

Charakterystyka działania silnika
o zapłonie samoczynnym w warunkach
swobodnego rozpędzania



Politechnika Lubelska
Wydział Mechaniczny
ul. Nadbystrzycka 36
20-618 LUBLIN

Rafał Longwic

Charakterystyka działania silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach swobodnego rozpędzania



Politechnika Lubelska
Lublin 2011

Recenzenci:

prof. dr hab. inż. Sławomir Luft, Politechnika Radomska

prof. dr hab. inż. Mirosław Wendeker, Politechnika Lubelska

Redakcja i skład: Rafał Longwic

Publikacja wydana za zgodą Rektora Politechniki Lubelskiej

© Copyright by Politechnika Lubelska 2011

ISBN: 978-83-62596-26-3

Wydawca: Politechnika Lubelska

ul. Nadbystrzycka 38D, 20-618 Lublin

Realizacja: Biblioteka Politechniki Lubelskiej

Ośrodek ds. Wydawnictw i Biblioteki Cyfrowej

ul. Nadbystrzycka 36A, 20-618 Lublin

tel. (81) 538-46-59, email: wydawca@pollub.pl

www.biblioteka.pollub.pl

Druk: Perfekta info, tel. 81 46 10 229

www.perfekta.info.pl

Elektroniczna wersja książki dostępna w Bibliotece Cyfrowej PL www.bc.pollub.pl

Nakład: 100 egz.

Spis treści

STRESZCZENIE	7
WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ	8
1. WSTĘP	9
2. PROCESY DYNAMICZNE W PRACY SILNIKA SPALINOWEGO	11
2.1. Podział procesów fizycznych	11
2.2. Procesy dynamiczne a warunki pracy silnika spalinowego	13
2.3. Przyczyny zaistnienia procesów dynamicznych w pracy silnika spalinowego	15
2.4. Specyfika procesu swobodnego rozpędzania silnika.....	18
3. PRACA SILNIKA SPALINOWEGO W WARUNKACH NIEUSTALONYCH – STAN ZAGADNIENIA	22
4. CEL I ZAKRES PRACY	28
5. BADANIA EMPIRYCZNE	31
5.1. Specyfika badań empirycznych.....	31
5.2. Obiekt badań	32
5.3. Stanowisko badawcze.....	33
5.4. Plan badań, metoda badań i opracowywania wyników	34
6. ANALIZA PROCESU SPALANIA.....	41
6.1. Weryfikacja możliwości porównania pracy silnika o zapłonie samoczynnym w różnych warunkach	41
6.1.1. Uwagi ogólne.....	41
6.1.2. Dawka wtryskiwanego paliwa	42
6.2. Zróżnicowanie procesu spalania w warunkach swobodnego rozpędzania i statycznych	46
6.2.1. Zmiany w przebiegu czasowym objętości komory roboczej silnika tłokowego	46
6.2.2. Zmiany wartości zwłoki samozapłonu paliwa	50
6.2.3. Zmiany średniego ciśnienia indykowanego i maksymalnej prędkości narastania ciśnienia	57

6.3.	Sterowanie procesem spalania w warunkach swobodnego rozpędzania silnika o ZS	67
7.	NIEPOWTARZALNOŚĆ PROCESU SPALANIA I WTRYSKU	75
7.1.	Metodyka określania niepowtarzalności parametrów procesu spalania i wtrysku w warunkach swobodnego rozpędzania silnika	75
7.2.	Wskaźniki niepowtarzalności procesu spalania i wtrysku	79
7.3.	Proponowany wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego.....	91
8.	PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE.....	103
9.	BIBLIOGRAFIA	106

Streszczenie

W monografii opisano zagadnienia związane z pracą silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach dynamicznych. Podjęto próbę usystematyzowania pojęć związanych z pracą silnika spalinowego w warunkach dynamicznych w oparciu o podział i definicję procesów fizycznych. Przedstawiono wyniki badań silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach swobodnego rozpędzania wywołanego skokową zmianą położenia dźwigni sterującej dawką paliwa. Badania polegały na indykowaniu silnika w warunkach rozpędzania oraz pomiarze ciśnienia przed wtryskiwaczem, wzniosu iglicy wtryskiwacza i średniej prędkości obrotowej wału korbowego. Wyznaczono szereg parametrów procesu spalania tj. średnie ciśnienie indykowane, maksymalne ciśnienie spalania, kąt występowania początku spalania, kąt występowania maksymalnego ciśnienia spalania, kąt zwłoki samozapłonu, maksymalną prędkość narastania ciśnienia. Podjęto próbę wyjaśnienia różnic w przebiegu wybranych parametrów procesu spalania w warunkach rozpędzania i w porównywalnych warunkach statycznych tj. takich jak na charakterystyce zewnętrznej eksploatacyjnej silnika. Dokonano identyfikacji przebiegu obserwowanych parametrów procesu spalania z wykorzystaniem modeli regresyjnych. Zwrócono uwagę na różny przebieg zmian objętości nad tłokiem w funkcji czasu trwania cyklu pracy silnika w analizowanych warunkach. Przeanalizowano wpływ kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa na parametry procesu spalania uzyskiwane w warunkach rozpędzania. Podjęto zagadnienie oceny niepowtarzalności parametrów procesu spalania i wtrysku w warunkach rozpędzania i statycznych. Opracowano metodykę oceny tej zmienności oraz zaproponowano nowy wskaźnik opisujący zmienność wartości średniego ciśnienia indykowanego.

Wykaz ważniejszych oznaczeń

p_c	- chwilowa wartość ciśnienia wewnątrz komory spalania, MPa
p_w	- chwilowa wartość ciśnienia przed wtryskiwaczem, MPa
h_i	- chwilowa wartość wzniosu iglicy wtryskiwacza, m
p_i	- średnie ciśnienie indykowane, MPa
p_{cmax}	- maksymalne ciśnienie spalania, MPa
$dp/d\alpha$	- prędkość narastania ciśnienia, MPa/°OWK
$(dp_c/d\alpha)_{max}$	- maksymalna wartość prędkości narastania ciśnienia, MPa/°OWK
α_{ps}	- kąt występowania początku spalania, °OWK
$\alpha_{pc\ max}$	- kąt występowania maksimum ciśnienia, °OWK
p_{wmax}	- maksymalne ciśnienie wtrysku, MPa
α_{pw}	- kąt występowania początku wtrysku, °OWK
α_{kw}	- kąt występowania końca wtrysku, °OWK
α_{zs}	- kąt zwłoki samozapłonu, °OWK
n	- prędkość obrotowa wału korbowego silnika, obr/min
ω	- prędkość kątowna wału korbowego silnika, 1/s
ε	- przyspieszenie kątowne wału korbowego silnika, 1/s ²
t	- czas trwania jednego pełnego cyklu pracy silnika, s
h	- położenie dźwigni sterującej dawką paliwa, m
X_{pi}	- wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego
X_{pmax}	- wskaźnik niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia spalania
X_{pwmax}	- wskaźnik niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia wtrysku
X_{kpw}	- wskaźnik niepowtarzalności kąta występowania początku wtrysku
X_{kkw}	- wskaźnik niepowtarzalności kąta występowania końca wtrysku
Z_{pi}	- proponowany wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego
τ	- okres zwłoki samozapłonu, s
α	- położenie kątowne wału korbowego silnika, °OWK

1. Wstęp

Rozważania dotyczące specyfiki pracy silnika spalinowego w warunkach dynamicznych prowadzi się od początku ubiegłego wieku [21]. Czyni się to z uwagi na oczywiste fakty, które wskazują, że praca silnika spalinowego pojazdu trakcyjnego przebiega głównie w warunkach dynamicznych [35, 59]. Mimo to nie opracowano dotychczas spójnej i jednoznacznej metodyki badań silnika spalinowego w warunkach dynamicznych – nie powstały uregulowania normatywne dotyczące tego typu badań. W ostatnim okresie wzrasta wprawdzie zainteresowanie zagadnieniami pracy silnika w warunkach dynamicznych ale jednak głównie z uwagi na uregulowania prawne dotyczące poziomu emisji składników toksycznych spalin, które to uregulowania wymuszają kontrolę emisji w warunkach dynamicznych. Z uwagi na powyższe, w dostępnej literaturze można znaleźć opracowania z zakresu badań emisji składników toksycznych spalin w warunkach dynamicznych [3, 4, 7, 9, 47, 51] oraz opracowania z zakresu modelowania pracy silnika w tychże warunkach [15, 16, 17, 20, 22, 54, 55, 56, 57, 58, 59]. Brak jest natomiast prac, w których wyjaśnianoby eksperymentalnie specyfikę pracy silnika spalinowego w warunkach dynamicznych oraz przyczyny obserwowanych różnic w przebiegu procesów roboczych w stosunku do porównywalnych warunków statycznych.

Przedstawiona praca jest podsumowaniem kilkunastoletnich prac autora w zakresie badań silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach dynamicznych. Warunki dynamiczne odwzorowano z zastosowaniem metody swobodnego rozpędzania wywołanego skokową zmianą położenia dźwigni sterującej dawką paliwa. Przyjęto, że porównywalne warunki statyczne to praca silnika w warunkach charakterystyki zewnętrznej eksploatacyjnej. W pracy zaprezentowano wyniki indykowania silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach rozpędzania i w porównywalnych warunkach statycznych. Na tej podstawie podjęto próbę wyjaśnienia różnic w przebiegu procesu spalania w warunkach rozpędzania i statycznych. Sformułowano wnioski dotyczące głównie okresu zwłoki samozapłonu paliwa i maksymalnej prędkości narastania ciśnienia. Zwrócono uwagę na różną dynamikę zmian objętości nad tłokiem w warunkach statycznych i w warunkach rozpędzania. W tym zakresie praca dotyczy podstawowych zagadnień dotyczących działania silnika spalinowego.

W dalszej części pracy przeprowadzono badania wpływu kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa na przebieg procesu spalania w warunkach

rozpędzania – zagadnienia te mogą stanowić przesłanki co do zasad sterowania wtryskiem paliwa w silniku o zapłonie samoczynnym w warunkach dynamicznych.

W końcowej części pracy opisano zmienność obserwowanych parametrów procesu spalania i wtrysku w warunkach rozpędzania i w porównywalnych warunkach statycznych. Opracowano metodykę określania zmienności (niepowtarzalności) parametrów procesu spalania i wtrysku w warunkach rozpędzania. Zaproponowano nowy wskaźnik zmienności parametrów procesu spalania będący ciągłą funkcją czasu trwania próby rozpędzania. Otrzymane parametry zmienności porównano z parametrami zmienności uzyskiwanymi w warunkach charakterystyki zewnętrznej eksploatacyjnej.

Początkowy rozdział pracy to próba usystematyzowania pojęć z zakresu dynamiki pracy silnika spalinowego – stąd odwołania do terminologii stosowanej przy opisie procesów fizycznych.

2. Procesy dynamiczne w pracy silnika spalinowego

2.1. Podział procesów fizycznych

W ujęciu ogólnym proces to przebieg następujących po sobie i powiązanych przyczynowo określonych zmian [2]. W odniesieniu do zjawisk fizycznych wspomniane zmiany dotyczą parametrów fizycznych, którymi można opisać dane zjawisko. Procesem zdeterminowanym będzie natomiast proces fizyczny, którego przebieg zmian określających go parametrów fizycznych w czasie można opisać za pomocą równań matematycznych. Procesy zdeterminowane można podzielić na procesy statyczne i procesy dynamiczne. Procesem statycznym jest proces, w którym:

$$\frac{dx}{dt} = 0 \quad (2.1)$$

gdzie:

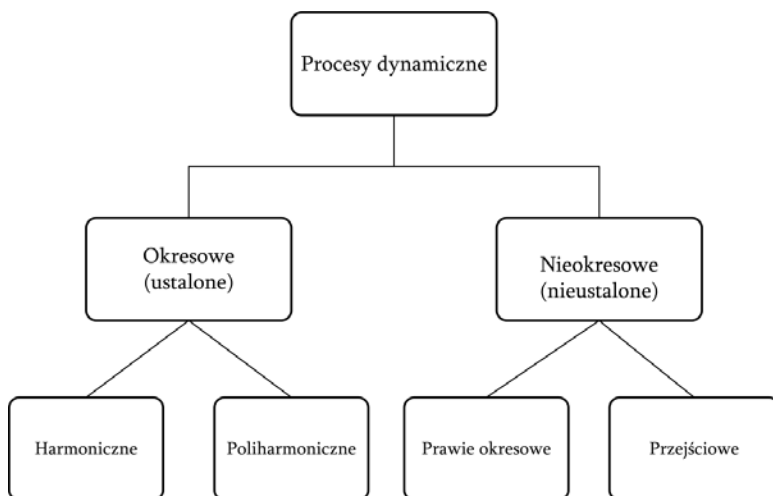
x – wybrany parametr fizyczny opisujący proces fizyczny,

t – czas trwania procesu.

Przez analogię procesem dynamicznym jest proces, w którym:

$$\frac{dx}{dt} \neq 0 \quad (2.2)$$

Podział procesów dynamicznych przedstawiono na rysunku 2.1.



Rys. 2.1. Podział procesów dynamicznych

Proces okresowy to każdy proces, dla którego istnieje stała $T \neq 0$, taka że:

$$x(t+T) = x(t) \quad (2.3)$$

gdzie:

T – nazywa się okresem zaś cyklem część procesu okresowego powtarzającego się co okres T .

Proces harmoniczny to proces, który można określić funkcją:

$$x(t) = A \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi) \quad (2.4)$$

gdzie:

A – amplituda,

$\omega \cdot t + \varphi$ - faza procesu harmonicznego,

φ - faza początkowa procesu.

Proces poliharmoniczny jest superpozycją procesów harmonicznch, tzn.:

$$x(t) = A_0 + \sum_{i=1}^{\infty} A_i \cdot \sin(\omega_i \cdot t + \varphi_i) \quad (2.5)$$

gdzie dla każdej pary częstości ω_i oraz ω_j ich iloraz ω_i/ω_j jest liczbą wymierną.

Procesy prawie okresowe są również superpozycją procesów harmonicznch a więc dają przedstawić się za pomocą równania (2.5) ale w tym przypadku nie wszystkie pary częstości ω_i, ω_j są współmierne. Procesy przejściowe są to wszystkie pozostałe procesy w ramach ogólnej definicji procesów zdeterminowanych.

Obok procesów zdeterminowanych wyróżnia się również procesy losowe [2]. Procesy losowe można podzielić na procesy stacjonarne i niestacjonarne. Procesy losowe stacjonarne dzieli się na procesy ergodyczne i nieergodyczne. Inną klasyfikacją procesów fizycznych jest podział na procesy dyskretne i ciągłe. Procesem dyskretnym będzie proces fizyczny, w którym można wyróżnić skończoną liczbę zdarzeń (stanów) w określonym czasie trwania procesu.

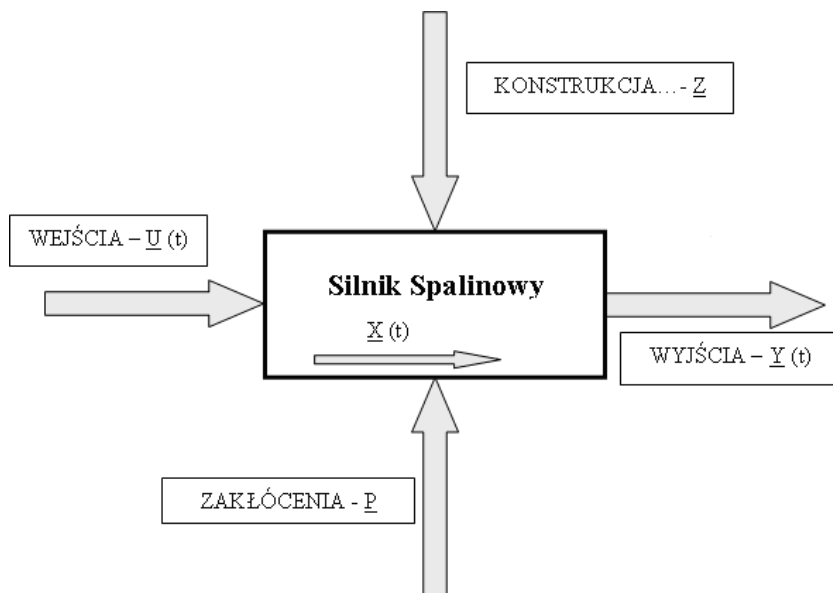
Przedstawione systematyka nazewnictwa i definicje procesów fizycznych wykorzystane zostaną w dalszej części opracowania do zdefiniowania pojęć związanych z procesami dynamicznymi występującymi w pracy silnika spalinowego.

2.2. Procesy dynamiczne a warunki pracy silnika spalinowego

W opracowaniach dotyczących silników spalinowych używa się zamiennie określeń proces przejściowy pracy silnika - warunki nieustalanej pracy silnika. Błędem jest natomiast utożsamianie pojęć procesu przejściowego i procesu dynamicznego. Przedstawiony w rozdziale poprzednim podział procesów fizycznych wskazuje, że proces dynamiczny jest pojęciem szerszym od pojęcia procesu przejściowego.

Każdy proces fizyczny można określić poprzez warunki jego występowania. Warunki te określać można poprzez zbiór parametrów fizycznych opisujących proces. Dla procesu ciągłego określić można warunki początkowe i końcowe procesu. Dla procesu dyskretnego można dodatkowo określić warunki występowania pośrednich faz procesu. Jeżeli przyjmie się, że najmniejszą częścią składową procesu pracy silnika spalinowego jest cykl pracy silnika, to można powiedzieć, że silnik pracuje w warunkach statycznych jeśli w każdym kolejnym cyklu pracy silnika warunki pracy opisane zbiorem wybranych parametrów fizycznych są niezmiennie. Można zatem użyć zamiennie pojęć warunki statycznej pracy silnika – proces statyczny pracy silnika. Analogicznie można przyjąć, że silnik pracuje w warunkach dynamicznych jeśli warunki pracy opisane zbiorem parametrów fizycznych zmieniają się z cyklu na cykl. Jeżeli zmiana warunków pracy silnika jest procesem nieokresowym i przejściowym bądź prawie okresowym to można powiedzieć, że silnik pracuje w warunkach nieustalonych. Jeśli zmiana warunków pracy silnika jest okresowa to należy mówić o warunkach ustalonej pracy silnika.

Aby jednoznacznie zdefiniować procesy nieustalanej pracy silnika (warunki nieustalanej pracy silnika) należy jednoznacznie określić zbiór parametrów fizycznych jakie mogą posłużyć do określenia warunków pracy silnika. W tym celu posłużono się modelem przyczynowo – skutkowym silnika [12], którego schemat blokowy przedstawiono na rysunku 2.2.



Rys. 2.2. Schemat blokowy modelu przyczynowo – skutkowego silnika

W modelu rozróżnia się trzy grupy parametrów wejściowych określonych przez wektory $\underline{U}$, $\underline{P}$ i $\underline{Z}$ oraz parametry wyjściowe określane przez wektory $\underline{X}$ i $\underline{Y}$. Wektor $\underline{U}$ składa się z niezależnych funkcji sterowania silnikiem. Wektor $\underline{Z}$ określony jest przez możliwe do zmiany parametry konstrukcyjne i nastawy eksploatacyjne. Wektor $\underline{P}$ obejmuje zakłócenia, które z założenia mają charakter losowy. Elementami tego wektora mogą być parametry otoczenia, losowe oscylacje parametrów sterowania silnikiem lub losowe procesy w komorze spalania powodujące niepowtarzalność kolejnych obiegów termodynamicznych silnika. Wektor $\underline{X}$ zwany jest wektorem zmiennych stanu. Ilość zmiennych stanu zależy od wyodrębnienia niezależnych akumulatorów energii i masy w systemie. Wektor $\underline{Y}$ – przedstawia wyjścia obiektu. Jego składowymi w silniku spalinowym mogą być: ilość energii przekazanej odbiornikowi w czasie cyklu, sprawność ogólna silnika, ilość emitowanych składników toksycznych, natężenie hałasu ale również temperatury elementów silnika, naprężenia, natężenia przepływów, ciśnienia, moment obrotowy użyteczny generowany przez silnik, prędkość obrotowa silnika itp.

Z punktu widzenia wektora wyjść $\underline{Y}$ obiektu - proces dynamiczny pracy silnika zaistnieje wówczas gdy nie będzie spełnione jedno z równań:

$$\frac{dM_o}{dt} = 0 \quad (2.6)$$

$$\frac{dn}{dt} = 0 \quad (2.7)$$

$$\frac{d\dot{Q}}{dt} = 0 \quad (2.8)$$

gdzie:

M_o – moment obrotowy użyteczny silnika,

n – prędkość obrotowa wału korbowego silnika,

$\dot{Q}$ – sumaryczny strumień ciepła przepływającego przez silnik (układ chłodzenia ujmujący w sobie wszelkie możliwe sposoby wymiany ciepła z otoczeniem wraz z układem wylotowym).

Jeśli charakter zmian opisanych równaniami (2.6), (2.7) i (2.8) będzie okresowy to można mówić o warunkach ustalonej pracy silnika, jeśli charakter zmian wektora wyjść obiektu będzie nieokresowy to mówi się o warunkach nieustalonej pracy silnika. W przypadku spełnienia równań (2.6), (2.7) i (2.8) możemy mówić o procesie statycznym a więc o warunkach statycznych pracy silnika. Dotychczasowe rozważania są słuszne jedynie wówczas gdy okresy trwania rozważanych procesów są większe od czasu trwania cyklu pracy silnika. Z istoty działania tłokowego silnika spalinowego wynika bowiem, że zespół równań (2.6), (2.7) i (2.8) nie może być nigdy spełniony gdyż paliwo, a więc ciepło, jest doprowadzane w postaci oddzielnych dawek, zaś chwilowa wartość momentu obrotowego użytecznego i prędkości obrotowej zawsze ulega zmianie podczas pojedynczego obrotu wału korbowego.

2.3. Przyczyny zaistnienia procesów dynamicznych w pracy silnika spalinowego

Jak wspomniano w rozdziale 2.2 proces dynamiczny pracy silnika zaistnieje wówczas gdy nie zostanie spełniony jednocześnie zespół równań (2.6), (2.7) i (2.8). Równania te dotyczą parametrów opisujących wektor wyjść obiektu jakim jest silnik. Aby przeanalizować powody zaistnienia procesu dynamicznego w pracy silnika spalinowego należy więc przeanalizować powody wystąpienia okresowych (ustalonych) lub nieokresowych (nieustalonych) zmian parametrów wektora wyjścia - reprezentowanego we wspomnianych równaniach przez moment obrotowy użyteczny silnika, prędkość obrotową silnika, sumaryczny strumień ciepła przepływającego przez silnik. Należy mieć na

uwadze fakt, że zmiana strumienia ciepła przepływającego przez silnik wywołana jest najczęściej w warunkach eksploatacji poprzez zmianę ilości energii doprowadzonej wraz z paliwem. Moment obrotowy użyteczny jest natomiast zależny od prędkości obrotowej silnika, wielkości dawki paliwa oraz wartości momentu obrotowego strat wewnętrznych, sprawności całkowitej silnika. Analizując układ człowiek, maszyna, otoczenie można wyróżnić trzy grupy przyczyn mogących wywołać zmianę M_o , n i $\dot{Q}$:

- zmiana momentu obrotowego obciążającego silnik lub zmiana momentu obrotowego strat wewnętrznych,
- zmiana ilości doprowadzanego paliwa,
- zmiana ilości doprowadzanego powietrza.

Okresowość lub nieokresowość powyższych zmian będzie wpływać na wystąpienie warunków ustalonej lub nieustalonej pracy silnika. Z uwagi na oddziaływanie na pracę silnika jego regulatorów (prędkości obrotowej, obciążenia, kąta zapłonu itp.) oraz człowieka - proces dynamiczny pracy silnika może przebiegać w trzech wariantach:

- $M_o = \text{const}$ i $n \neq \text{const}$,
- $M_o \neq \text{const}$ i $n = \text{const}$,
- $M_o \neq \text{const}$ i $n \neq \text{const}$.

Pełny podział procesów pracy silnika z uwzględnieniem ich okresowości przedstawiono w [9, 59]. Z podziału tego wynika, że wszelkie procesy zachodzące w silniku można sklasyfikować ze względu na ich właściwości dynamiczne oraz rolę, jaką odgrywają w pracy silnika na [9]:

- procesy związane z poszczególnymi cyklami pracy silnika oraz procesy szybkozmiennie w stosunku do procesów związanych z eksploatacją trakcyjną silnika,
- procesy związane z eksploatacją trakcyjną silnika,
- procesy związane z eksploatacyjnym zużywaniem się silnika (trybologiczne) oraz procesy wolnozmiennie w stosunku do procesów związanych z eksploatacją trakcyjną silnika.

Pierwsza grupa procesów obejmuje wszystkie procesy dotyczące obiegu silnika oraz warunkujące zachodzenie tego obiegu, np. procesy falowe w przepływie powietrza przez układ dolotowy, procesy parowania paliwa i dyfuzji par paliwa, procesy przedpłomiennego utleniania oraz spalania paliwa. Do grupy tej zaliczyć można również procesy nie zawsze całkowicie związane z cyklicznością pracy silnika, choć najczęściej generowane przez nią, np. drgania elementów silnika. Procesy te mogą mieć częstotliwości charakterystyczne znacznie większe niż procesy bezpośrednio związane

z cyklami pracy silnika. W pojedynczych cyklach pracy silnika procesy szybkozmienne mają decydujące znaczenie dla procesów powstawania i emisji składników spalin [9]. Częstotliwości charakterystyczne tych procesów muszą być co najmniej o rząd wielkości większe od częstotliwości cykli pracy silnika, jako że zachodzą one w czasie odpowiadającym częściom pojedynczych cykli, np. w czasie szybkiego wzrostu ciśnienia czynnika roboczego w cylindrze w procesie spalania. Są to zatem częstotliwości większe od kilkudziesięciu herców.

Druga grupa procesów związana jest z eksploatacyjnymi wymuszeniami oddziałującymi na silnik. Podstawowymi wymuszeniami trakcyjnymi są procesy sterowania silnika i obciążenia ze strony odbiornika mocy. Reakcją pojazdu jest prędkość jazdy, a silnika prędkość obrotowa. Przez pojęcie sterowanie silnika rozumie się oddziaływanie kierowcy na silnik, a zatem procesy wywołane przemieszczaniem pedału przyspieszania. Obciążeniem dla silnika jest moment obrotowy oporu (w tym moment oporów bezwładności ciał wirujących), pochodzący od napędzanego pojazdu (oporów ruchu oraz oporów własnych pojazdu, związanych z napędem urządzeń, takich jak: alternator, pompa hydrauliczna wspomagania układu kierowniczego, sprężarka klimatyzacji itd.). Właściwości dynamiczne procesu sterowania silnika w warunkach eksploatacji trakcyjnej zdeterminowane są czynnikami związanymi z konstrukcją układu sterowania oraz cechami kierowcy: fizjologicznymi, wolicjonalnymi oraz prakseologicznymi. Badania procesów sterowania silnika wskazują, że najkrótszy czas wciśnięcia pedału przyspieszania jest dłuższy od 0,1 s [9]. Oznacza to, że charakterystyczne częstotliwości tego procesu są na pewno mniejsze od 10 Hz. Jednocześnie najdłuższe czasy przyspieszania nie przekraczają kilkudziesięciu sekund. Można zatem przyjąć, że dolna graniczna częstotliwość procesów charakteryzujących eksploatację trakcyjną jest większa od 0,01 Hz.

Właściwości dynamiczne momentu obciążającego silnik związane są przede wszystkim z właściwościami dynamicznymi ruchu pojazdu, a te z kolei zależą od sterowania silnika oraz od oporów ruchu. Ponieważ w układzie dynamicznym „sterowanie silnika - pojazd - prędkość pojazdu” istotną rolę odgrywają elementy inercyjne, można wnioskować, że częstotliwości charakterystyczne procesu momentu oporu są mniejsze niż procesu sterowania silnika. Należy jednak uwzględnić co najmniej trzy dodatkowe czynniki, generujące wymuszenie momentu obrotowego oporu o wysokiej częstotliwości, mianowicie procesy drgań w układzie napędowym oraz szybkozmiennych obciążeń pochodzących od współpracy kół z nawierzchnią i od turbulentnego opływu nadwozia przez powietrze. Amplitudy tych procesów są jednak w stosunku do

amplitudy procesu podstawowego znacznie mniejsze, wynika to przede wszystkim z istnienia w układzie przeniesienia napędu elementów tłumiących. Można w związku z tym przyjąć, że częstotliwości charakterystyczne procesów związanych z eksploatacją trakcyjną silnika są mniejsze od 10 Hz.

Procesy wolnozmiennie w stosunku do procesów związanych z eksploatacją trakcyjną silników mają zupełnie odmienny charakter dynamiczny od rozpatrywanych do tej pory. Do kategorii procesów wolnozmiennych można zaliczyć procesy cieplne charakteryzujące stan cieplny silnika. Procesy te mają stałe czasowe rzędu kilku lub kilkunastu minut, a co najmniej kilkudziesięciu sekund [9]. Procesami jeszcze bardziej wolnozmiennymi niż cieplne są procesy opisujące warunki atmosferyczne, a tym bardziej procesy trybologiczne związane ze zużywaniem się silników.

Oddzielną grupę procesów dynamicznych stanowi proces rozruchu silnika. Charakter zmian parametrów procesów roboczych silnika przy jego rozruchu zależy od wielu czynników, związanych głównie ze specyfiką konstrukcji silnika, zastosowanego systemu rozruchu, temperatury ścian komory spalania, rodzaju użytego oleju i cieczy chłodzącej, parametrów otoczenia itp. [59] W prezentowanym opracowaniu problem ten nie będzie rozpatrywany, chociaż jest to ważne zagadnienie związane bezpośrednio z pracą silnika w warunkach dynamicznych.

2.4. Specyfika procesu swobodnego rozpędzania silnika

Proces rozpędzania silnika jest specyficznym procesem dynamicznym pracy silnika spalinowego. W trakcie trwania procesu rozpędzania zmienny jest zarówno moment obrotowy użyteczny oraz prędkość obrotowa silnika. W trakcie trwania procesu swobodnego rozpędzania dźwignia sterująca dawką paliwa wychylona jest w położenie maksymalne, ustala się chwilowy stan równowagi pomiędzy momentem obrotowym użytecznym a momentem bezwładności ciał wirujących związanych z wałem korbowym.

Poniżej przedstawiono opis matematyczny procesu swobodnego rozpędzania silnika. Równanie momentów działających w osi wału korbowego silnika spalinowego można opisać równaniem różniczkowym:

$$\frac{d}{dt}(J \cdot \omega) = M_i - M_m - M_{op} \quad (2.9)$$

czyli

$$J \cdot \frac{d\omega}{dt} + \omega^2 \cdot \frac{dJ}{d\alpha} = M_i - M_m - M_{op} \quad (2.10)$$

gdzie:

M_i – moment obrotowy indykowany,
 M_m – moment obrotowy strat wewnętrznych,
 M_{op} – zewnętrzny moment obrotowy obciążający silnik,
 J – masowy moment bezwładności ruchomych części silnika sprowadzony na oś wału korbowego,
 ω – prędkość kątowa wału korbowego silnika,
 α – kąt obrotu wału korbowego,
 t – czas.

Moment obrotowy indykowany może być opisany w warunkach dynamicznych zależnością operatorową

$$M_i = f[\omega, h] \quad (2.11)$$

gdzie:

h – położenie elementu sterującego dawkę paliwa.

Moment obrotowy strat wewnętrznych modeluje się jako funkcję prędkości obrotowej (zazwyczaj kwadratową)

$$M_w = g(\omega) \quad (2.12)$$

Moment obrotowy obciążający silnik, równy w warunkach statycznych momentowi obrotowemu użytecznemu M_o może być modelowany jako zależność funkcyjna

$$M_o = p(\omega, h) \quad (2.13)$$

W warunkach odpowiadających rzeczywistemu użytkowaniu silnika spalinowego właściwości częstotliwościowe procesu zmienności masowego momentu bezwładności ruchomych części silnika, sprowadzonego na oś wału korbowego, upoważniają do zaliczenia tego procesu do kategorii procesów szybkozmiennych w stosunku do procesów charakteryzujących użytkowanie silnika [9]. Wynika to z podstawowego okresu tego procesu, równego okresowi obrotu wału korbowego. W związku z tym dla częstotliwości odpowiadających rzeczywistemu użytkowaniu silnika spalinowego można przyjąć założenie

$$\frac{dJ}{d\alpha} = 0 \quad (2.14)$$

i równanie (8.2) można uprościć do postaci:

$$J \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_i - M_m - M_{op} \quad (2.15)$$

W związku z tym dla silnika nieobciążonego obciążeniem zewnętrznym zachodzi zależność

$$M_o = M_i - M_m = J \cdot \frac{d\omega}{dt} = f[\omega, h] - g(\omega) \quad (2.16)$$

Analizowany model silnika jest modelem nieliniowym. W pracy rozpatruje się wypadek swobodnego rozpędzania silnika, dla którego proces sterowania położenia elementu sterującego dawkę paliwa jest modelowany w postaci funkcji Heviside'a

$$h = h_0 + H(t) \cdot \Delta h \quad (2.17)$$

gdzie:

$h_0 \in [0; h_{\max}]$ – $h_{\max}$ – maksymalna wartość sterowania położenia elementu sterującego dawkę paliwa,
 $\Delta h \in [-h_0; h_{\max} - h_0]$.

Przy przyjęciu założenia o takim charakterze procesu sterowania położenia elementu sterującego dawkę paliwa można wyznaczyć charakterystykę czasową analizowanego układu, stanowiącą aproksymację operatora $f[\omega, h]$ funkcją $\varphi[\omega, h]$.

Równanie (2.16) przyjmuje postać:

$$J \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_o = \varphi(\omega, h) - g(\omega) = \psi(\omega, h) \quad (2.18)$$

Jeśli przyjmiemy $h_0 = h_{\min}$ oraz $\Delta h = h_{\max} - h_{\min}$, gdzie $h_{\min}$ – minimalna wartość sterowania położenia elementu sterującego dawkę paliwa, to można wyznaczyć moment obrotowy użyteczny jako funkcję prędkości obrotowej w warunkach swobodnego rozpędzania.

W wyniku realizacji doświadczenia swobodnego rozpędzania silnika zostaje wyznaczony przebieg prędkości obrotowej

$$\omega = \theta(t) \quad (2.19)$$

W wyniku różniczkowania (2.19) jest możliwe wyznaczenie momentu obrotowego użytecznego:

$$M_o = J \cdot \frac{d\omega}{dt} = \varsigma(t) \quad (2.20)$$

Układ równań:

$$\begin{aligned} M_o &= J \cdot \frac{d\omega}{dt} = \varsigma(t) \\ \omega &= \theta(t) \end{aligned} \quad (2.21)$$

przedstawia w postaci parametrycznej zależność momentu obrotowego użytecznego od prędkości obrotowej

$$M_o = \mathcal{G}(\omega) \quad (2.22)$$

Zależność (2.22) przedstawia charakterystykę szybkościową (dynamiczną) silnika w warunkach swobodnego rozpędzania. Proces swobodnego rozpędzania silnika, spowodowany skokową zmianą położenia dźwigni sterującej dawką paliwa, wykorzystywany jest bardzo często jako metoda dająca możliwość określenia wartości maksymalnej mocy czy momentu obrotowego użytecznego generowanego przez silnik. Istotnym jest zatem ustalenie czy moc maksymalna lub moment obrotowy użyteczny uzyskany metodą swobodnego rozpędzania nie różni się znacząco od tychże parametrów rejestrowanych w warunkach charakterystyki zewnętrznej eksploatacyjnej. Różnice mogą wynikać ze specyfiki przebiegu procesów roboczych silnika w warunkach dynamicznych. Zaletą metody swobodnego rozpędzania jest możliwość generowania powtarzalnych procesów dynamicznych – pod warunkiem określenia i zachowania stałych warunków początkowych pomiaru.

3. Praca silnika spalinowego w warunkach nieustalonych – stan zagadnienia

Zagadnieniami pracy silnika spalinowego w warunkach dynamicznych zajmowano się od początku dwudziestego wieku. Najstarsza z dostępnych prac pochodzi z roku 1933 [21] i dotyczy oceny jakości paliw silnikowych w odniesieniu do uzyskiwanych przyspieszeń pojazdu. Podobne zagadnienie autor rozprawy podejmował w swojej dysertacji [36], w której przedstawiono wyniki badań silnika o ZS w warunkach swobodnego rozpędzania przy zasilaniu mieszaninami oleju rzepakowego z olejem napędowym o różnym składzie objętościowym. Analizowano wpływ własności fizykochemicznych badanych paliw na wybrane parametry procesu spalania. W latach siedemdziesiątych i osiemdziesiątych ubiegłego wieku zrealizowano szereg prac eksperymentalnych dotyczących działania silników spalinowych w warunkach nieustalonych. Prace te głównie pochodzą z byłego ZSRR [8, 24, 25, 26, 52, 71]. Z uwagi na niedoskonałości użytej aparatury badawczej oraz nieprecyzyjne sformułowanie metodyki badań uzyskiwano dość niespójne wyniki, których nie można było wyjaśnić na gruncie obowiązującej teorii działania silników spalinowych. W okresie tym w Polsce powstało kilka ciekawych publikacji dotyczących głównie modelowania pracy silników spalinowych w warunkach nieustalonych oraz wykorzystania metody przyspieszeń w diagnostyce. Pionierskie w tym zakresie są prace Bernhardta [5, 6], Cichego [12, 13], Piętaka [53] i Wendekera [67].

W ostatnim dwudziestoleciu na nowo poświęca się wiele uwagi różnym aspektom pracy silnika spalinowego w warunkach nieustalonych. Czyni się to głównie z uwagi na ciągle zaostrzanie norm toksyczności spalin. Należy podkreślić, że testy jezdne pojazdów samochodowych wyposażonych w silniki spalinowe prowadzone są w warunkach nieustalonych. Dostępne wyniki badań dowodzą ponadto, że przeważającą część czasu pracy silników trakcyjnych i silników maszyn roboczych to praca w warunkach dynamicznych, w tym w warunkach nieustalonych [59, 65].

Aktualne publikacje naukowe podejmujące zagadnienia pracy silnika spalinowego w warunkach nieustalonych dotyczą głównie modelowania procesów roboczych oraz doświadczalnej weryfikacji uzyskanych wyników obliczeń. Najczęściej rozpatruje się warunki nieustalone wywołane nagłym zwiększeniem lub zmniejszeniem obciążenia zewnętrznego silnika – rzadko warunki nieustalone wywołane próbą swobodnego rozpędzania silnika.

W dostępnej literaturze występuje bardzo mało pozycji, w których autorzy dokonywaliby porównań pracy silnika w warunkach nieustalonych i adekwatnych warunkach statycznych. Przykładem jest choćby porównanie warunków swobodnego rozpędzania i warunków pracy na charakterystyce zewnętrznej eksploatacyjnej – problem adekwatności tych warunków pracy poruszono w rozdziale 6.1.

Kee i Blair [23] podjęli zagadnienie wyznaczania mocy dwusuwowego silnika o zapłonie iskrowym przeznaczonego do napędzania małych pojazdów sportowych – „kart”. Opracowano metodykę badawczą, która pozwalałaby na szybkie sprawdzenie w jakim stopniu wykonywane zmiany konstrukcyjne i regulacyjne w obrębie badanego silnika wpływają na uzyskiwane wartości mocy. Badania prowadzono metodą rozpędzania z dodatkowym kołem o znanym masowym momencie bezwładności napędzanym z wału korbowego silnika za pomocą przekładni pasowej. W wyniku pomiaru zmian prędkości obrotowej wału korbowego silnika wywołanych gwałtownym przemieszczeniem dźwigni sterującej dawką paliwa wyznaczono wartości średniego ciśnienia użytecznego i mocy użytecznej silnika. Stwierdzono między innymi, że w warunkach rozpędzania uzyskiwano średnio o około 10% większe wartości średniego ciśnienia użytecznego w stosunku do pomiarów realizowanych na charakterystyce zewnętrznej. Przyczyną opisywanych zjawisk jest, zdaniem autorów pracy, różna wartość temperatury w skrzyni korbowej, która to w warunkach statycznych wahała się w granicach od 35°C do 50°C a w warunkach rozpędzania wynosiła od 75°C do 150°C. Dodatkowymi czynnikami, które podkreślano, były prawdopodobnie różna wartość składu mieszanki w warunkach rozpędzania i statycznych oraz różnice w wartościach temperatury spalin w opisywanych warunkach pracy – co wydaje się być istotne dla działania silnika dwusuwowego. Nie podjęto próby indykowania badanego silnika co pozwoliłoby na jednoznaczną interpretację obserwowanych różnic w przebiegu średniego ciśnienia użytecznego.

Voos [65] podjął zagadnienie metodyki badań silnika w warunkach dynamicznych. Podkreślił znaczenie prowadzenia badań w warunkach innych od statycznych z uwagi na konieczność odwzorowywania rzeczywistych warunków pracy silników trakcyjnych. Dokonał podziału metod badań silnika w warunkach dynamicznych na badania w warunkach okresowych (ustalonych), nieokresowych (przejściowych). Wyróżnił dodatkowo badania w warunkach „testów symulacyjnych” tzn. badania w trakcie, których na hamowni silnikowej odwzorowywany jest pewien schemat obciążeń i prędkości obrotowych realizowanych przez układ hamulec – silnik. W zaprezentowanej koncepcji badania w warunkach dynamicznych prowadzone były z użyciem hamulca

silnikowego, który pozwalał na pomiar wartości momentu obrotowego użytecznego. Oceniono przydatność różnych typów hamulców silnikowych do prowadzenia ww. badań.

Miyamoto, Ogawa, Shibuya, Fuwa [47] przeprowadzili badania jednocyldrowego, niedoładowanego silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach rozpędzania z załączonym hamulcem. Rozpędzanie silnika wywoływano poprzez nagłe zwiększenie dawki wtryskiwanego paliwa. Proces prowadzono w zakresie średnich ciśnień użytecznych od 0,2 MPa do 0,9 MPa. Początkowa prędkość obrotowa wału korbowego silnika wynosiła 1200 obr/min. Hamulec silnikowy ograniczał wartości uzyskiwanych przyspieszeń wału korbowego co umożliwiało pomiar składników spalin w każdym cyklu procesu rozpędzania. Wykorzystano analizator spalin Horiba Mexa-2000. Rejestrowano zawartość tlenku węgla, dwutlenku węgla, węglowodorów, tlenków azotu i tlenu w spalinach. W pracy przedstawiono przebieg wartości średniego ciśnienia indykowanego w trakcie procesu rozpędzania oraz porównano wartości składników spalin w warunkach rozpędzania i w warunkach statycznych (charakterystyka zewnętrzna eksploatacyjna). Stwierdzono zbliżone zawartości tlenku węgla, dwutlenku węgla, tlenu w spalinach dla warunków rozpędzania i pracy na charakterystyce zewnętrznej eksploatacyjnej. Również w pomiarach zadymienia spalin metodą Boscha nie stwierdzono istotnych różnic. Zawartości tlenków azotu i węglowodorów były porównywalne dla większych prędkości obrotowych wału korbowego silnika. Największe różnice w zawartościach tlenków azotu i węglowodorów zarejestrowano dla początkowych cykli procesu rozpędzania. Przykładowo, stężenie węglowodorów w spalinach wynosiło dla trzeciego cyklu procesu rozpędzania około 160 ppm a dla warunków statycznych około 80 ppm. Odwrotna tendencja występowała dla tlenków azotu. W trzecim cyklu procesu rozpędzania stężenie tlenków azotu w spalinach wynosiło około 600 ppm a w warunkach statycznych około 750 ppm. Podobne prace traktujące o emisji składników toksycznych spalin w warunkach dynamicznych – [3, 4, 7, 9, 47, 51].

Rakopoulos i Giakoumis [57, 58] przedstawili model termodynamiczny pracy silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach dynamicznych oparty na analizie egzergetycznej. Posłużyli się zależnością opracowaną przez Whitehousa i Waya [68] w zakresie przebiegu ciśnienia spalania oraz modelem Annanda [1] w zakresie modelu przenikania ciepła. W cytowanej pracy przedstawiono wyniki obliczeń dla niedoładowanego jednocyldrowego silnika o zapłonie samoczynnym z systemem wtrysku pośredniego (komora wirowa Ricardo E-6). Symulacje prowadzono w warunkach nagłego wzrostu obciążenia od 15% obciążenia maksymalnego do 100% obciążenia maksymalnego, od 15% do 45%

obciążenia maksymalnego oraz od 15% do 80% obciążenia maksymalnego. Czas trwania zmiany obciążenia wynosił 0,2 s. Symulowano również proces rozpędzania silnika wywołany nagłą zmianą położenia dźwigni sterującej dawką paliwa. Czyniono to dla obciążenia silnika wynoszącego 40% obciążenia maksymalnego, przy zmianach prędkości obrotowej w zakresach od 1500 obr/min do 2250 obr/min, 1500 obr/min do 2150 obr/min i 1500 obr/min do 2350 obr/min. Stwierdzono między innymi, że wraz ze zwiększeniem intensywności symulowanych warunków dynamicznych (rozumianej poprzez uzyskiwane wartości przyspieszeń kątowych wału korbowego silnika) maleje ilość ciepła traconego poprzez ścianki komory spalania. Autorzy tłumaczą ten fakt krótkim czasem trwania procesu przenikania ciepła w obrębie cyklu pracy silnika. Odwrotna tendencja dotyczyła wartości temperatury gazów spalinowych. Podobne wyniki badań i wnioski Rakopoulos i Giakoumis prezentowali w pracy [56]. Wspomniani autorzy zajmowali się również turboładowanym silnikiem o zapłonie samoczynnym [15, 16, 55]. Opracowali model termodynamiczny dla silnika wielocylindrowego. Zweryfikowali przeprowadzone obliczenia wykonując badania doświadczalne dla sześciocylindrowego turbodoładowanego silnika okrętowego z wtryskiem pośrednim. Badania prowadzono w warunkach nagłego wzrostu obciążenia od 10% obciążenia maksymalnego do 75% obciążenia maksymalnego. Uzyskano podobne wyniki badań jak dla silnika niedoładowanego w odniesieniu do ciepła traconego poprzez ścianki komory spalania i temperatury gazów spalinowych.

Vachtsevanos i Boukas [64] zaprezentowali model dynamiczny silnika o zapłonie iskrowym z bezpośrednim wtryskiem benzyny. Paliwo wtryskiwane jest w okolice zaworu dolotowego, który w fazie rozruchu silnika ma niższą temperaturę od temperatury ścianek komory spalania. Powoduje to pogorszenie depozycji paliwa a w rezultacie znaczny wzrost zawartości węglowodorów w spalinach. Stworzony model pozwala na optymalizację procesu wtrysku paliwa pod kątem skrócenia czasu uzyskiwania właściwej temperatury w strefie zaworów dolotowych.

Huntalas i Kouremenos [20] przedstawili model procesu wtrysku paliwa w silniku o zapłonie samoczynnym. Pozwala on na wyznaczenie przebiegu ciśnienia wtrysku i chwilowej dawki wtryskiwanego paliwa w funkcji kąta położenia wału korbowego silnika. Obliczenia mogą być prowadzone dla wartości wejściowych w postaci zmiennych obciążeń i prędkości obrotowych silnika. Model z uwagi na prosty algorytm obliczeniowy może być stosowany do symulacji przebiegu wtrysku paliwa w dynamicznych warunkach pracy silnika o ZS. Podobne zagadnienia dotyczące modelowania przebiegu wtrysku paliwa prezentowano w pracach [20, 27, 59].

He i Rutland [17] dokonali modelowania zjawisk zachodzących wewnątrz cylindra silnika spalinowego z wykorzystaniem metody sieci neuronowych. Parametrami przewidywanymi w wyniku działania modelu były ciśnienie wewnątrz cylindra, temperatura, przepływ ciepła przez ścianki cylindra, poziom emisja tlenków azotu i cząstek stałych. Parametrami wejściowymi modelu był moment obrotowy użyteczny i prędkość obrotowa silnika w postaci nieustalonych w czasie przebiegów tych wielkości. Zastosowano model regresyjny w metodzie sieci neuronowych. Podobne próby modelowania wybranych parametrów procesu spalania w warunkach rozpędzania z wykorzystaniem metody sieci neuronowych autor rozprawy przedstawił w kilku swoich pracach [39, 40].

W zakresie modelowania pracy silnika spalinowego w warunkach dynamicznych powstało jeszcze kilka innych prac dotyczących między innymi modelowania procesu nagrzewania się silnika o zapłonie samoczynnym z wtryskiem bezpośrednim [22], modelowania pracy zaworu recyrkulacji spalin EGR [49] oraz wykorzystujących niestandardowe narzędzia do modelowania [54].

W wykonanych studiach literaturowych odszukano jeszcze dwie interesujące prace badawcze. Black, Eastwood i inni [7] przedstawili wyniki badań składników toksycznych spalin uzyskane w warunkach dynamicznych w teście EUDC (European Extra-Urban Drive Cycle). Dokonali oni dodatkowo zestawienia uzyskanych wyników badań z porównywalnymi warunkami statycznymi – przy tych samych wartościach prędkości obrotowej, obciążenia i zużycia paliwa). Zwrócono uwagę, że optymalizacji dawkowania paliwa oraz pracy zaworu EGR dokonuje się w warunkach statycznych co ma niekorzystny wpływ na uzyskiwane poziomy emisji składników toksycznych spalin w teście EUDC.

Head i Wake [18] przeanalizowali poziom hałasu w warunkach rozpędzania silnika. Stwierdzono, że główny wpływ na jego wartość ma niska temperatura zasysanego powietrza (hałas pochodzący z procesu spalania) oraz hałas mechaniczny (pochodzący głównie od tłoka).

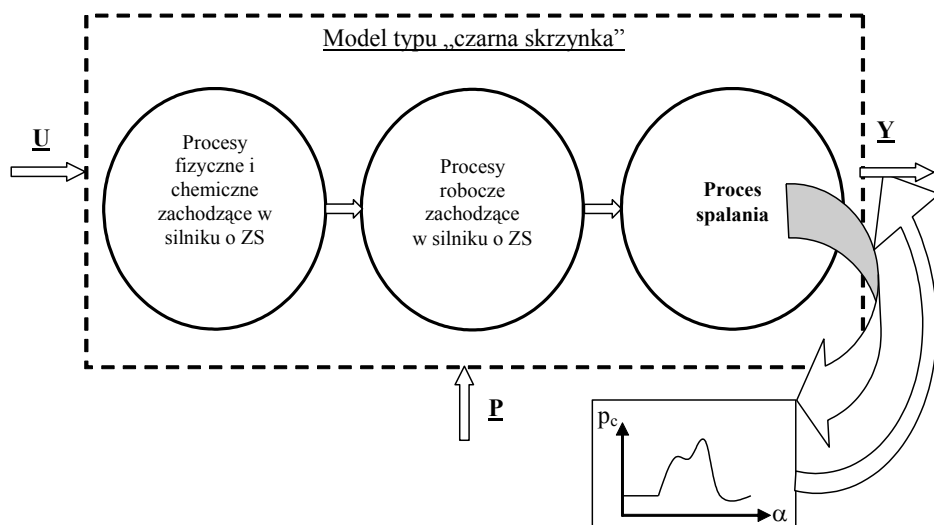
W dostępnej literaturze można odnaleźć wiele prac związanych z analizą zmienności (niepowtarzalności – często używany zwrot anglojęzyczny to „cycle-to-cycle oscillations”) pracy silnika spalinowego. W pracach tych zajmowano się zmiennością procesu spalania lub wtrysku paliwa [28, 37, 47, 48]. Gdyby uznać, że w związku z obserwowaną zmiennością cykle pracy silnika przebiegają w warunkach nieustalonych i przejściowych (patrz rozdział 2.1) to wspomniane pozycje literatury są tematycznie związane przedmiotem prezentowanej rozprawy. Dla porządku jednak należy podkreślić, że zgodnie

z definicją podaną w drugim rozdziale - o zaistnieniu warunków dynamicznych świadczy zmienność w czasie parametrów pracy silnika uśrednionych za cały cykl pracy. Autor przyjmuje, że silnik pracuje w warunkach statycznych choć w rzeczywistości w obrębie cyklu pracy silnika istnieje np. zmienność ciśnienia w komorze spalania. Prace dotyczące zmienności procesu spalania i wtrysku są niejednokrotnie bardzo ciekawe z uwagi na użyte niestandardowe procedury statystyczne np. metodę analizy falkowej. Autor rozprawy opracował własną metodykę oceny zmienności parametrów procesu spalania i wtrysku w warunkach rozpędzania. Zastosował standardowe procedury statystyczne opisane w pracy [35] oraz zaproponował wskaźnik zmienności przedstawiony w rozdziale 7.1.

Wykonane studia literaturowe ujawniają znaczny niedostatek publikacji naukowych dotyczących badań doświadczalnych silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach dynamicznych. Wyjątek stanowi analiza emisji składników toksycznych spalin. Zdecydowanie największa liczba publikacji związana jest z modelowaniem pracy silnika spalinowego w warunkach dynamicznych. Nie odnaleziono prac, w których prezentowanoby indykowanie silnika w warunkach dynamicznych a jest to przecież fundamentalna metoda badawcza pozwalająca na stwierdzenie różnic w przebiegu procesów roboczych w warunkach statycznych i dynamicznych. Niewiele jest również w ostatnim okresie prac badawczych opartych o metodę swobodnego rozpędzania. Proces swobodnego rozpędzania jest procesem dynamicznym a ściślej jest to proces nieustalony i przejściowy. Dodatkową zaletą tej metody badawczej jest możliwość generowania kilku powtórzeń pomiaru, dla których przy zachowaniu warunków początkowych można pewne obserwacje uśredniać. Proces swobodnego rozpędzania można odnosić do warunków statycznych realizowanych poprzez pracę silnika na charakterystyce zewnętrznej – patrz próba uzasadnienia w rozdziale 6.1.

4. Cel i zakres pracy

Przegląd literatury specjalistycznej związanej z pracą silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach nieustalonych pokazał bardzo duży niedostatek publikacji w tym zakresie. W dotychczasowych opracowaniach poświęconych pracy silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach dynamicznych zajmowano się przeważnie opisem przebiegu procesów roboczych silnika. Czyniono to głównie poprzez tworzenie bardzo złożonych modeli matematycznych [15, 16, 17, 20, 22, 54, 55, 56, 57, 58, 59]. Najogólniej modele te można podzielić na: modele o parametrach skupionych, modele o parametrach rozłożonych, modele oparte na elementach skończonych lub różnicach skończonych. W przedstawionej rozprawie zaprezentowano odmienne podejście naukowe. Zastosowano model typu „czarna skrzynka” – rysunek 4.1. Posłużono się następującym schematem myślowym - procesy fizyczne i chemiczne oddziałują na przebieg procesów roboczych zachodzących w silniku spalinowym. Wszystkie z procesów roboczych (procesy transportu masy i energii, wywiązywania się ciepła, wymiany ciepła) wpływają na przebieg procesu spalania. Przebieg ciśnienia w komorze spalania silnika spalinowego jest wynikiem przebiegu i jakości zachodzącego procesu spalania. Na podstawie przebiegu ciśnienia w komorze spalania można określić szereg parametrów wyjścia obiektu (wektora $\underline{Y}$), które np. tak jak średnie ciśnienie indykowane, maksymalne ciśnienia spalania, prędkość narastania ciśnienia opisują przebieg procesu spalania. Zdecydowano się zatem na analizę procesu spalania przebiegającego w warunkach dynamicznych poprzez rejestrację ciśnień w komorze spalania (indykowanie silnika) i wyznaczenie charakterystycznych parametrów tego przebiegu tj. średniego ciśnienia indykowanego, maksymalnego ciśnienia spalania, kąta występowania maksymalnego ciśnienia spalania, kąta występowania początku spalania, maksymalnej prędkości narastania ciśnienia, kąta zwłoki samozapłonu.



Rys. 4.1. Schemat modelu silnika typu „czarna skrzynka” wykorzystanego dla opracowania koncepcji badań

Najbardziej ogólnym sposobem opisu zachowania się systemu dynamicznego jest opis w przestrzeni zmiennych stanu. Opis ten z wykorzystaniem funkcji wektorowych A i B przedstawiają poniższe zależności [12]:

$$\frac{d\mathbf{X}}{dt} = A(\mathbf{X}, \mathbf{U}, \mathbf{P}, \mathbf{Z}) \quad (4.1)$$

$$\mathbf{Y} = B(\mathbf{X}, \mathbf{U}, \mathbf{P}, \mathbf{Z}) \quad (4.2)$$

Istnieją dwie drogi otrzymania zależności (4.1) i (4.2) [12]. Pierwsza jako punkt wyjścia przyjmuje prawa fizyki i chemii. Złożoność zjawisk zachodzących w silniku nie pozwala na obecnym etapie wiedzy ilościowo określić tych zależności wyłącznie na drodze teoretycznej [12]. Drugi sposób otrzymania zależności (4.1) i (4.2) polega na pomiarze wielkości fizycznych i określeniu tych zależności używając funkcji aproksymujących. Drugi z omówionych sposobów zastosowano w prezentowanej rozprawie habilitacyjnej. Wyznaczone parametry procesu spalania w funkcji prędkości obrotowej lub czasu i aproksymowano funkcjami wielomianowymi.

Dokonano zatem indykowania silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach dynamicznych. Skoncentrowano się na procesie rozpędzania gdyż rozpędzanie

stanowi ponad połowę całkowitego czasu pracy silników trakcyjnych, a jako metoda badań może być implementowana w sposób powtarzalny na hamowni silnikowej.

Sformułowano następujący problem naukowy.

Jaka jest specyfika przebiegu procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym w warunkach rozpędzania oraz na ile proces ten przebiega odmiennie w odniesieniu do warunków statycznych?

Celem pracy było zatem wykonanie:

analizy porównawczej parametrów procesu spalania zachodzącego w silniku o zapłonie samoczynnym w warunkach swobodnego rozpędzania i w warunkach statycznych, analizy obserwowanych różnic i próba wyjaśnienia ich przyczyn, analizy niepowtarzalności (zmienności) wyznaczonych parametrów.

Zrealizowanie postawionego celu pracy wymagało wykonania szeregu zadań teoretyczno - doświadczalnych, których chronologię przedstawia przyjęty plan pracy:

- usystematyzowano pojęcia związane z procesem fizycznym i na tej podstawie jednoznacznie zdefiniowano proces swobodnego rozpędzania silnika, wyjaśniono związki pomiędzy warunkami pracy silnika a procesem dynamicznym, opisano specyfikę przebiegu procesu swobodnego rozpędzania,
- wykorzystując dostępne źródła literaturowe, w tym elektroniczne bazy publikacji naukowych, dokonano analizy i syntezy wiedzy z zakresu pracy silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach nieustalonych w tym w warunkach swobodnego rozpędzania,
- sformułowano metodykę badań empirycznych, dokonano wyboru obiektu badań, opracowano plan eksperymentu, stworzono metodykę opracowywania wyników pomiarów oraz wykonano niezbędne narzędzia informatyczne,
- na podstawie uzyskanych wyników pomiarów obliczono wybrane parametry procesu spalania dla warunków swobodnego rozpędzania i dla porównywalnych warunków statycznych, dokonano analizy zaobserwowanych różnic, podjęto próbę ich wyjaśnienia, przeanalizowano charakter zmienności analizowanych parametrów.

5. Badania empiryczne

5.1. Specyfika badań empirycznych

Indykowanie silnika spalinowego w warunkach dynamicznych generuje szereg problemów, których nie napotyka się w warunkach statycznych. Podstawowym problemem jest zjawisko „dryftu temperaturowego”, które przedstawiono przykładowo na rysunku 5.3. Zjawisko to polega na zmniejszeniu wartości rejestrowanych ciśnień w komorze spalania w zakresie cykli rozpędzania (dodatkowo w kilku cyklach po odcięciu dawki paliwa) w efekcie zjawiska nieustalonego stanu cieplnego piezokwarcowego czujnika ciśnienia [70]. Negatywny wpływ zmiennej temperatury na pracę piezokwarcowego czujnika ciśnienia można eliminować z prowadzonych pomiarów w trojaki sposób:

- poprzez modyfikację konstrukcji wzmacniacza ładunku, która pozwoliłaby na jego dynamiczne skalowanie – problemem jest tutaj ustalenie punktu odniesienia, względem którego miałyby być przeskalowywany wzmacniacz ładunku,
- poprzez zastosowanie funkcji normującej przebieg dolnej części rejestrowanych wykresów indykatorowych otwartych,
- poprzez odrzucenie dla potrzeb prowadzonych analiz części wykresu indykatorowego odpowiadającego suwowi napełnienia i wylotu oraz normowanie przebiegu pozostałej części wykresu indykatorowego względem pewnej przyjętej wartości.

Prowadzone przez autora badania skłoniły do zastosowania metody trzeciej gdyż generowała ona najmniejszy i najbardziej powtarzalny błąd przy wyznaczaniu parametrów procesu spalania w warunkach rozpędzania.

Drugim ważnym problemem była konieczność ustalenia wartości prędkości obrotowej wału korbowego silnika (bez użycia układu pomiarowego hamulca silnikowego – hamulec był odłączony na czas pomiarów metodą swobodnego rozpędzania). Zastosowano metodę polegającą na rejestracji prostokątnego sygnału napięciowego w funkcji położenia wału korbowego silnika. Prostokątny sygnał napięciowy o znanym okresie pochodził z generatora podstawy czasu. Rozwiązanie to pozwoliło na określenie średniej prędkości obrotowej w czasie trwania cyklu pracy silnika oraz czasu trwania tego cyklu.

Trzecim problemem było realizowanie jednoczesnego pomiaru i zapisu wielkości zmierzonych w czasie rzeczywistym trwania próby rozpędzania dla czterech torów pomiarowych – toru pomiaru ciśnienia wewnątrz komory spalania, toru pomiaru ciśnienia przed wtryskiwaczem, toru pomiaru wzniosu

iglicy wtryskiwacza i toru zapisu prostokątnego sygnału napięciowego. Z uwagi na znaczne wielkości plików z danymi zastosowano kartę pomiarową z pamięcią wewnętrzną. Umożliwiała ona przesyłanie danych pomiarowych do komputera z przesunięciem fazowym względem chwili wykonania pomiaru.

Dla wyznaczenia parametrów procesu spalania i wtrysku stworzono autorski program komputerowy oparty o procedury wejścia i wyjścia arkusza kalkulacyjnego. Opracowano szereg makr z wykorzystaniem języka programowania.

5.2. Obiekt badań

Obiektem badań był trzycylindrowy silnik o zapłonie samoczynnym z wtryskiem bezpośrednim paliwa. Podstawowe dane techniczne silnika badawczego przedstawiono w tabeli 5.1.

Tabela 5.1 Podstawowe dane techniczne silnika badawczego

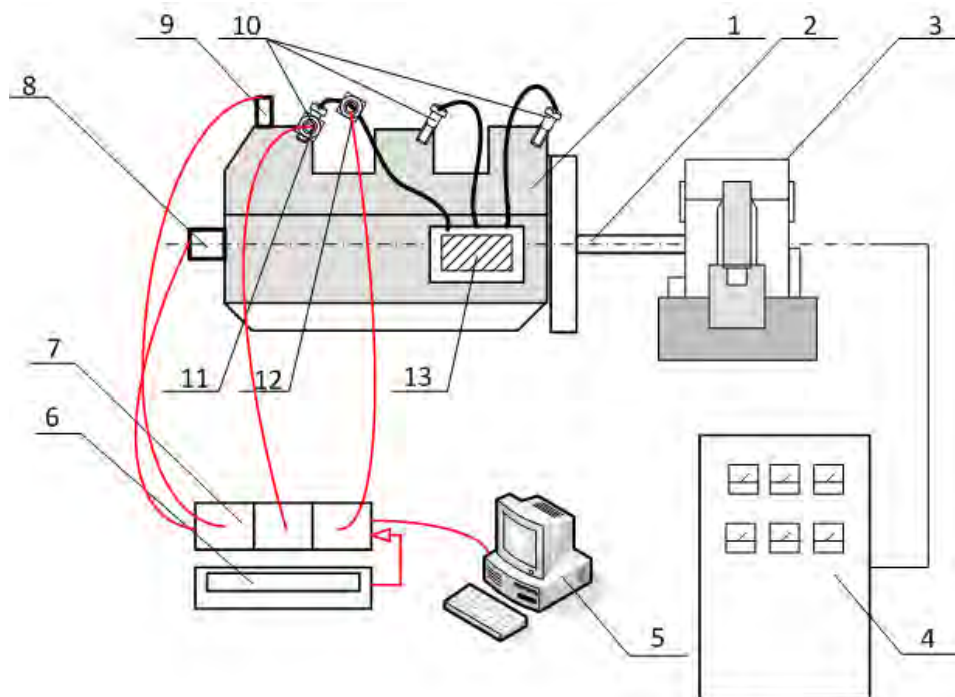
Maksymalna moc	28 kW przy 2200 obr/min
Maksymalny moment obrotowy	139,6 Nm przy 1300 obr/min
Prędkość obrotowa biegu jałowego	750 obr/min
Objętość skokowa	2,502 dm ³
Liczba cylindrów	3
Stopień sprężania	16,5
Średnica cylindrów	0,0914 m
Jednostkowe zużycie paliwa przy mocy maksymalnej	228 g/(kWh)
Układ zasilania	pompa rotacyjna DPA, końcówki wtryskiwacza typ DSL150A-38
Nominalny kąt dynamicznego początku tłoczenia paliwa	17 °OWK przed GMP
Ciśnienie robocze otwarcia wtryskiwaczy	17,5 MPa
System wtrysku	wtrysk bezpośredni

Do zasilania badanego silnika użyto oleju napędowego „ekodiesel” w odmianie letniej (EDL) [35]. Badania prowadzono dla nominalnej wartości

kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa (oraz dla wartości 7°OWK , 12°OWK , 27°OWK przed GMP) i nominalnego statycznego ciśnienia otwarcia wtryskiwaczy.

5.3. Stanowisko badawcze

Badania realizowano na stanowisku badawczym, którego schemat funkcjonalny przedstawiono na rysunku 5.1.



Rys. 5.1. Schemat stanowiska badawczego: 1 – silnik badawczy, 2 – wał napędowy, 3 – hamulec wodny (odłączany od silnika na czas badań realizowanych z zastosowaniem metody swobodnego rozpędzania), 4 – szafa kontrolno-sterująca, 5 – komputer PC wraz z kartą pomiarową, 6 – generator podstawy czasu, 7 – kasetta pomiarowa z zespołem wzmacniaczy, 8 – nadajnik kąta obrotu wału korbowego INTROL (rozdzielczość pomiaru $1,4^{\circ}\text{OWK}$), 9 – czujnik ciśnienia w komorze spalania, 10 – wtryskiwacze silnika badawczego, 11 – czujnik wzniosu iglicy wtryskiwacza, 12 – czujnik ciśnienia paliwa przed wtryskiwaczem, 13 – pompa wtryskowa silnika badawczego

System pomiarowy [35, 61] wyposażony został w cztery tory pomiarowe oraz dekodery kąta obrotu wału korbowego. Panele wzmacniaczy ładunku umieszczono w jednej kasie z cyfrowym panelem odczytowym, który wykorzystywano do skalowania torów pomiarowych.

Tor pomiarowy ciśnienia w komorze spalania składał się z następujących elementów [35, 61]:

- przetwornika piezokwarcowego 8Qp 500c firmy AVL Austria,
- przewodu łączącego czujnik ze wzmacniaczem,
- wzmacniacza ładunku CL 111 firmy ZEP Marki.

Tor pomiarowy ciśnienia w przewodzie wtryskowym składał się z następujących elementów [35, 61]:

- przetwornika piezokwarcowego 5Qp 60002 firmy AVL Austria,
- przewodu łączącego czujnik ze wzmacniaczem ładunku,
- wzmacniacza ładunku CL 111.

W skład toru pomiarowego wzniosu iglicy wtryskiwacza wchodziły:

- miniaturowy transformatorowy przetwornik przemieszczeń (prototyp firmy ZEP Marki),
- przewód połączeniowy,
- wzmacniacz z falą nośną CL 104.

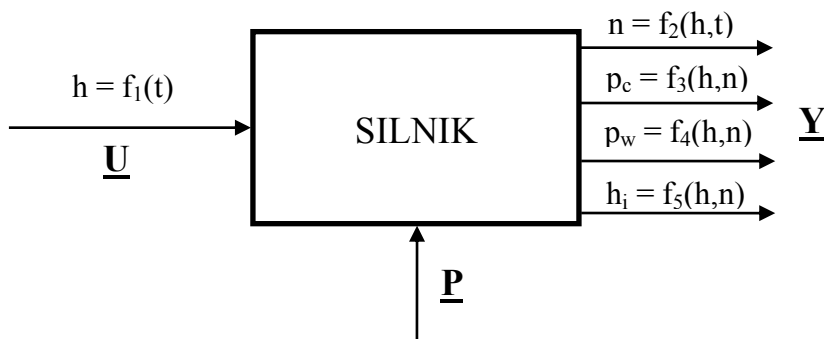
Pomiary rejestrowano z wykorzystaniem karty pomiarowej LC-030-1612 o maksymalnej częstotliwości próbkowania 500 kHz, wyposażonej w pamięć wewnętrzną.

W zastosowanym systemie pomiaru czasu trwania kolejnych cykli pracy silnika przyspieszającego wykorzystano nadajnik kąta obrotu wału korbowego o rozdzielczości 1,4 °OWK oraz generator podstawy czasu - wytwarzający prostokątny sygnał napięciowy o amplitudzie 1V i okresie od 0,1 ms do 20 ms. Dodatkowo podczas badań wykorzystywano testery AVL873 i AVL845 umożliwiające precyzyjne ustawienie kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa.

5.4. Plan badań, metoda badań i opracowywania wyników

W przeprowadzonych badaniach silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach rozpędzania wielkością wejściową było przesunięcie elementu sterującego dawką paliwa h (element wektora wejścia obiektu – $\underline{U}$), obserwowanymi wielkościami wyjściowymi w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika były: ciśnienie w cylindrze - p_c , ciśnienie przed wtryskiwaczem - p_w , wznios iglicy wtryskiwacza - h_i , prędkość obrotowa wału

korbowego silnika - n (elementy wektora wyjścia obiektu – $\underline{Y}$). Uwzględniono również wektor zakłóceń $\underline{P}$ – poprzez analizę zmienności parametrów wyjścia obiektu $\underline{Y}$. Charakterystykę obiektu badań przedstawiono schematycznie na rysunku 5.2.



Rys. 5.2. Charakterystyka obiektu badań pod kątem planu i metodyki badań

W metodzie gwałtownego rozpędzania nieobciążonego silnika, spowodowanego skokową zmianą położenia elementu sterującego dawką paliwa, skok jednostkowy dźwigni sterującej dawką paliwa h wymuszano siłownikiem elektromagnetycznym w chwili wybranej przez wykonującego pomiar. Przesunięcie dźwigni sterującej dawką paliwa odbywa się oczywiście w pewnym skończonym czasie t . Stąd $h=f_1(t)$. W przeprowadzonych pomiarach czas t przesunięcia dźwigni sterującej dawką paliwa był powtarzalny (zastosowano siłownik elektromagnetyczny) i znacznie krótszy od czasu trwania pojedynczego cyklu pracy silnika przy prędkości obrotowej wału korbowego silnika zbliżonej do prędkości biegu jałowego. Stąd następny cykl pracy silnika odbywał się już przy maksymalnym wychyleniu dźwigni sterującej dawką paliwa. Na wychylenie tej dźwigni nie miał wpływu regulator prędkości obrotowej, który rozpoczynał działanie dopiero gdy prędkość obrotowa silnika była zbliżona do maksymalnej – gdy silnik rozpoczynał pracę na biegu luzem. Efektem omawianego powyżej skokowego przesunięcia dźwigni sterującej dawką paliwa h był wzrost prędkości obrotowej silnika dla $h=h_{\max}$ (a więc przy maksymalnej eksploatacyjnej dawce paliwa) w czasie t – co można ująć zależnością funkcyjną $n=f_2(h,t)$. Stąd pozostałe z wyznaczonych wielkości wektora wyjścia $\underline{Y}$ tj. p_c , p_w , i h_i są zależne funkcyjnie od prędkości obrotowej

ale rejestrowane są dla maksymalnej dawki paliwa przy $h=h_{\max}$. W obrębie pojedynczego cyklu pracy silnika wielkości charakteryzujące wektor wyjścia obiektu rejestrowane są oczywiście w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika.

Bezpośrednim celem badań empirycznych było zarejestrowanie przebiegu parametrów wyjścia obiektu to jest p_o , p_w , h_i i n w warunkach swobodnego rozpędzania, wyznaczenie na ich podstawie parametrów procesu spalania, identyfikacja modelu przebiegu wybranych parametrów procesu spalania w funkcji prędkości obrotowej.

Z uwagi na to, że jednym z celów pracy było porównanie przebiegu procesu spalania w warunkach rozpędzania i w warunkach statycznych, badania prowadzono również w wybranych punktach charakterystyki zewnętrznej eksploatacyjnej silnika przy $h=h_{\max}=\text{const}$ i $n=\text{const}$.

Istnienie wektora zakłóceń $\underline{p}$ związane jest z oddziaływaniem losowych czynników na wielkości wyjściowe obiektu badań oraz niedoskonałościami metod i środków pomiarowych. W trakcie prowadzenia badań nie ma możliwości oddziaływania na zjawiska losowe związane z procesami roboczymi silnika. Dla przyjętej metodyki niezmiernie istotne było natomiast zachowanie warunków początkowych pomiaru.

Warunki początkowe pomiaru charakteryzowała niezmiennosc:

- początkowej prędkości obrotowej wału korbowego silnika,
- ustalonego stanu cieplnego silnika, którego miarą była temperatura oleju smarującego.

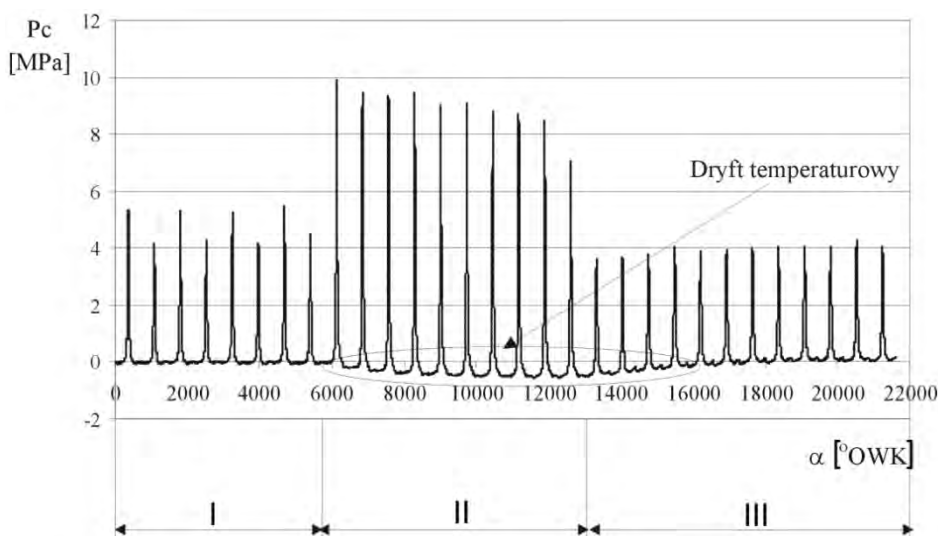
W chwili, gdy prędkość obrotowa wału korbowego i temperatura oleju pracującego silnika były równe wartościom ustalonym dla warunków początkowych, operator wyzwał start pomiarów. System pomiarowy rozpoczynał pomiar ciśnienia w komorze spalania, ciśnienia przed wtryskiwaczem i wzniosu iglicy wtryskiwacza od punktu określonego górnym zwrotnym położeniem tłoka (suw dolotu). Po około $4 \div 8$ cyklach pracy silnika uruchamiano przesuw listwy sterującej dawką paliwa. System pomiarowy rejestrował ciśnienia w komorze spalania, ciśnienia przed wtryskiwaczem, wznios iglicy wtryskiwacza i prędkość obrotową wału korbowego dla 30 kolejnych cykli pracy silnika.

W zarejestrowanym cyklu pomiarowym (30 kolejnych cykli pracy silnika) można wyróżnić trzy okresy pracy silnika:

- I. Prędkość obrotowa wału korbowego i temperatura oleju pracującego silnika są równe wartościom ustalonym dla warunków początkowych, położenie listwy sterującej dawką paliwa $h \equiv \text{const}$, przyspieszenie kątowe wału korbowego silnika $\varepsilon = 0$.

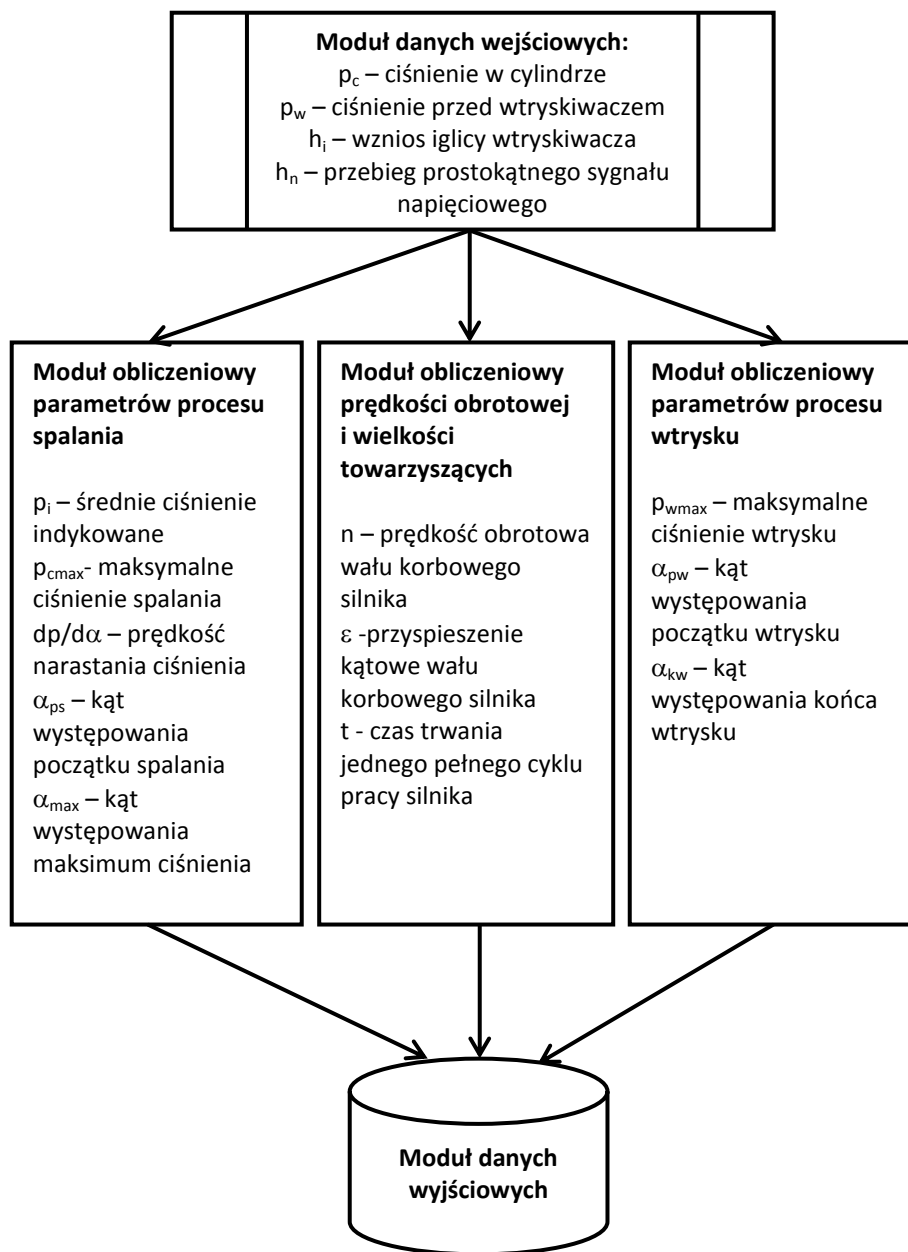
- II. Okres ten można podzielić na dwa podokresy: 1- $n \neq \text{const}$, nieustalony stan cieplny silnika, $h = h_{\text{max}}$, $\varepsilon \neq 0$; 2- rozpoczynający się od chwili zadziałania regulatora pompy wtryskowej $n \neq \text{const}$, nieustalony stan cieplny silnika, $h \neq \text{const}$, $\varepsilon \neq 0$ (podokres ten obejmował zazwyczaj ostatni cykl pracy silnika w okresie II). Dalszej analizie poddano pierwszy z omawianych podokresów.
- III. $n = n_{\text{max}}$, quasi ustalony stan cieplny silnika, $h \cong \text{const}$, $\varepsilon = 0$.

Wykonano po 10 powtórzeń pomiaru ściśle zachowując określone wcześniej warunki początkowe (określające prędkość początkową wału korbowego silnika i temperaturę oleju w skrzyni korbowej). Analizie poddawano cykle pracy silnika należące do okresu II-1 procesu swobodnego rozpędzania silnika. Przykładowy przebieg procesu rozpędzania silnika przedstawiono na rysunku 5.3. Na rysunku tym zaznaczono trzy wyróżnione powyżej okresy pracy silnika.



Rys. 5.3. Zarejestrowany przebieg ciśnienia w komorze spalania dla 30 kolejnych cykli pracy silnika w warunkach swobodnego rozpędzania
I – okres pracy silnika na biegu jałowym, II – okres swobodnego rozpędzania silnika, III – okres pracy silnika na biegu luzem

W związku z tym, że przedstawiona na rysunku 5.2 charakterystyka obiektu badań posiada jeden poziom zmiennej wejściowej niecelowe jest stosowanie technik matematycznych do stworzenia planu eksperymentu. W celu wyznaczenia parametrów procesów roboczych silnika opracowano program komputerowy, którego schemat blokowy przedstawiono na rysunku 5.4.



Rys. 5.4. Schemat blokowy opracowanego programu komputerowego do wyznaczania wybranych parametrów procesów roboczych silnika

Program ten opracowano w środowisku pakietu Excel z wykorzystaniem języka Visual Basic, który posłużył do stworzenia makr będących główną częścią modułów obliczeniowych. Takie rozwiązanie programowe pozwoliło na wykorzystanie gotowych procedur wejścia i wyjścia programu Excel, a w związku z tym uproszczenie struktury programu.

Dla każdego pomiaru wykonywanego zgodnie z metodyką przedstawioną na wstępie rozdziału, określano wartości ze zbioru podstawowych parametrów procesu spalania lub wtrysku, a następnie poddawano je kolejno metodyce mającej na celu wyeliminowanie błędów nadmiernych [35]. Procedury eliminowania błędów nadmiernych nie stosowano w przypadku analizy zmienności parametrów procesu spalania prezentowanej w rozdziale 7.

W celu wyznaczenia funkcji regresji dla wybranych parametrów pracy silnika posłużono się modelami opartymi o zależności wielomianowe. Pozostawiono składniki zmiennej niezależnej istotne na poziomie $\alpha = 0,05$. Poziom istotności dla zmiennych niezależnych testowano testem t-Studenta. Poziom istotności dla wyznaczonej funkcji regresji testowano testem F-Snedecora. Przyjmowano za zadowalające dopasowanie modelu do danych pomiarowych jeśli poziom istotności dla wyznaczonej funkcji regresji był mniejszy od 0,001.

Istotnym zagadnieniem z punktu widzenia dokładności obliczanych parametrów procesu spalania było dokonanie wyboru metody numerycznego całkowania, a zwłaszcza różniczkowania przebiegów ciśnienia w komorze spalania. Zagadnienia numerycznego różniczkowania i całkowania przebiegów podejmowano dość obszernie w literaturze [10, 11]. W odniesieniu do przebiegu ciśnienia w komorze spalania silnika o zapłonie samoczynnym, uzyskanego na drodze indykowania, problem ten analizowano w [10, 11]. Na uwagę zasługują dwie metody numerycznego różniczkowania przebiegu ciśnienia w komorze spalania silnika o ZS [10, 11]:

- zastosowanie estymatora różniczkowania numerycznego oraz filtru wygładzającego,
- aproksymacja różniczkowanego przebiegu w okolicy zmiennej niezależnej, dla której jest wyznaczana pochodna a następnie wyznaczanie pochodnej w sposób analityczny.

W odniesieniu do przebiegów ciśnienia w komorze spalania uzyskiwanych w trakcie badań prowadzonych przez autora istnieją dwie przesłanki warunkujące dobór metody numerycznego różniczkowania i całkowania:

- wartości ciśnienia w komorze spalania rejestrowano dla stałego kroku kąta obrotu wału korbowego silnika – co $1,4^\circ\text{OWK}$,
- rejestrowany przebieg ciśnienia nie posiadał widocznych szumów addytywnych.

Numeryczne całkowanie przebiegu ciśnienia w komorze spalania wykonano stosując wzór interpolacyjny Newtona [35]. Pomijano różnice wyższe od pierwszej tzn. ograniczono się do zastosowania wzoru trapezowego.

Numeryczne różniczkowanie przebiegu ciśnienia w komorze spalania prowadzono jedynie dla ustalenie wartości maksymalnej prędkości narastania ciśnienia i kąta występowania początku spalania. Obliczano pochodną wielomianu interpolacyjnego określonego wzorem Newtona [10, 11] a następnie wygładzano otrzymany przebieg przy użyciu analizy i syntezy Fouriera – stosując filtr częstotliwościowy FFT.

6. Analiza procesu spalania

6.1. Weryfikacja możliwości porównania pracy silnika o zapłonie samoczynnym w różnych warunkach

6.1.1. Uwagi ogólne

W rozdziale 2.4. wskazano, że proces swobodnego rozpędzania stosowany jest jako metoda służąca do ustalania maksymalnej mocy użytecznej, czy też maksymalnego momentu użytecznego silnika. Jest to zatem metoda alternatywna w stosunku do metody pomiaru w warunkach charakterystyki zewnętrznej eksploatacyjnej silnika. Przebieg procesu spalania wpływa na maksymalną moc i moment użyteczny. Istotne jest zatem przeanalizowanie czy w istocie parametry procesu spalania uzyskiwane w rozpatrywanych warunkach są porównywalne. Wykonano indykowanie silnika i na tej podstawie wyznaczono średnie ciśnienie indykowane p_i oraz inne parametry procesu spalania, które uzasadniają przebieg p_i w warunkach swobodnego rozpędzania i takich jak na charakterystyce zewnętrznej eksploatacyjnej. Autor pragnął ustalić jaka jest specyfika przebiegu procesu spalania w warunkach swobodnego rozpędzania oraz na ile proces ten przebiega odmiennie w stosunku do warunków statycznych. Z uwagi na to nie określano wartości ciśnienia strat tarcia. Nie usiłowano wyznaczyć średniego ciśnienia użytecznego i na tej podstawie mocy i momentu obrotowego użytecznego.

W odniesieniu do rozpatrywanych warunków pracy silnika prawdziwe są następujące stwierdzenia:

- zarówno podczas pracy na charakterystyce zewnętrznej jak i w trakcie procesu swobodnego rozpędzania silnika dźwignia sterująca dawką paliwa znajduje się w położeniu maksymalnym – w warunkach swobodnego rozpędzania silnika regulator prędkości obrotowej pompy wtryskowej nie działa do chwili uzyskania maksymalnej prędkości obrotowej,
- w warunkach charakterystyki zewnętrznej istnieje stan równowagi pomiędzy momentem obrotowym użytecznym silnika a zewnętrznym momentem obrotowym obciążającym silnik; w warunkach swobodnego rozpędzania istnieje chwilowy stan równowagi pomiędzy momentem obrotowym użytecznym silnika a momentem obrotowym obciążającym, którym jest moment bezwładności ciał wirujących związanych z wałem korbowym.

O możliwości dokonania porównań parametrów procesu spalania w warunkach swobodnego rozpędzania i takich jak na charakterystyce

zewnętrznej eksploatacyjnej decyduje dodatkowo równość co do dawki wtryskiwanego paliwa.

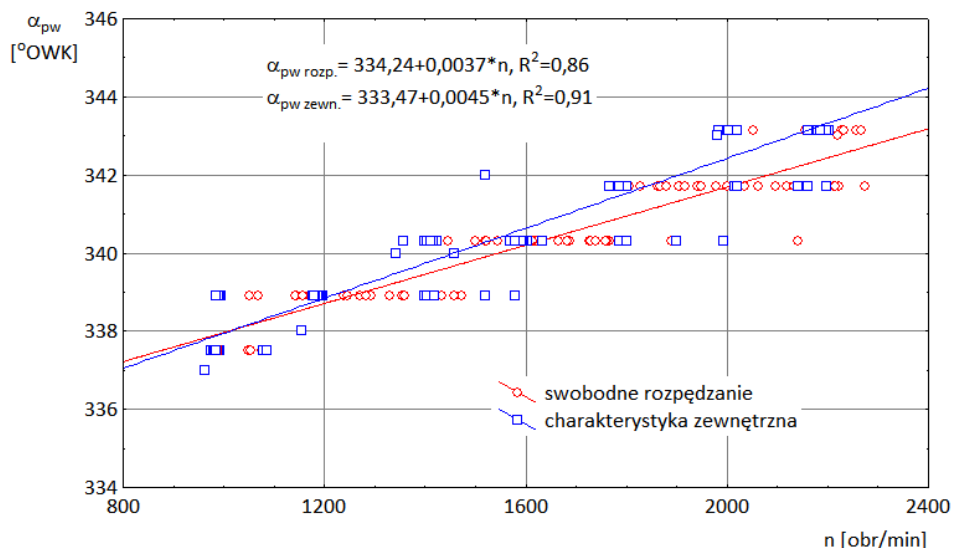
6.1.2. Dawka wtryskiwanego paliwa

Z uwagi na to samo położenie organu sterującego dawką wtryskiwanego paliwa teoretycznie powinna być ona podobna w warunkach swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej. Pewne różnice mogą być wywołane głównie poprzez:

- zwiększenie wartości ciśnień resztkowych w układzie wtryskowym w warunkach swobodnego rozpędzania w stosunku do warunków pracy na charakterystyce zewnętrznej – w warunkach swobodnego rozpędzania dysponujemy krótkim czasem trwania poszczególnych cykli pracy silnika koniecznym do odciążenia przewodów wysokiego ciśnienia po procesie wtrysku (prędkość obrotowa w kolejnych cyklach pracy silnika wzrasta); zjawisko to może wpływać na przyspieszenie rozpoczęcia procesu wtrysku (zwiększenie kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa) przez nieznaczny wzrost maksymalnych ciśnień wtrysku,
- różna wartość przeciwcisnienia panującego w komorze spalania w okresie wtrysku paliwa dla warunków swobodnego rozpędzania i pracy na charakterystyce zewnętrznej może w pewnym stopniu wpływać na wielkość dawki paliwa – zgodnie z zależnością Torricellego [35],
- różny kąt początku i końca wtrysku a w rezultacie różny kąt trwania wtrysku,
- różnice w wartościach przebiegu ciśnienia wtrysku, w tym maksymalnego ciśnienia wtrysku,
- różnice wartości prędkości obrotowych, dla których zachodzi proces wtrysku – zagadnienie to omówiono szerzej w rozdziale 6.2.1.

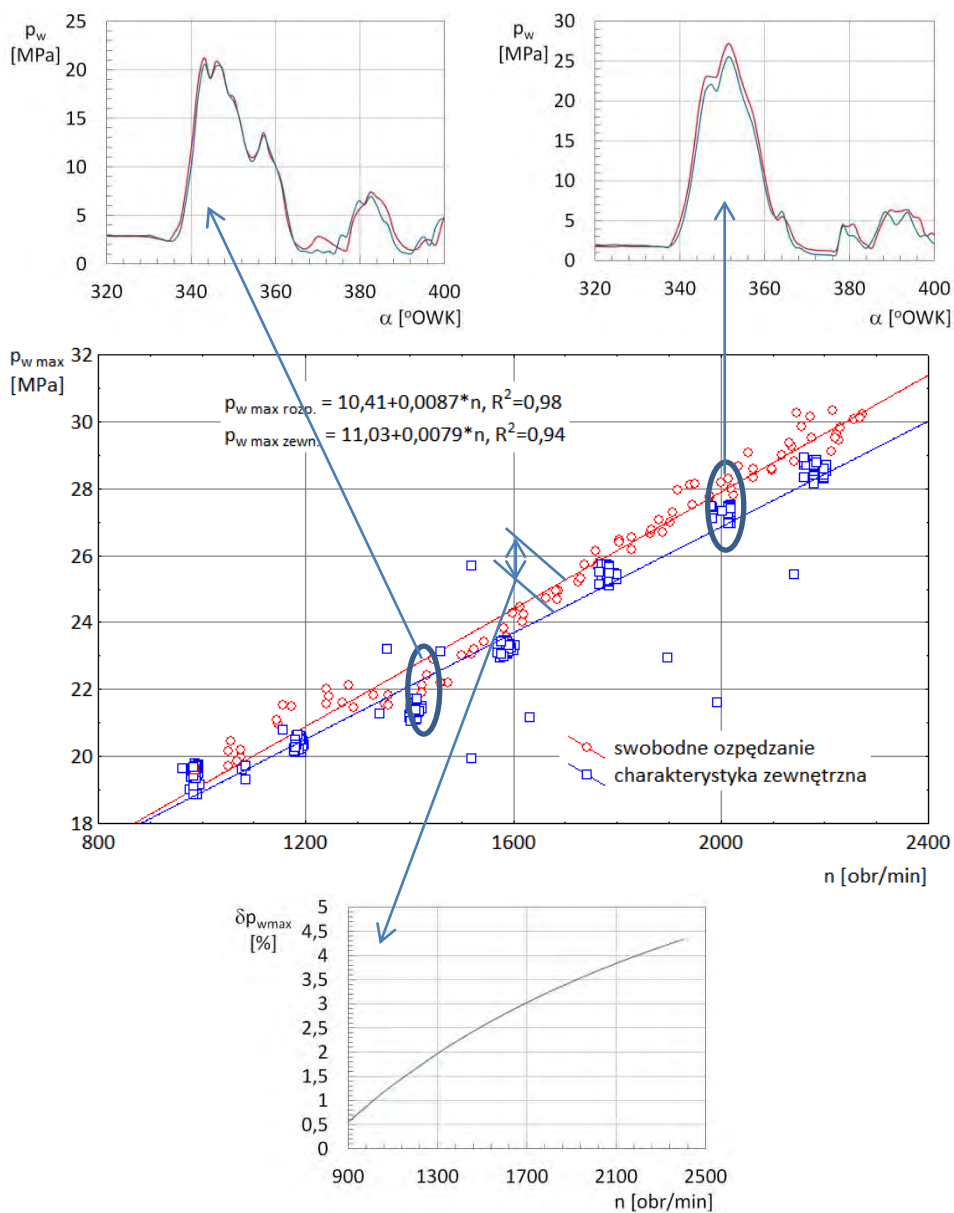
Precyzyjny pomiar dawki paliwa wtryskiwanej w trakcie realizacji procesu swobodnego rozpędzania jest bardzo trudny w realizacji. Prostsza metoda jest porównanie parametrów opisujących proces wtrysku, które mają bezpośredni wpływ na wielkość dawki. Należą do nich: kąt początku wtrysku, kąt końca wtrysku i maksymalne ciśnienie wtrysku. Zaobserwowano, że wartość kąta końca wtrysku w warunkach swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej była zbliżona. Podobne zjawisko ma miejsce w odniesieniu do kąta występowania początku wtrysku – rysunek 6.1. Wartości tego kąta były nieznacznie mniejsze dla warunków rozpędzania. Maksymalna różnica względna dla warunków rozpędzania i statycznych wynosiła około 1°OWK. Wyjaśnia się to faktem wzrostu ciśnień resztkowych w przewodach wysokiego ciśnienia układu wtryskowego paliwa – z uwagi na mniejszy czas jaki przypada

na odciażenie przewodu wtryskowego. W warunkach statycznych kolejne cykle pracy silnika występują w warunkach stałej wartości średniej prędkości obrotowej silnika. W warunkach swobodnego rozpędzania każdy kolejny cykl pracy silnika występuje przy większej prędkości obrotowej silnika.



Rys. 6.1. Wartości kąta występowania początku wtrysku w zależności od prędkości obrotowej dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej

Na rysunku 6.2 pokazano przebieg wartości maksymalnego ciśnienia wtrysku w trakcie procesu swobodnego rozpędzania i pracy na charakterystyce zewnętrznej. Dodatkowo zobrazowano przebieg ciśnienia przed wtryskiwaczem dla dwóch par cykli pracy silnika charakteryzujących się bardzo zbliżoną wartością średniej prędkości obrotowej w warunkach swobodnego rozpędzania i statycznych (dla $n_{sr} \cong 1423$ obr/min i $n_{sr} \cong 2020$ obr/min). Na trzecim z wykresów pomocniczych w obrębie rysunku 6.2, pokazano względną zmianę maksymalnego ciśnienia wtrysku w warunkach rozpędzania w odniesieniu do warunków statycznych - δp_{wmax} .



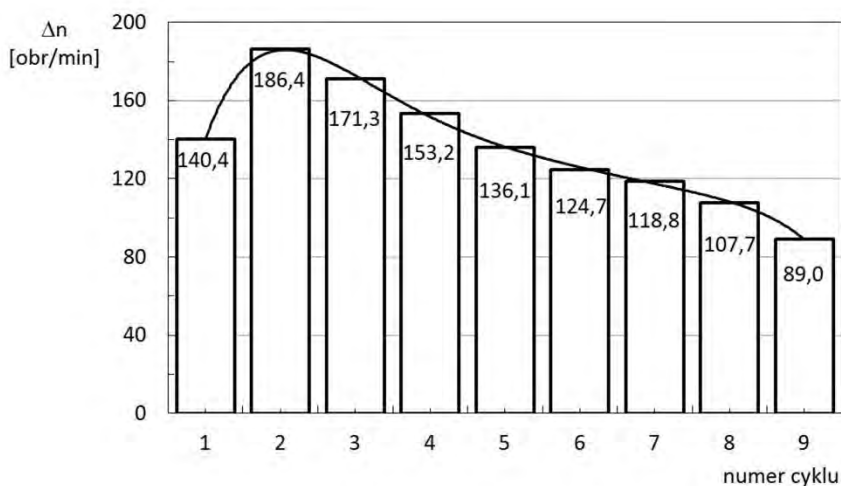
Rys. 6.2. Wartości maksymalnego ciśnienia wtrysku w zależności od prędkości obrotowej dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej

Obserwowano dla warunków swobodnego rozpędzania nieznaczny wzrost wartości maksymalnych ciśnień wtrysku – maksymalnie o około 1,2 MPa (przy zachowaniu kształtu przebiegu ciśnienia przed wtryskiwaczem tak jak dla warunków statycznych). Różnice w wartościach maksymalnego ciśnienia wtrysku zwiększały się wraz ze wzrostem prędkości obrotowej silnika. Dla prędkości maksymalnej różnica względna wynosiła około 4,3% na korzyść warunków swobodnego rozpędzania. Wzrost wartości maksymalnych ciśnień wtrysku dla warunków rozpędzania można uzasadniać poprzez wzrost ciśnień resztkowych w przewodach wysokiego ciśnienia układu wtryskowego paliwa. Jeśli przyjąć założenie, że w rozpatrywanych warunkach pracy silnika doświadczalny współczynnik strat wypływu jest zbliżony to można postawić tezę o równości dawki wtryskiwanego paliwa w warunkach swobodnego rozpędzania i statycznych, dla początkowych wartości z rozpatrywanych prędkości obrotowych. Niewielkie różnice mogą być spowodowane jedynie nieznacznie różnymi wartościami przeciwcisnienia panującego w momencie wtrysku paliwa i mniejszą chwilową prędkością obrotową wału korbowego silnika w okresie wtrysku - co z uwagi na płaski przebieg charakterystyki dawkowania badanej pompy wtryskowej nie powinno mieć istotnego znaczenia. Dla wyższych prędkości obrotowych z uwagi na zwiększającą się różnicę w wartościach maksymalnego ciśnienia wtrysku dawka paliwa dla warunków swobodnego rozpędzania może być nieznacznie większa niż w warunkach statycznych.

6.2. Zróżnicowanie procesu spalania w warunkach swobodnego rozpędzania i statycznych

6.2.1. Zmiany w przebiegu czasowym objętości komory roboczej silnika tłokowego

Porównując proces spalania przebiegający w warunkach swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej bierze się pod uwagę odpowiednie parametry opisujące ten proces przy tych samych średnich prędkościach obrotowych. W przypadku swobodnego rozpędzania chwilowa prędkość obrotowa zmienia się w czasie trwania cyklu z uwagi na trwający proces rozpędzania oraz oddziaływanie pozostałych cylindrów na pracę cylindra indykowanego. Przyrost prędkości obrotowej w trakcie procesu swobodnego rozpędzania silnika w kolejnych cyklach pracy przedstawiono na rysunku 6.3.

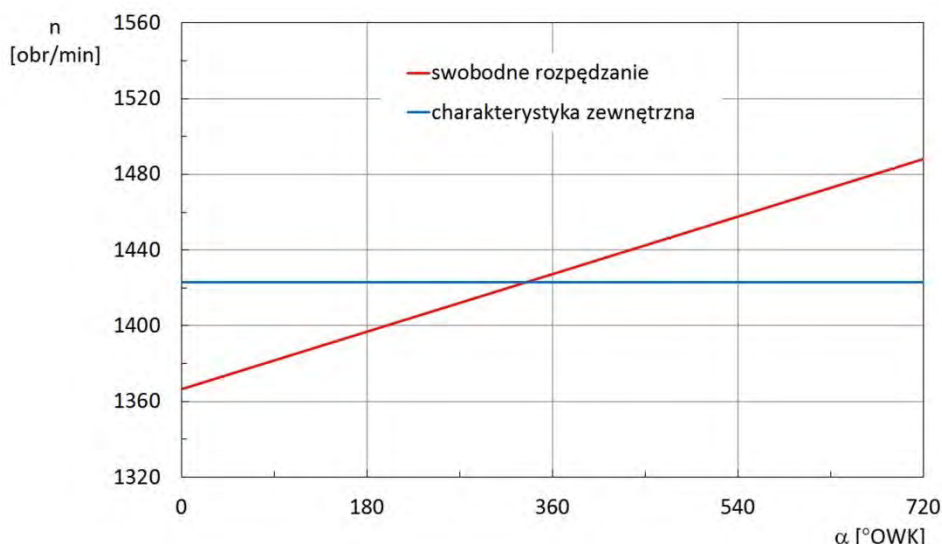


Rys. 6.3. Przyrost prędkości obrotowej silnika w procesie swobodnego rozpędzania w kolejnych cyklach pracy

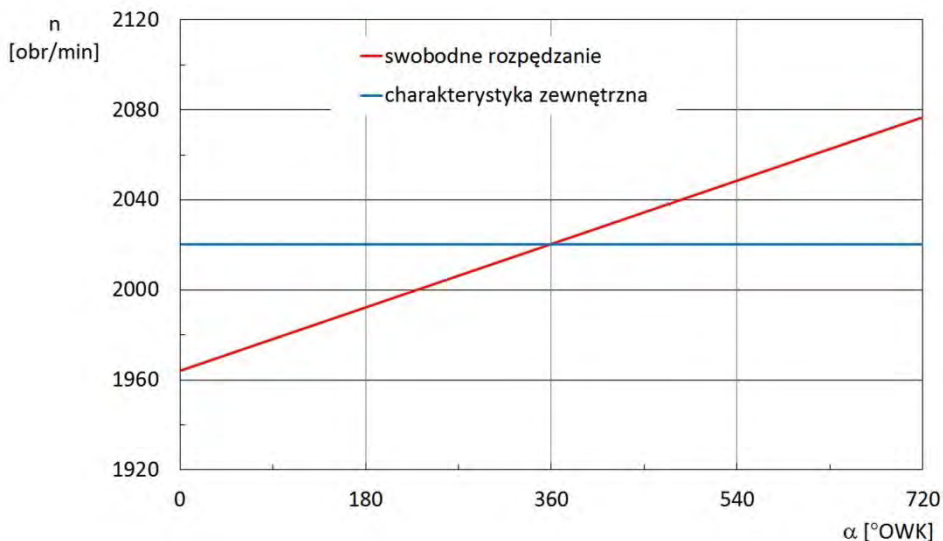
Bezwzględna zmiana średniej prędkości obrotowej z cyklu na cykl pracy silnika jest dodatnia a zatem w obrębie każdego z cykli pracy chwilowa prędkość obrotowa rośnie. Na rysunku 6.3 pokazano wartości uśrednione ze wszystkich prób procesu swobodnego rozpędzania. Do dalszej analizy wybrano dwa cykle pracy silnika przebiegające w warunkach swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej charakteryzujące się zbliżoną wartością średniej

prędkości obrotowej. Rozważania prowadzono w funkcji czasu trwania cyklu. Postanowiono wykazać, że różna chwilowa prędkość obrotowa wpływa na przebieg zmian objętości nad tłokiem w zależności od czasu i powoduje to wystąpienie pewnych różnic w przebiegu procesu spalania.

Na rysunku 6.4 pokazano przebieg trendu chwilowej prędkości obrotowej silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania ($n_{sr}=1424$ obr/min) i charakterystyki zewnętrznej ($n_{sr}=1423$ obr/min). Na rysunku 6.5 pokazano przebieg trendu chwilowej prędkości obrotowej silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej dla $n_{sr}=2020$ obr/min.

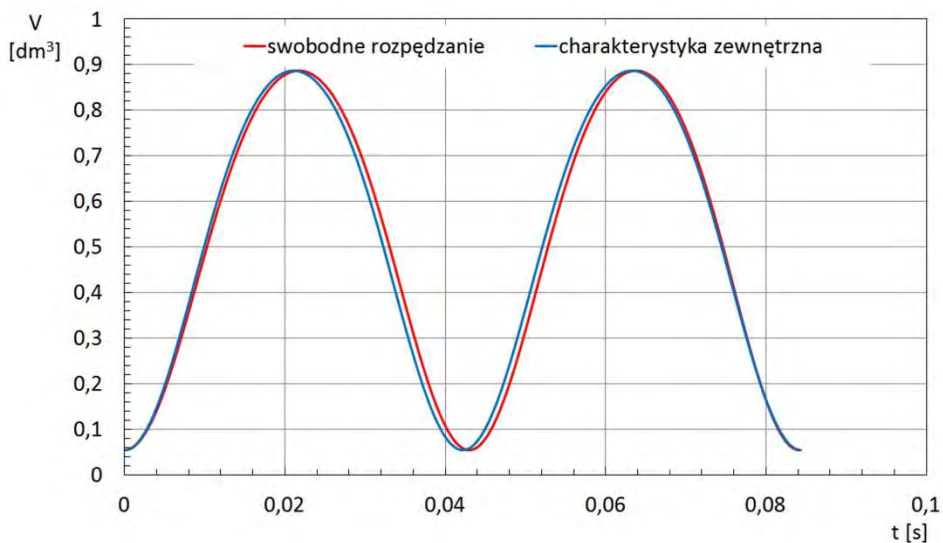


Rys. 6.4. Uproszczony przebieg chwilowej prędkości obrotowej silnika w warunkach swobodnego rozpędzania ($n_{sr}=1424$ obr/min) i charakterystyki zewnętrznej ($n_{sr}=1423$ obr/min)

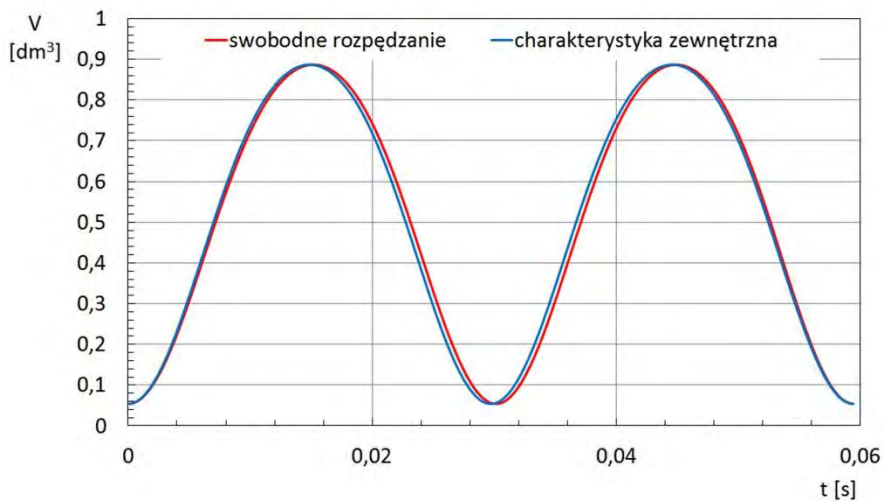


Rys. 6.5. Uproszczony przebieg chwilowej prędkości obrotowej silnika w warunkach swobodnego rozpędzania ($n_{sr}=2020$ obr/min) i charakterystyki zewnętrznej ($n_{sr}=2020$ obr/min)

Dla zbliżonych wartości średniej prędkości obrotowej, w warunkach swobodnego rozpędzania prędkość chwilowa rośnie od około 1370 obr/min do około 1490 obr/min. W warunkach charakterystyki zewnętrznej prędkość chwilowa jest stała w zakresie całego cyklu pracy silnika. Analogiczna sytuacja ma miejsce dla drugiej pary analizowanych cykli pracy silnika. Pokazany na rysunku 6.4 i 6.5 przebieg trendu chwilowej prędkości obrotowej w rozważanych cyklach pracy silnika skutkuje przesunięciem czasowym przebiegu objętości nad tłokiem dla procesu swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej, zgodnie z tym co pokazano na rysunkach 6.6 i 6.7.



Rys. 6.6. Przebieg zmian objętości nad tłokiem w funkcji czasu trwania cyklu pracy silnika w warunkach swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej, średnia prędkość obrotowa około 1420 obr/min

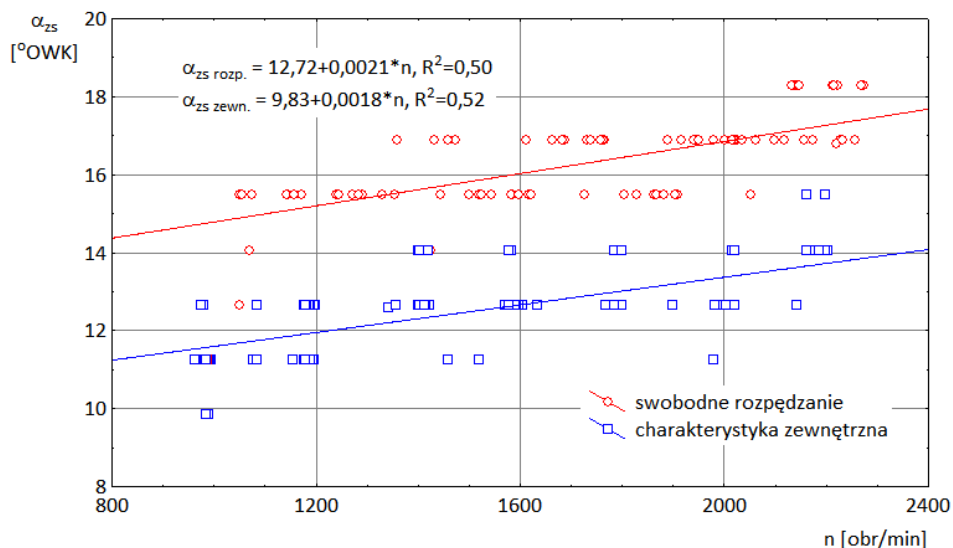


Rys. 6.7. Przebieg zmian objętości nad tłokiem w funkcji czasu trwania cyklu pracy silnika w warunkach swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej, średnia prędkość obrotowa około 2020 obr/min

Ta sama objętość nad tłokiem dla warunków swobodnego rozpędzania silnika występuje w późniejszych chwilach czasowych niż dla charakterystyki zewnętrznej. Procesy te stają się zbieżne pod koniec trwania cyklu pracy silnika. Oczywiście przy zbliżonych wartościach średnich prędkości obrotowych czas trwania całego cyklu pracy silnika wynosi w obu przypadkach około 0,082 s (przykładowo dla pierwszej pary porównywanych cykli pracy silnika).

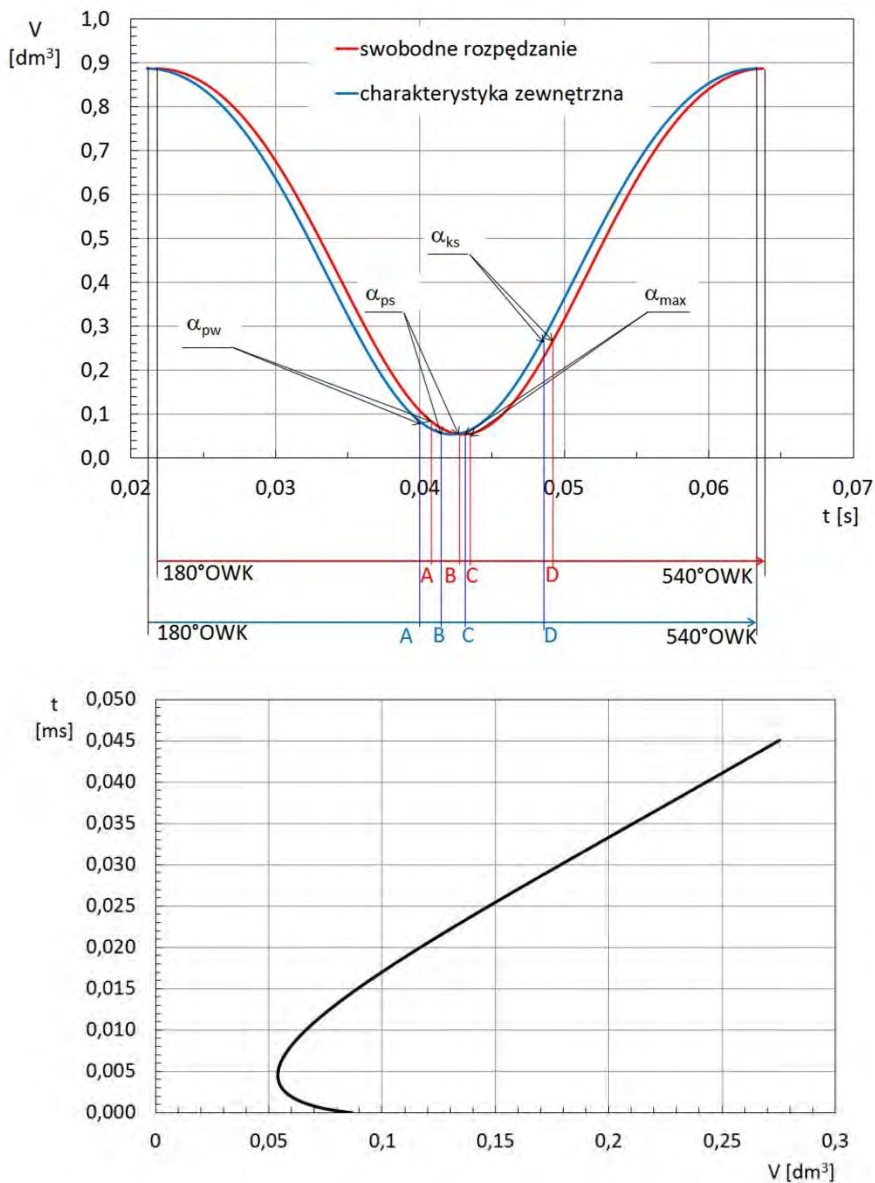
6.2.2. Zmiany wartości zwłoki samozapłonu paliwa

Istotną różnicą jaka występuje dla warunków swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej jest różnica w wartościach kąta zwłoki samozapłonu paliwa. Stwierdzono, że w warunkach swobodnego rozpędzania kąt zwłoki samozapłonu jest o około 3°OWK większy w stosunku do warunków pracy silnika na charakterystyce zewnętrznej – rysunek 6.8. Tendencja ta zachowana jest dla całego zakresu średnich prędkości obrotowych silnika. Zjawisko to można wyjaśnić różnym przebiegiem trendu chwilowej prędkości obrotowej w rozpatrywanych warunkach. Jak wspomniano w poprzednim rozdziale różny przebieg trendu chwilowej prędkości obrotowej w obrębie cyklu pracy silnika wpływa na przebieg zmian objętości nad tłokiem w funkcji czasu.

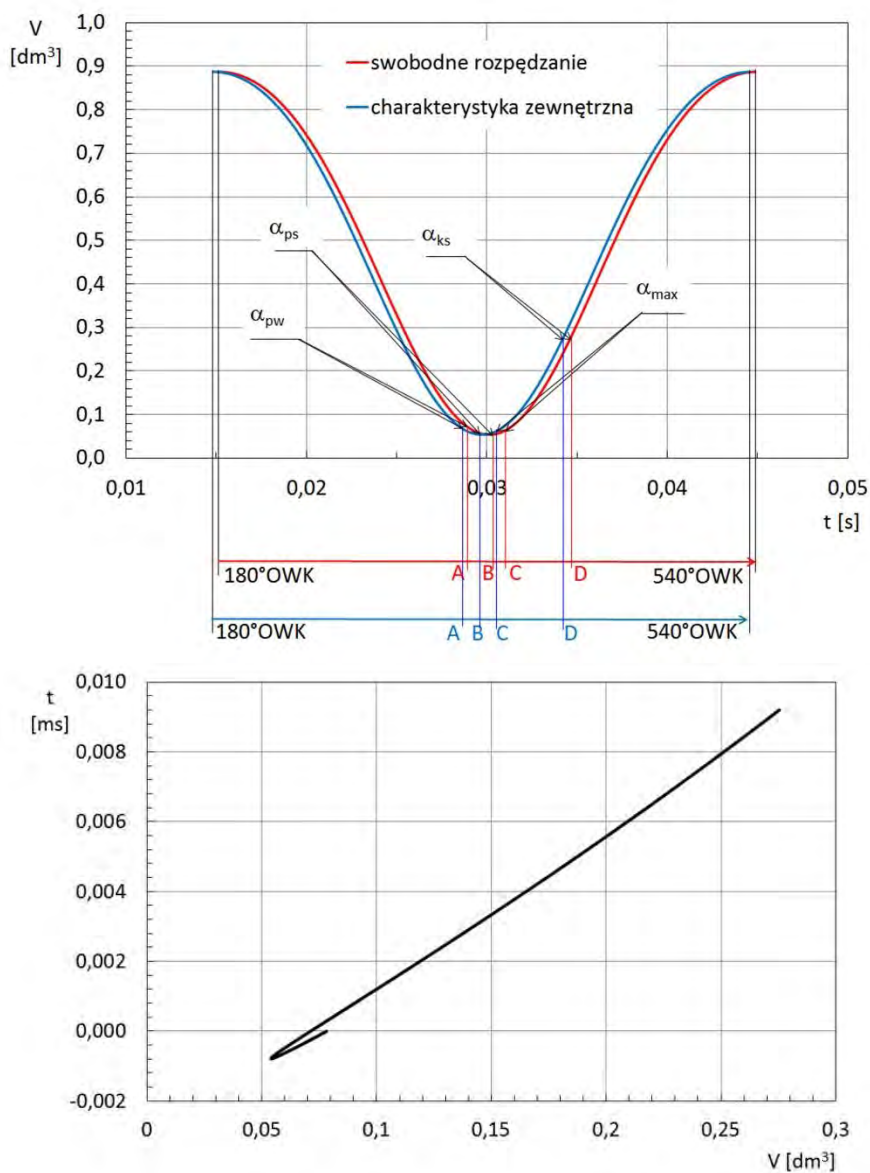


Rys. 6.8. Wartości kąta zwłoki samozapłonu w zależności od prędkości obrotowej dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej

Na rysunku 6.9 i 6.10 pokazano przebieg zmian objętości nad tłokiem w funkcji czasu i położenia kąтового wału korbowego silnika. Obszar rozważań zawężono do zmian w zakresie od 180°OWK do 540°OWK . Dodatkowo naniesiono charakterystyczne dla procesu spalania i wtrysku punktu takie jak: punkt występowania początku wtrysku (A), punkt występowania początku spalania (B), punkt występowania maksymalnego ciśnienia spalania (C) i punkt występowania końca spalania (D). Punkty te określono poprzez odpowiednie wartości kątów obrotu wału korbowego mierzone od początku trwania cyklu pracy silnika i oznaczono kolejnymi literami alfabetu od A do D. Przy czym kolor czerwony dotyczy procesu swobodnego rozpędzania a kolor niebieski pracy silnika w warunkach charakterystyki zewnętrznej. Rysunki 6.9 i 6.10 skonstruowano tak, że zerowa chwila czasu na osi odciętych pokrywa się z początkiem cyklu pracy silnika (zgodnie z tym jak przebiegała rejestracja tego parametru w prowadzonych badaniach empirycznych). Taki sposób konstrukcji wykresów pozwala wyjaśnić te różnice w czasowym przebiegu zmian objętości nad tłokiem, które zależą od chwili wystąpienia względem początku cyklu pracy silnika. Z uwagi na fakt, że proces wtrysku w warunkach swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej rozpoczynał się przy porównywalnych wartościach kąтового położenia wału korbowego silnika to wykresy 6.9 i 6.10 uzupełniono wykresami pomocniczymi. Wykresy te obrazują jaka jest bezwzględna różnica pomiędzy czasem zaistnienia tej samej objętości nad tłokiem w warunkach statycznych w odniesieniu do warunków swobodnego rozpędzania. Dla skonstruowania wykresów pomocniczych przyjęto, że zerowa chwila czasu występuje w chwili początku wtrysku, który jak wspomniano występuje w rozpatrywanych warunkach dla tego samego położenia kąтового wału korbowego silnika (zakres zmian czasowych ograniczono do zmiany kąta obrotu wału korbowego silnika od chwili początku wtrysku do chwili występowania końca spalania). Taki sposób konstrukcji wykresów pomocniczych pozwala interpretować te różnice w czasowym przebiegu zmian objętości nad tłokiem, które zależą od chwili wystąpienia względem początku wtrysku paliwa.

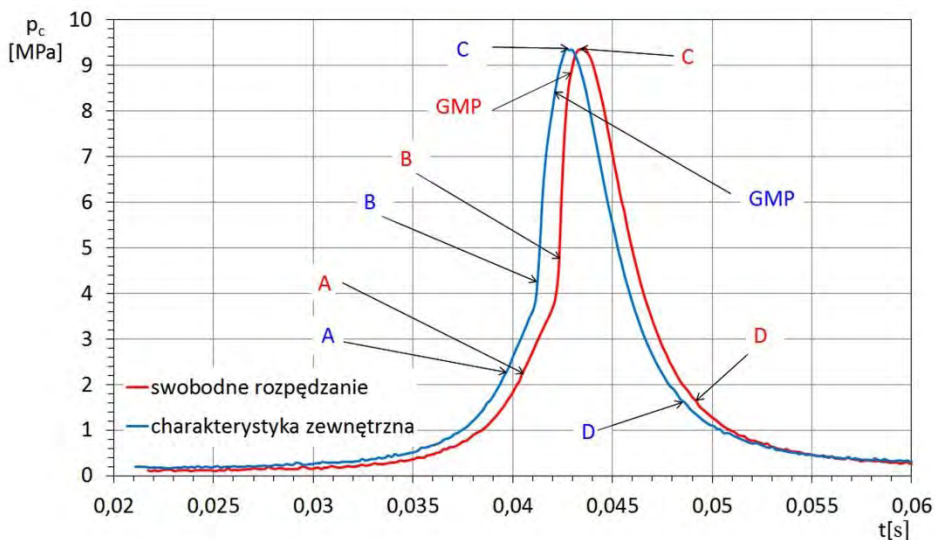


Rys. 6.9. Przebieg zmian objętości nad tłokiem w funkcji czasu trwania cyklu pracy silnika i kąta położenia wału korbowego, średnia prędkość obrotowa około 1420 obr/min, $A=340,0^\circ \text{OWK}$, $B=354,0^\circ \text{OWK}$, $C=365,6^\circ \text{OWK}$, $D=412^\circ \text{OWK}$, $A=340,3^\circ \text{OWK}$, $B=352,0^\circ \text{OWK}$, $C=364,2^\circ \text{OWK}$, $D=413,4^\circ \text{OWK}$

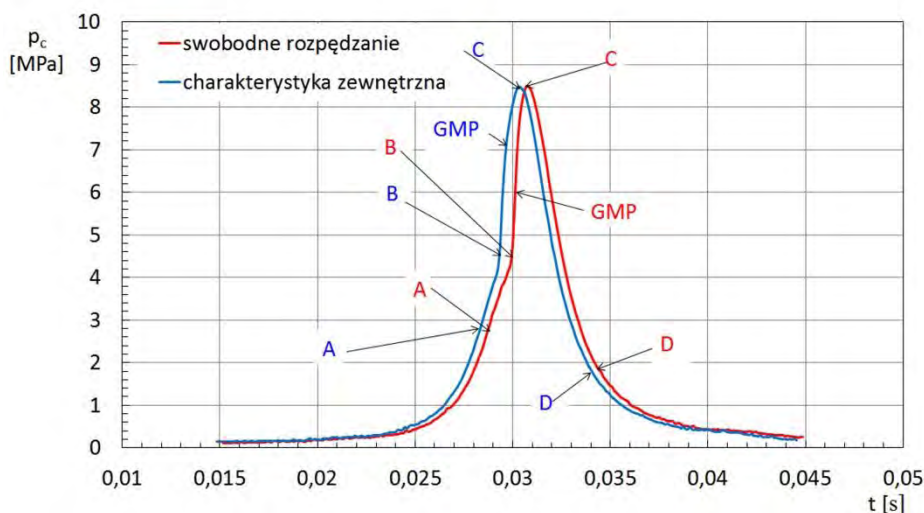


Rys. 6.10. Przebieg zmian objętości nad tłokiem w funkcji czasu trwania cyklu pracy silnika i kąta położenia wału korbowego, średnia prędkość obrotowa około 2020 obr/min, $A=343,1^\circ\text{OWK}$, $B=358,2^\circ\text{OWK}$, $C=367,0^\circ\text{OWK}$, $D=411,9^\circ\text{OWK}$, $A=343,1^\circ\text{OWK}$, $B=355,8^\circ\text{OWK}$, $C=367,0^\circ\text{OWK}$, $D=413,2^\circ\text{OWK}$

Prezentowane wykresy dotyczą dwóch przypadków, dla których udało się uzyskać bardzo zbliżone średnie prędkości obrotowe wału korbowego silnika. Stwierdzono między innymi, że proces wtrysku rozpoczyna się w późniejszej chwili czasu dla warunków swobodnego rozpędzania w stosunku do warunków statycznych. Pomimo, że proces wtrysku dla warunków statycznych i swobodnego rozpędzania rozpoczyna się prawie w tym samym położeniu kątowym wału korbowego silnika, to w warunkach rozpędzania większy czas jaki upływa do chwili wtrysku paliwa będzie skutkować mniejszymi średnimi wartościami temperatury ścianek komory spalania (upłynął większy czas, w którym temperatura zmniejszała się od czasu zakończenia procesu spalania przebiegającego w poprzednim cyklu pracy silnika). Mniejsza średnia temperatura ścianek komory spalania w chwili wtrysku będzie oddziaływać w kierunku zwiększenia kąta zwłoki samozapłonu paliwa. Na rysunku 6.11 i 6.12 pokazano czasowe przesunięcie wykresu indykatorowego otwartego dla warunków rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej.



Rys. 6.11. Fragment wykresu indykatorowego otwartego zarejestrowany w warunkach swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej w zależności od czasu, średnia prędkość obrotowa około 1420 obr/min, A – początek wtrysku, B – początek spalania, C – maksimum ciśnienia w komorze spalania, D – koniec spalania



Rys. 6.12. Fragment wykresu indykatorowego otwartego zarejestrowany w warunkach swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej w zależności od czasu, średnia prędkość obrotowa około 2020 obr/min, A – początek wtrysku, B – początek spalania, C – maksimum ciśnienia w komorze spalania, D – koniec spalania

Dla zaistnienia procesu samozapłonu paliwa konieczny jest upływ pewnego czasu od chwili rozpoczęcia wtrysku paliwa. Czas ten jest potrzebny dla chemicznego i fizycznego przygotowania mieszaniny palnej. O chwili wystąpienia procesu samozapłonu decyduje zatem czas a nie kątowe przemieszczenie wału korbowego silnika.

Okres zwłoki samozapłonu zależy od wielu czynników a główne z nich to ciśnienie i temperatura panująca wewnątrz komory spalania w chwili wtrysku, własności fizykochemiczne paliwa, prędkość obrotowa wału korbowego silnika, parametry jakościowe tworzącej się mieszaniny palnej, współczynnik nadmiaru powietrza. Eksperymentalny wzór służący do określania okresu zwłoki samozapłonu zaproponował Arrhenius [14]:

$$\tau = A \cdot p^{-n} \cdot \exp\left(\frac{E_A}{R_u \cdot T}\right) \quad (6.1)$$

gdzie:

A, n – stałe eksperymentalne,
 R_u – uniwersalna stała gazowa,
 E_A – energia aktywacji paliwa,

p , T – odpowiednio ciśnienie i temperatura ładunku bezpośrednio przed wystąpieniem zjawiska samozapłonu.

Uwzględniając zmiany temperatury i ciśnienia ładunku w okresie zwłoki samozapłonu paliwa można zapisać, że [14]:

$$\int_{t=0}^{t=\tau} \frac{1}{A \cdot p^{-n} \cdot \exp\left(\frac{E_A}{R_u \cdot T}\right)} dt = 1 \quad (6.2)$$

Okres zwłoki samozapłonu zwiększa się gdy ciśnienie i temperatura ładunku maleją. W rozpatrywanym przypadku pracy silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej wtrysk paliwa występuje przy prawie identycznym położeniu kątowym wału korbowego. Zatem gdyby ciśnienie i temperatura w chwili wtrysku były jednakowe to okresy zwłoki samozapłonu winny być podobne. Przeprowadzone obliczenia wskazują jednak, że dla prędkości obrotowej około 1420 obr/min okres zwłoki samozapłonu dla warunków rozpędzania wynosił 0,00164 s (1,64 ms) a dla warunków statycznych 0,00148 s (1,48 ms). Różnica bezwzględna wynosi zatem około 0,16 ms (względna około 10%). Dla średniej prędkości obrotowej wynoszącej około 2020 obr/min okres zwłoki samozapłonu wynosił 0,00128 s (1,28 ms) dla warunków rozpędzania i 0,00104 s (1,04 ms) dla warunków statycznych. Różnica bezwzględna wynosiła 0,24 ms. Obliczone wartości okresów zwłoki samozapłonu i ich różnic wskazują, że parametry termodynamiczne ładunku w chwili wtrysku nie są dla rozpatrywanych warunków takie same. Może mieć na to wpływ niższa temperatura ścianek komory spalania w chwili wtrysku, co opisano na wstępie rozdziału. Nie można jednak wykluczyć, że obserwowane różnice są wynikiem nieznacznie większej dawki paliwa w warunkach rozpędzania, zmian w procesie napełnienia lub przygotowania mieszanki palnej, różnic w wartościach kąta występowania początku wtrysku (maksymalna różnica wynosiła około 1°OWK). Dodatkowo na kąt zwłoki samozapłonu paliwa wpływa zmian prędkości obrotowej wału korbowego silnika od chwili początku wtrysku do chwili początku spalania. Ten sam okres czasu przy większej prędkości obrotowej będzie występował dla większego zakresu kąta obrotu wału korbowego silnika. Rozpatrywane pary cykli pracy silnika nie są pod tym względem jednakowe. Przy średniej prędkości obrotowej 1420 obr/min okres samozapłonu występuje w warunkach większej prędkości obrotowej podczas rozpędzania. Można to zauważyć na rysunku pomocniczym w obrębie rysunku 6.9. Fakt ten wynika z tego, że do porównań

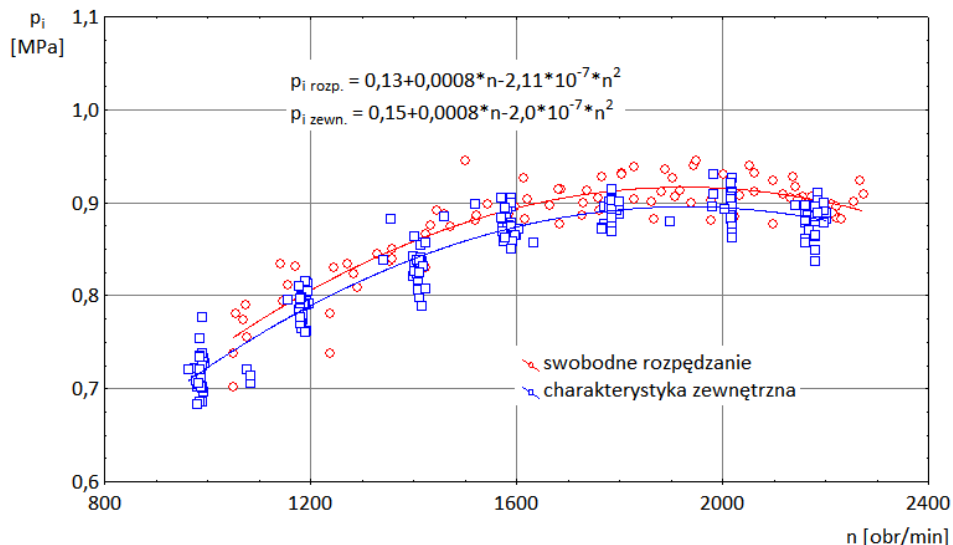
w rozpatrywanych warunkach wybrano cykle pracy silnika o nieznacznie różnej średniej prędkości obrotowej. Przy średniej prędkości obrotowej 2020 obr/min okres zwłoki samozapłonu występuje w warunkach rozpędzania przy mniejszych wartościach prędkości obrotowych niż w warunkach statycznych (patrz rysunek pomocniczy w obrębie rysunku 6.10.) – będzie to wpływać na nieznacznie zmniejszenie kąta zwłoki samozapłonu. Dla tej pary cykli pracy silnika w warunkach swobodnego rozpędzania i statycznych występuje równość w zakresie średnich prędkości obrotowych – przebiegi dla $n_{sr}=2020$ obr/min są zatem przykładem przebiegów, które w sposób rzeczywisty odwzorowują teoretyczną równość w zakresie średnich prędkości obrotowych (stan taki analizowano porównując w rozdziale 6.2.3 wartości poszczególnych parametrów procesu spalania w warunkach swobodnego rozpędzania i statycznych przy tych samych prędkościach obrotowych, na podstawie wyznaczonych krzywych regresji).

Jak wspomniano, w warunkach swobodnego rozpędzania i statycznych chwila początku i końca wtrysku zachodzi przy bardzo zbliżonych położeniach kątowych wału korbowego. Podobna sytuacja ma miejsce w odniesieniu do chwili końca procesu spalania – kąty końca spalania dla warunków statycznych i procesu rozpędzania są zbliżone. Z uwagi na powyższe, śledząc wykres zmian objętości nad tłokiem w funkcji czasu dla $n_{sr}=2020$ obr/min (rysunek 6.10) należy stwierdzić, że proces wtrysku zachodzi w warunkach rozpędzania przy wolniej zmieniającej się objętości nad tłokiem w stosunku do warunków statycznych. Analizując wykresy pomocnicze przedstawione na rysunkach 6.10 można stwierdzić, że różnica w czasie osiągnięcia przez tłok górnego martwego położenia (GMP) (dla warunków swobodnego rozpędzania i statycznych) dla prędkości średniej 2020 obr/min wynosi około 0,0015 ms. Proces wtrysku kończy się w okolicy GMP tłoka. Zjawisko to może wpływać na utrudnienie procesu przygotowania mieszanki palnej - głównie poprzez pogorszenie zawirowania zasysanego powietrza. Z uwagi na niewielkie obserwowane różnice czasowe wpływ ten będzie jednak nieznaczny. Nieznaczne są również, w ten sam sposób wyznaczone, różnice czasowe pomiędzy początkiem wtrysku a końcem spalania – patrz rysunki pomocnicze w obrębie rysunków 6.9 i 6.10.

6.2.3. Zmiany średniego ciśnienia indykowanego i maksymalnej prędkości narastania ciśnienia

W wyniku prowadzonych badań stwierdzono, że w warunkach swobodnego rozpędzania wzrasta wartość średniego ciśnienia indykowanego w stosunku do warunków pracy silnika na charakterystyce zewnętrznej eksploatacyjnej.

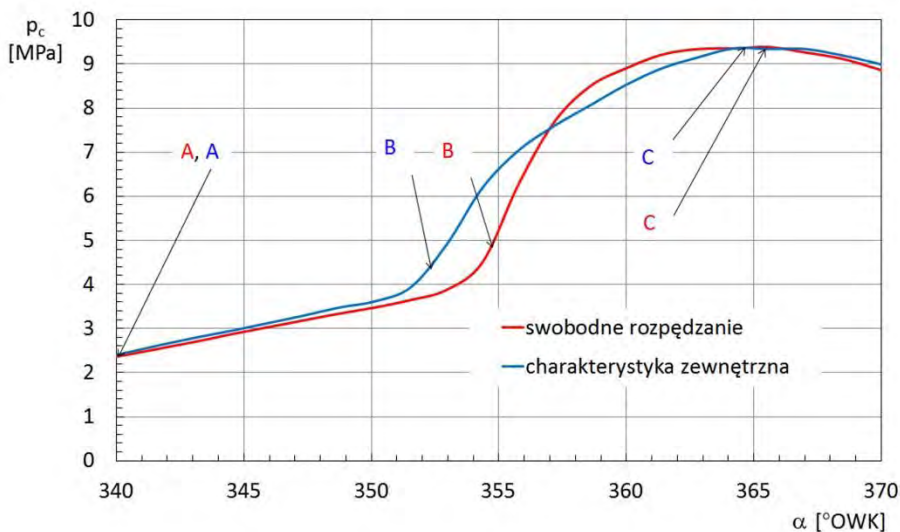
Pokazano to na rysunku 6.13. W warunkach swobodnego rozpędzania wartości średniego ciśnienia indykowanego są większe od tych uzyskiwanych w warunkach statycznych w całym zakresie prędkości obrotowych. Maksymalna różnica bezwzględna wynosiła około 0,01 MPa. Powody obserwowanego zjawiska przeanalizowano w skali „mikro” – tj. w odniesieniu do przebiegu wykresów indykatorowych otwartych zarejestrowanych przy zbliżonych wartościach średniej prędkości obrotowej silnika i w skali „makro” – w odniesieniu do parametrów procesu spalania reprezentujących cały cykl pracy silnika.



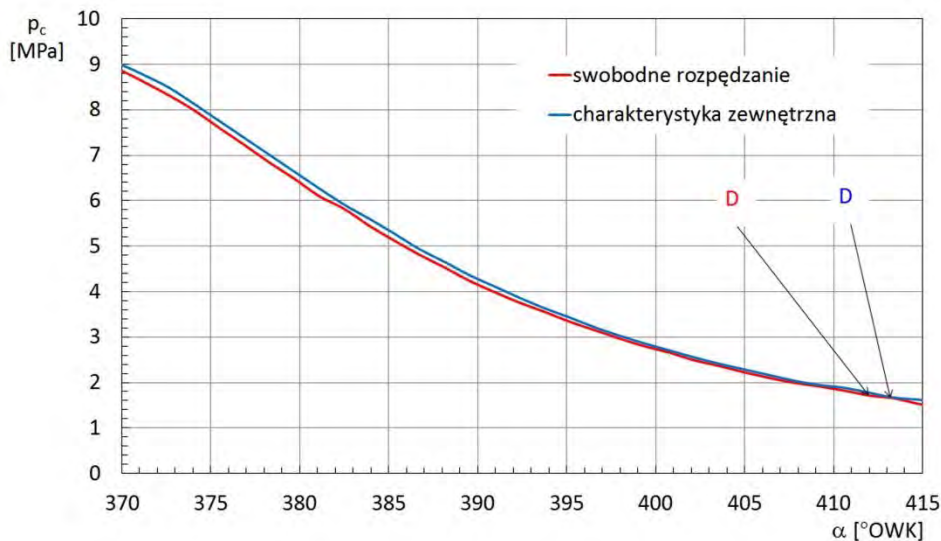
Rys. 6.13. Wartości średniego ciśnienia indykowanego w zależności od prędkości obrotowej, dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej

W analizie „mikro” posłużono się wykresami indykatorowi otwartymi, które udało się zarejestrować w warunkach rozpędzania i statycznych przy zbliżonych wartościach średniej prędkości obrotowej wału korbowego silnika. Analizy dotyczące tych dwóch par cykli pracy silnika prowadzono już powyżej w zakresie zmian objętości nad tłokiem w zależności od czasu. Na rysunkach 6.14, 6.15, 6.16 i 6.17 pokazano fragmenty wykresów indykatorowych otwartych dla wspomnianych cykli pracy silnika.

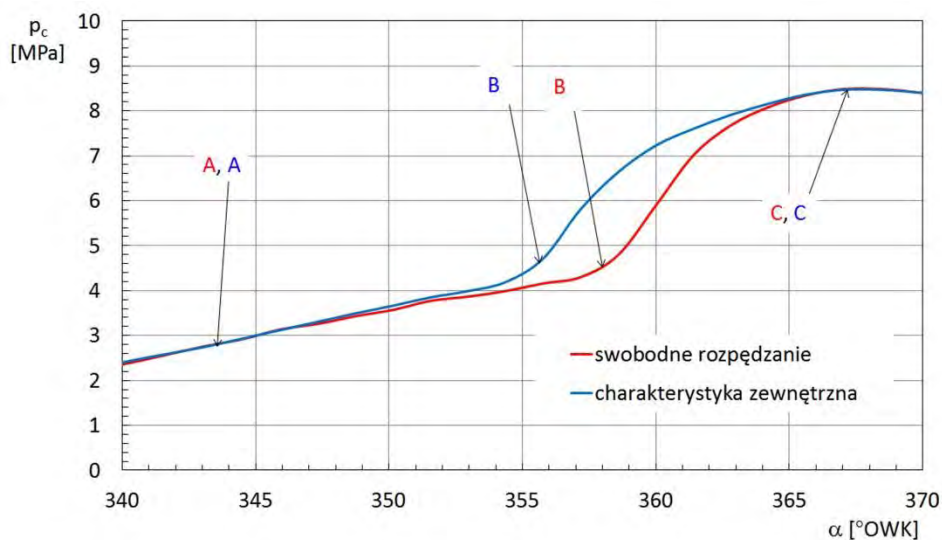
Dla przypomnienia oznaczenia na wykresach dotyczą: A – początku wtrysku, B – początku spalania, C – maksymalnego ciśnienia spalania, D – końca spalania.



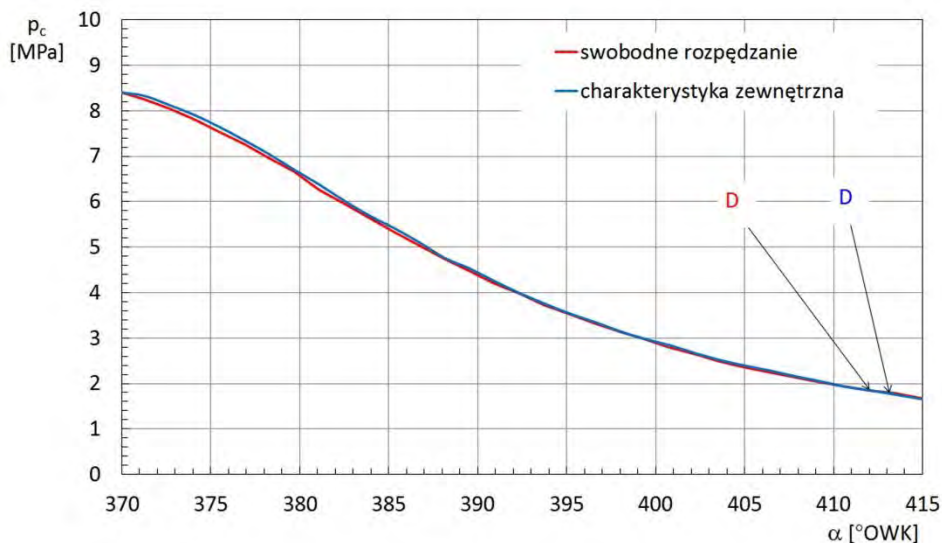
Rys. 6.14. Fragment wykresu indykatorowego otwartego dla warunków swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej w zależności od położenia kątownego wału korbowego silnika, średnia prędkość obrotowa około 1420 obr/min, A=340,0°OWK, B=354,0°OWK, C=365,6°OWK, A=340,3°OWK, B=352,0°OWK, C=364,2°OWK



Rys. 6.15. Fragment wykresu indykatorowego otwartego dla warunków swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej w zależności od położenia kątownego wału korbowego silnika, średnia prędkość obrotowa około 1420 obr/min, D=412°OWK, D=413,4°OWK



Rys. 6.16. Fragment wykresu indykatorowego otwartego dla warunków swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej w zależności od położenia kąтового wału korbowego silnika, średnia prędkość obrotowa około 2020 obr/min, A=343,1°OWK, B=358,2°OWK, C=367,0°OWK, A=343,1°OWK, B=355,8°OWK, C=367,0°OWK



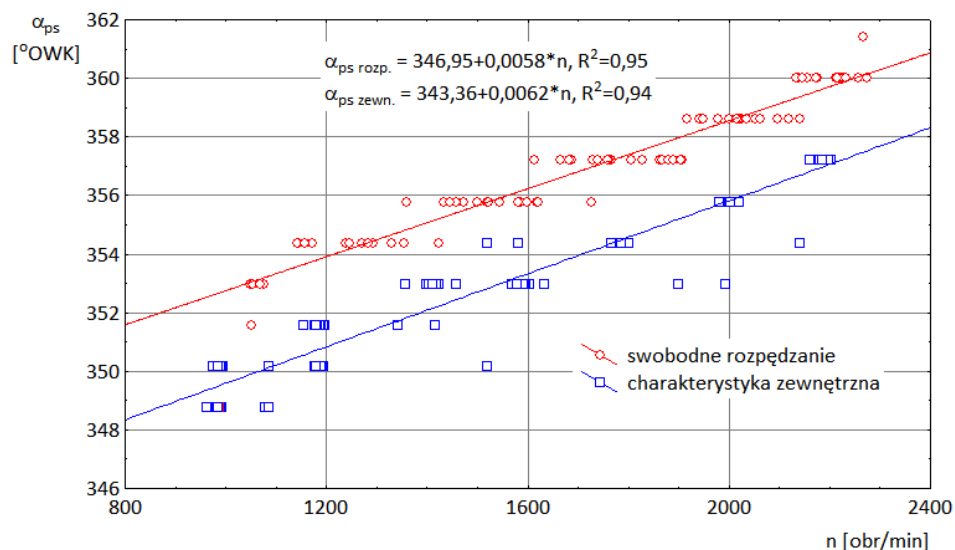
Rys. 6.17. Fragment wykresu indykatorowego otwartego dla warunków swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej w zależności od położenia kąтового wału korbowego silnika, średnia prędkość obrotowa około 2020 obr/min, D=411,9°OWK, D=413,2°OWK

Analiza przytoczonych wykresów wskazuje, że praca uzyskana w suwie rozprężania jest nieznacznie mniejsza dla warunków swobodnego rozpędzania w stosunku do warunków statycznych. Jednak praca włożona w suwie sprężania jest mniejsza dla warunków rozpędzania. Wiąże się to bezpośrednio z faktem wzrostu kąta zwłoki samozapłonu. W efekcie średnie ciśnienie indykowane, które jest głównie różnicą tych prac maleje w warunkach statycznych. Omawiane prace będą wielkością pól powierzchni pod wykresem indykatorowym:

- w zakresie od 180°OWK do 360°OWK – praca włożona w suwie sprężania,
- w zakresie od 360°OWK do 540°OWK – praca uzyskana w suwie rozprężania.

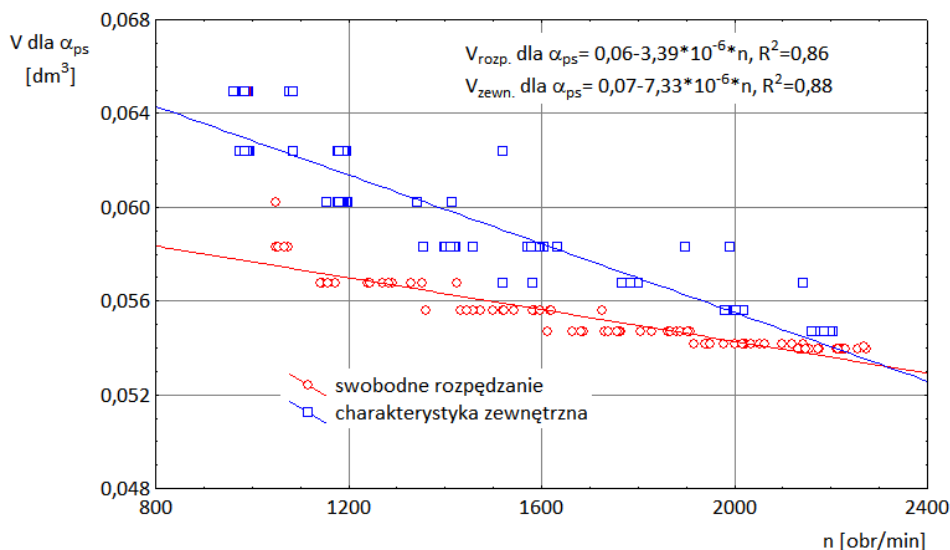
W odniesieniu do analizy „makro” przyczyn wzrostu średniego ciśnienia indykowanego dla warunków swobodnego rozpędzania w stosunku do warunków statycznych należy przeanalizować wpływ kąta zwłoki samozapłonu na pozostałe parametry procesu spalania reprezentujące cały cykl pracy silnika.

Wzrost kąta zwłoki samozapłonu powoduje przesunięcie początku spalania w warunkach swobodnego rozpędzania w kierunku GMP. Zjawisko to pokazano na rysunku 6.18.



Rys. 6.18. Wartości kąta występowania początku spalania w zależności od prędkości obrotowej, dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej

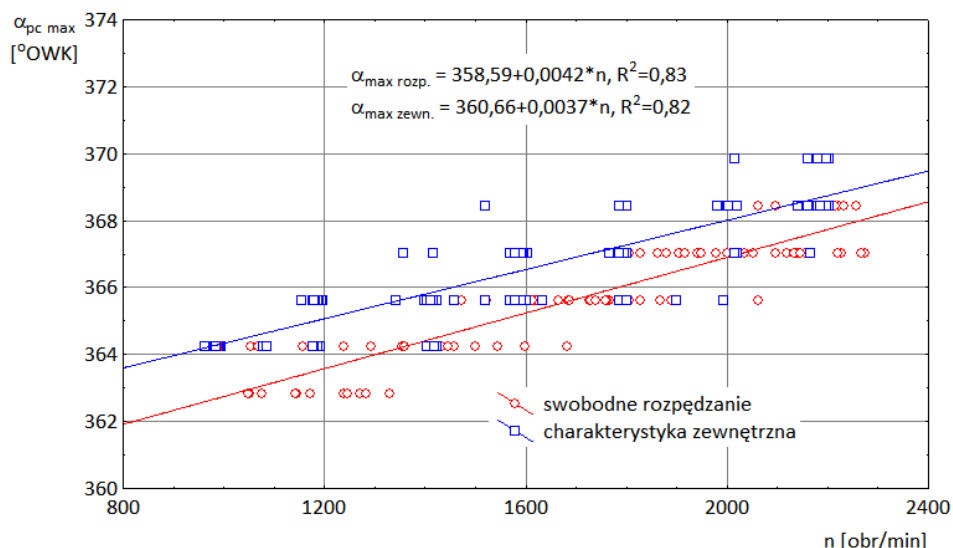
Dla zbliżonych wartości kąta początku wtrysku dla warunków swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej kąt początku spalania ma podobny przebieg do kąta zwłoki samozapłonu. Różnice bezwzględne w analizowanych warunkach pracy silnika wynosiły podobnie jak dla kąta zwłoki samozapłonu około 3°OWK . Większy kąt występowania początku spalania wpływa również na fakt, że w chwili zapłonu proces spalania dla warunków swobodnego rozpędzania rozpoczyna się w mniejszej objętości nad tłokiem. Pokazano to na rysunku 6.19.



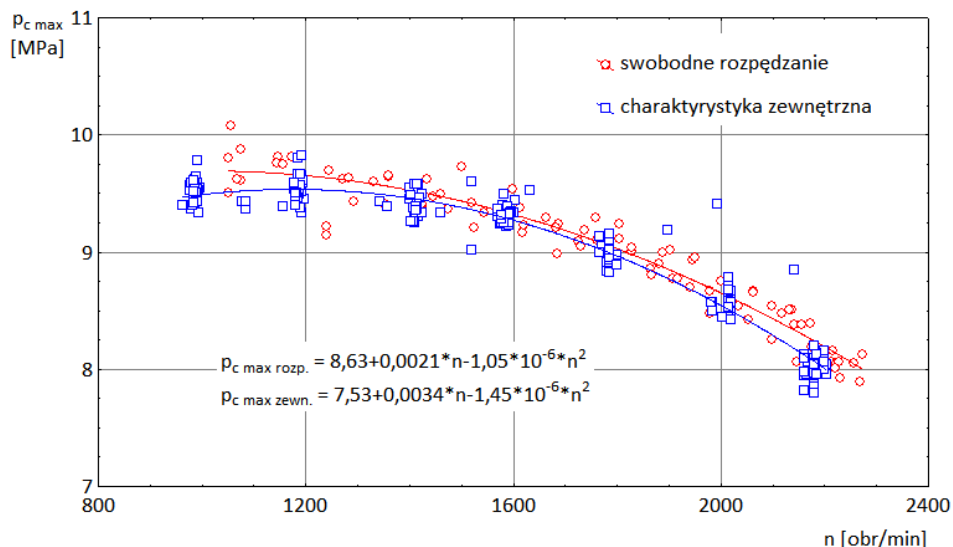
Rys. 6.19. Objętości nad tłokiem przy położeniu wału korbowego odpowiadającego kątowi występowania początku spalania w zależności od prędkości obrotowej, dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej

Jeśli przyjmie się, że rzeczywisty obieg pracy silnika o zapłonie samoczynnym opisują podczas suwów sprężania i rozprężania przemiany politropowe, to procesowi spalania zachodzącemu w mniejszej objętości towarzyszą większe wartości ciśnienia tj. ciśnienia po wystąpieniu procesu samozapłonu przyrastają szybciej. Zjawisko to powoduje, że kąt występowania maksymalnego ciśnienia spalania jest nieznacznie mniejszy dla warunków swobodnego rozpędzania – rysunek 6.20. Przyrost ciśnienia jest tak gwałtowny, że maksymalne ciśnienia spalania są większe i występują wcześniej. Zwiększenie maksymalnych ciśnień spalania wpływa na zwiększenie średnich ciśnień indykowanych w warunkach swobodnego rozpędzania w stosunku do warunków pracy jak na charakterystyce zewnętrznej – jest to istotny argument

w analizie prowadzonej w skali „makro”. Przebieg maksymalnego ciśnienia spalania pokazano na rysunku 6.21.

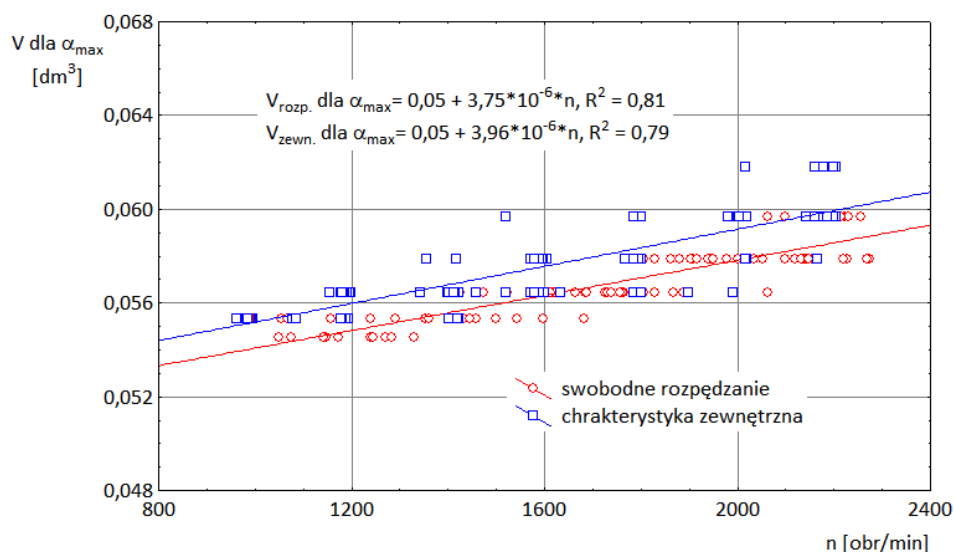


Rys. 6.20. Wartości kąta występowania maksymalnego ciśnienia spalania w zależności od prędkości obrotowej, dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozprężania i charakterystyki zewnętrznej



Rys. 6.21. Wartości maksymalnego ciśnienia spalania w zależności od prędkości obrotowej, dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozprężania i charakterystyki zewnętrznej

W związku z tym, że kąt występowania maksymalnego ciśnienia spalania jest nieznacznie mniejszy dla warunków swobodnego rozpędzania w odniesieniu do warunków pracy jak na charakterystyce zewnętrznej, to w chwili występowania maksymalnego ciśnienia spalania objętości nad tłokiem są w warunkach swobodnego rozpędzania nieznacznie mniejsze. Pokazano to na rysunku 6.22.



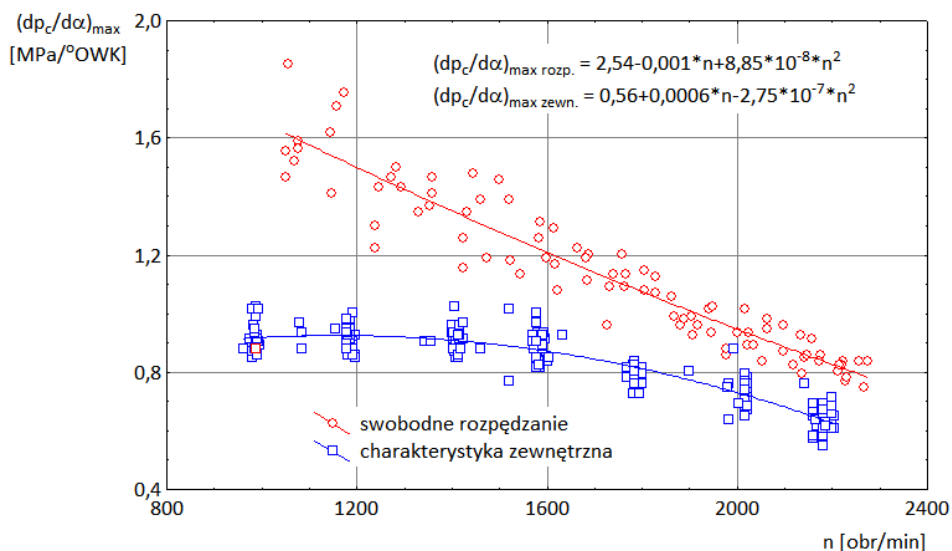
Rys. 6.22. Objętości nad tłokiem przy położeniu wału korbowego odpowiadającego kątowi występowania maksymalnego ciśnienia spalania w zależności od prędkości obrotowej, dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej

Z uwagi na to, że różnice objętości nad tłokiem są nieznaczne zaś proces spadku ciśnienia po punkcie określającym maksimum zachodzi w warunkach rozpędzania wcześniej (mniejszy jest kąt wstępowania początku spalania) to ciśnienia w suwie pracy są nieznacznie mniejsze dla warunków swobodnego rozpędzania silnika. Maksymalna różnica bezwzględna nie przekracza jednak wartości 0,2 MPa – patrz rysunki 6.16 i 6.17.

Wnioski z prowadzonej analizy „makro” są zbieżne z tymi uzyskanymi z analizy „mikro”. Wzrost maksymalnych ciśnień spalania, przy większych kątach występowania początku spalania i porównywalnych kątach występowania maksymalnego ciśnienia spalania dla warunków swobodnego rozpędzania powoduje, że wartości średnich ciśnień indykowanych są większe od tych z charakterystyki zewnętrznej.

Oczywiście dla obserwowanych różnic wartości średniego ciśnienia indykowanego nie bez znaczenia jest wielkość dawki wtryskiwanego paliwa – omówiono to zagadnienie w rozdziale 6.1.2. Przy porównywalnych wartościach kąta występowania początku i końca wtrysku najistotniejszą różnicą jest wartość ciśnienia wtrysku. Różnica w wartościach ciśnienia wtrysku dla warunków swobodnego rozpędzania i statycznych wzrastała wraz z prędkością obrotową. Należy jednak zauważyć, że charakter zmiany różnicy w wartościach maksymalnego ciśnienia wtrysku dla warunków swobodnego rozpędzania i statycznych nie jest podobny do charakteru zmian różnic w zakresie średniego ciśnienia indykowanego i maksymalnego ciśnienia spalania. Dodatkowo dla początkowych prędkości obrotowych, mimo niewielkich różnic w wartościach maksymalnego ciśnienia wtrysku, obserwowano różnice w wartościach średniego ciśnienia indykowanego.

Wzrost kąta zwłoki samozapłonu skutkuje znacznym zwiększeniem maksymalnych i średnich prędkości narastania ciśnienia. Przebieg maksymalnej prędkości narastania ciśnienia w czasie rozpędzania i w warunkach statycznych przedstawiono na rysunku 6.23. Maksymalna różnica bezwzględna wynosiła około 0,75 MPa/°OWK. Charakterystyczne jest to, że wraz ze wzrostem prędkości obrotowej różnice w wartościach maksymalnej prędkości narastania ciśnienia dla warunków rozpędzania i statycznych malały – mimo, że różnica w kącie zwłoki samozapłonu była prawie stała. Pierwsza pochodna ciśnienia posiada ekstremum lokalne (chodzi tu o analizowany parametr $(dp_c/d\alpha)_{\max}$) w punkcie przegięcia przebiegu ciśnienia względem kąta obrotu wału korbowego a więc w okolicy miejsca określającego początek spalania. Maksymalna prędkość narastania ciśnienia winna być zatem związana z kątem nachylenia stycznej do wykresu indykatorowego w miejscu wystąpienia początku spalania. O wspomnianym kącie decyduje między innymi kąt występowania maksymalnego ciśnienia spalania. Różnica w kącie występowania maksymalnego ciśnienia spalania pomiędzy warunkami statycznymi i procesem rozpędzania malały – rysunek 6.20. Tłumaczy to fakt zmniejszania się różnic pomiędzy wartościami maksymalnej prędkości narastania ciśnienia dla warunków rozpędzania i statycznych.



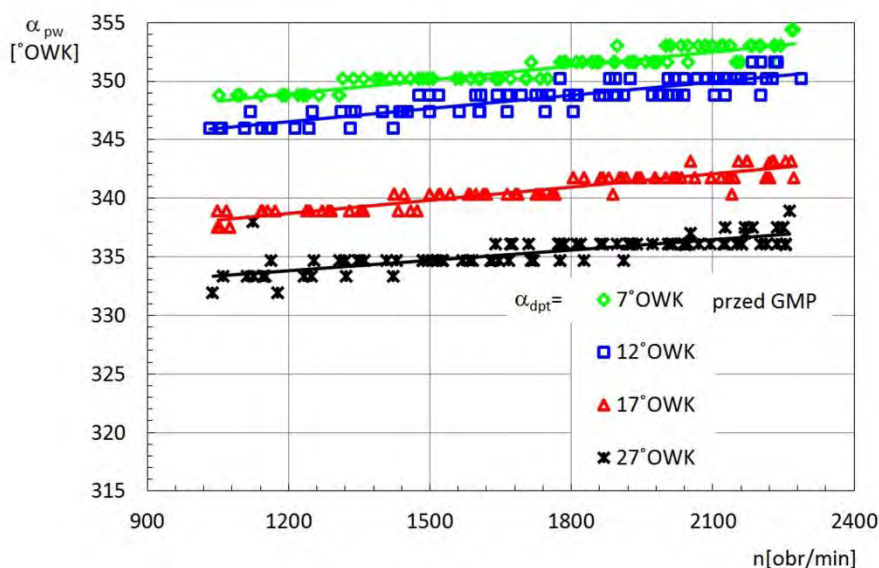
Rys. 6.23. Wartości maksymalnej prędkości narastania ciśnienia w zależności od prędkości obrotowej, dla silnika AD 3.152 pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej

Wzrost kąta zwłoki samozapłonu a w efekcie kąta występowania początku spalania powoduje, że w okresie przedpłomiennym wtryskiwana jest większa ilość paliwa, które później w momencie samozapłonu zapala się w sposób gwałtowny. Fakt ten dodatkowo wyjaśnia zwiększenie maksymalnych prędkości narastania ciśnienia.

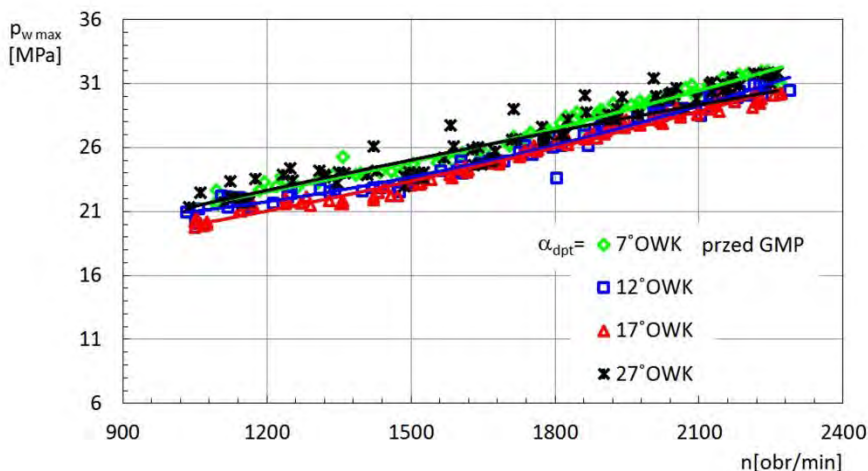
6.3. Sterowanie procesem spalania w warunkach swobodnego rozpędzania silnika o ZS

W bieżącym rozdziale podjęto zagadnienie wpływu ustawień kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa na przebieg wybranych parametrów procesu spalania zachodzącego w silniku o zapłonie samoczynnym w warunkach swobodnego rozpędzania. Celem było określenie kierunku ewentualnych modyfikacji tego parametru głównie dla uzyskania zmniejszenia wartości maksymalnej prędkości narastania ciśnienia. Mniejsze wartości maksymalnej prędkości narastania ciśnienia wpływają bowiem bezpośrednio na poziom obciążeń węzłów konstrukcyjnych silnika. Na rysunku 6.24 pokazano przebiegi kątów początku wtrysku jakie uzyskano dla ustawień kątów dynamicznego początku tłoczenia paliwa 7, 12, 17 i 27 °OWK. Kąt dynamicznego początku tłoczenia paliwa regulowano z wykorzystaniem urządzenia diagnostycznego AVL 873. Wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wartości kąta początku wtrysku nieznacznie zwiększały się. Zjawisko to spowodowane jest specyfiką pracy rotacyjnej pompy wtryskowej wykorzystywanej w silniku badawczym – regulator kąta początku wtrysku zastosowany w silniku badawczym działa tylko w zakresie prędkości obrotowych właściwych dla procesu rozruchu. Zmiana kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa w nieznacznym stopniu wpływała na wartości maksymalnego ciśnienia wtrysku – co pokazano na rysunku 6.25. Maksymalne ciśnienia wtrysku były dla poszczególnych kątów dynamicznego początku tłoczenia paliwa porównywalne i rosły wraz ze wzrostem prędkości obrotowej w trakcie swobodnego rozpędzania silnika. Należy zatem spodziewać się porównywalnych wartości dawek paliwa dla poszczególnych kątów dynamicznego początku tłoczenia zwłaszcza, że obserwowano porównywalne wartości kątów trwania wtrysku. Zatem obserwowane różnice w zakresie dalej rozpatrywanych parametrów procesu spalania dla wartości kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa wynikają z przebiegu procesu spalania a nie ze zmian dawki wtryskiwanego paliwa. Na rysunku 6.26 pokazano na ile zmiana kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa w warunkach swobodnego rozpędzania wpływa na wartości maksymalnej prędkości narastania ciśnienia. Należy przypomnieć, że dla warunków statycznych parametr ten osiągał wartości wynoszące średnio około 0,75 MPa/°OWK – patrz rysunek 6.23 a dla warunków swobodnego rozpędzania (dla nominalnego kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa) 1,2 MPa/°OWK. Różnice dotyczące wartości maksymalnych były dla rozpatrywanych warunków pracy silnika jeszcze bardziej znaczące. Skutecznym sposobem na zmniejszenie dynamicznych obciążeń węzłów konstrukcyjnych silnika, a zatem na zmniejszenie maksymalnej prędkości

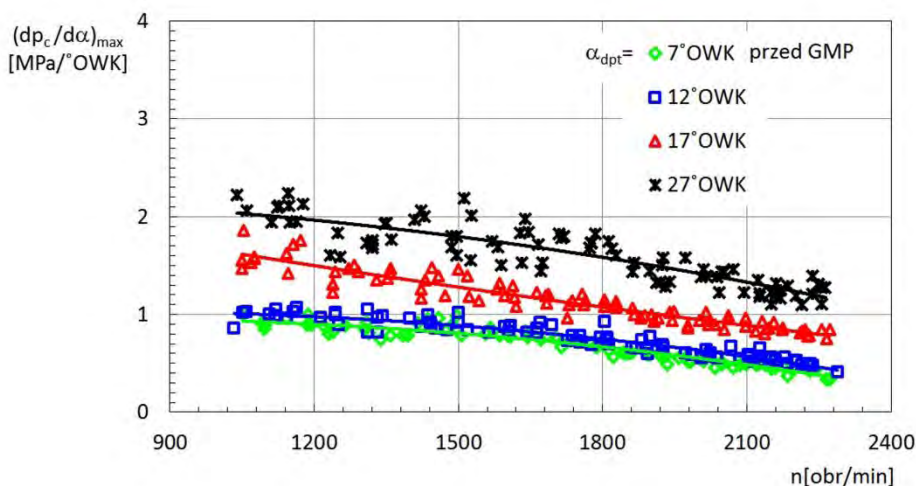
narastania ciśnienia, jest w warunkach swobodnego rozpędzania silnika opóźnienie chwili początku wtrysku. Dla kątów dynamicznego początku tłoczenia paliwa 7°OWK przed GMP i 12°OWK przed GMP uzyskiwano wartości maksymalnych prędkości narastania ciśnienia zbliżone do tych z charakterystyki zewnętrznej eksploatacyjnej silnika. Dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa 27°OWK przed GMP wartości maksymalnej prędkości narastania ciśnienia były znacznie większe niż dla nominalnego kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa. Powyższe zjawisko spowodowane jest faktem występowania większych kątów zwłoki samozapłonu w warunkach swobodnego rozpędzania w stosunku do adekwatnych warunków statycznych – wyjaśniano to w rozdziale 6.2.2.



Rys. 6.24. Wartości kąta występowania początku wtrysku w zależności od prędkości obrotowej dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla czterech wartości kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa: 7, 12, 17 i 27 °OWK



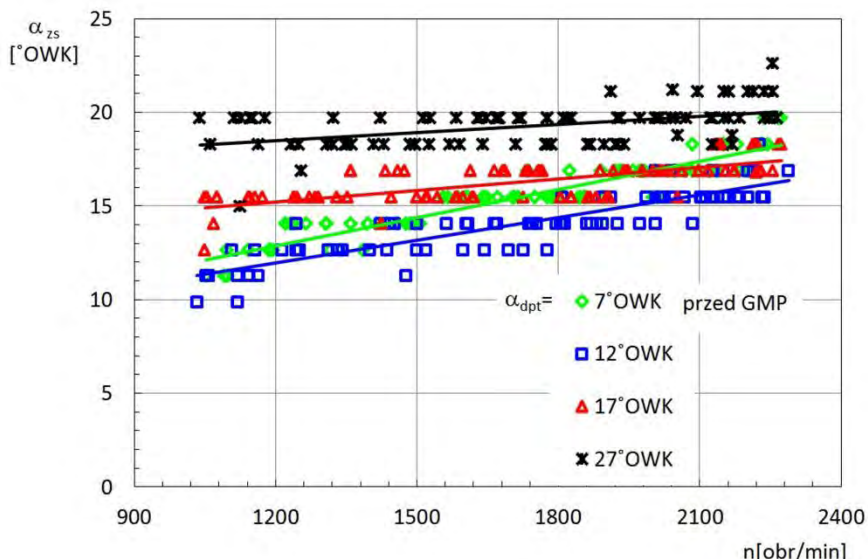
Rys. 6.25. Wartości maksymalnego ciśnienia wtrysku w zależności od prędkości obrotowej dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla czterech wartości kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa: 7, 12, 17 i 27 °OWK



Rys. 6.26. Wartości maksymalnej prędkości narastania ciśnienia w zależności od prędkości obrotowej dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla czterech wartości kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa: 7, 12, 17 i 27 °OWK

Opóźnienie chwili początku wtrysku powoduje, że wtrysk paliwa odbywa się do komory spalania, w której panuje wyższe ciśnienie i temperatura. Wpływa to na skrócenie okresu chemicznego i fizycznego potrzebnego do samozapłonu

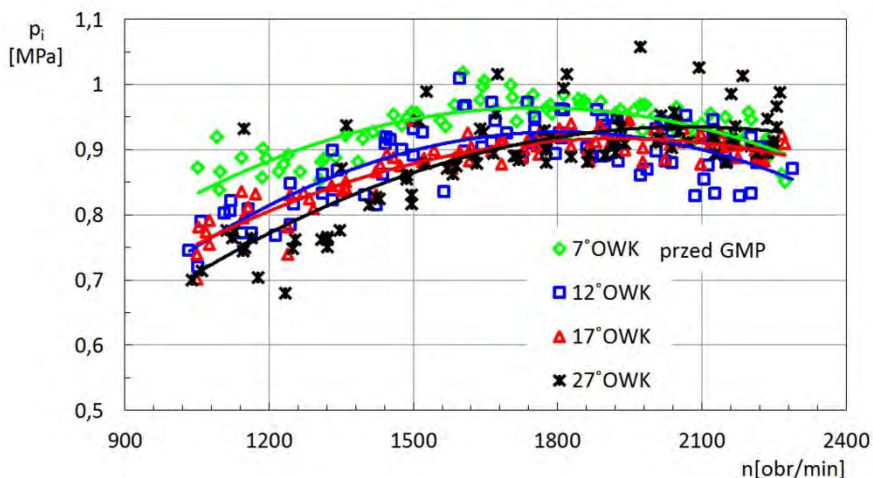
paliwa. Pokazano to na rysunku 6.27. Kąt zwłoki samozapłonu był warunkach swobodnego rozpędzania mniejszy dla mniejszych kątów dynamicznego początku tłoczenia paliwa. Maksymalne różnice dochodziły nawet do około 7°OWK. Zmniejszenie kąta zwłoki samozapłonu w sposób oczywisty oddziaływało na zmniejszenie maksymalnych prędkości narastania ciśnienia. Mniej paliwa wtrysnięto w okresie przedpłomiennym do komory spalania silnika. Bardziej złożony jest jednak wpływ modyfikacji kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa na uzyskiwane wartości średniego ciśnienia indykowanego. Należy bowiem poszukiwać możliwości zmniejszenia maksymalnej prędkości narastania ciśnienia ale przy zachowaniu osiągniętych silnika w warunkach swobodnego rozpędzania takich jak dla nominalnego kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa. Na rysunku 6.28 pokazano przebieg wartości średniego ciśnienia indykowanego w warunkach swobodnego rozpędzania dla poszczególnych wartości kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa.



Rys. 6.27. Wartości kąta zwłoki samozapłonu w zależności od prędkości obrotowej dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla czterech wartości kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa: 7, 12, 17 i 27°OWK

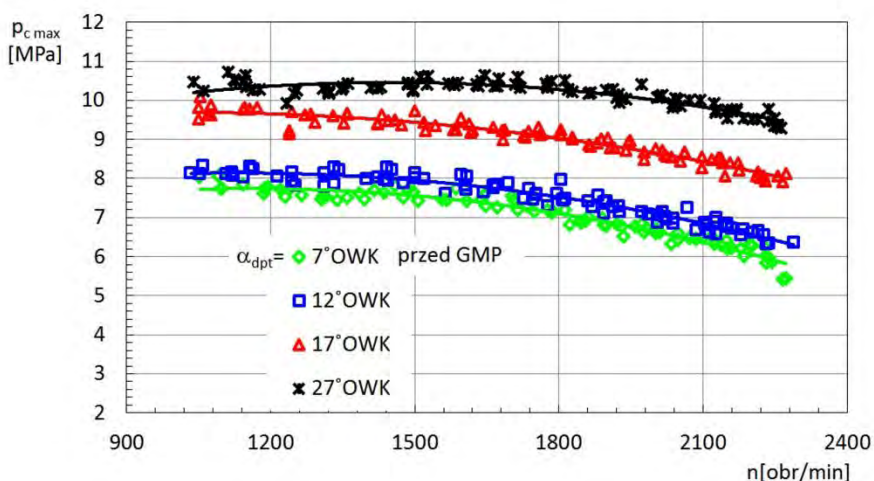
Stwierdzono, że największe wartości średniego ciśnienia indykowanego uzyskiwano dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa 7°OWK przed

GMP. Były one maksymalnie o około 0,1 MPa większe niż dla nominalnego kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa. Najmniejsze wartości średniego ciśnienia indykowanego uzyskiwano dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa 27°OWK przed GMP. Dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa 12°OWK przed GMP wartości średniego ciśnienia indykowanego były zbliżone dla tych przy nominalnym kącie dynamicznego początku tłoczenia paliwa. Mając na uwadze omawiane już wartości maksymalnej prędkości narastania ciśnienia dla warunków swobodnego rozpędzania najkorzystniej (z uwagi na uzyskiwane wartości średniego ciśnienia indykowanego) jest stosować kąty dynamicznego początku tłoczenia zbliżone do 7°OWK (wniosek dotyczy badanego silnika – wniosek ogólny skłania do stwierdzenia, że w warunkach swobodnego rozpędzania należy „opóźniać” początek wtrysku paliwa). Wniosek ten potwierdza obserwacje dotyczące tzw. analizy „mikro” – prowadzonej w rozdziale 6.2.3. Opóźnienie chwili wtrysku wpływa bowiem na dalsze zwiększenie pola pracy dodatniej i zmniejszenia pola pracy ujemnej wykresu indykatorowego. Oczywiście w celu ustalenia precyzyjnych wartości kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa należałoby stosować procedurę optymalizacji. W pracy skoncentrowano się na wskazaniu kierunku pożądanych zmian.

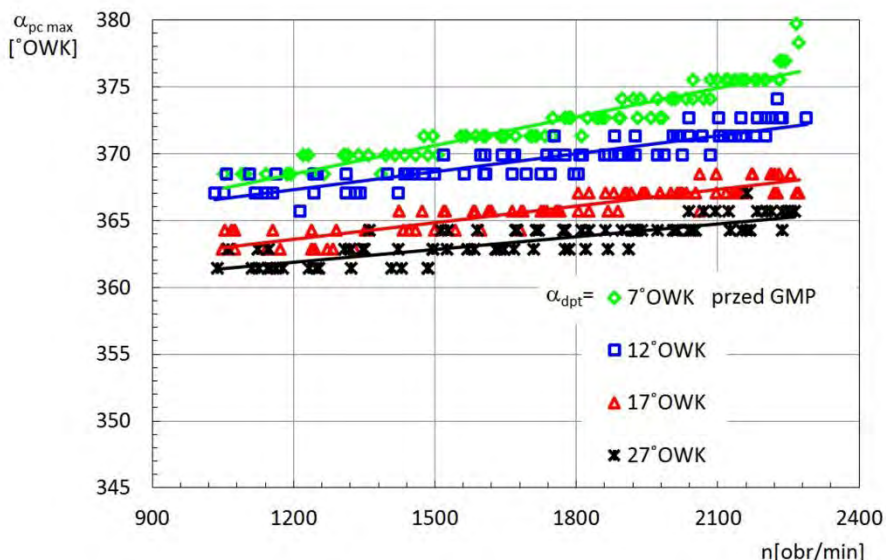


Rys. 6.28. Wartości średniego ciśnienia indykowanego w zależności od prędkości obrotowej dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania dla czterech wartości kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa: 7, 12, 17 i 27 °OWK

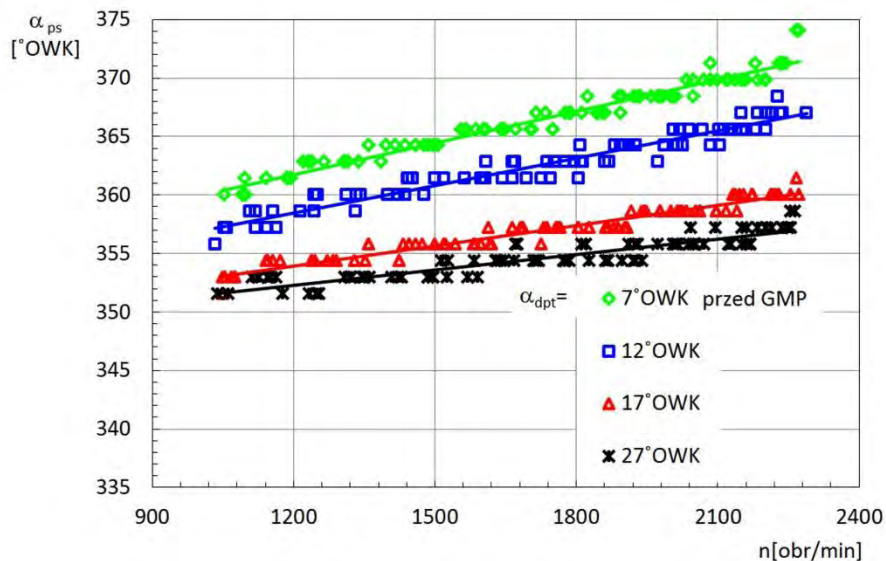
Na rysunkach od 6.29 do 6.31 wykazano powody wzrostu średniego ciśnienia indykowanego dla warunków swobodnego rozpędzania silnika dla opóźnionego kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa. Wzrost ten nie jest spowodowany wzrostem maksymalnych ciśnień spalania – rysunek 6.29. Największe wartości maksymalnego ciśnienia spalania uzyskiwano dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa 27°OWK przed GMP. Maksymalne ciśnienia spalania malały wraz ze zmniejszeniem kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa. Fakt ten odzwierciedlony jest również poprzez wartości maksymalnej prędkości narastania ciśnienia i można go uzasadniać tak jak w odniesieniu do tego parametru. Powodem wzrostu średnich ciśnień indykowanych dla mniejszych kątów dynamicznego początku tłoczenia paliwa było zwiększenie pola pracy dodatniej wykresu indykatorowego, które manifestowało się zwiększeniem kąta występowania maksymalnego ciśnienia spalania – patrz rysunek 6.30 i zmniejszeniem pola pracy ujemnej wykresu indykatorowego poprzez zwiększenie kąta występowania początku spalania – patrz rysunek 6.31. Zjawiska te były spowodowane geometrycznym przesunięciem kąta początku wtrysku.



Rys. 6.29. Wartości maksymalnego ciśnienia spalania w zależności od prędkości obrotowej dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla czterech wartości kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa: 7, 12, 17 i 27°OWK .



Rys. 6.30. Wartości kąta występowania maksymalnego ciśnienia spalania w zależności od prędkości obrotowej dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla czterech wartości kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa: 7, 12, 17 i 27 °OWK



Rys. 6.31. Wartości kąta występowania początku spalania w zależności od prędkości obrotowej dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla czterech wartości kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa: 7, 12, 17 i 27 °OWK

W prowadzonych badaniach wpływu parametrów regulacyjnych układu wtryskowego na przebieg procesu spalania zachodzącego w warunkach swobodnego rozpędzania silnika autor zajmował się również modyfikowaniem statycznego ciśnienia otwarcia wtryskiwacza [35]. Zwiększenie wartości statycznego ciśnienia otwarcia wtryskiwacza powodowało równie korzystne zmiany w przebiegu procesu spalania jak omawiane zmniejszanie kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa. W prezentowanej pracy nie pokazano jednak tych wyników badań gdyż stosowane rozwiązanie konstrukcyjne układu wtryskowego silnika badawczego powodowało, że dla większych statycznych ciśnień otwarcia wtryskiwacza malał również kąt początku wtrysku. Autor nie był zatem w stanie w sposób jednoznaczny ocenić jaki czynnik i w jakim zakresie powodował zmniejszenie maksymalnej prędkości narastania ciśnienia i zwiększenie wartości średnich ciśnień indykowanych. Należy jednak stwierdzić, że zwiększenie statycznych ciśnień otwarcia wtryskiwacza wpływa w sposób korzystny na proces tworzenia mieszaniny palnej, co w warunkach swobodnego rozpędzania przyczynia się do zmniejszenia kąta zwłoki samozapłonu paliwa. Zmniejszenie kąta zwłoki samozapłonu implikuje szereg omawianych już korzystnych zjawisk towarzyszących procesowi spalania w warunkach swobodnego rozpędzania

7. Niepowtarzalność procesu spalania i wtrysku

7.1. Metodyka określania niepowtarzalności parametrów procesu spalania i wtrysku w warunkach swobodnego rozpędzania silnika

W celu oceny stopnia zmienności (niepowtarzalności) procesu spalania stosowano dotychczas zaproponowany przez Heywooda [19] wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego będący stosunkiem odchylenia standardowego do wartości średniej średniego ciśnienia indykowanego (7.1)

$$X_{pi} = \frac{\sqrt{\frac{1}{k} \cdot \sum_{i=1}^{i=k} (p_{ii} - \overline{p_i})^2}}{\overline{p_i}} \quad (7.1)$$

gdzie:

X_{pi} – wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego,

p_{ii} – średnie ciśnienie indykowane w i -tym cyklu,

k – liczba cykli,

i – kolejny numer cyklu,

$$\overline{p_i} = \frac{\sum_{i=1}^{i=k} p_{ii}}{k}.$$

Analogicznie definiowano wskaźnik niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia spalania i maksymalnego ciśnienia wtrysku [35]. Należy podkreślić, że w dostępnej literaturze brak jest wzmianek o badaniach niepowtarzalności procesu spalania w warunkach rozpędzania. W przedstawionej pracy podjęto próbę ustalenia, na ile powtarzalny jest proces spalania zachodzący podczas rozpędzania silnika spowodowanego skokową zmianą położenia dźwigni sterującej dawką paliwa. Jaka zatem jest powtarzalność odpowiedzi obiektu regulacji, jakim jest silnik na zadany skok jednostkowy, przy zachowaniu stałych warunków początkowych pomiaru.

W celu oceny stopnia niepowtarzalności procesu spalania w warunkach statycznych i rozpędzania posłużono się dwiema metodami. Wykorzystano dotychczas stosowane wskaźniki niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego i ciśnienia maksymalnego oraz zaproponowano nowy wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego będący funkcją czasu trwania próby. Metodyka doboru zakresu cykli, wśród których analizowano zjawisko niepowtarzalności procesu spalania w warunkach statycznych

i rozpędzania jest odmienna. Poglądowo przedstawiono to zagadnienie na rysunku 7.1. Dla statycznych warunków pracy silnika analizowano niepowtarzalność parametrów pracy silnika w obrębie danej próby (przy $n = \text{const}$ na charakterystyce zewnętrznej eksploatacyjnej silnika) składającej się z k – cykli pracy silnika (patrz rysunek 7.1 – B). Dla każdego z cyklu pracy silnika wyznaczano: średnie ciśnienie indykowane, maksymalne ciśnienie spalania.

Na podstawie powyższych parametrów obliczono:

- wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego w warunkach statycznych na podstawie zależności (7.1),
- wskaźnik niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia spalania (7.2),

$$X_{p_{\max}} = \frac{\sqrt{\frac{1}{k} \cdot \sum_{i=1}^{i=k} (p_{c_{\max i}} - \overline{p_{c_{\max}}})^2}}{\overline{p_{c_{\max}}}} \quad (7.2)$$

gdzie:

$X_{p_{\max}}$ – wskaźnik niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia spalania w warunkach statycznych,

$p_{\max i}$ – maksymalne ciśnienie spalania w i -tym cyklu,

k – liczba cykli,

i – kolejny numer cyklu,

$$\overline{p_{c_{\max}}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=k} p_{c_{\max i}}}{k}.$$

Dodatkowo dla zobrazowania wzajemnych zależności pomiędzy niepowtarzalnością parametrów procesu spalania i wtrysku obliczono:

- wskaźnik niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia wtrysku (7.3),

$$X_{p_{w\max}} = \frac{\sqrt{\frac{1}{k} \cdot \sum_{i=1}^{i=k} (p_{w_{\max i}} - \overline{p_{w_{\max}}})^2}}{\overline{p_{w_{\max}}}} \quad (7.3)$$

gdzie:

$X_{p_{w\max}}$ – wskaźnik niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia wtrysku w warunkach statycznych,

$p_{w_{\max i}}$ – maksymalne ciśnienie wtrysku w i -tym cyklu,

k – liczba cykli,

i – kolejny numer cyklu,

$$\overline{p_{w \max}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=k} p_{w \max i}}{k}.$$

- wskaźnik niepowtarzalności kąta występowania początku wtrysku (7.4),

$$X_{kpw} = \frac{\sqrt{\frac{1}{k} \cdot \sum_{i=1}^{i=k} (\alpha_{pwi} - \overline{\alpha_{pw}})^2}}{\overline{\alpha_{pw}}} \quad (7.4)$$

gdzie:

X_{kpw} – wskaźnik niepowtarzalności kąta występowania początku wtrysku w warunkach statycznych,

α_{pwi} – kąt występowania początku wtrysku w i-tym cyklu,

k – liczba cykli,

i – kolejny numer cyklu,

$$\overline{\alpha_{pw}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=k} \alpha_{pwi}}{k}.$$

- wskaźnik niepowtarzalności kąta występowania końca wtrysku (7.5).

$$X_{kkw} = \frac{\sqrt{\frac{1}{k} \cdot \sum_{i=1}^{i=k} (\alpha_{kwi} - \overline{\alpha_{kw}})^2}}{\overline{\alpha_{kw}}} \quad (7.5)$$

gdzie:

X_{kkw} – wskaźnik niepowtarzalności kąta występowania końca wtrysku w warunkach statycznych,

α_{kwi} – kąt występowania końca wtrysku w i-tym cyklu,

k – liczba cykli,

i – kolejny numer cyklu,

$$\overline{\alpha_{kw}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=k} \alpha_{kwi}}{k}.$$

Dla warunków rozpędzania zastosowano podobne zależności ale wskaźniki niepowtarzalności określano z n – prób dla cykli adekwatnych (patrz rysunek 7.1 – A) Dla przykładu wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego wyznaczono na podstawie zależności (7.6).

$$X_{pi} = \frac{\sqrt{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^{i=n} (p_{ii} - \overline{p_i})^2}}{\overline{p_i}} \quad (7.6)$$

gdzie:

X_{pi} – wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego w warunkach rozpędzania,

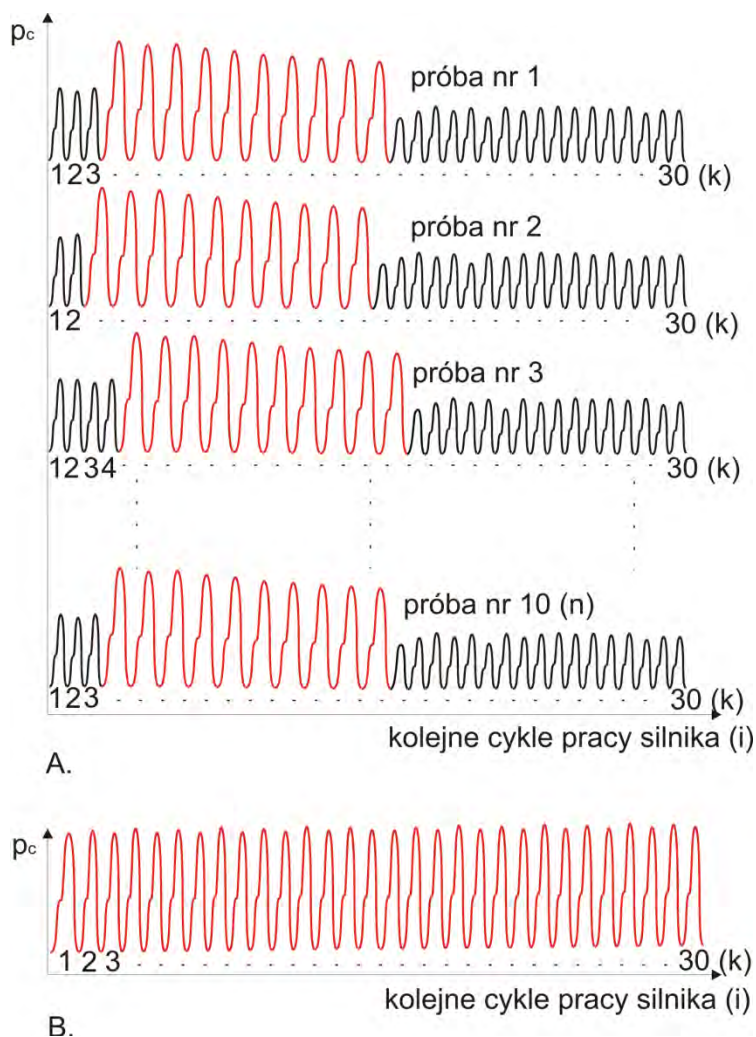
p_{ii} – średnie ciśnienie indykowane w i-tym cyklu w zbiorze cykli odpowiadających z n prób,

k – liczba cykli,

i – kolejny numer cyklu,

$$\overline{p_i} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} p_{ii}}{n}.$$

W celu wytypowania cykli adekwatnych z poszczególnych prób rozpędzania obserwowano, w którym cyklu danej próby nastąpił początek procesu rozpędzania (na podstawie wartości maksymalnego ciśnienia spalania). I tak zgodnie z przykładem zawartym na ideogramie (rys. 7.1 – A) pierwsze cykle procesu rozpędzania to cykl nr 4, 3, 5... 4. Wskaźniki niepowtarzalności obliczano dla cykli z okresu II–I procesu rozpędzania – patrz metodyka badań, rozdział 5.4 (cykle te oznaczono na rysunku 7.1 – A kolorem czerwonym). Tak więc wskaźniki niepowtarzalności procesu spalania dla warunków rozpędzania obrazują powtarzalność procesu rozpędzania w poszczególnych próbach. Oczywiście istotne jest tu zachowanie warunków początkowych pomiaru określonych w rozdziale 5.4.



Rys. 7.1. Schemat doboru cykli pracy silnika do obliczeń zmienności parametrów procesu spalania: A – w warunkach rozpędzania, B – w warunkach charakterystyki zewnętrznej (kolorem czerwonym oznaczono cykle pracy silnika, dla których prowadzono analizę zmienności)

7.2. Wskaźniki niepówtarzalności procesu spalania i wtrysku

Na rysunkach od 7.2 do 7.7 przedstawiono wskaźniki niepówtarzalności procesu spalania i wtrysku dla warunków statycznej pracy silnika w zależności

od prędkości obrotowej, dla trzech ustawień kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa – 7, 17 i 27°OWK. Statyczne warunki pracy silnika odwzorowano poprzez wykonanie badań w warunkach charakterystyki zewnętrznej eksploatacyjnej.

Dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa 7°OWK stwierdzono, że:

- wartości wskaźnika niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego wynosiły średnio około 0,02,
- wartości wskaźnika niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia spalania wynosiły średnio około 0,015,
- wartości wskaźnika niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia wtrysku wynosiły średnio około 0,01.

Dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa 17°OWK stwierdzono, że:

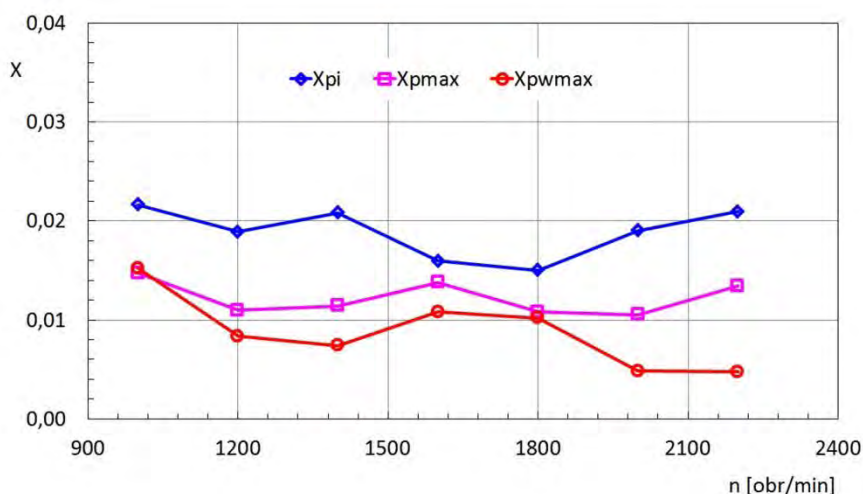
- wartości wskaźnika niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego wynosiły przy $n = 1000$ obr/min 0,03 a dla pozostałych prędkości obrotowych średnio około 0,02,
- wartości wskaźnika niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia spalania wynosiły średnio około 0,01,
- wartości wskaźnika niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia wtrysku wynosiły średnio około 0,009.

Dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa 27°OWK stwierdzono, że:

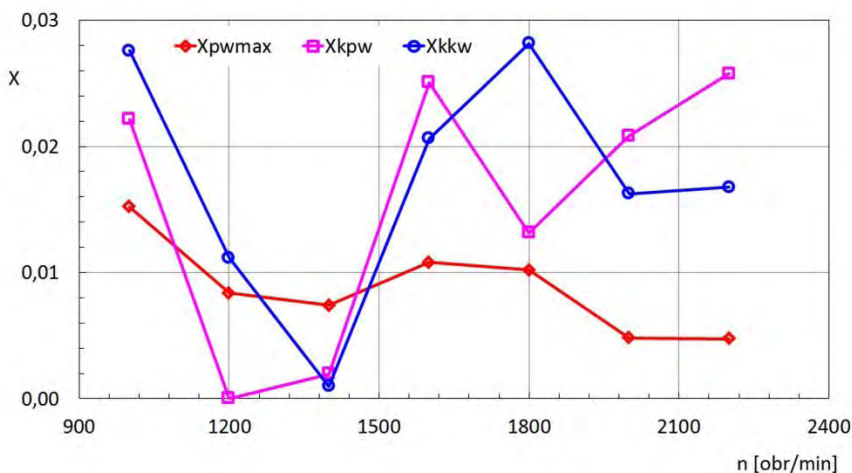
- wartości wskaźnika niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego wynosiły przy $n = 1000$ obr/min 0,03, przy $n = 1200$ obr/min 0,025 a dla pozostałych prędkości obrotowych średnio około 0,022,
- wartości wskaźnika niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia spalania wynosiły średnio około 0,01,
- wartości wskaźnika niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia wtrysku wynosiły średnio około 0,01.

Wskaźniki niepowtarzalności kąta występowania początku i końca wtrysku były największe dla kąta dynamicznego początku tłoczenia 7°OWK i wynosiły średnio około 0,019. Najmniejsze średnie wartości wspomnianych wskaźników uzyskiwano dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa 17°OWK i 27°OWK. Można zauważyć, że wskaźniki niepowtarzalności kąta występowania początku i końca wtrysku nie wpływały znacząco na niepowtarzalność średniego ciśnienia indykowanego. Wymienione wskaźniki niepowtarzalności procesu wtrysku były znacznie mniejsze od wskaźnika niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego. Niepowtarzalność średniego ciśnienia indykowanego zależała od niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia wtrysku – głównie w zakresie małych prędkości obrotowych wału

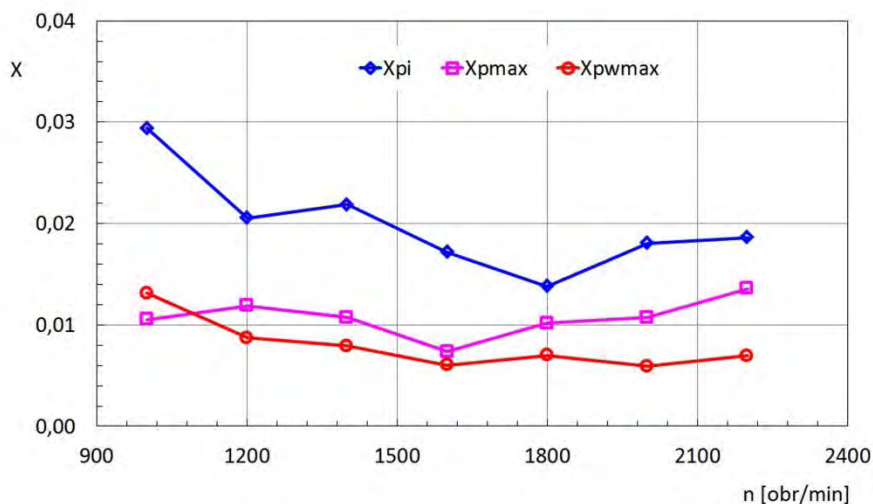
korbowego silnika. Zatem od niepowtarzalności w zakresie dawki wtryskiwanego paliwa. Dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa 7°OWK niepowtarzalność średniego ciśnienia indykowanego dla małych prędkości obrotowych była najmniejsza. Dla małych prędkości obrotowych silnika upływa dużo czasu od momentu wtrysku paliwa do momentu samozapłonu i wpływa to na niepowtarzalność średniego ciśnienia indykowanego. Zmniejszenie kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa wpływa na skrócenie wspomnianego czasu a zatem „uporządkowanie” procesu spalania. Obserwowano słabą zależność pomiędzy wskaźnikiem niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia wtrysku i wskaźnikiem niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego. Na niepowtarzalność średniego ciśnienia indykowanego wpływa zatem głównie w warunkach statycznych niepowtarzalność ciśnień w układzie wtryskowym (niepowtarzalność dawki wtryskiwanego paliwa) oraz prawdopodobnie niepowtarzalność w zakresie kąta występowania początku spalania i kąta występowania maksymalnego ciśnienia spalania. Kąty te wpływać będą na ujemne i dodatnie pola pracy wykresu indykatorowego a zatem i na średnie ciśnienie indykowane.



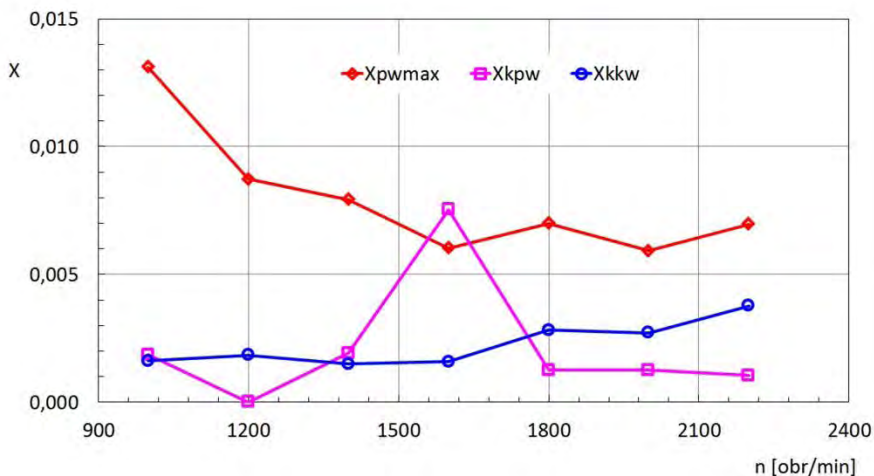
Rys. 7.2. Wskaźniki niepowtarzalności: średniego ciśnienia indykowanego X_{pi} , maksymalnego ciśnienia spalania X_{pmax} , maksymalnego ciśnienia wtrysku X_{pwnmax} w funkcji prędkości obrotowej dla silnika pracującego w warunkach charakterystyki zewnętrznej eksploatacyjnej, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt}=7^{\circ}\text{OWK}$



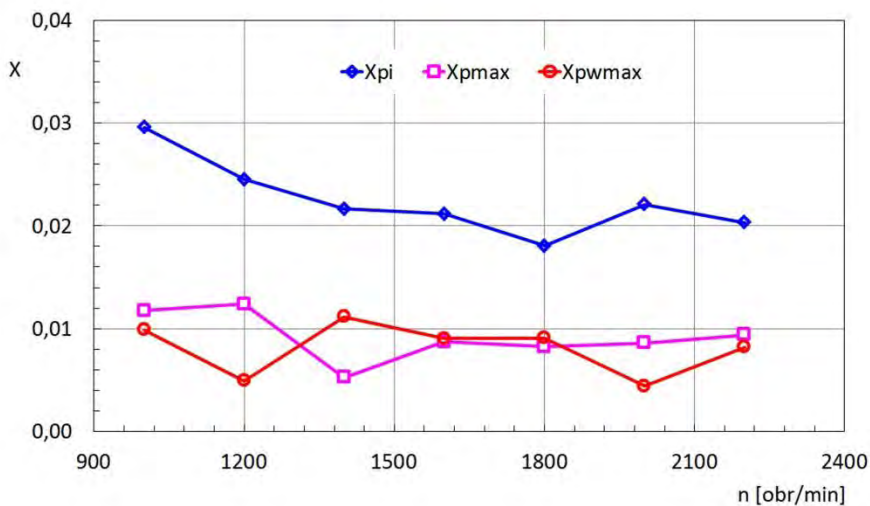
Rys. 7.3. Wskaźniki niepowtarzalności: kąta początku wtrysku X_{kpw} , kąta końca wtrysku X_{kkw} , maksymalnego ciśnienia wtrysku $X_{p_{wmax}}$ w funkcji prędkości obrotowej dla silnika pracującego w warunkach charakterystyki zewnętrznej eksploatacyjnej, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt}=7^\circ OWK$



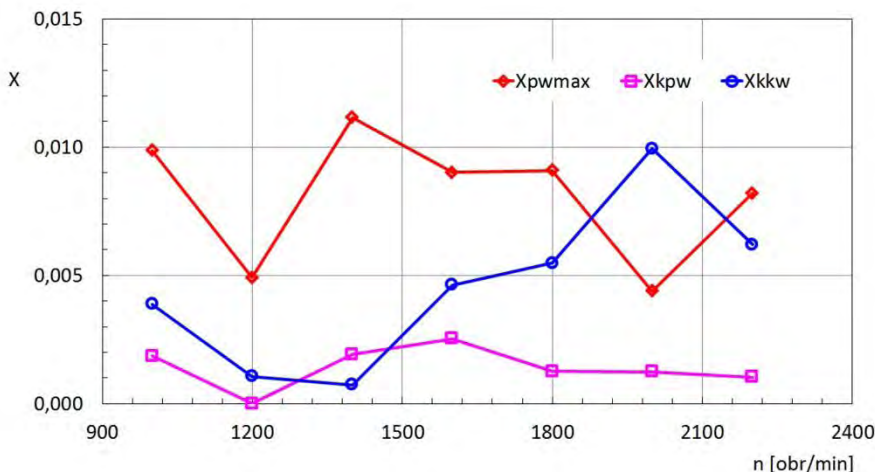
Rys. 7.4. Wskaźniki niepowtarzalności: średniego ciśnienia indykowanego X_{pi} , maksymalnego ciśnienia spalania X_{pmax} , maksymalnego ciśnienia wtrysku $X_{p_{wmax}}$ w funkcji prędkości obrotowej dla silnika pracującego w warunkach charakterystyki zewnętrznej eksploatacyjnej, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt}=17^\circ OWK$



Rys. 7.5. Wskaźniki niepowtarzalności: kąta początku wtrysku X_{kpw} , kąta końca wtrysku X_{kkw} , maksymalnego ciśnienia wtrysku X_{pwmax} w funkcji prędkości obrotowej dla silnika pracującego w warunkach charakterystyki zewnętrznej eksploatacyjnej, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt}=17^{\circ}OWK$



Rys. 7.6. Wskaźniki niepowtarzalności: średniego ciśnienia indykowanego X_{pi} , maksymalnego ciśnienia spalania X_{pmax} , maksymalnego ciśnienia wtrysku X_{pwmax} w funkcji prędkości obrotowej dla silnika pracującego w warunkach charakterystyki zewnętrznej eksploatacyjnej, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt}=27^{\circ}OWK$



Rys. 7.7. Wskaźniki niepowtarzalności: kąta początku wtrysku X_{kpw} , kąta końca wtrysku X_{kkw} , maksymalnego ciśnienia wtrysku X_{pwmax} w funkcji prędkości obrotowej dla silnika pracującego w warunkach charakterystyki zewnętrznej eksploatacyjnej, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt}=27^{\circ}OWK$

Na rysunkach od 7.8 do 7.13 przedstawiono wskaźniki niepowtarzalności procesu spalania i wtrysku dla warunków swobodnego rozpędzania silnika w zależności od prędkości obrotowej, dla trzech ustawień kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa – 7, 17 i $27^{\circ}OWK$. Nieustalone warunki pracy silnika odwzorowano poprzez wykonanie badań metodą rozpędzania silnika spowodowanego skokową zmianą położenia dźwigni sterującej dawką paliwa.

Dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $7^{\circ}OWK$ stwierdzono, że:

- wartości wskaźnika niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego wynosiły dla 1 cyklu procesu rozpędzania około 0,68, dla cyklu nr 2 około 0,095, cyklu nr 3 i 4 około 0,02, w pozostałych cyklach średnio około 0,02;
- wartości wskaźnika niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia spalania wynosiły dla 1 cyklu procesu rozpędzania około 0,22, w pozostałych cyklach średnio około 0,02,
- wartości wskaźnika niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia wtrysku wynosiły dla 1 cyklu procesu rozpędzania około 0,08, a dla pozostałych cykli średnio około 0,025.

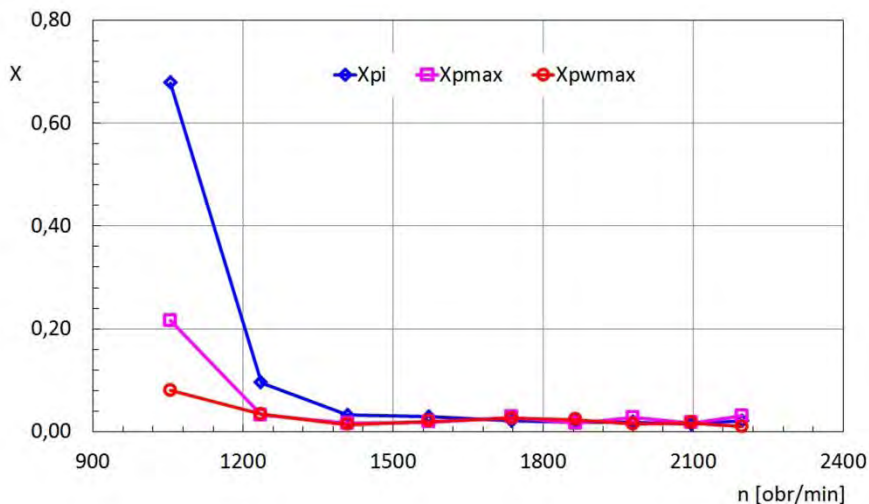
Dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $17^{\circ}OWK$ stwierdzono, że:

- wartości wskaźnika niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego wynosiły dla 1 cyklu procesu rozpędzania około 0,05, dla cyklu nr 2 około 0,04, cyklu nr 3 około 0,03, w pozostałych cyklach średnio około 0,02,
- wartości wskaźnika niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia spalania wynosiły średnio około 0,015,
- wartości wskaźnika niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia wtrysku wynosił średnio około 0,02.

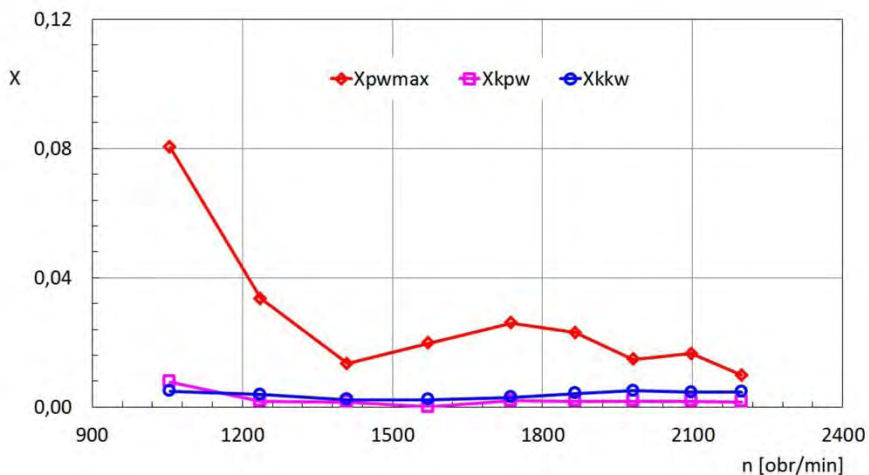
Dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa 27°OWK stwierdzono, że:

- wartości wskaźnika niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego wynosiły dla 1 cyklu procesu rozpędzania około 0,08, dla cyklu nr 2 około 0,082, cyklu nr 3 około 0,062, w pozostałych cyklach średnio około 0,042,
- wartości wskaźnika niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia spalania wynosiły średnio około 0,01,
- wartości wskaźnika niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia wtrysku wynosiły średnio około 0,015.

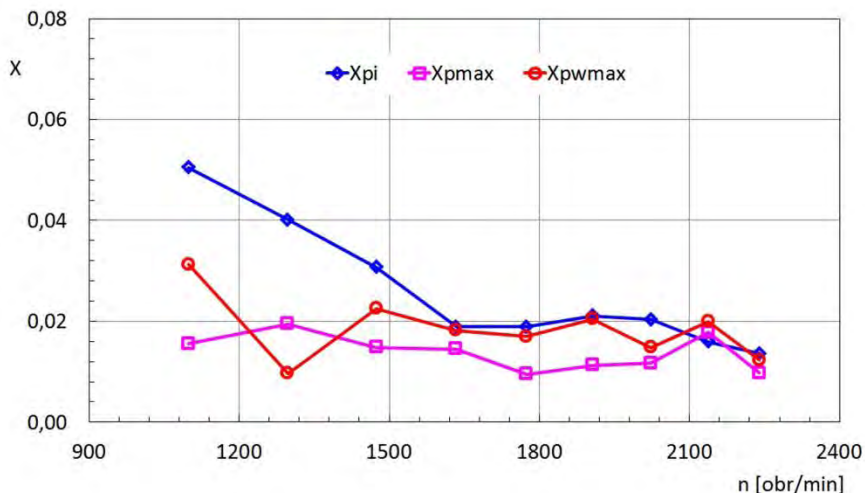
Wskaźniki niepowtarzalności kąta występowania początku i końca wtrysku były znacznie mniejsze od wskaźnika niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia wtrysku. Wskaźnik ten był około dwukrotnie większy niż w warunkach statycznych zwłaszcza dla początkowych cykli procesu swobodnego rozpędzania. Wskaźniki niepowtarzalności kąta początku i końca wtrysku były porównywalne do tych z warunków statycznych. W warunkach swobodnego rozpędzania można zauważyć ich nieznaczny wzrost przy kącie dynamicznego początku tłoczenia paliwa 27°OWK. W warunkach swobodnego rozpędzania, podobnie jak w warunkach statycznych, na wskaźniki niepowtarzalności procesu spalania większy wpływ ma wskaźnik niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia wtrysku niż wskaźniki niepowtarzalności kąta występowania początku i końca wtrysku. Jednocześnie odmiennie niż w warunkach statycznych obserwowano wpływ niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia spalania na niepowtarzalność średniego ciśnienia indykowanego – głównie w zakresie mniejszych prędkości obrotowych silnika.



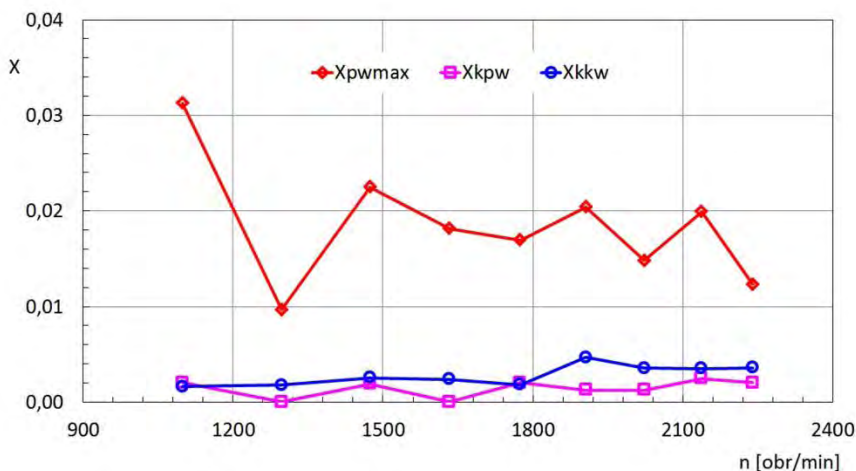
Rys. 7.8. Wskaźniki niepowtarzalności: średniego ciśnienia indykowanego X_{pi} , maksymalnego ciśnienia spalania X_{pmax} , maksymalnego ciśnienia wtrysku X_{pwmax} w funkcji prędkości obrotowej dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpi}=7^{\circ}OWK$



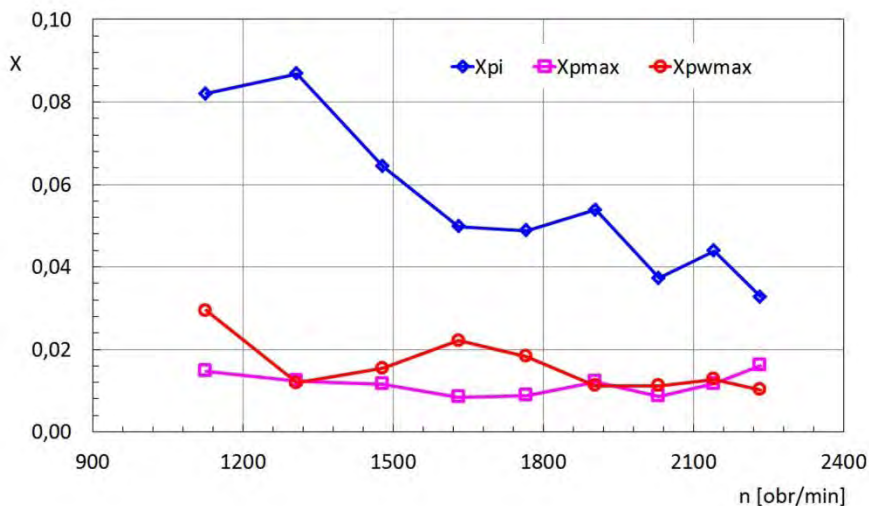
Rys. 7.9. Wskaźniki niepowtarzalności: kąta początku wtrysku X_{kpw} , kąta końca wtrysku X_{kkw} , maksymalnego ciśnienia wtrysku X_{pwmax} w funkcji prędkości obrotowej dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpi}=7^{\circ}OWK$



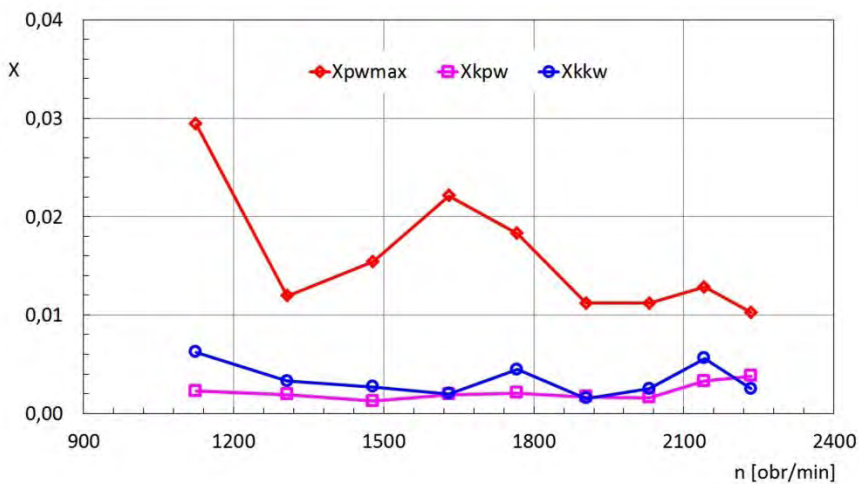
Rys. 7.10. Wskaźniki niepowtarzalności: średniego ciśnienia indykowanego X_{pi} , maksymalnego ciśnienia spalania X_{pmax} , maksymalnego ciśnienia wtrysku X_{pwmax} w funkcji prędkości obrotowej dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt}=17^\circ OWK$



Rys. 7.11. Wskaźniki niepowtarzalności: kąta początku wtrysku X_{kpw} , kąta końca wtrysku X_{kkw} , maksymalnego ciśnienia wtrysku X_{pwmax} w funkcji prędkości obrotowej dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt}=17^\circ OWK$



Rys. 7.12. Wskaźniki niepowtarzalności: średniego ciśnienia indykowanego X_{pi} , maksymalnego ciśnienia spalania X_{pmax} , maksymalnego ciśnienia wtrysku X_{pwwmax} w funkcji prędkości obrotowej dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt}=27^\circ OWK$



Rys. 7.13. Wskaźniki niepowtarzalności: kąta początku wtrysku X_{kpw} , kąta końca wtrysku X_{kkw} , maksymalnego ciśnienia wtrysku X_{pwwmax} w funkcji prędkości obrotowej dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt}=27^\circ OWK$

Przedstawione na rysunkach 7.2 do 7.13 wyniki obliczeń, skłaniają do sformułowania kilku spostrzeżeń. Dla warunków pracy silnika, takich jak na charakterystyce zewnętrznej eksploatacyjnej, wartości wskaźnika niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego dla większości z prędkości obrotowych wynosiło około 0,02. Jednocześnie słaba jest zależność między wskaźnikami niepowtarzalności kąta występowania początku i końca wtrysku a wskaźnikami niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia spalania i średniego ciśnienia indykowanego. Dla małych prędkości obrotowych obserwuje się wpływ niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia wtrysku na niepowtarzalność średniego ciśnienia indykowanego. Zależność pomiędzy wskaźnikiem niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego i wskaźnikiem niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia spalania jest trudna do zaobserwowania. Wpływ wartości kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa najwyraźniej uwidocznił się dla małych prędkości obrotowych silnika pracującego w warunkach charakterystyki zewnętrznej eksploatacyjnej. Dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa 7°OWK wartości wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego wynosił około 0,021 przy $n = 1000$ obr/min i 0,02 przy $n = 1200$ obr/min. Dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa 17°OWK wartości wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego wynosił około 0,03 przy $n = 1000$ obr/min i 0,021 przy $n = 1200$ obr/min. Dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa 27°OWK wartości wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego wynosił około 0,03 przy $n = 1000$ obr/min i 0,025 przy $n = 1200$ obr/min. Obserwowano zatem nieznacznie większe wskaźniki niepowtarzalności procesu spalania przy wzroście kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa w zakresie małych prędkości obrotowych wału korbowego silnika.

Dla warunków swobodnego rozpędzania silnika obserwowano bardziej znaczący wpływ kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa na analizowane wskaźniki niepowtarzalności procesu spalania i wtrysku. Wpływ ten dotyczył głównie początkowych cykli procesu rozpędzania. Dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa 7°OWK w pierwszym cyklu procesu rozpędzania wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego wynosił aż 0,68.

Powodem takiego zjawiska było prawdopodobnie:

- zaburzenie procesu przygotowania mieszanki palnej spowodowane tym, że dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa 7°OWK występowało znaczne przeciwcisnienie ośrodka w komorze spalania w chwili początku wtrysku,
- dużymi wartościami wskaźnika niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia wtrysku, wynoszącymi około 0,08.

Przebieg wskaźnika niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego można by rozpatrywać w trzech przedziałach. Przedział pierwszy to pierwszy cykl procesu rozpędzania. W przedziale tym na niepowtarzalność średniego ciśnienia indykowanego wyraźnie wpływała niepowtarzalność w zakresie maksymalnych ciśnień wtrysku, a więc niepowtarzalność w zakresie dawki paliwa. Przedział drugi to kilka kolejnych cykli procesu rozpędzania, w których wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego malał wraz ze wzrostem prędkości obrotowej. Przedział trzeci to kilka końcowych cykli procesu rozpędzania, w których wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego oscylował wokół stałej wartości i był niezależny od prędkości obrotowej. W trzech z rozpatrywanych przedziałów, najmniejsze wartości wskaźnika niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego, uzyskiwano przy kącie dynamicznego początku tłoczenia paliwa 17° OWK. W przedziale drugim i trzecim, największe wartości wskaźnika niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego uzyskiwano przy kącie dynamicznego początku tłoczenia paliwa 27° OWK. Mała prędkość obrotowa wału korbowego silnika lub duży kąt dynamicznego początku tłoczenia paliwa wpływają na zwiększenie czasu mierzonego od chwili wtrysku do chwili samozapłonu paliwa – okresu zwłoki zapłonu. Dla większych okresów zwłoki zapłonu proces spalania może przebiegać w sposób bardziej nieuporządkowany. Jednocześnie w warunkach swobodnego rozpędzania silnika obserwowano, w przedziale drugim i trzecim, słabą zależność pomiędzy wartościami wskaźnika niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego a wartościami wskaźników niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia spalania i maksymalnego ciśnienia wtrysku. Należy to tłumaczyć tym, że na niepowtarzalność procesu spalania w danym cyklu wpływa wartość niepowtarzalności w cyklu poprzednim - dany cykl procesu rozpędzania określa warunki początkowe dla cyklu kolejnego. Uzasadnia to konieczność wprowadzenia nowego wskaźnika niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego, który byłby ciągłą funkcją czasu trwania próby – wzór 7.7.

7.3. Proponowany wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego

W celu zobrazowania jak zmienia się niepowtarzalność średniego ciśnienia indykowanego w zależności od czasu trwania próby zaproponowano nowy wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego Z_{pi} (7.7). Wskaźnik ten obrazuje jakie są względne różnice w wartościach średniego ciśnienia indykowanego w poszczególnych cyklach w stosunku do wartości średniego ciśnienia indykowanego wyznaczonego ze wszystkich cykli adekwatnych w poszczególnych próbach (warunki nieustalone) czy cykli (warunki statyczne) w zależności od czasu trwania próby [35].

$$Z_{pi} = \frac{p_i(t) - p_{ir}(t)}{p_{ir}(t)} \quad (7.7)$$

gdzie:

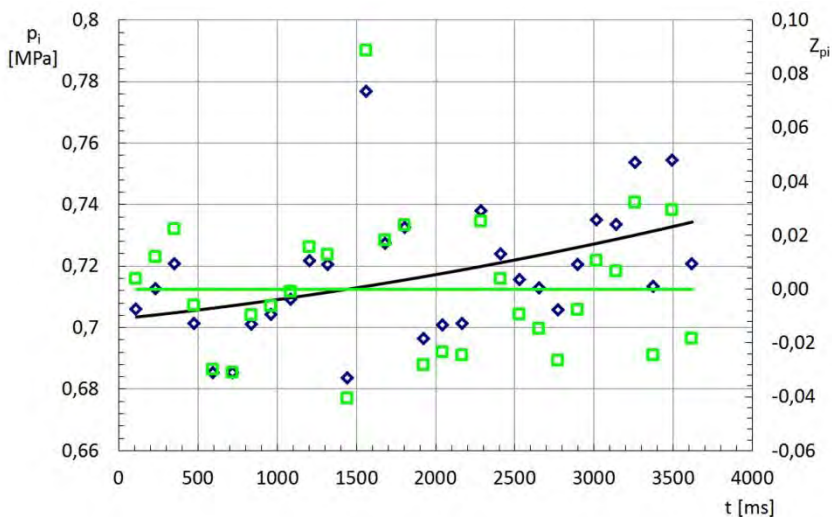
$p_i(t)$ – wartość średniego ciśnienia indykowanego w danej chwili trwania próby (określonej czasem t),

$p_{ir}(t)$ – wartość średniego ciśnienia indykowanego w danej chwili (określonej czasem t) wyznaczona z krzywej regresji ze wszystkich cykli (stan ustalony) lub ze wszystkich prób (stan nieustalony).

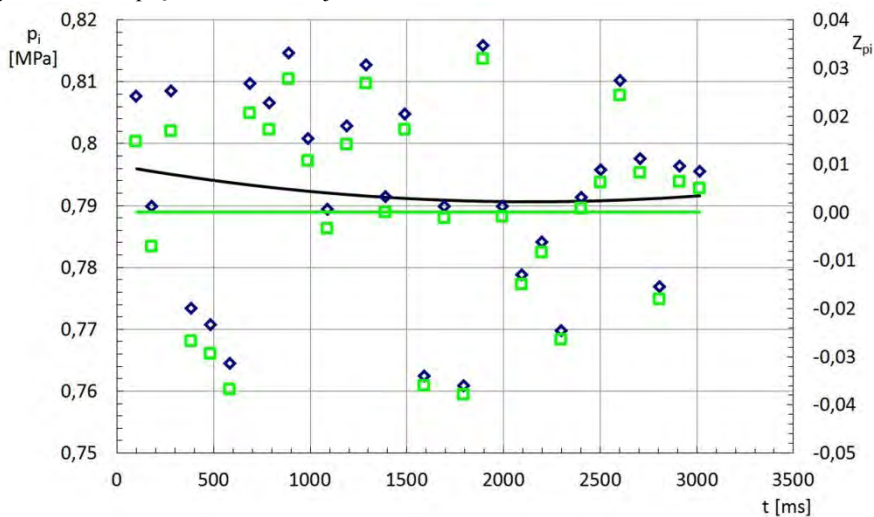
Na rysunkach od 7.14 do 7.20 przedstawiono przebiegi średniego ciśnienia indykowanego w zależności od czasu dla prędkości obrotowych silnika 1000 obr/min, 1200 obr/min, 1400 obr/min, 1600 obr/min, 1800 obr/min, 2000 obr/min i 2200 obr/min pracującego w warunkach charakterystyki zewnętrznej eksploatacyjnej, przy kącie dynamicznego początku tłoczenia paliwa 17°OWK . Wartości tego ciśnienia uśrednione z wszystkich cykli w funkcji czasu trwania próby przy danej $n = \text{const}$ reprezentuje krzywa oznaczona kolorem czarnym będąca wielomianem stopnia drugiego. Punkty oznaczone kolorem zielonym to wartości nowego wskaźnika niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego wyznaczone dla warunków ustalonych. Krzywa koloru zielonego to krzywa aproksymująca zależność $Z_{pi}(t)$.

Analiza przedstawionych wykresów pozwala na sformułowanie dwóch spostrzeżeń:

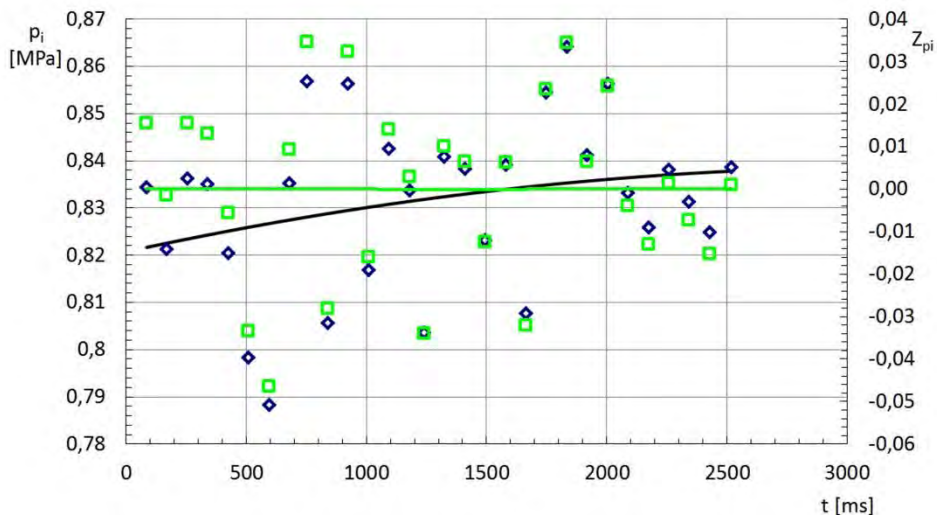
- wartości średniego ciśnienia indykowanego dla większości z prędkości obrotowych nieznacznie rosną w funkcji czasu trwania próby,
- wartości $Z_{pi}(t)$ dla całego zakresu czasu trwania próby są bliskie wartościom zerowym.



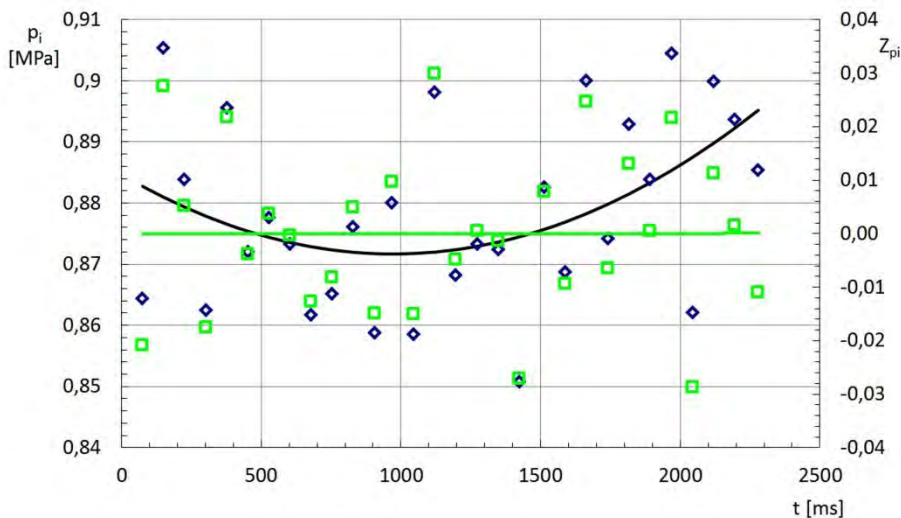
Rys. 7.14. Proponowany wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego Z_{pi} (krzywa zielona), wartości średniego ciśnienia indykowanego dla wszystkich cykli (krzywa czarna) w zależności od czasu trwania próby dla silnika AD3.152 pracującego w warunkach charakterystyki zewnętrznej eksploatacyjnej, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt} = 17^\circ \text{OWK}$ i prędkości obrotowej około 1000 obr/min



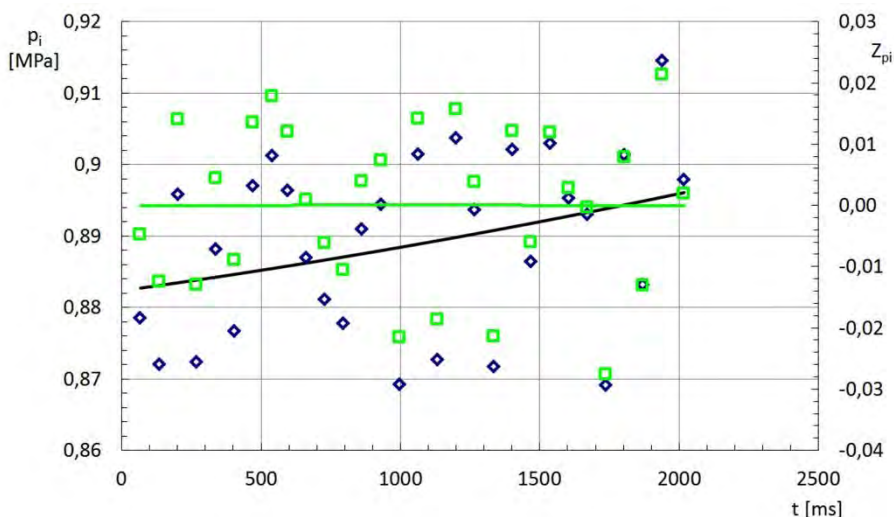
Rys. 7.15. Proponowany wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego Z_{pi} (krzywa zielona), wartości średniego ciśnienia indykowanego dla wszystkich cykli (krzywa czarna) w zależności od czasu trwania próby dla silnika AD3.152 pracującego w warunkach charakterystyki zewnętrznej eksploatacyjnej, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt} = 17^\circ \text{OWK}$ i prędkości obrotowej około 1200 obr/min



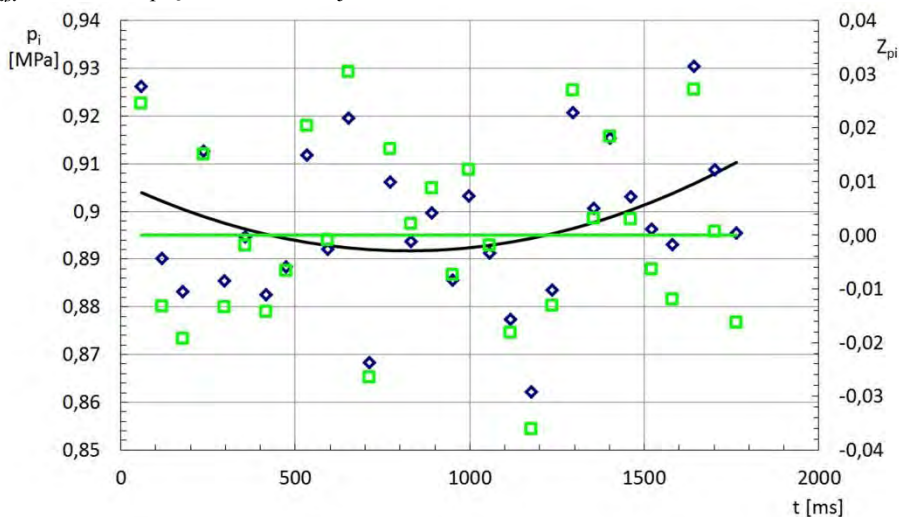
Rys. 7.16. Proponowany wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego Z_{pi} (krzywa zielona), wartości średniego ciśnienia indykowanego dla wszystkich cykli (krzywa czarna) w zależności od czasu trwania próby dla silnika AD3.152 pracującego w warunkach charakterystyki zewnętrznej eksploatacyjnej, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt} = 17^\circ \text{OWK}$ i prędkości obrotowej około 1400 obr/min



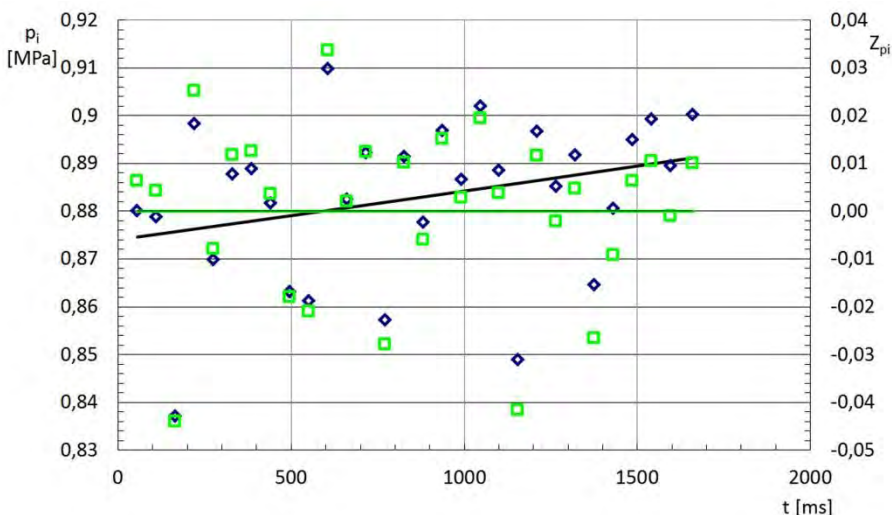
Rys. 7.17. Proponowany wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego Z_{pi} (krzywa zielona), wartości średniego ciśnienia indykowanego dla wszystkich cykli (krzywa czarna) w zależności od czasu trwania próby dla silnika AD3.152 pracującego w warunkach charakterystyki zewnętrznej eksploatacyjnej, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt} = 17^\circ \text{OWK}$ i prędkości obrotowej około 1600 obr/min



Rys. 7.18. Proponowany wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego Z_{pi} (krzywa zielona), wartości średniego ciśnienia indykowanego dla wszystkich cykli (krzywa czarna) w zależności od czasu trwania próby dla silnika AD3.152 pracującego w warunkach charakterystyki zewnętrznej eksploatacyjnej, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt} = 17^\circ \text{OWK}$ i prędkości obrotowej około 1800 obr/min



Rys. 7.19. Proponowany wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego Z_{pi} (krzywa zielona), wartości średniego ciśnienia indykowanego dla wszystkich cykli (krzywa czarna) w zależności od czasu trwania próby dla silnika AD3.152 pracującego w warunkach charakterystyki zewnętrznej eksploatacyjnej, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt} = 17^\circ \text{OWK}$ i prędkości obrotowej około 2000 obr/min



Rys. 7.20. Proponowany wskaźnik niepewtarzalności średniego ciśnienia indykowanego Z_{pi} (krzywa zielona), wartości średniego ciśnienia indykowanego dla wszystkich cykli (krzywa czarna) w zależności od czasu trwania próby dla silnika AD3.152 pracującego w warunkach charakterystyki zewnętrznej eksploatacyjnej, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt} = 17^\circ \text{OWK}$ i prędkości obrotowej około 2200 obr/min

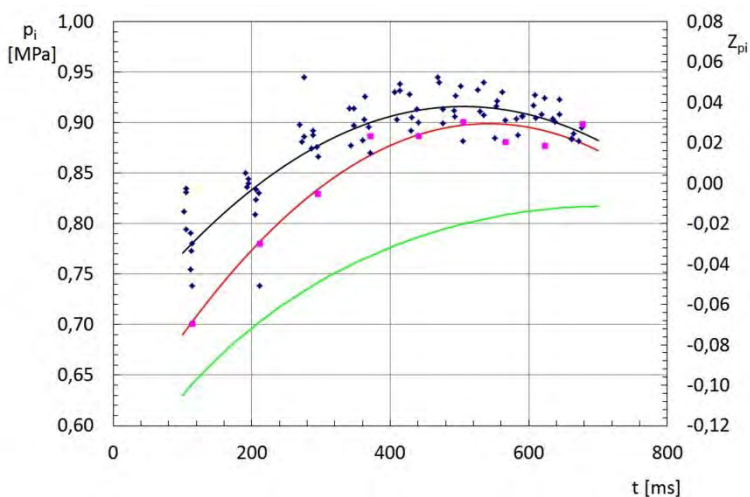
Na rysunkach od 7.21 do 7.30 pokazano przebieg średniego ciśnienia indykowanego w zależności od czasu, podczas próby swobodnego rozpędzania, przy kącie dynamicznego początku tłoczenia paliwa 17°OWK . Wartości tego ciśnienia uśrednione z wszystkich prób w funkcji czasu ich trwania są aproksymowane wielomianem stopnia drugiego (kolor czarny). Kolorem czerwonym oznaczono średnie ciśnienie indykowane w obrębie danej próby (od 1 do 10). Kolorem zielonym oznaczono przebieg nowego wskaźnika niepewtarzalności średniego ciśnienia indykowanego Z_{pi} – wzór 7.7. Wskaźnik ten obrazuje jak wartości średnich ciśnień indykowanych z danej próby rozpędzania różnią się od wartości średnich ciśnień indykowanych z wszystkich prób, a więc na ile obserwowane zjawisko odbiega od swojego modelu wyrażonego funkcją regresji z wszystkich obserwacji. Całość powyższych wskaźników wyrażona jest w zależności od czasu trwania próby.

Analiza przedstawionych wykresów pozwala na sformułowanie dwóch interesujących spostrzeżeń:

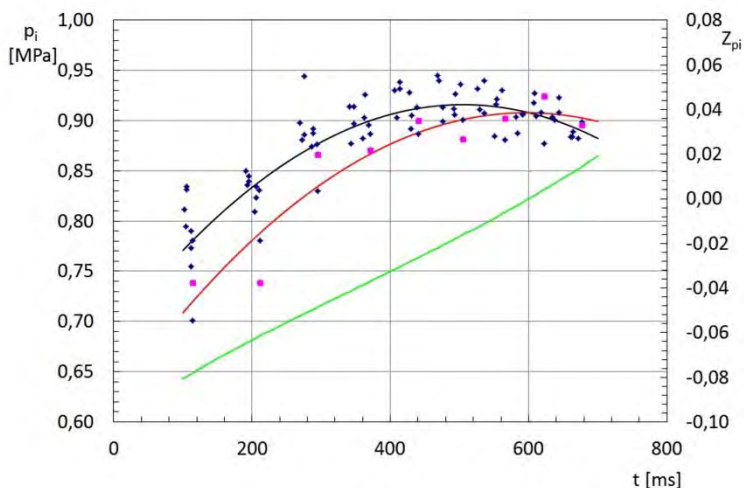
- największa niepewtarzalność średniego ciśnienia indykowanego wyrażona wskaźnikiem Z_{pi} występuje w obrębie początkowych cykli procesu rozpędzania (w jego początkowym okresie wyrażonym czasem t),

- najbardziej zbliżone do wartości średniego ciśnienia indykowanego z wszystkich prób są wartości p_i w próbach środkowych tj. 3, 4, 5, 6, 7.

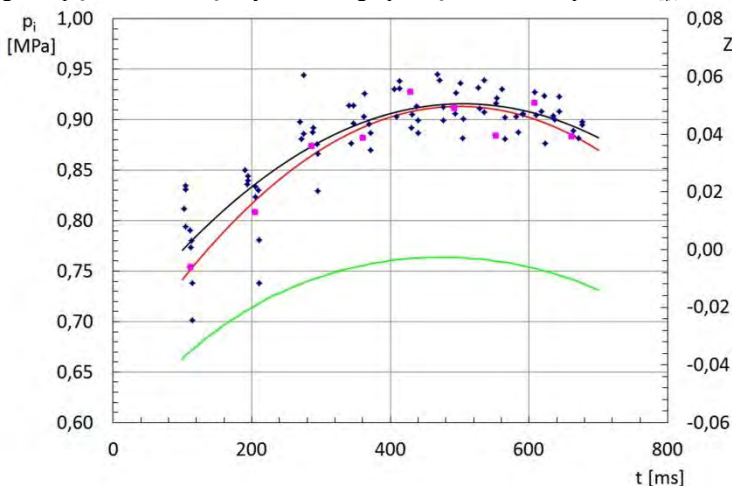
Pierwsze ze spostrzeżeń jest zbieżne z wykonanymi już obserwacjami klasycznego wskaźnika niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego X_{pi} . Drugie spostrzeżenie można by wyjaśniać faktem ustabilizowania stanu cieplnego silnika dla prób środkowych (jest to niezależne od faktu, że kolejne próby rozpędzania realizowano z zachowaniem warunków początkowych pomiaru), a w związku z tym również wzrostem powtarzalności procesów towarzyszących np. procesu napełnienia.



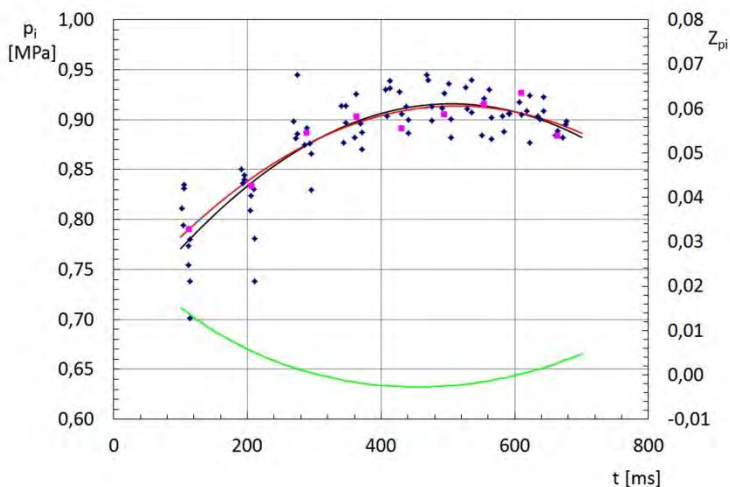
Rys. 7.21. Proponowany wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego Z_{pi} (krzywa zielona), średnie ciśnienie indykowane z wszystkich prób (krzywa czarna) i próby nr 1 (krzywa czerwona) w zależności od czasu trwania próby dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt} = 17^\circ \text{OWK}$



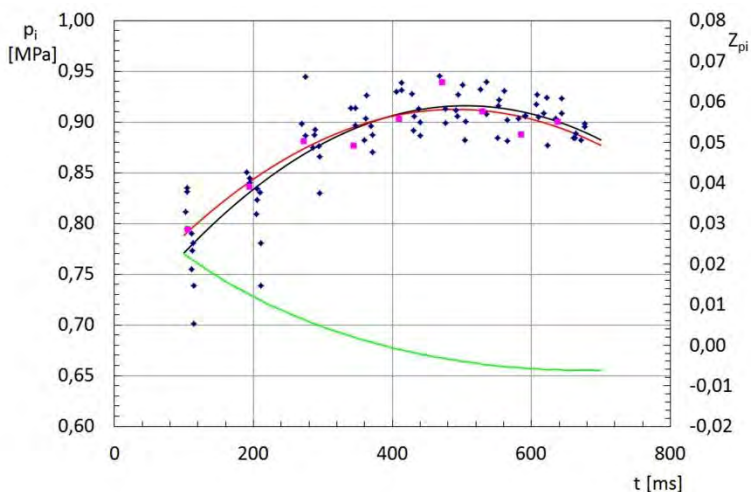
Rys. 7.22. Proponowany wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego Z_{pi} (krzywa zielona), średnie ciśnienie indykowane z wszystkich prób (krzywa czarna) i próby nr 2 (krzywa czerwona) w zależności od czasu trwania próby dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt} = 17^\circ \text{OWK}$



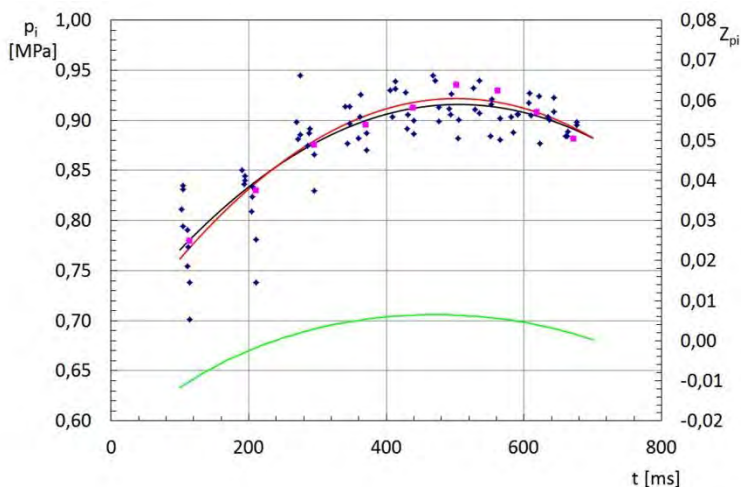
Rys. 7.23. Proponowany wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego Z_{pi} (krzywa zielona), średnie ciśnienie indykowane z wszystkich prób (krzywa czarna) i próby nr 3 (krzywa czerwona) w zależności od czasu trwania próby dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt} = 17^\circ \text{OWK}$



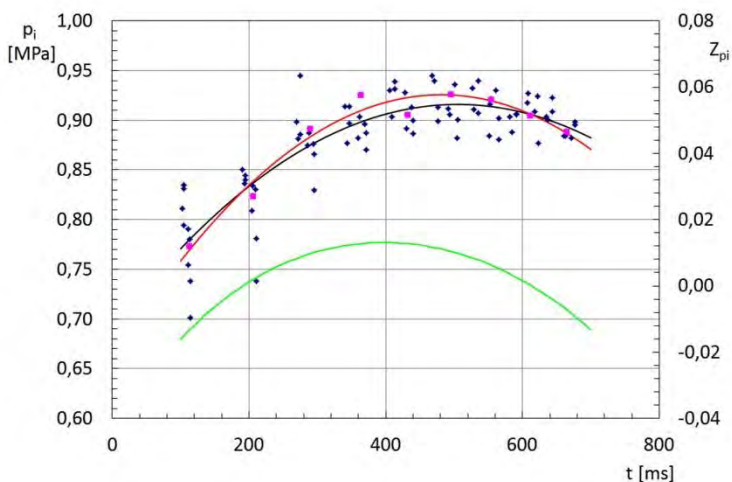
Rys. 7.24. Proponowany wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego Z_{pi} (krzywa zielona), średnie ciśnienie indykowane z wszystkich prób (krzywa czarna) i próby nr 4 (krzywa czerwona) w zależności od czasu trwania próby dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt} = 17^\circ \text{OWK}$



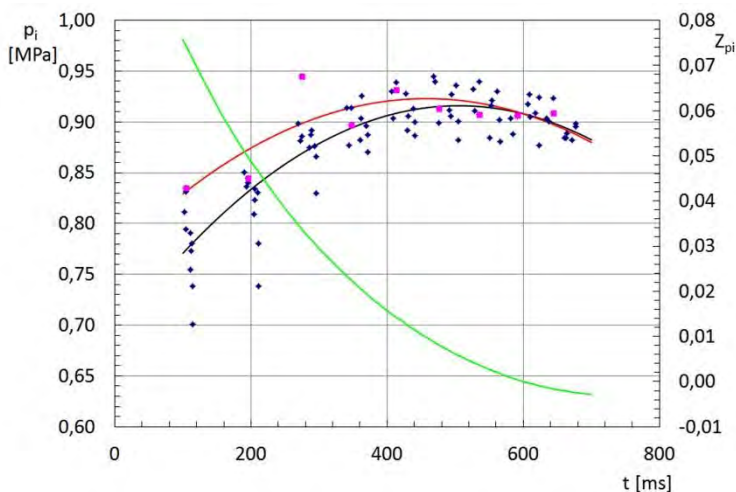
Rys. 7.25. Proponowany wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego Z_{pi} (krzywa zielona), średnie ciśnienie indykowane z wszystkich prób (krzywa czarna) i próby nr 5 (krzywa czerwona) w zależności od czasu trwania próby dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt} = 17^\circ \text{OWK}$



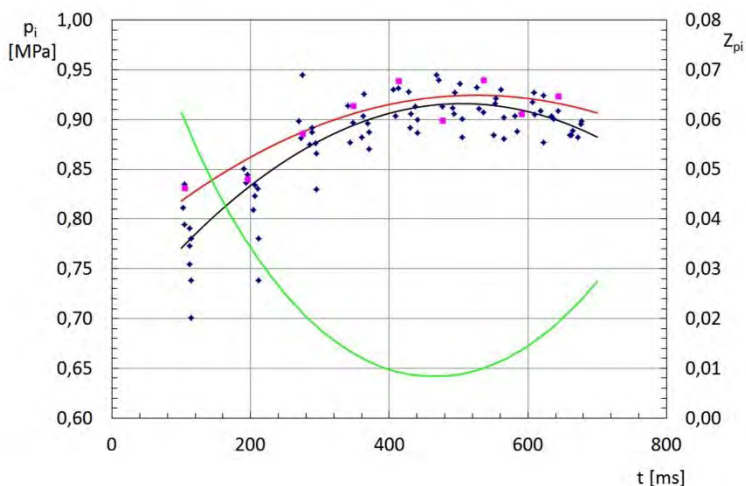
Rys. 7.26. Proponowany wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego Z_{pi} (krzywa zielona), średnie ciśnienie indykowane z wszystkich prób (krzywa czarna) i próby nr 6 (krzywa czerwona) w zależności od czasu trwania próby dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt} = 17^\circ \text{OWK}$



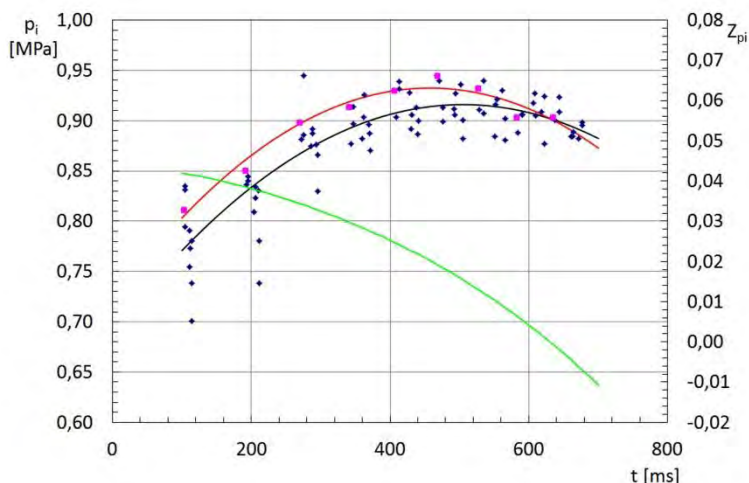
Rys. 7.27. Proponowany wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego Z_{pi} (krzywa zielona), średnie ciśnienie indykowane z wszystkich prób (krzywa czarna) i próby nr 7 (krzywa czerwona) w zależności od czasu trwania próby dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt} = 17^\circ \text{OWK}$



Rys. 7.28. Proponowany wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego Z_{pi} (krzywa zielona), średnie ciśnienie indykowane z wszystkich prób (krzywa czarna) i próby nr 8 (krzywa czerwona) w zależności od czasu trwania próby dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt} = 17^\circ \text{OWK}$



Rys. 7.29. Proponowany wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego Z_{pi} (krzywa zielona), średnie ciśnienie indykowane z wszystkich prób (krzywa czarna) i próby nr 9 (krzywa czerwona) w zależności od czasu trwania próby dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt} = 17^\circ \text{OWK}$



Rys. 7.30. Proponowany wskaźnik niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego Z_{pi} (krzywa zielona), średnie ciśnienie indykowane z wszystkich prób (krzywa czarna) i próby nr 10 (krzywa czerwona) w zależności od czasu trwania próby dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa $\alpha_{dpt} = 17^\circ \text{OWK}$

Niepowtarzalność (zmiennność) procesu spalania jest zagadnieniem trudnym do analizy. Na niepowtarzalność procesu spalania wpływa bowiem szereg czynników – do najważniejszych z nich można zaliczyć:

- przebieg procesu wtrysku paliwa,
- przebieg procesu tworzenia mieszaniny palnej,
- proces napełnienia,
- proces wymiany ciepła.

W obrębie samego przebiegu procesu spalania można obserwować niepowtarzalność czasu trwania samozapłonu paliwa a w związku z tym niepowtarzalność co do kąta występowania początku spalania, kąta występowania maksymalnego ciśnienia spalania i kąta występowania końca spalania. W wyznaczanych wskaźnikach niepowtarzalności ukryta jest również niedoskonałość metody pomiarowej ze wszelkimi błędami pomiarowymi.

W prowadzonej analizie zdecydowano się na obserwacje niepowtarzalności procesu spalania z wykorzystaniem wskaźnika niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego i maksymalnego ciśnienia spalania. Obserwowano również niepowtarzalność procesu wtrysku poprzez wskaźnik niepowtarzalności maksymalnego ciśnienia wtrysku, wskaźnik niepowtarzalności kąta występowania początku i końca wtrysku.

W zakresie analiz opartych o klasyczne wskaźniki niepowtarzalności (zapropozowane przez Heywooda [19]) stwierdzono, że zmiana danego wskaźnika niepowtarzalności nie musi być odzwierciedlona poprzez adekwatną tendencję zmian w zakresie innych wskaźników niepowtarzalności. Charakterystyczne jest na przykład to, że wzrost wskaźnika niepowtarzalności średniego ciśnienia wtrysku nie jest w każdym z przypadków wywołany niepowtarzalnością procesu wtrysku – taka sytuacja ma miejsce dla procesu swobodnego rozpędzania silnika. Należy ponadto stwierdzić, że wskaźniki niepowtarzalności procesu wtrysku przyjmowały mniejsze wartości niż wskaźniki niepowtarzalności procesu spalania. Na niepowtarzalność procesu spalania wpływa cały szereg innych czynników oprócz niepowtarzalności procesu wtrysku – główne z nich wymieniono powyżej. W zakresie analizowanych wskaźników zmienności można jednak doszukiwać się pewnych globalnych tendencji np. wraz ze wzrostem kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa zwiększała się niepowtarzalność procesu spalania, niepowtarzalność procesu spalania znacząco rosła w zakresie początkowych cykli procesu swobodnego rozpędzania. Na niepowtarzalność procesu spalania w danym cyklu pracy silnika wpływa niepowtarzalność procesów roboczych w cyklu poprzednim. Jest to szczególnie istotne w analizach prowadzonych dla metody swobodnego rozpędzania. W związku z powyższym opracowano nowy wskaźnik niepowtarzalności procesu spalania będący ciągłą funkcją czasu trwania próby rozpędzania. Zaobserwowano, że dla środkowych prób swobodnego rozpędzania nowy wskaźnik niepowtarzalności procesu spalania przyjmował najmniejsze wartości. Może to być spowodowane chwilowym ustabilizowaniem stanu cieplnego silnika w trakcie wykonywania pomiarów. Jest to szczególnie istotne w zakresie początkowych cykli procesu swobodnego rozpędzania.

8. Podsumowanie i wnioski końcowe.

W przedstawionej pracy podjęto próbę wyjaśnienia przyczyn różnic w przebiegu procesu spalania w warunkach swobodnego rozpędzania i pracy silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach charakterystyki zewnętrznej eksploatacyjnej. Przyjęto, że rozpatrywane warunki pracy silnika można porównywać z uwagi na zbliżoną wartość dawki wtryskiwanego paliwa (rozdział 6.1). Dla wykonania analizy porównawczej wytypowano parametry procesu spalania takie jak: średnie ciśnienie indykowane, maksymalne ciśnienie spalania, kąt zwłoki samozapłonu, kąt występowania początku spalania, kąt występowania maksymalnego ciśnienia spalania, maksymalną prędkość narastania ciśnienia oraz parametry procesu wtrysku: kąt początku i końca wtrysku, maksymalne ciśnienie wtrysku. W celu wyznaczenia powyższych parametrów przeprowadzono badania silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach swobodnego rozpędzania i w warunkach pracy na charakterystyce zewnętrznej eksploatacyjnej. Badania te polegały na indykowaniu ciśnienia wewnątrz komory spalania oraz dodatkowo rejestracji ciśnienia przed wtryskiwaczem, wzniosu iglicy wtryskiwacza oraz czasu trwania cyklu pracy silnika (rozdział 5).

Przeprowadzona analiza uprawnia do sformułowania następujących wniosków końcowych:

1. W warunkach swobodnego rozpędzania uzyskiwano większe wartości średniego ciśnienia indykowanego w stosunku do warunków statycznych, maksymalna różnica bezwzględna wynosiła około 0,01 MPa, tendencja ta była zachowana w całym zakresie prędkości obrotowych silnika.

Głównym powodem wzrostu wartości średnich ciśnień indykowanych w warunkach rozpędzania był wzrost kąta zwłoki samozapłonu paliwa maksymalnie o około 3° OWK w stosunku do warunków statycznych. Przy większym kącie zwłoki samozapłonu paliwa w okresie przedpłomiennym wtrysnięta jest większa ilość paliwa, które to w chwili powstania pierwszych ognisk samozapłonu zapala się gwałtowniej. Powoduje to wzrost maksymalnych prędkości narastania ciśnienia, które dla warunków rozpędzania były większe maksymalnie o około 0,75 MPa/ $^{\circ}$ OWK. Skutkuje to oczywiście zwiększeniem maksymalnych ciśnień spalania w warunkach rozpędzania maksymalnie o około 0,2 MPa w stosunku do warunków statycznych. Zwiększenie wartości ciśnień maksymalnych przy jednoczesnym zwiększeniu kąta występowania początku spalania (zwiększa się kąt zwłoki samozapłonu przy porównywalnych

wartościach kąta początku wtrysku) powoduje, że w warunkach rozpędzania praca włożona w suwie sprężania jest mniejsza (praca ujemna) a praca uzyskana w suwie rozprężania (praca dodatnia) porównywalna jest do tej z warunków statycznych. Istotne znaczenie ma również objętość nad tłokiem w chwili zapłonu paliwa i występowania maksymalnego ciśnienia spalania, która w warunkach rozpędzania jest mniejsza w stosunku do warunków statycznych. W rezultacie obserwuje się wzrost wartości średnich ciśnień indykowanych w warunkach rozpędzania w stosunku do warunków statycznych.

2. Głównym powodem wzrostu kąta zwłoki samozapłonu paliwa w warunkach rozpędzania w stosunku do warunków statycznych jest różny przebieg chwilowej prędkości obrotowej wału korbowego w obrębie cyklu pracy silnika.

Pomimo, że proces wtrysku dla warunków statycznych i swobodnego rozpędzania rozpoczyna się prawie w tym samym położeniu kątowym wału korbowego silnika, to w warunkach rozpędzania większy czas jaki upływa do chwili wtrysku paliwa będzie skutkować mniejszymi średnimi wartościami temperatury ścianek komory spalania (upłynął większy czas, w którym temperatura zmniejszała się od czasu zakończenia procesu spalania przebiegającego w poprzednim cyklu pracy silnika). Mniejsza średnia temperatura ścianek komory spalania w chwili wtrysku będzie oddziaływać w kierunku zwiększenia okresu zwłoki samozapłonu paliwa. Dodatkowo na różnice w wartościach kąta zwłoki samozapłonu mogą mieć wpływ: nieznacznie większa dawka paliwa w warunkach rozpędzania, zmiany w procesie napełnienia lub przygotowania mieszanki palnej

3. Zjawisko wzrostu maksymalnych prędkości narastania ciśnienia w warunkach rozpędzania w stosunku do warunków statycznych jest niekorzystne z uwagi na wzrost obciążeń mechanicznych węzłów konstrukcyjnych silnika.

Sposobem na zmniejszenie maksymalnych prędkości narastania ciśnienia w warunkach rozpędzania jest realizowanie późniejszego wtrysku paliwa tj. „bliżej” GMP. Wtrysk do komory spalania, w której panuje większe ciśnienie i temperatura wpływa na zmniejszenie okresu samozapłonu paliwa a zatem powoduje zmniejszenie maksymalnej prędkości narastania ciśnienia. Przeprowadzone badania dowodzą, że dla kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa 7° OWK uzyskiwano większe wartości średnich ciśnień indykowanych

niż przy nominalnym kącie dynamicznego początku tłoczenia paliwa. Powodem takiego zjawiska jest wzrost pola pracy dodatniej wykresu indykatorowego na skutek zwiększenia kąta występowania początku spalania i kąta występowania maksymalnego ciśnienia spalania.

4. Zastosowanie wskaźników zmienności (niepowtarzalności) procesu spalania i wtrysku zaproponowanych przez Heywooda [19] dla warunków statycznych w odniesieniu do warunków swobodnego rozpędzania nie umożliwia ustalenia przyczyn obserwowanej niepowtarzalności.

W pracy określono metodykę doboru cykli pracy silnika w warunkach rozpędzania tak aby można było zastosować sposób oceny niepowtarzalności stosowany dla warunków statycznych. W wyniku przeprowadzonej analizy stwierdzono, że dla takiego sposobu oceny niepowtarzalności trudno zaobserwować związek pomiędzy parametrami opisującymi zmienność procesu wtrysku i spalania. Przyczyną jest to, że w procesie rozpędzania (dla danego powtórzenia pomiaru) procesy robocze w danym cyklu pracy silnika zależą od przebiegu procesów roboczych w cyklu poprzednim. Opracowano zatem nowy wskaźnik zmienności procesu spalania będący ciągłą funkcją czasu trwania cyklu pracy silnika. Stwierdzono, że dla środkowych powtórzeń procesu rozpędzania wskaźnik ten osiągał najmniejsze wartości. Może to być spowodowane chwilowym ustabilizowaniem się stanu cieplnego silnika w obrębie wspomnianych powtórzeń. Wniosek ten jest istotny z punktu widzenia praktyki prowadzenia badań w warunkach rozpędzania. Badania te powinny być bowiem realizowane dla niewielkiej ilości powtórzeń, gdyż z uwagi na duże wartości prędkości narastania ciśnienia węzły konstrukcyjne silnika mogą ulegać przyspieszonemu zużyciu.

5. Zmienność procesu spalania i wtrysku jest największa w obrębie początkowych cykli procesu swobodnego rozpędzania silnika.

W obrębie początkowych cykli procesu rozpędzania obserwowano największe wartości wskaźników opisujących zmienność procesu roboczych. Powodem takiego zjawiska są głównie zaburzenia procesu wtrysku paliwa. Jednocześnie najmniejsze wartości wskaźników niepowtarzalności uzyskiwano dla nominalnego kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa.

9. Bibliografia

1. Annand W.: *Proceedings of the institute of mechanical engineers*, 177, 973, 1963.
2. Arczewski K., Pietrucha J., Szuster J.: *Drgania układów fizycznych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2008.
3. Armas O., Ballesteros R.: *Diesel emissions from an emulsified fuel during engine transient operation*, Paper No. 2008-01-2430, Wydawnictwo SAE 2008.
4. Bazari Z.: *Diesel exhaust emissions prediction under transient operating conditions*, Paper No. 940666, Wydawnictwo SAE 1994.
5. Bernhardt M., Dobrzyński S., Loth E.: *Silniki Samochodowe*, WK i Ł, Warszawa, 1988.
6. Bernhardt M., Kruczyński S.: *Praca silnika w warunkach nieustalonych*, Technika Motoryzacyjna nr 4, 1982.
7. Black J., Eastwood P. i inni: *Diesel engine transient control and emissions response during a European extra-urban drive cycle (EUDC)*, Paper No. 2007-01-1938, Wydawnictwo SAE 2007.
8. Boltinskij V. N.: *Teoria konstrukcja i rascziet traktornych i awtomobilnych dwigatieliej*, Moskwa, 1962.
9. Chłopek Z.: *Modelowanie procesów emisji spalin w warunkach eksploatacji trakcyjnej silników spalinowych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1999.
10. Chłopek Z.: *On selected methods of numerical differentiation on the example of cylindrical pressure course differentiation*, Journal of Kones, Warszawa-Gdynia, 2001.
11. Chłopek Z.: *The subject of task explicitness in numerical differentiation*, Journal of Kones, Warszawa-Gdynia, 2001.
12. Cichy M.: *Model energetyczny systemu silnik - odbiornik w stanach nieustalonych*, Sympozjum „Modelowanie cyfrowe w technice samochodowej”, Kazimierz Dolny, 1989.
13. Cichy M.: *Silniki o działaniu cyklicznym. Podstawy teorii i działania*, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk, 1989.
14. Dhuchakallaya I., Watkin A.: *Auto-ignition of diesel spray using the PDF-Eddy Break-Up model*, Wydawnictwo Elsevier, Applied Mathematical Modelling 34, 2010.
15. Giakoumis E., Rakopoulos C.: *Parametric study of transient turbocharged diesel engine operation from the second-law perspective*, Paper No. 2004-01-1679, Wydawnictwo SAE 2004.

16. Giakoumis E.: *Cylinder wall insulation effects on the first- and second law balances of a turbocharged diesel engine operating under transient load conditions*, Energy Conversion and Management 48, Wydawnictwo Science Direct 2007.
17. He Y., Rutland C.: *Neural cylinder model and its transient results*, Paper No. 2003-01-3232, Wydawnictwo SAE 2003.
18. Head H., Wake J.: *Noise of diesel engine under transient conditions*, Paper No. 800404, Wydawnictwo SAE 1980.
19. Heywood J.B.: *Internal Combustion Engines Fundamentals*, Mc Graw Hill Co. N. Y., 1988.
20. Hountalas D., Kouremenos A.: *Development of a fast and simple simulation model for the fuel injection system of diesel engines*, Wydawnictwo Elsevier, Advances in Engineering Software Vol. 29, No. 1, 1998.
21. Jante A.: *Spezifische Schnellaufzahlen*. ATZ 24, 1933.
22. Jarrier L., Champoussin J.: *Warm-up of a D.I. diesel engine experiment and modeling*, Paper No. 2000-01-0299, Wydawnictwo SAE 2000.
23. Kee R., Blair G.: *Acceleration test method for a high performance two-stroke racing engine*, Paper No. 942478, Wydawnictwo SAE 1994.
24. Kostin A. K., Ermiekbajew K. B.: *Ekspluatacyjnyje reżimy transportnych dizieliej*, Alma-Ata, Nauka, 1988.
25. Krutow W. I.: *Awtomaticzeskoje riegulirowanije dwigatieliej wnutriennogo sgoranija*, Maszynostrojenije, 1968.
26. Krutow W. I.: *Dwigatiel wnutriennowo sgoranija kak riegulirujemyj obiekt*, Maszynostrojenije, 1978.
27. Li J., Ming Z., Xihao L.: *Individual cylinder control of diesel engines*, Paper No. 2002-01-0199, Wydawnictwo SAE 2002.
28. Litak G., Kamiński T., Czarnigowski J., Żukowski D., Wendeker M.: *Cycle-to-cycle oscillations of heat release in a spark ignition engine*, Wydawnictwo Springer, Meccanica 42, 2007.
29. Litak G., Longwic R.: *Analisis of repeatability of Diesel engine acceleration*, Applied Thermal Engineering 29, 3574-3578, 2009.
30. Longwic R., Litak G., Asok K.: *Reccurrence plots for diesel engine variability tests*, Zeitschrift Naturforsch, Sectio A-A Journal of Physical Sciences, 64 a, 96-102, 2009.
31. Longwic R., Litak G., Asok K. Sen, Górski K.: *Analisis of cycle-to-cycle pressure oscillation in a diesel engine*, Mechanical Systems and Signal Processing 2008.

32. Longwic R., Lotko W., Swat M.: *The Effect of Rape Oil – Diesel Oil Mixture Composition on Particulate Matter Emission Level in Diesel Engine*, Paper No. 2001-01-3388, Wydawnictwo SAE 2001.
33. Longwic R., Lotko W.: *Dynamiczne własności pracy silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego nowymi rodzajami paliw węglowodorowych*, Monografia, Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, Radom 2003.
34. Longwic R., Lotko W.: *Selected Aspects of Reformed Diesel Oil Combustion Process*, Paper No. 2002 – 01- 2220, Wydawnictwo SAE 2002.
35. Longwic R.: *Analiza procesu ciśnienia indykowanego silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach nieustalonych*, Monografia. Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, Lublin 2005
36. Longwic R.: *Analiza wpływu mieszanin paliwa roślinnego z olejem napędowym na efektywność pracy silnika wysokoprężnego w warunkach nieustalonych*, Rozprawa doktorska, Politechnika Lubelska, Lublin 1997.
37. Longwic R.: *Cycle – to cycle variations of the parameters of the combustion process in the conditions of free running up of the diesel engine*, Silniki Spalinowe, SC-092, 2009.
38. Longwic R.: *Dynamic Aspects of Work of the Diesel Engine*, Paper No. 2007-01-4210 , Wydawnictwo SAE 2007.
39. Longwic R.: *Modeling the Combustion Process in the Diesel Engine with the use of Neural Networks*, Paper No. 2008-01-2446, Wydawnictwo SAE 2008.
40. Longwic R.: *Modelowanie przebiegu średniego ciśnienia indykowanego silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach rozpędzania z wykorzystaniem sieci neuronowych*. Silniki Spalinowe 2007.
41. Longwic R.: *Wlianie rzeżimow raboty dizjelnogo dwigatielja na niekatoryje paramietry processa sgoranja*. Wjesci Nacjanalnoj Akademii Nauk Bielarusi, No. 1, 2003.
42. Lotko W., Longwic R., Górski K.: *Nieustalone stany pracy silnika wysokoprężnego zasilanego olejem napędowym z eterem etylo – tert butylowym*, Monografia, WNT 2010.
43. Lotko W., Longwic R.: *Nieustalone stany pracy silnika zasilanego paliwem rzepakowym*, Monografia, Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji w Radomiu, Radom 1999.
44. Lotko W.: *Zasilanie silników o zapłonie samoczynnym paliwami węglowodorowymi i roślinnymi*, WNT Warszawa, 1997.
45. Luft S.: *Podstawy budowy silników*, WKiŁ, Warszawa, 2003.

46. Millo F., Ferraro C.: *An experimental investigation on OBD II techniques for fuel injection system monitoring in a common rail passenger car diesel engine*, Paper No. 2009-01-0240, Wydawnictwo SAE 2009.
47. Miyamoto N., Ogawa H., Shibuya M., Fuwa N: *Time series analysis of diesel exhaust gas emissions under transient operation*, Paper No. 930976, Wydawnictwo SAE 1993.
48. Nakayama S., Ibuki T., Hosaki H., Tominaga H.: *An application of a model based combustion control to transient cycle-by-cycle diesel combustion*, Paper No. 2008-01-1311, Wydawnictwo SAE 2008.
49. Narusawa K. i inni: *An EGR control method for heavy-duty diesel engines under transient operations*, Paper No. 900444, Wydawnictwo SAE 1990.
50. Nuzskowski J., Thompson G.: *The influence of accelerator pedal position control during transient laboratory testing on heavy duty diesel engine*, Paper No. 2009-01-00619, Wydawnictwo SAE 2009.
51. Ogawa H., Miyamoto N., Reksowardojo I.: *Cycle-to-cycle transient characteristics of exhaust gas emissions from a diesel engine with different increasing and decreasing load patterns*, Paper No. 970750, Wydawnictwo SAE 1997.
52. Patrachalcew I. N., Sokołow J. A.: *Nieustanowiwiesziesja rieżimy raboty dwigatieliej*, Informiaonmasz, Moskwa, 1976.
53. Piętak A.: *Diagnozowanie silników o ZS na podstawie przebiegu procesu przejściowego*, Monografia, Poznań, 1998.
54. Qiao J., Dent J., Garner C.: *Diesel engine modeling under steady and transient conditions using a transputer based concurrent computer*, Paper No. 922226, Wydawnictwo SAE 1992.
55. Rakopoulos C., Giakoumis E.: *Availability analysis of a turbocharged diesel engine operating under transient load conditions*, Wydawnictwo Elsevier, Energy vol. 29, 2004.
56. Rakopoulos C., Giakoumis E.: *Review of thermodynamic diesel engine simulations under transient operating conditions*, Paper No. 2006-01-0884, Wydawnictwo SAE 2006.
57. Rakopoulos C., Giakoumis E.: *Simulation and analysis of a naturally aspirated IDI Diesel engine under transient conditions comprising the effect of various dynamic and thermodynamic parameters*, Wydawnictwo Pergamon, Energy Convers. Mgmt vol. 39, No. 5/6, 1998.

58. Rakopoulos C., Giakoumis E.: *Simulation and exergy analysis of transient diesel engine operation*, Wydawnictwo Pergamon, Energy vol. 22, No. 9, 1997.
59. Rakopoulos C., Giakoumis E.: *Diesel Engine Transient Operation - Principles of Operation and Simulation Analysis*, Wydawnictwo Springer 2009.
60. Resch T., Klarin B.: *Analysis of engine dynamic under transient run-up conditions*, Paper No. 2004-01-1454, Wydawnictwo SAE 2004.
61. Różycki A.: *Pomiary ciśnień szybkozmiennych w silniku o zapłonie samoczynnym*, Praca zamawiana, Politechnika Radomska, 1996.
62. Sen A. i inni: *Wavelet Analysis of Cycle-to-Cycle Pressure Variations in an Internal Combustion Engine*, Chaos, Solitons & Fractals 38, 2008.
63. Serrano J. i inni: *Cycle-to-cycle diesel combustion characterization during engine transient operation*, Paper No. 2001-01-3262, Wydawnictwo SAE 2001.
64. Vachtsevanos G., Boukas T.: *Modeling and control of transient engine conditions*, Wydawnictwo SAE, 2001-01-3231, 2001.
65. Voos W.: *Dynamic engine testing*, Paper No. 920254, Wydawnictwo SAE 1992.
66. Wajand J. A., Wajand J. T.: *Tłokowe silniki spalinowe*, WNT, Warszawa, 1993.
67. Wendeker M.: *Dynamiczny model silnika wysokoprężnego z wtryskiem bezpośrednim*, Rozprawa doktorska, Politechnika Lubelska, 1991.
68. Whitehouse N., Way R.: *Proceedings of the institute of mechanical engineers*, 184, 17, 1969-1970.
69. Wijetunge R.: *Dynamic behavior of a high-speed, direct injection diesel engine*, Paper No. 1999-01-0829, Wydawnictwo SAE 1999.
70. Wimmer A., Glaser J.: *Indykowanie silnika*, Wydawnictwo Instytutu Zastosowań Techniki Sp. z o. o., tłumaczenie i redakcja wydania polskiego Piernikarski D., Warszawa, 2004.
71. Żdanowski N.S. i inni : *Nieustanowiwsziesia rieżimy porsziowych i gazoturbinnych dwigatielej awtotraktornowo tipa*, Maszynostrojienije, 1974.