZS zasilanym paliwem mineralnym lub biopaliwami, pracującym według zewnętrznych charakterystyk prędkościowych lub charakterystyk obciążeniowych. Wykazano, że nie zawsze rozkład wartości mierzonych parametrów jest zgodny z rozkładem normalnym.

Szczególłą uwagę poświęcono sygnałowi ciśnienia zarejestrowanemu w komorze spalania. Uzyskane wartości niepewności pomiarów potwierdzają możliwość stosowania tego parametru w celach diagnostycznych oraz do sterowania pracą silnika. Wykazano, że analizę położenia lokalnego ekstremum współczynnika zmienności odchylenia standardowego ciśnienia w komorze spalania, można wykorzystać do wyznaczenia punktu, w którym prędkość wydzielania ciepła osiąga swoje maksimum. Podobnie położenie punktu, od którego wartość współczynnika zmienności odchylenia standardowego ciśnienia w komorze spalania zaczyna wzrastać, aż do osiągnięcia maksimum lokalnego, odpowiada kątowi początku spalania. Zaproponowano algorytm wyznaczania deskryptorów w oparciu o współczynniki zmienności. Algorytm ten jest prosty do zaimplementowania i nie wymaga procesorów o dużych mocach obliczeniowych.

Większość obliczeń, których wyniki przedstawiono w niniejszej pracy przeprowadzono z wykorzystaniem ogólnodostępnych bezpłatnych aplikacji R i Octave oraz komercyjnego pakietu Matlab. Zaletą pakietu statystycznego R jest duża ilość predefiniowanych funkcji statystycznych pozwalających na szybkie i łatwe uży-



skanie wyników obliczeń bez konieczności pisania własnych procedur. Język programowania wykorzystywany przez aplikację Octave jest w dużej mierze zgodny z językiem komercyjnego pakietu Matlab. W monografii autorzy umieścili kody źródłowe wybranych skryptów wykorzystanych podczas obliczeń, co w zamyśle autorów może czytelnikowi ułatwić napisanie własnych procedur.

## Literatura

- [1] Adamczak St., Bochnia J., Kaczmarska B., An analysis of tensile test results to assess the innovation risk for an additive manufacturing technology, *Metrology and Measurement Systems*, vol. XXII (2015), No. 1, pp. 127-138.
- [2] Adrianowicz A., Sobociński R., Niepowtarzalność kolejnych obiegów pracy silnika ZI, *Technika Motoryzacyjna* 1979/7.
- [3] Ambrozik A., Glued Functions – Based assessment of interpolation accuracy of self ignition engine real indicator diagram, *Solid State Phenomena, Mechatronic Systems, Mechanics and Materials*, 180 (2012).
- [4] Ambrozik A., *Podstawy teorii tłokowych silników spalinowych*, Politechnika Warszawska, Warszawa 2012.
- [5] Arendarski J., *Niepewność pomiarów*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2003.
- [6] Batko W., Ziółko M., *Zastosowanie teorii falek w diagnostyce technicznej, Problemy inżynierii mechanicznej i robotyki*, monografie, Kraków 2002.
- [7] Bąkowski A., *Analiza metrologiczna sygnałów uzyskanych podczas indykowania silnika ZS*. Politechnika Świętokrzyska, praca doktorska, Kielce 2013.
- [8] Bąkowski A., Ciosmak J., Dziubek T., Grzybek D., HOLEWA K., Izworski A., Nawrocka A., Radziszewski L., Turek P., Wszótek W., *Wybrane zagadnienia analizy sygnałów, modelowania i sterowania w inżynierii mechanicznej i biomedycznej*, Monografie Katedry Automatykacji Procesów AGH w Krakowie, Kraków 2014.
- [9] Bąkowski A., Radziszewski L., A statistical analysis of pressure signals for an internal combustion engine, *Problems of maintenance of sustainable technological systems* eds. Liscak St., Niewczas A., vol. IV, *Automotive engineering and vehicle safety engineering*, Monographs of the Maintenance Systems Unit, Committee on Machine Building Maintenance Fundamentals Section Polish Academy of Sciences, Kielce University of Technology Kielce 2012, pp. 5-22.
- [10] Bąkowski A., Radziszewski L., Evaluation of the Uncertainty of Selected Parameters that Characterise Diesel Engine Work, *Applied Mechanics and Materials*, Vol 712 (2015), pp. 69-74.
- [11] Bąkowski A., Radziszewski L., Determining selected diesel engine combustion descriptors based on the analysis of the coefficient of variation of in-chamber pressure *Bulletin of The Polish Academy of Sciences Technical Sciences*, Vol. 63, No. 2, 2015, pp. 457-464.
- [12] Bąkowski A., Radziszewski L., Żmindać M., Dynamic pressure measurement and uncertainty analysis with a piezoelectric transducer for a combustion engine, *Applied Mechanics and Materials* 2015, w druku.

- [13] Bąkowski A., Radziszewski L., Žmindak M., Determining the polytropic exponent of the process occurring during the working cycle of a diesel, *Procedia Engineering* 2016, w druku.
- [14] Bąkowski A., Radziszewski L., Žmindak M., Analysis of selected pressure signal descriptors used to control combustion engine, *Applied Mechanics and Materials* 2015, w druku.
- [15] Bendat J.S., and Piersol A.G., *Metody analizy i pomiaru sygnałów losowych*, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, 1976.
- [16] Bodisco T., Brown R.J., Inter-cycle variability of in-cylinder pressure parameters in an ethanol fumigated common rail diesel engine, *Energy* 52, pp. 55-65 (2013).
- [17] Boguś P., *Wykorzystanie nieliniowych metod analizy sygnałów w diagnostyce silników spalinowych*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2006.
- [18] Brzozowski K., Nowakowski J., Model for calculating compression ignition engine performance, *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2014; 16 (3): 407-414.
- [19] Bueno A., Velásquez A., Milanez L. (2012), Internal Combustion Engine Indicating Measurements, *Applied Measurement Systems*, Prof. Zahurul Haq (Ed.), ISBN: 978-953-51-0103-1, InTech.
- [20] Chłopek Z., Piaseczny L., *Badania procesów szybkozmiennych zachodzących w silniku spalinowym*, Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej, nr 157, Gdynia 2004.
- [21] Chłopek Z., Piaseczny L., *Badania statystycznych właściwości silnika spalinowego w statycznych warunkach pracy*, Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej, nr 156, Gdynia 2004.
- [22] Chłopek Z., Stasiak P., Analiza niepewtarzalności sygnału ciśnienia indykowanego silnika spalinowego, *Silniki Spalinowe* Nr 1/2005.
- [23] Cichy M., *Silniki o działaniu cyklicznym: podstawy teorii i działania*, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 1989.
- [24] Cupiał K., Katolik G., Modelowanie niepewtarzalności ciśnienia indykowanego w poszczególnych cylindrach silnika gazowego, *KONES*, vol. 13. No. 4.
- [25] Cygan S., Niektóre przyczyny niewłaściwej pracy rozpylaczy w silnikach wysokoprężnych, *Silniki Spalinowe* Nr 3/1987.
- [26] Dent J.C., A basic -for the comparison of various experimental methods for studying spray penetration, SAE paper 710571, 1971.
- [27] Falkowski H., Hauser G., Janiszewski T., Jaskóła A., *Układy wtryskowe silników wysokoprężnych. Konstrukcja, modelowanie, sterowanie*. WKŁ, Warszawa 1989.

- [28] Feliong L., Gehan A., Amaratunga J., Collings N., Soliman A., An experimental study on engine dynamics model based in cylinder pressure estimation, SAE 2012-01-0896.
- [29] Forma M., Analiza sprawności ogólnej i parametrów ekologicznych silnika dwusuwowego ZI z bezpośrednim wtryskiem paliwa, Politechnika Krakowska, praca doktorska, Kraków 2011.
- [30] Fraidl G., Herzog P., Wielostronne korzyści rozwoju technologii hybrydowych silników o zapłonie iskrowym i samoczynnym, Silniki Spalinowe 2007-SS1-201.
- [31] Glinka W., Litwin T., Opara T., Wdowiak S., Przeciętna średnica kropeł wtryskiwacza pneumatycznego, Silniki Spalinowe 2007-SC2, s. 127.
- [32] Golec K., Wpływ zjawisk falowych na przebieg ciśnienia w przewodach wtryskowych silników wysokoprężnych, cz. I i II, Technika Motoryzacyjna Nr 10 i 11/1970.
- [33] Gruca M., Grzelka J., Pyrc M., Szwaja S., Tutak W., Miernictwo i systemy pomiarowe, <http://www.plan-rozwoju.pcz.pl/wyklady/mechatronika>, Politechnika Częstochowska, Częstochowa 2008.
- [34] Hawryluk B., Stochastyczny model samochodowego silnika benzynowego w aspekcie stechiometrycznego składu mieszanki paliwowo-powietrznej, Politechnika Lubelska, praca doktorska, Lublin 2001.
- [35] Heywood J.B., Internal combustion engine fundamentals, McGraw-Hill Book Company, New York 1988.
- [36] Hiroyasu H., Arai M., Structure of fuel sprays in diesel engines, SAE Paper 900475, 1990.
- [37] Hlavna V., Hydrodynamics of the injection equipment. PTNSS-2011-SC-197.
- [38] Idzior M., Współczesne aspekty doboru ciśnienia wtrysku paliwa w silnikach o zapłonie samoczynnym, Silniki spalinowe 2007-SC2.
- [39] Idzior M., Studium optymalizacji parametrów rozpylaczy silników o zapłonie samoczynnym w aspekcie kształtowania ich właściwości użytkowych, Rozprawy Nr 384 Politechnika Poznańska, Poznań 2004.
- [40] Jamrozik A., Tutak W., Theoretical analysis of air-fuel mixture formation in the combustion chambers of the gas engine with two-stage combustion system, Bulletin of The Polish Academy of Sciences Technical Sciences, Vol. 62, No. 4, 2014, p. 779-790.
- [41] Jeschke J., Konzeption und Erprobung eines zylinderdruckbasierten motormanagements für PKW-dieselmotoren, Universität Magdeburg 2002, PhD thesis.
- [42] Katalog AVL, Piezoelectric pressure transducers for engine test instrumentation, AVL LIST GmbH, Graz, Austria.

- [43] Kornacki J., Mielniczuk J., Statystyka dla studentów kierunków technicznych i przyrodniczych, WNT, Warszawa 2006.
- [44] Kurczyński D., Wpływ paliw roślinnych i ich mieszanin z olejem napędowym na wskaźniki pracy silnika o zapłonie samoczynnym, Politechnika Świętokrzyska, praca doktorska, Kielce 2007.
- [45] Kuszewski H., Lejda K., Ustrzycki A., Badania procesu wtrysku w układzie common rail w aspekcie energetycznych parametrów paliwa, Silniki spalino-  
we PTNSS-2011-SC-203 3/2011.
- [46] Kuszewski H., Ustrzycki A., Wpływ parametrów pracy zasobnikowego ukła-  
du wtryskowego na rzeczywisty początek wtrysku paliwa, Silniki Spalinowe  
2007-SC2.
- [47] Lejda K., Jaworski A., Wpływ wybranych parametrów wtrysku w akumula-  
cyjnym układzie zasilania silnika wysokoprężnego na emisję węglowodorów,  
Silniki Spalinowe 2007- SC2, s. 101.
- [48] Longwic R., Analiza procesu ciśnienia indykowanego silnika o zapłonie sa-  
moczynnym w warunkach nieustalonych, Wydawnictwa Politechniki Lubel-  
skiej, Lublin 2005.
- [49] Longwic R., Charakterystyka działania silnika o zapłonie samoczynnym  
w warunkach swobodnego rozpędzania, Politechnika Lubelska, Lublin 2011,  
ISBN 978-83-62596-26-3.
- [50] Lotko W., Studium zastosowań paliw alternatywnych w silnikach o zapłonie  
samoczynnym, Politechnika Radomska Instytut Technologii Eksploatacji  
w Radomiu, Radom 2000.
- [51] Lotko W., Zasilanie silników wysokoprężnych paliwami węglowodorowymi  
i roślinnymi, WNT, Warszawa 1997.
- [52] Luja'n J.M. et al., A methodology for combustion detection in diesel engines  
through in-cylinder pressure derivative signal, Mechanical Systems and  
Signal Processing 24, pp. 2261-2275 (2010).
- [53] Łagowski P., Metodyka wyznaczania i ocena wielkości diagnostycznych wy-  
kresu indykatorowego silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym, Poli-  
technika Świętokrzyska, praca doktorska, Kielce 2010.
- [54] Madej H., Metody przetwarzania sygnałów wibroakustycznych w diagnozo-  
waniu silników spalinowych, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej 2010,  
seria Transport z. 69.
- [55] Maurya R.K., Agarwal A.K., Investigations on the effect of measurement  
errors on estimated combustion and performance parameters in HCCI  
combustion engine, Measurement 46 (2013), pp. 80-88.
- [56] Maurya R.K., Agarwal A.K., Statistical analysis of the cyclic variations of  
heat release parameters in HCCI combustion of methanol and gasoline,  
Applied Energy 89, pp. 228-236 (2012).

- [57] Merkisz J., Kozak M. i in., The research on atomization of oxygenated diesel fuels, *Combustion ENGINES* 2007-sc2.
- [58] Nawojczyk M., Przewodnik po statystyce dla socjologów, SPSS Polska, Kraków 2002.
- [59] Neumann St., Integrated cylinder pressure measurement for gas engine control, *Combustion Engines* 3/2011, pp. 16-23.
- [60] Niewczas A., Koszałka G., Niezawodność silników spalinowych – wybrane zagadnienia, Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, Lublin 2003.
- [61] Nowakowski J., Model cyklu roboczego silnika o zapłonie samoczynnym i jego zastosowanie do doboru parametrów regulacyjnych, *Rozprawy naukowe ATH* Nr 15, Bielsko Biała 2005.
- [62] Oger B., Soot characterisation in diesel engines using laser induced incandescence, Uniwersytet Brighton 2012, PhD thesis.
- [63] Pacut M., Wpływ długości i kształtu przewodu wtryskowego na przebieg wtrysku w silniku o zapłonie samoczynnym, praca doktorska, Politechnika Łódzka Filia w Bielsku Białej, 1980.
- [64] Pha P.X., Bodisco T.A., Ristovski Z.D., Brown R.J., Masri A.R., The influence of fatty acid methyl ester profiles on inter-cycle variability in a heavy duty compression ignition engine, *Fuel* 116 (2014), pp. 140-150.
- [65] Pischinger R., Staska G., Gao Z., Berechnung des Einspritzverlaufes von Dieselanlagen bei Kavitation, *Motortechnische Zeitschrift* Nr 11/1983.
- [66] Polanowski S., Studium metod analizy wykresów indykatorowych w aspekcie diagnostyki silników okrętowych, *Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej* nr 169, Gdynia 2007.
- [67] Polanowski S., Wieloparametrowy model przebiegu ciśnienia sprężania w cylindrze silnika okrętowego, *Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej* nr 160, Gdynia 2005.
- [68] Poleszak J., Wstępne badania adaptacyjnego sterowania kątem wyprzedzenia wtrysku w silniku o zapłonie samoczynnym, *KONES* 2006, vol. 13, no. 3.
- [69] Prescher K., Schaffitz W., Verschleiss von Kraftstoff-Einspritzduesen fuer Dieselmotoren infolge Kraftstoffkavitation, *Motortechnische Zeitschrift* Nr 4/1979
- [70] Program produkcji wersja 8.0 ZEPWN Marki
- [71] Przewodnik, Wyrażanie niepewności pomiaru. Główny Urząd Miar, Warszawa 1999.
- [72] Rajewski M., Walentynowicz J., Methodology of durability test of diesel engine injection system, *KONES* 2006, vol. 13, No. 4.
- [73] Redel-Macías M.D., et al, Noise prediction of a diesel engine fueled with olive pomace oil methyl ester blended with diesel fuel, *Fuel* 98, pp. 280-287 (2012).

- [74] Różycki A., Identification method of knock combustion in two fuel combustion ignition engine, KONES 2008, vol. 15, No. 4.
- [75] Rychter T. Teodorczyk A., Teoria silników tłokowych, WKiŁ, 2006.
- [76] Schten K., Ripley G., Punater A., Erickson C., Design of an automotive grade controller for in cylinder pressure based engine control development, SAE 2007-01-0774.
- [77] Sen, A.K., et al. Analysis of pressure fluctuations in a natural gas engine under lean burn conditions. *Applied Thermal Engineering*, 2010, 30.6: 776-779.
- [78] Selim M.Y.E., Effect of engine parameters and gaseous fuel type on the cyclic variability of dual fuel engines, *Fuel* 84, pp. 961-971 (2005).
- [79] Sellnau M, Matekunas F., Battiston P., Chang C., Lancaster D., Cylinder pressure based engine control using pressure ratio management and low cost non intrusive cylinder pressure sensors, SAE 2000-01-0932.
- [80] Skubis T., Podstawy metrologicznej interpretacji wyników pomiarów. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2004.
- [81] Sobczyk M., Statystyka aspekty praktyczne i teoretyczne, Wydawnictwo Uniwersytetu Marii Curie-Skłodowskiej, Lublin 2006.
- [82] Statistics toolbox User's guide. The MathWorks.
- [83] Stelmasiak Z., Studium procesu spalania gazu w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym gazem ziemnym i olejem napędowym, Wydawnictwo Akademii Techniczno-Humanistycznej, Bielsko Biała 2003.
- [84] Teetor P., R Cookbook, O'Reilly 2011.
- [85] Turzeniecka D., Ocena niepewności wyniku pomiaru, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1997.
- [86] Walesiak M., Gatnar E., Statystyczna analiza danych z wykorzystaniem programu R, PWN, Warszawa 2009.
- [87] Wyczółkowski M., Analiza porównawcza charakterystyk wtrysku paliwa na stanowiskach probierczych i do komory spalania silnika z zapłonem samoczynnym, praca doktorska, Politechnika Łódzka, Łódź 1973.
- [88] Zbierski K., Badania aparatury paliwowej wysokoprężnych silników spalinyowych, Wydawnictwa Politechniki Łódzkiej, Łódź 1994.
- [89] Zbierski K., Studium przebiegów ciśnień paliwa i ruchów iglicy rozpylacza w układach wtryskowych silników o zapłonie samoczynnym, Zeszyty Naukowe Nr 850, Politechnika Łódzka, Łódź 2000.





## **S t r e s z c z e n i e**

### **ANALIZA WYBRANYCH DESKRYPTORÓW SYGNAŁÓW Z SILNIKA SPALINOWEGO Z WYKORZYSTANIEM PROGRAMU R**

W pracy przeprowadzono szczegółową analizę sygnałów zarejestrowanych podczas indykowania silnika z zapłonem samoczynnym zasilanego paliwem mineralnym lub roślinnym. Badanymi sygnałami były ciśnienia w króćcu wtryskiwacza i w komorze spalania oraz wznios iglicy wtryskiwacza. W ramach przeprowadzonej analizy statystycznej sprawdzono stacjonarność badanych zmiennych oraz zgodność rozkładu ich wartości maksymalnych z rozkładem normalnym. W niektórych przypadkach stwierdzono podstawy do odrzucenia hipotezy zerowej o zgodności rozkładu maksymalnych wartości analizowanych zmiennych rejestrowanych w kolejnych cyklach roboczych z rozkładem normalnym. Wyznaczono podstawowe miary statystyczne badanych zmiennych. Analizie poddano niepewność badanych mezurandów. Autorzy przeprowadzili również analizę niepowtarzalności badanych sygnałów, oraz zaproponowali metodę wyznaczania kąta początku spalania i kąta, dla którego prędkość wydzielania ciepła osiąga wartość największą w oparciu o współczynniki zmienności odchylenia standardowego ciśnienia w komorze spalania. W pracy zamieszczono przykładowe kody źródłowe skryptów wykorzystanych do analizy badanych sygnałów z wykorzystaniem pakietu statystycznego R.

## **S u m m a r y**

### **ANALYSIS OF SELECTED COMBUSTION ENGINE DESCRIPTORS USING THE R PROGRAMME**

The paper presents a detailed analysis of the signals recorded while indicating an IC engine powered with mineral fuel or biofuel. The signals analysed included injector nozzle and in-chamber pressures and the injector needle lift. Stationarity of the variables and their agreement with the normal distribution were checked using statistical analysis. In some cases sufficient evidence was found to reject the null hypothesis about the distribution of the maximum values of recorded variables in consecutive working cycles being consistent with the normal distribution. Basic statistical measures were determined for the variables. Uncertainty of the measurands was analysed. In addition to the analysis of the unrepeatability of the signals, the authors proposed the method of determining the angle of combustion onset and the angle for which the heat release rate is the highest, based on relative standard deviation of in-chamber pressure. Examples of the source codes of scripts used to analyse the signals using R statistical package were included.