

**STUDIA I MONOGRAFIE**

z. 312

**Zasilanie silników wysokoprężnych  
pojazdów pozadrogowych**

**pod redakcją Andrzeja Bieńka**



**POLITECHNIKA OPOLSKA**

ISSN 1429-6063

Opole 2012 ISBN 978-83-62736-60-7

## **POLITECHNIKA OPOLSKA**

### **KOMITET REDAKCYJNY**

Andrzej KNAPIK, Jan KUBIK,  
Tadeusz ŁAGODA – przewodniczący,  
Mariusz MIGAŁA, Iwona MULICKA,  
Jan SADECKI, Małgorzata WRÓBLEWSKA

Recenzent:  
prof. dr hab. inż. Sławomir LUFT

Redaktor:  
Andrzej KNAPIK

Komitet Redakcyjny Wydawnictw Politechniki Opolskiej  
ul. Prószkowska 76

Skład: Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej  
Nakład: 150 egz. Ark. wyd. 10,4. Ark. druk. 10,0.  
Druk i oprawa: Sekcja Poligrafii Politechniki Opolskiej

## Spis treści

Wykaz ważniejszych oznaczeń i skrótów .....	5
<b>1. Wprowadzenie (Bieniek A.) .....</b>	<b>7</b>
<b>2. Normy emisji spalin pojazdów nonroad (Bieniek A.).....</b>	<b>11</b>
2.1. Warunki i wymogi .....	11
2.2. Procedury przeprowadzania cyklu badawczego.....	13
2.3. Wymagania odnośnie aparatury pomiarowej .....	17
2.4. Procedury tworzenia cykli badawczych .....	19
2.5. Cykle badawcze a rzeczywiste warunki pracy silnika .....	22
<b>3. Zmodyfikowany układ zasilania (Mamala J.).....</b>	<b>27</b>
3.1. Charakterystyka bazowego układu zasilania.....	27
3.2. Mechatroniczna rzędowa pompa wtryskowa .....	30
3.3. Badania wstępne zmodyfikowanego układu zasilania .....	41
3.3.1. Badania symulacyjne .....	41
3.3.2. Badania stanowiskowe.....	44
<b>4. Sterowanie układem wtryskowym (Bieniek A., Mamala J., Graba M., Lechowicz A.) .....</b>	<b>51</b>
4.1. Charakterystyka systemu sterowania .....	51
4.2. Układy pomiarowo-sterujące .....	55
4.3. Wpływ sterowania na wybrane wskaźniki pracy silnika.....	58
<b>5. Badania elementów systemu recyrkulacji spalin (Lenc-Brol A., Brol S.) .....</b>	<b>69</b>
5.1. Zastosowanie systemu recyrkulacji spalin .....	69
5.2. Konstrukcja zaworu EGR .....	70
5.3. Modelowanie przepływu gazów w układzie recyrkulacji spalin.....	70
5.4. Badania stanowiskowe parametrów pracy zaworu EGR .....	77
5.4.1. Metodyka i warunki badań.....	77
5.4.2. Wpływ zmniejszenia średnicy otworu wylotowego na przepływ gazu przez zawór EGR .....	78
5.4.3. Estymowana charakterystyka przepływowa zaworu EGR.....	80
5.4.4. Wpływ szczelności na charakterystykę przepływu przez zawór .....	85
5.5. Optymalizacja działania zaworu EGR w układzie recyrkulacji spalin .....	86
5.5.1. Rozdzielczość sterowania przepływem.....	86
5.5.2. Wytyczne do sterowania zaworem EGR.....	90

<b>6. Sterowanie układem recyrkulacji spalin (Bieniek A., Graba M.) .....</b>	<b>93</b>
6.1. Podstawowe zależności .....	93
6.2. Sposoby sterowania .....	94
6.3. Koncepcyjny układ monitorowania recyrkulacji spalin oparty na pomiarze temperatury gazów .....	96
6.4. Specyfikacja układu sterowania zaworem EGR.....	99
6.5. Sterowanie zaworem EGR a emisja spalin.....	103
<b>7. Modelowanie w środowisku Matlab (Augustynowicz A.).....</b>	<b>113</b>
7.1. Opracowanie modelu matematycznego rzędowej pompy wtryskowej .....	113
7.1.1. Wyprowadzenie wzorów dla charakterystyk pompy wtryskowej .....	113
7.1.2. Charakterystyki pompy wtryskowej.....	116
7.2. Model matematyczny silnika o zapłonie samoczynnym w środowisku Matlab/Simulink.....	118
7.2.1. Ruch korbowaodu .....	118
7.2.2. Proces sprężania i rozprężania ładunku.....	120
7.2.3. Spalanie .....	124
7.2.4. Siły w mechanizmie korbowym. Regulacja prędkości obrotowej.....	126
7.2.5. Silnik czterocylindrowy.....	129
7.2.6. Wyniki symulacji .....	130
<b>8. Koncepcyjny otwarty system sterowania zasilaniem     silnika (Bieniek A.).....</b>	<b>133</b>
8.1. Główne założenia systemu .....	133
8.2. Analiza procesu spalania .....	136
8.3. Analiza przebiegu prędkości obrotowej .....	140
<b>9. Podsumowanie (Bieniek A., Mamala J.) .....</b>	<b>145</b>
Literatura .....	149
Streszczenie .....	153

## Wykaz ważniejszych oznaczeń i skrótów

$A_0$	– pole przekroju obudowy zaworu EGR, mm <sup>2</sup> ,
$A_1$	– pole przekroju przepływu dla grzybka zaworowego, mm <sup>2</sup> ,
$A_2$	– pole przekroju przepływu otworu wylotowego zaworu EGR, mm <sup>2</sup> ,
$AF_{st}$	– stechiometryczny iloraz powietrza do paliwa, kg/kg (dla oleju napędowego 14,5),
$c_{pp}$	– ciepło właściwe powietrza, kJ/(kg·K),
$c_{pEGR}$	– ciepło właściwe spalin, kJ/(kg·K),
$c_{pin}$	– ciepło właściwe ładunku, kJ/(kg·K),
$c_{CO_2}$	– stężenie CO <sub>2</sub> w spalinach, %,
$c_{CO}$	– stężenie CO w spalinach, ppm,
$c_{HC}$	– stężenie HC w spalinach, ppm,
$d$	– średnica otworu wylotowego zaworu EGR, mm,
$E_{fi}$	– emisja całkowita składnika spalin i (CO, HC, NO <sub>x</sub> ),
$E_{ci}$	– emisja składnika spalin i (CO, HC, NO <sub>x</sub> ), w czasie testu po zimnym rozruchu,
$E_{wi}$	– emisja składnika spalin i (CO, HC, NO <sub>x</sub> ), w czasie testu po gorącym rozruchu,
$E_r$	– całkowita emisja względna,
$E_{rNO_x}$	– emisja względna tlenków azotu,
$E_{rPM}$	– emisja względna cząstek stałych,
$i$	– kolejny numer fazy cyklu ( $i = 1 \dots 8$ ),
$I_b$	– biegunowy moment bezwładności hamulca dynamometrycznego, kg·m <sup>2</sup> ,
$j$	– kolejny badany składnik spalin ( $j = NO_x, HC, CO, PM$ ),
$k_i$	– współczynnik wagowy dla fazy i cyklu testowego,
$M_r$	– rzeczywisty moment obrotowy, N·m,
$M\%$	– procentowa wartość znormalizowanego momentu obrotowego dla danej prędkości obrotowej, %,
$M_{max}$	– maksymalny moment obrotowy dla danej prędkości obrotowej, N·m,
$M_m$	– zmierzony moment obrotowy, N·m,
$m_{NO_x}$	– jednostkowa masa emisji NO <sub>x</sub> , g·kWh <sup>-1</sup> ,
$m_{PM}$	– jednostkowa masa emisji PM, g·kWh <sup>-1</sup> ,
$m_{NO_x \max}$	– maksymalna jednostkowa emisja NO <sub>x</sub> , g·kWh <sup>-1</sup> ,
$m_{PM \max}$	– maksymalna jednostkowa emisja PM, g·kWh <sup>-1</sup> ,
$\dot{m}_{exhw}$	– chwilowe masowe natężenie przepływu spalin, kg/s,
$\dot{m}_{airw}$	– chwilowe masowe natężenie przepływu powietrza, kg/s,
$\dot{m}_{fuel}$	– chwilowe masowe natężenie przepływu paliwa, kg/s,

---

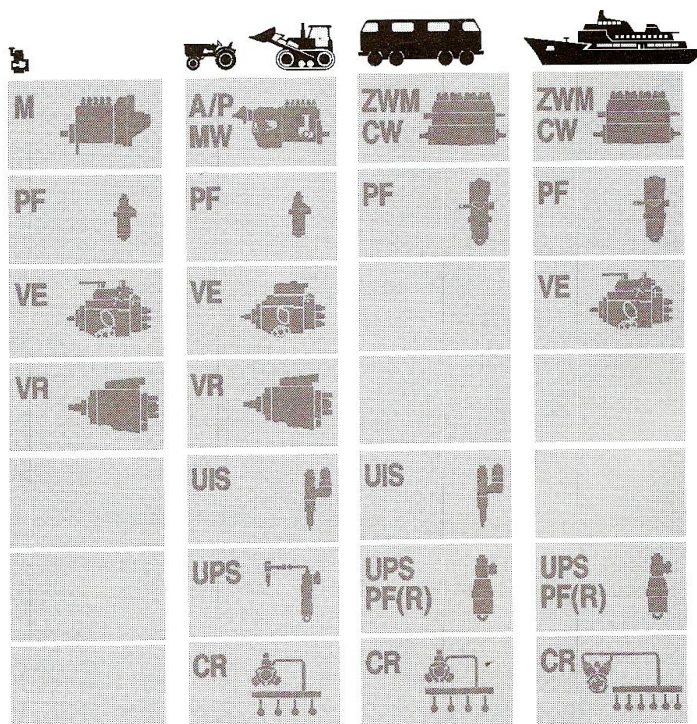
$n_{sm}$	– prędkość obrotowa wału korbowego niska, obr·min <sup>-1</sup> ,
$n_b$	– prędkość obrotowa wału korbowego wysoka, obr·min <sup>-1</sup> ,
$n_r$	– rzeczywista prędkość obrotowa wału korbowego silnika, obr·min <sup>-1</sup> ,
$n_{ref}$	– prędkość obrotowa odniesienia wału korbowego, obr·min <sup>-1</sup> ,
$n\%$	– procentowa wartość znormalizowanej prędkości, %,
$n_{idle}$	– prędkość obrotowa wału korbowego silnika biegu jałowego, obr·min <sup>-1</sup> ,
$p_s$	– ciśnienie otoczenia, kPa,
$P_f$	– ciśnienie wtrysku paliwa, MPa (bar),
$P_i$	– ciśnienie gazów w cylindrze, MPa (bar),
$\Delta P$	– różnica ciśnień pomiędzy króćcem wejściowym a wyjściowym zaworu EGR, kPa,
$\rho$	– gęstość powietrza kg/m <sup>3</sup> ,
$w$	– wagowy wskaźnik emisji,
$\omega$	– prędkość kątowna silnika, rad/s,
$\dot{\omega}_b$	– przyspieszenie kątowe osi hamulca, rad·s <sup>-2</sup> ,
$R_e$	– liczba Reynoldsa,
$T_1$	– temperatura powietrza, K,
$T_2$	– temperatura spalin, K,
$T_3$	– temperatura ładunku, K,
$t_o$	– czas początku cyklu NRTC, s,
$t_c$	– czas końca cyklu NRTC, s,
$\lambda$	– współczynnik nadmiaru powietrza,
$\lambda_{str}$	– współczynnik strat przepływu,
$X_{EGR}$	– stopień recyrkulacji spalin,
CAN	– Controler Area Network,
ECU	– Electronic Control Unit – elektroniczna jednostka sterująca,
EGR	– Exhaust Gas Recirculation – recyrkulacja spalin,
DMP	– dolny martwy punkt,
GMP	– górny martwy punkt,
NRSC	– NonRoad Stationary Cycle – cykl stacjonarny pojazdów pozadrogowych,
NRTC	– NonRoad Transient Cycle – cykl dynamiczny pojazdów pozadrogowych,
PM	– Particulate Mater – cząstki stałe,
OWK	– obrót wału korbowego.

# 1. WPROWADZENIE

Wśród wielu rodzajów pojazdów i maszyn wyposażonych w tradycyjne silniki spalinowe można wyróżnić te, które poruszają się i wykonują swoje zadania głównie poza drogami utwardzonymi. Grupa ta nazywana jest często pojazdami typu off-road [47, 70] bądź też w ustawodawstwie dotyczącym między innymi norm emisji spalin jako nonroad [14–16, 33, 67]. Obie nazwy określające tę grupę pojazdów można spotkać w literaturze obcojęzycznej, ale również w polskich publikacjach dotyczących omawianej grupy pojazdów [47]. Czasami proponuje się alternatywne określenie ich jako pojazdy pozadrogowe lub o zastosowaniach pozadrogowych [45]. Do rozważanej grupy można zaliczyć szeroki wachlarz różnego rodzaju pojazdów począwszy od spalinowych kosiarzek do trawy przez stacjonarne i mobilne agregaty i zespoły prądotwórcze oraz szereg pojazdów używanych w rolnictwie czy leśnictwie (ciągniki, kombajny, zrywarki itp.), maszyny i pojazdy budowlane (koparki, spychacze, ładowarki, itp.), aż po lokomotywy spalinowe czy jednostki pływające. Ta bardzo szeroka grupa pojazdów posiada podgrupy o bardzo zróżnicowanych cechach użytkowych, co przekłada się na potrzebę zastosowania różnego rodzaju rozwiązań szczegółowych, jeżeli chodzi o silnik oraz jego osprzęt. Specyfika zastosowań poszczególnych grup pojazdów predysponuje jednak głównie do zastosowania (z nielicznymi wyjątkami) silnika o zapłonie samoczynnym. W praktyce więc spotyka się współcześnie głównie silniki wysokoprężne zasilane olejem napędowym, choć coraz częściej pojawiają się konstrukcje, które mogą być zasilane również innymi paliwami – tzw. paliwami alternatywnymi, do których możemy zaliczyć np. alkohole (metanol, etanol), estry metylowe wyższych kwasów tłuszczowych, paliwa uzyskane z biomasy itp. Przystosowanie poszczególnych grup do wykonywania specyficznych zadań posiada swoje odbicie w różnorodności konstrukcyjnej jednego z najistotniejszych systemów silnika, jakim jest układ wtryskowy (rys. 1.1.).

Dominujący w przypadku pojazdów drogowych trend do stosowania zasobnikowego wysokociśnieniowego układu zasilania paliwem typu Common Rail, jest w niektórych grupach pojazdów pozadrogowych znacznie mniej wyraźny. Jest to związane z wieloma aspektami użytkowania tego typu pojazdów oraz przepisami emisji substancji szkodliwych. W wielu przypadkach istotne jest zapewnienie bardzo wysokiej trwałości, niezawodności oraz znacznej tolerancji na warunki eksploatacji (m.in. jakość stosowanego paliwa, możliwość zastosowania paliw alternatywnych, zapylenie, itp.). Nie bez znaczenia jest także łatwość obsługi, sprostanie niektórym przyzwyczajeniom użytkowników oraz cena końcowa danego rozwiązania. W związku z tym na rynku można znaleźć

wiele konstrukcji opartych na klasycznych bardzo trwałych rozwiązaniach (rzędowe bądź indywidualne pompy wtryskowe, indywidualne zespoły wtryskowe).



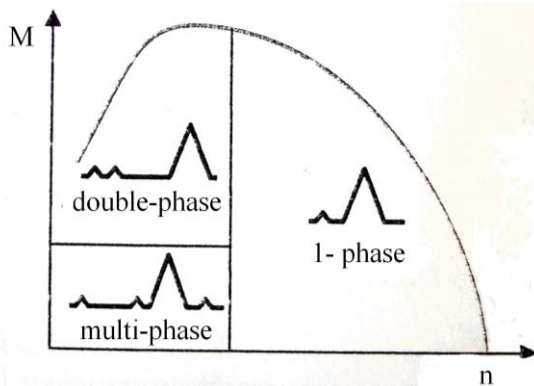
**Rys. 1.1.** Zastosowanie układów wtryskowych do różnych rodzajów pojazdów nonroad: (M, A/P, MW, ZWM, CW – rzędowe pompy wtryskowe; PF – indywidualne pompy wtryskowe, VE – osiowe rozdzielaczowe pompy wtryskowe, VR – promieniowe rozdzielaczowe pompy wtryskowe, UIS – pompowtryskiwacze, UPS, PF(R) – indywidualne zespoły wtryskowe, CR – zasobnikowe układy Common Rail [9])

Rozwiązania te, choć posiadają pewne ograniczenia (m.in. jeżeli chodzi o podział dawki na fazy), próbują konkurować z zaawansowanymi technicznie układami zasobnikowymi. Jednym z istotnych aspektów konkurencyjności klasycznych układów wtryskowych jest spełnienie coraz bardziej rygorystycznych norm emisji spalin wprowadzanych z całą stanowczością przepisach regulujących emisję pojazdów nonroad [14–16, 67]. Spełnienie przyszłościowych norm emisji wymaga zastosowania pozasilnikowych metod ograniczenia emisji (katalizator zasobnikowy, filtr cząstek stałych). W tym aspekcie nie bez znaczenia pozostaje wpływ układów zasilania oraz napełniania silnika (recyrkulacja spalin, system doładowania silnika, układ wtryskowy) na przebieg samego procesu spalania. Bardzo ważne z punktu widzenia wpływu na przebieg procesu spalania ma sterowanie wtryskiem paliwa z możliwością podziału dawki paliwa na fazy. Połączenie zalet rozwiązań klasycznych z poprawą możliwości sterowania daw-



ką paliwa dzięki zmodyfikowaniu konstrukcji daje realne możliwości dalszego rozwoju układów opartych na rzędowych bądź indywidualnych pompach wtryskowych.

Dla użytkowników rozważanego typu pojazdów bardzo istotne są koszty eksploatacji obejmujące oprócz zużycia paliwa, również naprawy oraz związane z nimi koszty nieplanowanych przestoju. Klasyczne układy dzięki bardzo dużej trwałości i niezawodności, ale także dużej tolerancji na jakość paliwa, mogą tutaj stanowić konkurencję do nowoczesnych układów zasobnikowych. Połączenie korzystnych ze względu na eksploatację cech konstrukcyjnych sprawdzonych od wielu lat klasycznych układów zasilania paliwem ze zwiększonymi choć ograniczonymi możliwościami sterowania dawkowaniem paliwa charakterystycznymi dla wysokociśnieniowych układów zasobnikowych wydaje się być w przypadku pojazdów nonroad rozwiązaniem bardzo pożądanym. Z tego względu uzyskanie takiego rozwiązania układu zasilania paliwem, które spełni postawione powyżej podstawowe wymagania wiąże się z modyfikacją klasycznych konstrukcji układów wtryskowych. Głównym celem takiej modyfikacji powinna być wobec tego minimalna ingerencja w układ wytwarzania wysokiego ciśnienia, przy umożliwieniu kształtowania jego przebiegu w taki sposób, aby możliwe stało się wtryskiwanie paliwa w kilku fazach. Podział dawki na odpowiednią liczbę faz powinien zapewnić ograniczenie emisji substancji szkodliwych, a równocześnie poprawić inne istotne wskaźniki pracy silnika (m.in. zmniejszenie zużycia paliwa, ograniczenie hałaśliwości). Jak pokazują wyniki badań niektórych badaczy [67] wystarczająca w przypadku pojazdów nonroad może okazać się możliwość podziału dawki maksymalnie na 3 fazy (rys. 1.2).



**Rys. 1.2.** Możliwość podziału dawki paliwa na fazy silnika pojazdu nonroad w polu charakterystyki zewnętrznej [10]

Analizując przewidywane główne pole pracy silnika rozważanych pojazdów można stwierdzić, że pracują one znaczną część czasu w polu, w którym wystarcza wtrysnięcie dawki podzielonej na maksymalnie 2 fazy. Podział na

większą liczbę faz może przyczynić się oprócz ograniczenia emisji substancji szkodliwych także do znacznego ograniczenia drgań silnika, a w rezultacie zmniejszenia jego hałaśliwości. Rozpatrywana wynikowa konstrukcja zmodyfikowanego klasycznego układu zasilania powinna więc zapewnić wtrysk dawki paliwa w kilku fazach (przynajmniej w 2 fazach) z możliwością zmian zarówno ilości paliwa jak i położenia danej fazy wtrysku. Liczba faz, ich położenie oraz udział całkowitej dawki paliwa w poszczególnych fazach wymaga jednak przeprowadzenia bardzo szczegółowych badań.

Sprawnie działający układ zasilania paliwem z możliwością sterowania dawką paliwa jest podstawą do spełnienia wymagań zawartych w normach emisji spalin. Jest to jednak warunek niewystarczający, wymagający uzupełnienia o stosowny układ sterowania napełnieniem silnika wykorzystującym recyrkulację spalin. W aspekcie rosnących wymagań odnośnie emisji tlenków azotu zawartych w przyszłościowych normach stosowanie prostego sterowania ilością zawracanych spalin jest niewystarczające. Skoro jednym z głównych elementów odpowiedzialnych za działanie układu recyrkulacji spalin jest zawór decydujący o ilości spalin kierowanych ponownie do komory spalania, to w niniejszej pracy zaproponowano również modyfikację tego elementu. Główny nacisk położono na zwiększenie możliwości sterowania dzięki rozbudowaniu układu wykonawczego zaworu oraz wprowadzeniu zaawansowanych algorytmów sterowania.

Mając powyższe wytyczne na uwadze, postanowiono zastosować w silniku badawczym rzędową pompę wtryskową, którą poddano stosownym modyfikacjom (uzyskując zmechanizowaną pompę wtryskową) oraz wprowadzić w układzie recyrkulacji spalin zmiany konstrukcyjne i sterowanie zaworem EGR.

Głównym celem niniejszego opracowania jest więc zbadanie możliwości poprawy wybranych wskaźników pracy silnika pojazdu nonroad dzięki zastosowaniu mechatronicznej rzędowej pompy wtryskowej oraz zaawansowanego sterowania układem recyrkulacji spalin. W pracy duży nacisk położono na ograniczenie emisji tlenków azotu ( $\text{NO}_x$ ) oraz cząstek stałych (PM) w aspekcie spełnienia przyszłościowych norm emisji spalin.

## 2. NORMY EMISJI SPALIN POJAZDÓW NONROAD

### 2.1. Warunki i wymogi

Wśród norm emisji spalin dla pojazdów poruszających się głównie poza drogami utwardzonymi, (pojazdy nonroad), w Europie obowiązują normy Euro, które w znacznej mierze nawiązują do regulacji zawartych w normach Tier (EPA Nonroad Regulation, 40 CFR 89; 40 CFR1039; 40 CFR 1068) obowiązujących m.in. w USA [7, 8]. Oprócz tego inne ograniczenia występują w Indiach (normy Bharat), Japonii (MOE, MOC, MOT) oraz Rosji [14, 33, 47, 67]. Ograniczenie emisji pojazdów nonroad w Europie jest zapisane w odpowiedniej dyrektywie EU-Nonroad Directive 97/68/EC (2004/26/EC), dodatkowo uzupełnionej w przypadku ciągników rolniczych o dyrektywy 2000/25/EC oraz 2005/13/EC [14, 16, 47, 67]. Szczegółowe poziomy dopuszczalnej emisji poszczególnych składników spalin przedstawiono w tabeli 2.1.

**Tabela 2.1.**

Dopuszczalna emisja pojazdów nonroad wg EU -97/68/EC [67]

Zakres mocy $P_{max}$ , kW	NO <sub>x</sub> , g/kWh	HC, g/kWh	CO, g/kWh	PM, g/kWh	Data wprowa- dzenia
	NO <sub>x</sub> +NMHC				
<b>Etap I</b>					
$37 \leq P_{max} < 75$	9,2	1,3	6,5	0,85	1999
$75 \leq P_{max} < 130$	9,2	1,3	5,0	0,70	1999
$130 \leq P_{max} < 560$	9,2	1,3	5,0	0,54	1999
<b>Etap II</b>					
$18 \leq P_{max} < 37$	8,0	1,5	5,5	0,8	2001
$37 \leq P_{max} < 75$	7,0	1,3	5,0	0,4	2004
$75 \leq P_{max} < 130$	6,0	1,0	5,0	0,3	2003
$130 \leq P_{max} < 560$	6,0	1,0	3,5	0,2	2002
<b>Etap IIIa</b>					
$19 \leq P_{max} < 37$	7,5		5,5	0,6	2007
$37 \leq P_{max} < 75$	4,7		5,0	0,4	2008
$75 \leq P_{max} < 130$	4,0		5,0	0,3	2007
$130 \leq P_{max} < 560$	4,0		3,5	0,2	2006
<b>Etap IIIb</b>					
$37 \leq P_{max} < 56$	4,7		5,0	0,025	2013
$56 \leq P_{max} < 75$	3,3	0,19	5,0	0,025	2012
$75 \leq P_{max} < 130$	3,3	0,19	5,0	0,025	2012
$130 \leq P_{max} < 560$	2,0	0,19	3,5	0,025	2011
<b>Etap IV</b>					
$56 \leq P_{max} < 130$	0,4	0,19	5,0	0,025	2014
$130 \leq P_{max} < 560$	0,4	0,19	3,5	0,025	2014

Pomiar emisji w poszczególnych zakresach mocy maksymalnej silnika odbywa się według wytycznych zawartych w dyrektywie, a opartych o cykle obciążeniowe stacjonarne ISO 8178, ECE R49, ESSC (European Steady State Cycle) lub NRSC (Non Road Stationary Cycle) opartym na ECE R49 i niestacjonarne NRTC (Nonroad Transient Cycle) [14, 16, 47, 67]. W przypadku cykli podzielono pojazdy i maszyny nonroad na grupy w zależności od zastosowania:

- C1, C2 – pojazdy typu nonroad,
- D1, D2 – maszyny pracujące ze stałą prędkością obrotową,
- F – lokomotywy,
- G1, G2, G3 – pojazdy i maszyny ogrodnicze, inne maszyny użytkowe,
- E1, E2, E3, E4, E5 – zastosowania do żeglugi śródlądowej (napęd śrub okrętowych o stałym i zmiennym skoku).

W tabeli 2.2 przedstawiono przykładowe punkty pomiarowe cyklu stacjonarnego typu B wg ISO 8178 dotyczące wybranej grup pojazdów nonroad dla cyklu NRSC. W badanym cyklu dokonuje się pomiaru emisji składników spalin z odpowiednią wagą przy różnych wartościach obciążenia silnika oraz podczas pracy silnika na biegu jałowym. Określone w cyklu wartości prędkości znamionowej i pośredniej wału korbowego silnika (zawartej w zakresie 60% do 75% prędkości znamionowej) odpowiadającej prędkości obrotowej maksymalnego momentu obrotowego silnika [70].

Tabela 2.2

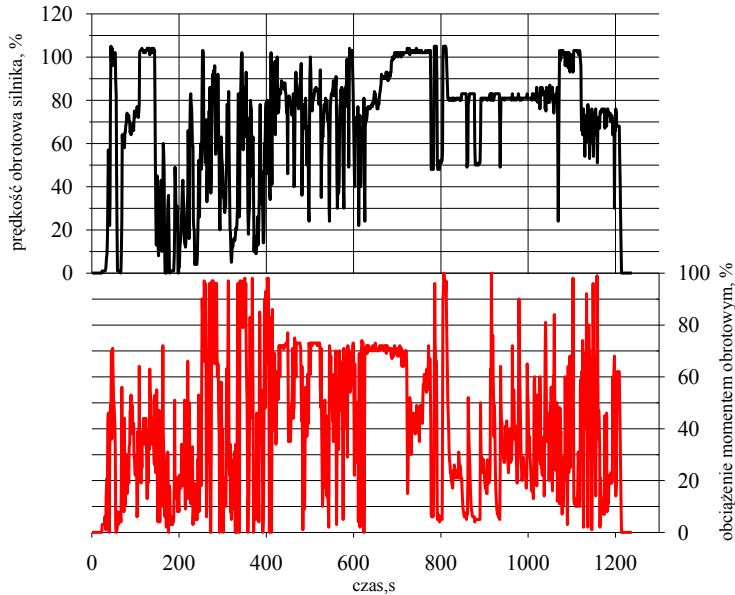
Przykładowe fazy cyklu NRSC w teście stacjonarnym ISO 8178 [70]

Faza cyklu B-cycle	Prędkość obrotowa	Obciążenie %	Cykl/współczynnik wagowy				
			C1	C2	D1	D2	G1
1	znamionowa	100	0,15		0,3	0,05	
2	$n_{P_{max}}$ dla $P_{max}$	75	0,15		0,5	0,25	
3		50	0,15		0,2	0,30	
4		25		0,06		0,30	
5		10	0,1			0,10	
6		pośrednia,	100	0,1	0,02		
7	$n_{T_{max}}$ dla $T_{max}$ ( $0,6 n_{P_{max}}$ - $0,75 n_{P_{max}}$ )	75	0,1	0,05			0,20
8		50	0,1	0,32			0,29
9		25		0,30			0,30
10		10		0,10			0,07
11		b. jałowy	0	0,15	0,15		

Przedstawiony cykl NRSC ma zastosowanie głównie w przypadku pomiaru emisji spalin spalinyowych pojazdów nonroad i jest stosowany w obowiązującej normie Euro IIIa oraz wcześniejszych jej wersji (Euro I, II).

Natomiast inny cykl NRTC (Non Road Transient Cycle) (rys. 2.1) stosuje się do pomiaru emisji składników spalin oraz cząstek stałych pojazdów nonroad

w stanach przejściowych. Cykl ten jest stosowany w przypadku norm Euro Stage IIIb oraz IV [14, 16, 21, 67].



Rys. 2.1. Cykl niestacjonarny NRTC [5]

## 2.2. Procedury przeprowadzania cyklu badawczego

Badanie emisji składników spalin zgodnie z wymogami norm EURO [15, 67] powinno przeprowadzać się w warunkach otoczenia spełniających wymagania odnośnie temperatury i ciśnienia, które zawiera parametr  $f_a$  zadany następującymi zależnościami:

- dla silników niedoładowanych i doładowanych mechanicznie

$$f_a = \left( \frac{99}{p_s} \right) \cdot \left( \frac{T}{298} \right)^{0,7} \quad (2.1)$$

- dla silników doładowanych turbosprężarką

$$f_a = \left( \frac{99}{p_s} \right)^{0,7} \cdot \left( \frac{T_s}{298} \right)^{1,5} \quad (2.2)$$

gdzie:

$p_s$  – ciśnienie otoczenia (powietrze suche), KPa

$T_s$  – temperatura otoczenia, K

z równoczesnym osiągnięciem wartości współczynnika  $f_a$  z zakresu 0,96 – 1,06. Utrzymanie wartości parametru  $f_a$  w zadanym wąskim polu tolerancji pozwala na przeprowadzenie badań w powtarzalnych warunkach otoczenia dla poszczególnych sposobów napełnienia silnika powietrzem.

Wytyczne dotyczące pomiaru emisji składników spalin według norm Euro podają również wiele innych warunków dotyczących m.in. temperatury paliwa na wejściu do pompy wtryskowej, która powinna zawierać się w przedziale 306–316 K, oraz dodatkowo temperatury czynnika chłodzącego stosowanego w przypadku silników spalinowych, w których zastosowano chłodnicę doładowywanego powietrza w przypadku przeprowadzania testu NRTC [70]. Równocześnie należy dokonać pomiaru prędkości obrotowej, obciążenia silnika, temperatury powietrza dolotowego, natężenia przepływu paliwa, natężenia przepływu powietrza lub spalin.

Uwagi wymaga również kwestia odpowiedniego przygotowania i kalibracji aparatury do pomiaru emisji zarówno cząstek stałych jak i składników spalin ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{NO}_x$ ,  $\text{HC}$ ,  $\text{O}_2$ ).

Zarejestrowane wartości emisji składników spalin w cyklu stacjonarnym należy uśrednić, biorąc pod uwagę ostatnich 60 sekund każdej fazy cyklu (sekwencji pomiarowej) przedstawionego w tabeli 2.2, wyznaczając w tych punktach pracy silnika spalinowego średnie wartości stężeń  $\text{HC}$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{NO}_x$  oraz  $\text{CO}_2$ .

Do określania emisji cząstek stałych stosuje się układ rozcieńczenia spalin, który może być zrealizowany jako układ rozcieńczenia przepływu częściowego lub układ rozcieńczenia przepływu całkowitego. Pobieranie cząstek stałych może odbywać się dzięki zastosowaniu jednej z niżej wymienionych metod:

- jednofiltrowa – wymagana jest jedna para filtrów dla cyklu testu,
- wielofiltrowa – wymagana jest jedna para filtrów dla każdej pojedynczej fazy danego testu.

Pobieranie próbek powinno trwać przynajmniej 20 sekund w przypadku metody jednofiltrowej oraz 60 sekund w przypadku metody wielofiltrowej.

Do testów należy zastosować filtry z włókna szklanego pokryte fluoropochodnymi węglowodorów lub filtry membranowe na bazie fluoropochodnych węglowodorów (do specjalnych zastosowań dopuszczalne jest zastosowanie innych materiałów filtracyjnych). Jedną z istotnych wymagań odnośnie użytych do pomiaru filtrów jest efektywność ich filtrowania co najmniej 99% cząstek DOP (ftalany dioktylu) o wymiarach  $0,3 \mu\text{m}$  przy prędkości przepływających spalin w zakresie od  $0,35 \text{ m/s}$  do  $1 \text{ m/s}$ .

Emisja cząstek stałych w spalinach określana jest na podstawie całkowitej masy próbek przechodzących przez filtry jako suma masy cząstek stałych zebranych na filtry pierwotnym i wtórnym. Masę cząstek stałych oblicza się z różnicy pomiędzy masą filtra przed rozpoczęciem testu oraz masą wyznaczoną po jego zakończeniu, przy czym ważenie przeprowadza się przy określonych warunkach, które szczegółowo opisano w pracy [14, 15, 16].

W przypadku testu wykonywanego według cyklu niestacjonarnego przeprowadza się go dwukrotnie:

- po zimnym rozruchu i kondycjonowaniu silnika – test rozpoczyna się od momentu osiągnięcia stanu cieplnego silnika z przedziału 20 – 30°C, tj. czynnika chłodzącego, oleju smarującego, urządzeń pomocniczych oraz elementów systemu oczyszczania spalin,
- po gorącym rozruchu – test rozpoczyna się bezpośrednio po zakończeniu wcześniejszego cyklu (zimny rozruch) z uwzględnieniem 20-minutowego okresu kondycjonowania silnika w stanie nagrzanym poprzedzającego właściwą część testu.

Do końcowej analizy emisji poszczególnych składników spalin oraz cząstek stałych przyjmuje się odpowiednie wagi zgodnie z zależnością

$$E_{fi} = 0,1E_{ci} + 0,9E_{wi} \quad (2.3)$$

gdzie:

$E_{fi}$  – emisja całkowita składnika spalin i (CO, HC, NO<sub>x</sub>),

$E_{ci}$  – emisja składnika spalin i (CO, HC, NO<sub>x</sub>), w czasie testu po zimnym rozruchu,

$E_{wi}$  – emisja składnika spalin i (CO, HC, NO<sub>x</sub>), w czasie testu po gorącym rozruchu.

W trakcie trwania cyklu, jak już wspomniano, dokonuje się pomiaru emisji składników spalin z równoczesną rejestracją innych parametrów silnika, tj. momentu obrotowego i prędkości obrotowej wału korbowego badanego silnika na stanowisku dynamometrycznym (hamowni silnikowej lub pojazdowej). Pracę wykonaną przez silnik podczas całego cyklu otrzymuje się dzięki całkowaniu mocy silnika względem czasu wg zależności 2.4.

$$W_e = \int_{t_o}^{t_c} N_e dt \quad (2.4)$$

gdzie:

$t_o$  – czas początku cyklu NRTC, s,

$t_c$  – czas końca cyklu NRTC, s.

Moc silnika otrzymuje się przez stosowne przeliczenie z wykorzystaniem zależności 2.5 jako iloraz zmierzonego momentu obrotowego silnika i prędkości obrotowej wału korbowego silnika.

$$N_e = M\omega \quad (2.5)$$

gdzie:

$M$  – moment obrotowy silnika, Nm,

$\omega$  – prędkość kątowna silnika, rad/s.

Przy całkowaniu pracy rzeczywistej ujemne wartości mocy pomija się i przyjmuje się jako równe zero z równoczesnym włączeniem ich do obliczeń. Jeżeli jest potrzeba określania wartości pomiędzy sąsiadującymi zmierzonymi punktami, wówczas stosuje się interpolację liniową. Rzeczywista praca cyklu  $W_e$  jest porównywana do pracy odniesienia  $W_{ref}$  obliczonej z cyklu syntetycznego oraz obliczenia emisji jednostkowej. Równocześnie powinna być spełniona nierówność:

$$0,85W_{ref} \leq W_e \leq 1,05W_{ref} \quad (2.7)$$

Weryfikację poprawności przeprowadzonego cyklu należy wykonać przez analizę regresji liniowej pomiędzy wymaganymi w teście a zmierzonymi wartościami mocy, momentu i prędkości obrotowej silnika. Należy zastosować metodę najmniejszych kwadratów, przy czym równanie regresji ma postać:

$$y = mx + b \quad (2.8)$$

gdzie:

$y$  – wartość zmierzona (wynikająca z przeliczenia): moc, moment, prędkość obrotowa silnika,

$m$  – współczynnik nachylenia linii regresji,

$x$  – wartość wymagana w teście: moc, moment, prędkość obrotowa silnika,

$b$  – rzędna przecięcia linii regresji z osią układu współrzędnych.

Tolerancje poszczególnych parametrów służących do oceny poprawności przeprowadzonego testu zestawiono w tabeli 2.3.

**Tabela 2.3.**

Tolerancje regresji liniowej [15]

Lp.	Parametr	Prędkość obrotowa	Moment obrotowy	Moc silnika
1	Standardowy błąd oceny względem $x$	$\leq 100$ obr/min	$\leq 13\% M_{\max}$	$\leq 8\% P_{\max}$
2	Nachylenie linii regresji, $m$	0,95 – 1,03	0,83- 1,03	0,89 -1,03
3	Współczynnik korelacji, $r$	$\geq 0,9700$	$\geq 0,8800$	$\geq 0,9100$
4	Rzędna punktu przecięcia z osią, $b$	$\pm 50$ obr/min	$\pm 20$ Nm lub $\pm 2\% M_{\max}$	$\pm 4$ kW lub $\pm 2\% P_{\max}$

Stężenie poszczególnych składników spalin określa się dla przeprowadzonego cyklu w spalinach nierozcieńczonych przez całkowanie sygnału analizatora spalin.

W celu określenia emisji jednostkowej należy przeprowadzić pomiar przepływu spalin, przy czym można zastosować jedną z metod:

- metodę pomiaru bezpośredniego za pomocą dyszy pomiarowej lub równoważnego układu pomiarowego zgodnie z normą ISO 5167,



- metodę pomiaru przepływu powietrza i paliwa za pomocą przepływomierza powietrza i paliwa o odpowiedniej dokładności (tab. 2.4), przy czym natężenie przepływu spalin wyznacza się za pomocą zależności, uwzględniając odpowiednie składniki dla spalin mokrych:

$$\dot{m}_{exhw} = \dot{m}_{airw} + \dot{m}_{fuel} \quad (2.9)$$

gdzie:

$\dot{m}_{exhw}$  – chwilowe masowe natężenie przepływu spalin, kg/s

$\dot{m}_{airw}$  – chwilowe masowe natężenie przepływu powietrza, kg/s

$\dot{m}_{fuel}$  – chwilowe masowe natężenie przepływu paliwa, kg/s

- metodę bilansu węgla, polegająca na obliczeniu masy spalin na podstawie zużycia paliwa i stężenia gazowych składników spalin,
- metodę pomiaru za pomocą gazu znakującego, np. helu,
- metodę pomiaru przepływu powietrza i ilorazu powietrza do paliwa, w której masowe natężenie przepływu spalin można wyznaczyć z zależności:

$$\dot{m}_{exhw} = \dot{m}_{airw} \left( 1 + \frac{1}{AF_{st} \cdot \lambda} \right) \quad (2.10)$$

gdzie:

$AF_{st}$  – stechiometryczny iloraz powietrza do paliwa, kg/kg (dla oleju napędowego 14,5),

$\lambda$  – współczynnik nadmiaru powietrza.

W metodzie pomiaru przepływu powietrza znając stężenie poszczególnych składników spalin można wyznaczyć współczynnik nadmiaru powietrza z zależności:

$$\lambda = \frac{\left( 100 - \frac{c_{CO} \cdot 10^{-4}}{2} - c_{HC} \cdot 10^{-4} \right) + \left( 0,45 \frac{1 - \frac{2c_{CO} \cdot 10^{-4}}{3,5c_{CO_2}}}{1 + \frac{c_{CO} \cdot 10^{-4}}{3,5c_{CO_2}}} \right) \cdot (c_{CO_2} + c_{CO} \cdot 10^{-4})}{6,9078 \cdot (c_{CO} + c_{CO} \cdot 10^{-4} + c_{HC} \cdot 10^{-4})} \quad (2.11)$$

gdzie:

$c_{CO_2}$  – stężenie CO<sub>2</sub>, %

$c_{CO}$  – stężenie CO, ppm

$c_{HC}$  – stężenie HC, ppm.

### 2.3. Wymagania odnośnie aparatury pomiarowej

Przeprowadzenie cykli pomiarowych zgodnych z normami Euro wymaga zastosowania odpowiedniej aparatury pomiarowej oraz stanowiska badawczego,

pozwalającego na przeprowadzenie pomiarów warunków pracy silnika w stanach ustalonych jak i nieustalonych (przejściowych).

Zastosowanie odpowiedniego sterowania obciążeniem silnika powinno pozwolić na odwzorowanie dowolnego cyklu badawczego. Jednocześnie pomiar wymaganych wielkości nie ogranicza się do emisji substancji składników spalin oraz cząstek stałych, ale zawiera także pomiar innych parametrów silnika, dzięki którym możliwe jest zastosowanie odpowiednich opisywanych wcześniej metod pomiarowych i przeliczeniowych.

Z tego względu silnik badawczy powinien być wyposażony w szereg dodatkowych czujników pomiarowych, co dodatkowo ułatwia ewentualną późniejszą szerszą analizę wybranych warunków jego pracy. Dodatkowe wyposażenie silnika pozwala również na badania jego wybranych wskaźników wpływających m.in. na własności emisyjne (np. systemu recyrkulacji spalin). Wymagania dokładności poszczególnych elementów aparatury pomiarowej pokazuje tabela 2.4.

**Tabela 2.4**

Wymagania dotyczące dokładności aparatury pomiarowej [15]

Lp.	Badany parametr/wskaźnik	Dokładność
1	Prędkość obrotowa silnika	$\pm 2\%$ wartości zmierzonej lub $\pm 1\%$ maksymalnej wartości dla silnika – większa z podanych wartości
2	Moment obrotowy	$\pm 2\%$ wartości zmierzonej lub $\pm 1\%$ maksymalnej wartości dla silnika – większa z podanych wartości
3	Natężenie przepływu paliwa	$\pm 2\%$ maksymalnej wartości dla silnika
4	Natężenie przepływu powietrza	$\pm 2\%$ wartości zmierzonej lub $\pm 1\%$ maksymalnej wartości dla silnika – większa z podanych wartości
5	Natężenie przepływu spalin	$\pm 2\%$ wartości zmierzonej
6	Temperatura $< 600$ K	$\pm 2$ K
7	Temperatura $> 600$ K	$\pm 1\%$ wartości zmierzonej
8	Ciśnienie spalin	$\pm 0,2$ kPa
9	Ciśnienie powietrza dolotowego	$\pm 0,05$ kPa
10	Ciśnienie atmosferyczne	$\pm 0,1$ kPa
11	Inne ciśnienia	$\pm 0,1$ kPa
12	Wilgotność bezwzględna	$\pm 5\%$ wartości zmierzonej
13	Natężenie powietrza rozcieńczającego	$\pm 2\%$ wartości zmierzonej

Zastosowany na stanowisku badawczym Politechniki Opolskiej system sterująco-pomiarowy opisany szczegółowo w kolejnych rozdziałach niniejszej pracy spełnia podstawowe wymagania odnośnie dokładności pomiarowej według wytycznych norm EURO. Dzięki temu możliwe jest przeprowadzenie badań przedhomologacyjnych i przygotowanie odpowiedniej konfiguracji wyposa-

żenia silnika pozwalającej oczekiwać poprawy wielu wskaźników pracy silnika, w tym ograniczenia emisji substancji szkodliwych w spalinach.

## 2.4. Procedury tworzenia cykli badawczych

Tworzenie cyklu NRTC dla konkretnego silnika pojazdu pozadrogowego lub maszyny wymaga określenia poziomów odniesienia, zarówno jeżeli chodzi o moment obrotowy jak i prędkość obrotową wału korbowego silnika. Należy więc wyznaczyć minimalne i maksymalne wartości podanych powyżej wskaźników pracy silnika.

Wyznaczenie wartości odniesienia dla prędkości obrotowej wału korbowego silnika należy przeprowadzić zgodnie z zależnością:

$$n_{ref} = n_{sm} + 0,95 \cdot (n_b - n_{sm}) \quad (2.12)$$

gdzie:

$n_{sm}$  – prędkość obrotowa wału korbowego niska, obr·min<sup>-1</sup>

$n_b$  – prędkość obrotowa wału korbowego wysoka, obr·min<sup>-1</sup>,

przy czym  $n_{sm}$  jest najmniejszą prędkością, przy której silnik osiąga 50% mocy znamionowej, zaś  $n_b$  jest największą prędkością, przy której silnik wytwarza 70% mocy znamionowej.

Prędkość obrotową wału korbowego silnika denormalizuje się z wykorzystaniem następującej zależności:

$$n_r = \frac{n_{\%} (n_{ref} - n_{idle})}{100} + n_{idle} \quad (2.13)$$

gdzie:

$n_r$  – rzeczywista prędkość obrotowa wału korbowego silnika, obr·min<sup>-1</sup>

$n_{ref}$  – prędkość obrotowa odniesienia wału korbowego, obr·min<sup>-1</sup>

$n_{\%}$  – procentowa wartość znormalizowanej prędkości, %,

$n_{idle}$  – prędkość obrotowa wału korbowego silnika biegu jałowego, obr·min<sup>-1</sup>.

Drugim wskaźnikiem pracy silnika, który należy poddać denormalizacji jest moment obrotowy

$$M_r = \frac{M_{\%} \cdot M_{max}}{100} \quad (2.14)$$

gdzie:

$M_r$  – rzeczywisty moment obrotowy, N·m,

$M_{\%}$  – procentowa wartość znormalizowanego momentu obrotowego dla danej prędkości obrotowej, %,

$M_{max}$  – maksymalny moment obrotowy dla danej prędkości obrotowej, N·m.

Moment obrotowy silnika należy monitorować podczas cyklu, uwzględniając bezwładność hamulca. W rezultacie rzeczywisty moment obrotowy silnika jest sumą momentu zmierzonego oraz iloczynu biegunowego momentu bezwładności hamulca dynamometrycznego i jego przyspieszenia kąowego

$$M_r = M_m + I_b \dot{\omega}_b \quad (2.15)$$

gdzie:

$M_m$  – zmierzony moment obrotowy, N·m,

$I_b$  – biegunowy moment bezwładności hamulca dynamometrycznego,  $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ,

$\dot{\omega}_b$  – przyspieszenie kąowe osi hamulca,  $\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$ .

Wyznaczenie charakterystyki zewnętrznej badanego silnika pozwala na przeprowadzenie procedury denormalizacji (tj. zastąpienie względnych wartości obciążenia i prędkości obrotowych silnika wartościami bezwzględными), a w rezultacie wyznaczenie wartości punktów pomiarowych dla cyklu badawczego danego silnika.

Wyznaczenie punktów pomiarowych odpowiadających odpowiedniej fazie w cyklu stacjonarnym NRSC (procedura denormalizacji) wymaga obliczenia rzeczywistych wartości prędkości i momentu obrotowego. Przykładowe wyniki obliczeń dla silnika Z 1505 będącego obiektem analizy w niniejszej pracy przedstawiono w tabeli 2.5, korzystając z zależności 2.12–2.14 oraz uwzględniając charakterystykę zewnętrzną silnika podaną przez producenta.

**Tabela 2.5**

Punkty pomiarowe w teście stacjonarnym ISO 8178 dla silnika Z 1505

Faza cyklu	Prędkość obrotowa, obr/min	Obciążenie, Nm	Współczynnik wagowy $k_i$
1	znamionowa, $n_{P_{\max}}$ 2100	415	0,15
2		311	0,15
3		208	0,15
4		42	0,1
5	pośrednia, $n_{T_{\max}}$ 1400	530	0,1
6		398	0,1
7		265	0,1
8	bieg jałowy, 800	0	0,15

Współczynnik wagowy  $k_i$  dla poszczególnych faz w teście stacjonarnym określa udział uzyskanych wyników emisji poszczególnych faz testu w całkowitym (końcowym) wyniku emisji poszczególnych składników spalin.

Ostatecznie emisja jednostkowa poszczególnych składników można wyrazić następującą zależnością:

$$E_{cj} = \sum_1^i k_i E_{ij} \quad (2.16)$$

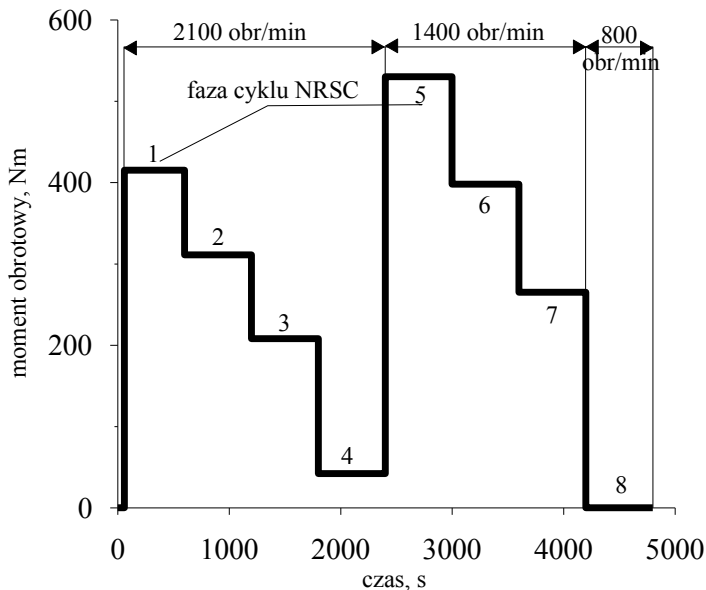
gdzie:

$k_i$  – współczynnik wagowy dla fazy  $i$  cyklu testowego,

$i$  – kolejny numer fazy cyklu ( $i = 1 \dots 8$ )

$j$  – kolejny badany składnik spalin ( $j = NO_x, HC, CO, PM$ )

Przebieg testu NRSC z uwzględnieniem czasu trwania poszczególnych faz przedstawiono na rys. 2.2.



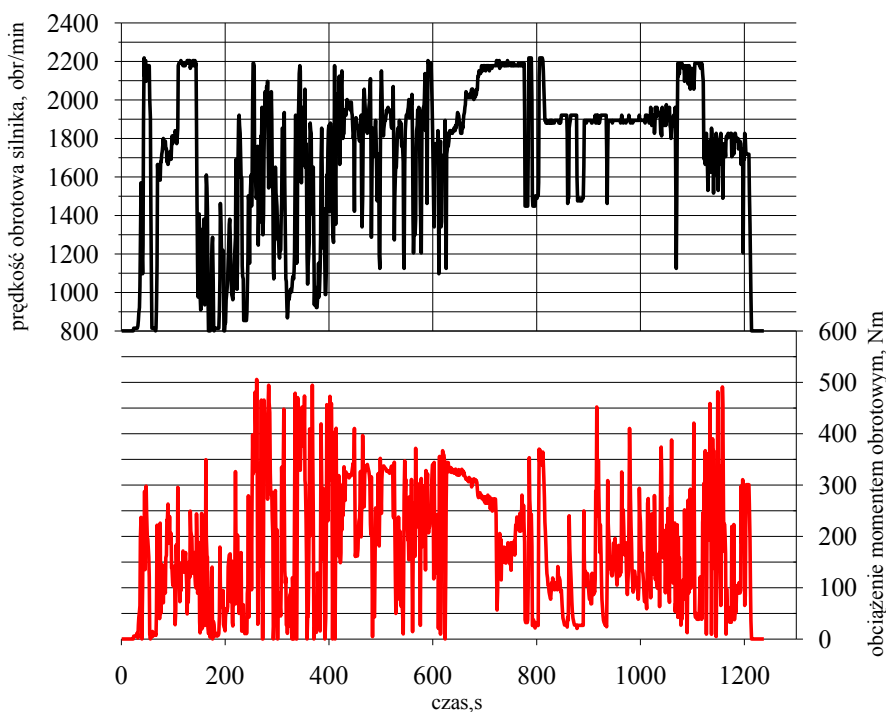
Rys. 2.2. Przebieg cyklu NRSC dla silnika Z 1505 (wg ISO 8178)

Biorąc pod uwagę charakterystykę zewnętrzną silnika badawczego wyznaczono jego charakterystyczne prędkości obrotowe odniesienia, które przyjmują następujące wartości:  $n_{sm}=1140$  obr/min,  $n_b=2200$  obr/min,  $n_{idle}=800$  obr/min, wówczas prędkość obrotowa wału korbowego odniesienia wynosi:

$$n_{ref} = 1140 + 0,95 \cdot (2200 - 1140)$$

$$n_{ref} = 2147 \approx 2150 \text{ obr/min}$$

Po przeprowadzeniu procedury denormalizacji dla wszystkich punktów pomiarowych zgodnie z [67] otrzymano cykl NRTC dla badanego silnika (rys. 2.3).

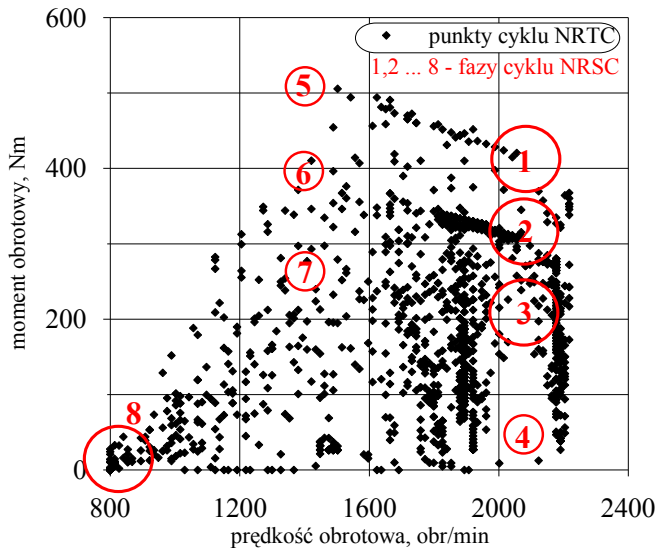


**Rys. 2.3.** Cykl NRTC po przeprowadzeniu procedury denormalizacji dla silnika Z 1505

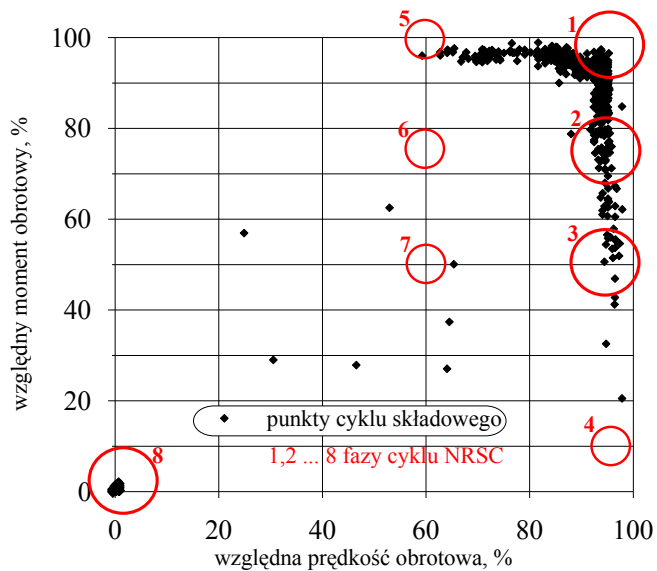
## 2.5. Cykle badawcze a rzeczywiste warunki pracy silnika

Porównanie położenia punktów pomiarowych cyklu NRSC oraz NRTC w układzie współrzędnych prędkość obrotowa wału korbowego – moment obrotowy silnika pozwala na analizę warunków obu rodzajów testu (rys. 2.4). Widoczne są obszary pracy silnika, których nie uwzględnia test stacjonarny, obejmując tylko kilka punktów charakterystyki silnika.

Tworzenie cyklu NRTC oparto na zarejestrowanych wcześniej przebiegach obciążenia i prędkościach obrotowych wału korbowego silnika wybranych rodzajów pojazdów i maszyn poruszających się poza drogami utwardzonymi. Zarejestrowane podczas wykonywania specyficznego dla danego rodzaju pojazdu zadania cykle składowe stały się bazą cyklu niestacjonarnego. Na rys. 2.5 przedstawiono punkty pracy cyklu składowego ciągnika rolniczego wykonującego orkę oraz naniesiono na nim również fazy cyklu stacjonarnego. Część faz (fazy 4, 5, 6, 7) praktycznie nie znajduje pokrycia w obszarach pracy zarejestrowanych podczas pracy ciągnika. Położenie rzeczywistych punktów pracy pokazuje wykorzystanie bardzo ograniczonego pola pracy silnika charakteryzujące się znacząco wartością prędkości obrotowej wału korbowego (w pobliżu znamionowej) oraz wysoką wartością momentu obrotowego silnika wynoszącą powyżej 50% jego wartości maksymalnej.

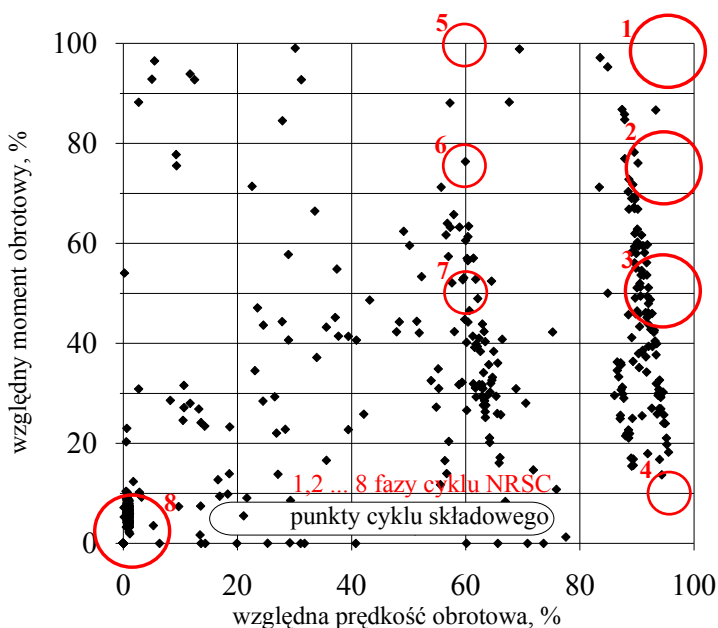


**Rys. 2.4.** Zbiór punktów pomiarowych cyklu NRTC i NRSC dla silnika Z 1505 (wg ISO 8178)

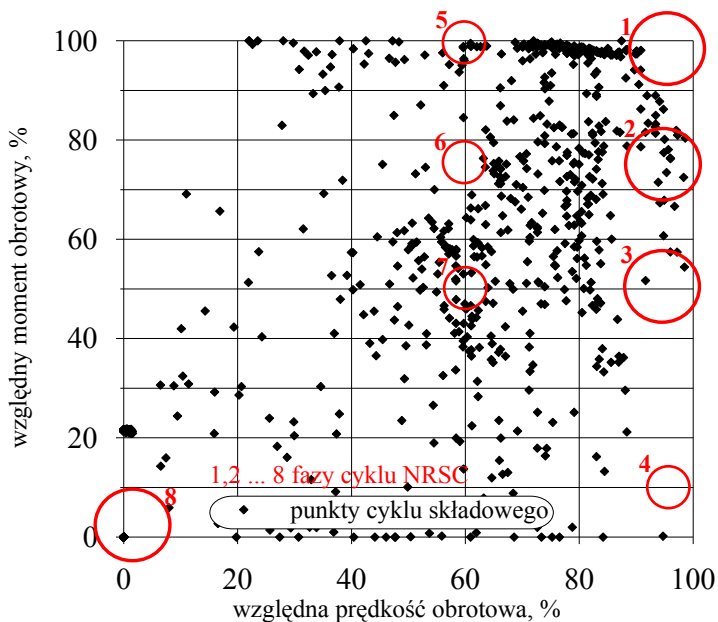


**Rys. 2.5.** Porównanie rozmieszczenia faz cyklu stacjonarnego NRSC oraz punktów pomiarowych cyklu składowego ciągnika rolniczego

Kolejne rysunki (2.6–2.9) pozwalają na ocenę pokrycia faz cyklu NRSC z rzeczywistymi punktami pracy silnika dla różnych rodzajów pojazdów i maszyn.

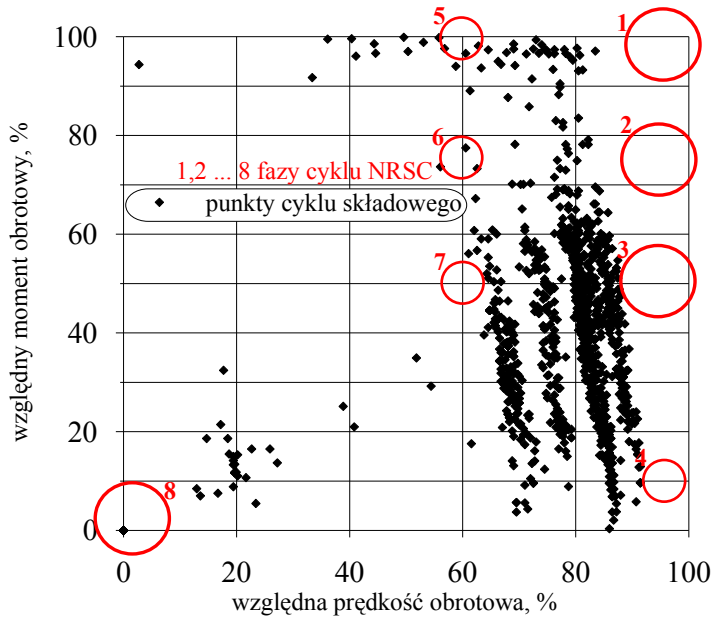


**Rys. 2.6.** Porównanie rozmieszczenia faz cyklu stacjonarnego NRSC oraz punktów pomiarowych cyklu składowego koparki

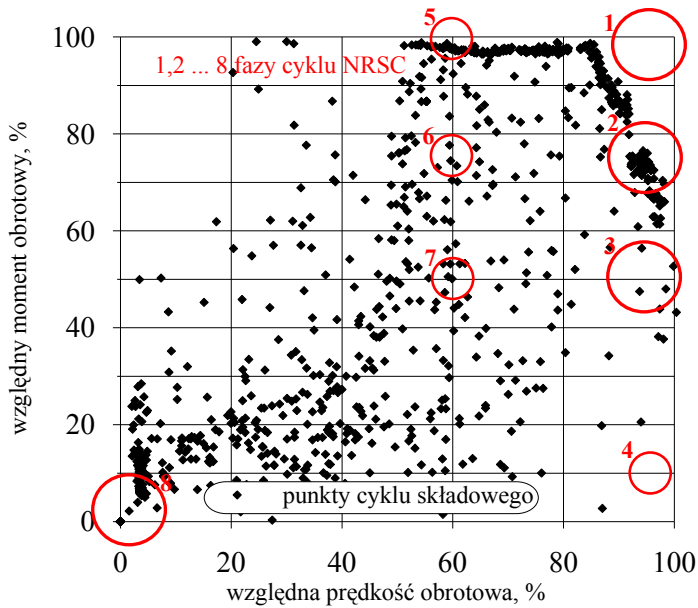


**Rys. 2.7.** Porównanie rozmieszczenia faz cyklu stacjonarnego NRSC oraz punktów pomiarowych cyklu składowego ciągnika gąsienicowego





**Rys. 2.8.** Porównanie rozmieszczenia faz cyklu stacjonarnego NRSC oraz punktów pomiarowych cyklu składowego spychacza



**Rys. 2.9.** Porównanie rozmieszczenia faz cyklu stacjonarnego NRSC oraz punktów pomiarowych cyklu składowego ładowarki czołowej

Analiza rozmieszczenia punktów pracy silnika innych pojazdów nonroad, przedstawiona na powyższych rysunkach, potwierdza niewielkie pokrycie punktów cyklu NRSC z położeniem faz testu stacjonarnego na charakterystyce silnika. Z tego względu w przypadku następnych wersji norm Euro zaleca się stosowanie cyklu NRTC (do pomiaru emisji składników spalin, ale również cząstek stałych) jako bardziej adekwatnego jeżeli chodzi o odwzorowanie warunków pracy silnika w poszczególnych rodzajach maszyn, a dodatkowo uwzględniającego jego niestacjonarne warunki pracy.

## 3. ZMODYFIKOWANY UKŁAD ZASILANIA

### 3.1. Charakterystyka bazowego układu zasilania

Bazowy układ zasilania paliwem, rozpatrywany w pracy, pochodzi z silnika o zapłonie samoczynnym typu Z 1505 ciągnika rolniczego Zetor Forterra 125 spełniającego obecnie obowiązującą (2011 r.) normę emisji spalin wg dyrektywy *EU -97/68/EC* [67].

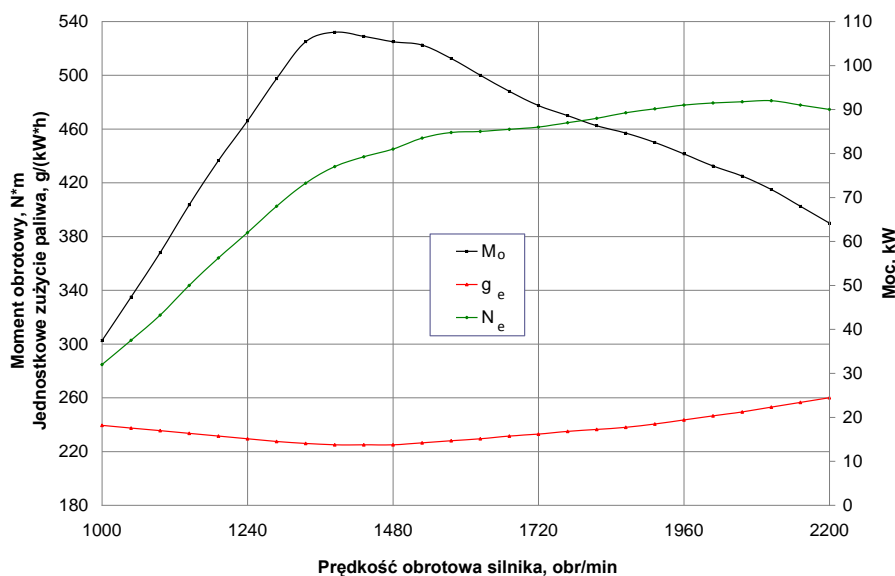
Jednostkę napędową ciągnika rolniczego stanowi czterocylindrowy silnik typu Z 1505, którego podstawowe dane techniczne zestawiono w tabeli 3.1.

**Tabela 3.1**

Podstawowe dane techniczne silnika Z 1505 [43]

TYP	Z 1505
Moc znamionowa silnika, kW (24ECE R03)	90
Rodzaj silnika	turbodoładowany z chłodnicą powietrza
Filtr powietrza	dwustopniowy
Liczba cylindrów	4
Pojemność skokowa silnika, dm <sup>3</sup>	4,156
Średnica cylindra/skok, mm	105/120
Prędkość znamionowa, obr·min <sup>-1</sup>	2 200
Maks. prędkość wyjściowa, obr·min <sup>-1</sup>	2 460
Prędkość biegu jałowego, obr·min <sup>-1</sup>	800 + 25
Stopień sprężania	17,8
Sekwencja wtrysku paliwa	1 – 3 – 4 – 2
Dawka pilotująca °OWK	9,0 + 1,0
Jednostkowe zużycie paliwa min, g/kWh	220
Maks. moment obrotowy, Nm	525
Wzrost momentu obrotowego, %	34,4
Maks. zużycie oleju silnika, g/kWh po 100h	0,7
Ciśnienie oleju znamionowe, MPa	0,2 – 0,5
Min. ciśnienia oleju, MPa	0,05
Układ chłodzenia	cieczowy
Spełnienie norm emisji	Tier III A / EURO IIIA

Jest on zasilany olejem napędowym, wyposażony seryjnie w: system turbo-ładowania, chłodnicę powietrza doładowującego typu gaz-gaz, dwustanowy zawór recyrkulacji spalin (*EGR*), chłodnicę spalin typu spaliny-ciecz oraz czterosieczynną mechaniczną rzędową pompę wtryskową typu Mercer. Tego typu silnik spełnia aktualnie obowiązujące normy emisji spalin bez zaawansowanych algorytmów sterowania.



Rys. 3.1. Charakterystyka zewnętrzna silnika Z1505 [43]

Charakterystykę zewnętrzną silnika przedstawiającą przebieg mocy, momentu obrotowego i jednostkowego zużycia paliwa jako funkcję prędkości obrotowej wału korbowego silnika przedstawiono na rys. 3.1.

Seryjnie tego typu silnik jest wyposażony w rzędową pompę wtryskową typu Mercer, która jest sterowana bezpośrednio przez operatora ciągnika z pedału mocy. Informację z pedału mocy przekazuje się na listwę zębatą w rzędowej pompie wtryskowej ustawiającą pozycję tłoczka w sekcji tłoczącej, która reguluje dawkę paliwa podawaną na jeden cykl pracy silnika. Pompa jest wyposażona w mechaniczny regulator odśrodkowy prędkości obrotowej wału korbowego silnika. Jednak, aby można było spełnić aktualne normy emisji spalin, układ sterowania tego silnika został wyposażony w dwa nowe czujniki zamontowane w pompie wtryskowej, tj.:

- czujnik położenia listwy zębatej,
  - czujnik prędkości obrotowej wału korbowego silnika,
- dające informację o stopniu obciążenia silnika i służące do sterowania zaworem recyrkulacji spalin, który jest sterowany sygnałem sterującym uwzględniającym wskazania wymienionych wyżej czujników.

Pompa ta, w zależności od przeznaczenia, może być wyposażona od 3 do 8 sekcji tłoczących przy rozstawie sekcji tłoczących równym 27 mm i ciśnieniem roboczym odpowiadającym 100 MPa. Średnica tłoczka sterowanego mechanicznie przez listwę zębatą wynosi 8–10 mm, natomiast jego skok równy jest 12–14 mm. Maksymalna prędkość obrotowa wałka krzywkowego pompy jest równa 2200 obr/min. Podstawowe parametry rzędowej pompy wtryskowej typu Mercer zestawiono w tabeli 3.2.

**Tabela 3.2**

Podstawowe parametry i cechy pompy wtryskowej Mercer [42]

Cecha / parametr	Wartość
Liczba sekcji tłoczących	3–8
Średnica tłoczka	8–10 mm
Skok tłoczka sekcji	12 (14) mm
Maks. ciśnienie robocze pompy	100 MPa
Rozstaw sekcji tłoczących	27 mm
Dawka paliwa	270 mm <sup>3</sup> /skok
Maksymalna prędkość obrotowa pompy	2200 obr <sup>-1</sup>

Układ wtryskowy tego silnika wyposażony jest w przewody wysokiego ciśnienia oraz wtryskiwacz paliwa, którego zadaniem jest rozpylenie dostarczonej przez pompę wtryskową dawki paliwa, w taki sposób, aby zapewnić najkorzystniejsze warunki spalania. W tym układzie wtryskowym wtryskiwacz jest sterowany hydraulicznie. Tego typu układ wtryskowy nie jest obecnie w stanie spełnić wymagań emisji substancji szkodliwych w spalinach określonych w przyszłościowych normach [14–16]. Poszukuje się zatem nowych rozwiązań konstrukcyjnych silników mających na celu rozwiązanie tego problemu. Można ograniczać emisję substancji szkodliwych w silnikach dwutorowo przez [14, 4, 19, 23, 35, 46, 58, 62]:

1. wprowadzenie paliw alternatywnych – gazu ziemnego, biopaliw I generacji (alkohole i estry kwasów tłuszczowych) i syntetycznych paliw II generacji (CTL – z węgla, GTL – z gazu ziemnego, BTL – z biomasy);
2. modyfikację silników spalinowych w szczególności przez:
  - silnikowe metody, w tym przez modyfikację układów zasilania paliwem, recyrkulacji spalin i inne,
  - pozasilnikowe metody, w szczególności przez układy wtórnego oczyszczania spalin.

Przedmiotem zainteresowania w niniejszej pracy są metody silnikowe, a w szczególności modyfikacja układu zasilania paliwem przez wprowadzenie mechatronicznej pompy wtryskowej oraz zastosowanego w pełni sterowalnego zaworu recyrkulacji spalin. Takie rozwiązanie ma sprostać wymaganiom stawianym nowoczesnym wysokociśnieniowym układom wtryskowym paliwa typu Common

Rail, które obecnie są wykorzystywane do zasilania nowoczesnych silników o zapłonie samoczynnym stosowanych w pojazdach drogowych [12, 23, 25, 27, 40, 64, 65]. W pojazdach typu nonroad stosowane są jeszcze często rozwiązania klasyczne z mechaniczną rzędową pompą wtryskową. Jest to rozwiązanie korzystne ze względu na większą tolerancję w odniesieniu do jakości i rodzaju stosowanego paliwa (zwłaszcza biopaliw), niezawodność, stosunkowo prostą budowę oraz powszechnie jej zastosowanie. Wysoka niezawodność układów z rzędową pompą wtryskową sprawia, że celowo są podejmowane działania mające na celu ich modernizację np. przez mechatronizację pompy wtryskowej, co daje nowe możliwości w zakresie sterowania oraz dostosowania układu zasilania do spełnienia przyszłościowych norm emisji spalin dla silników pojazdów nonroad.

Cechy takiej zmodyfikowanej mechatronicznej pompy wtryskowej, według założenia to przede wszystkim:

- indywidualne sterowanie dawką w każdym cylindrze,
- sterowanie dawką paliwa w każdym cylindrze uzależnione od chwilowego punktu pracy silnika (temp., obciążenie itp.) wymagające zastosowania elektronicznego sterownika silnika,
- możliwość wprowadzenia podziału dawki paliwa na kilka faz,
- sterowanie wyprzedzeniem wtrysku paliwa,
- wysoka niezawodność,
- możliwość kształtowania charakterystyki silnika,
- elektroniczna diagnostyka układu wtryskowego silnika.

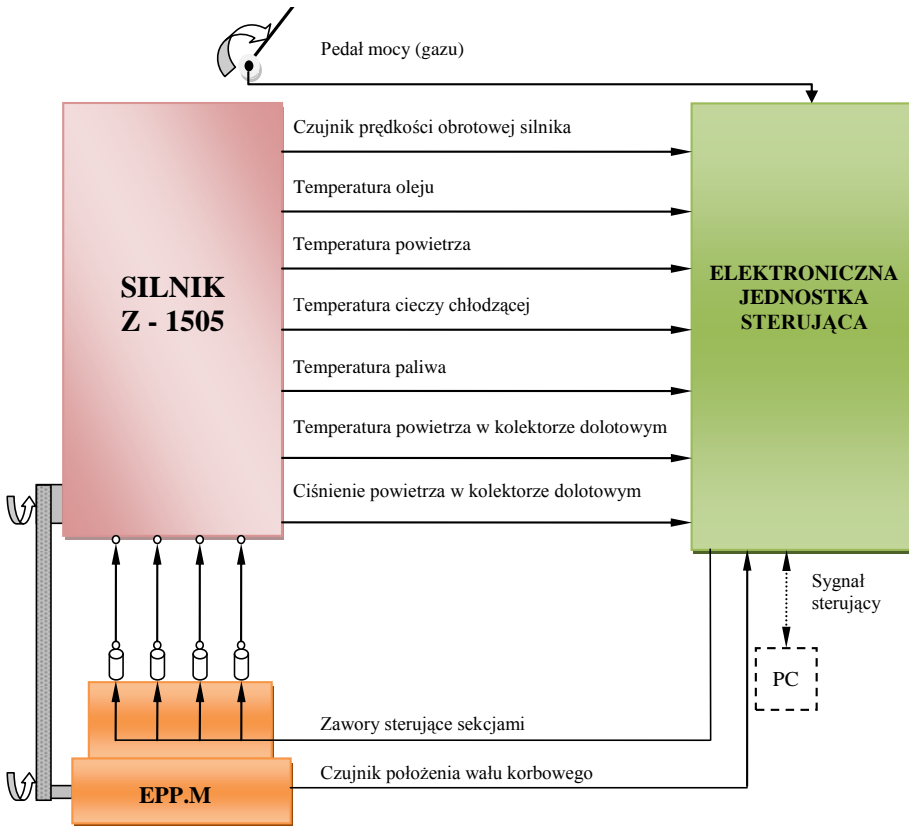
### **3.2. Mechatroniczna rzędowa pompa wtryskowa**

Zmodyfikowana rzędowa pompa wtryskowa paliwa charakteryzuje się umieszczeniem w każdej sekcji tłoczącej elektrozaworów, umożliwiającym precyzyjne sterowanie dawką. W odniesieniu do pomp tradycyjnych, gdzie dawkowanie zależało od położenia listwy zębatej, w mechatronicznej rzędowej pompie wtryskowej, sterowanie odbywa się w oparciu o mapy zapisane w pamięci sterownika silnika (ECU – Engine Control Unit). Sterownik silnika realizuje takie funkcje jak: regulacja momentu obrotowego, regulacja prędkości obrotowej wału korbowego, regulacja zaworu recyrkulacji spalin, regulacja dawki paliwa, komunikacja z urządzeniami zewnętrznymi oraz diagnostyka układu wtryskowego. Mechatroniczna pompa wtryskowa ma elektroniczny regulator prędkości obrotowej wału korbowego silnika.

Wartością wyjściową ze sterownika silnika jest określona dawka paliwa, liczba i rozmieszczenie faz wtrysku i kąty wyprzedzenia wtrysku paliwa. Dodatkowo steruje on układem recyrkulacji spalin wyposażonym w chłodnicę spalin. W tym rozwiązaniu sterownik silnika wyposażony jest w dwa złącza 55-pinowe, przez które są realizowane wszystkie funkcje sterownika. Sterownik w oparciu o sygnały wejściowe w postaci pozycji pedału mocy (gazu), prędkości obrotowej wału korbowego silnika, ciśnienia w kolektorze dolotowym oraz

pozostałe sygnały pomiarowe (temperatura cieczy chłodzącej i paliwa, pozycji wałka krzywkowego pompy, położenia zaworu recyrkulacji spalin) generowane są impulsy sterujące elektrozaworami sekcji tłoczącej, umożliwiające precyzyjne sterowanie dawką paliwa na poszczególnych sekcjach tłoczących pompy, tak aby spełnić wymagania dla sekwencyjnego wtrysku paliwa. W tym celu doposażono silnik (rys. 3.3 i 3.4) w szereg dodatkowych czujników:

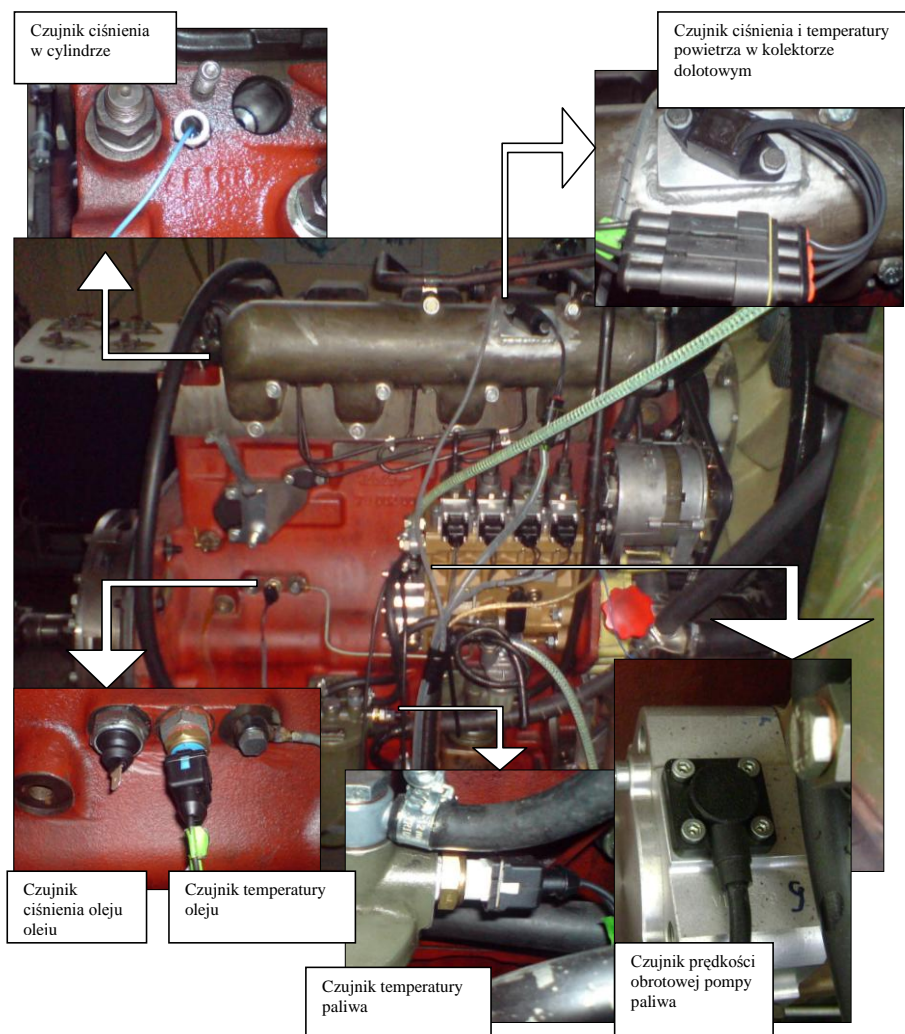
- czujnik położenia i prędkości wałka krzywkowego pompy (rys. 3.5);
- czujnik położenia i prędkości wału korbowego silnika (rys. 3.6);
- czujniki temperatur (cieczy chłodzącej, oleju, paliwa, powietrza);
- czujnik położenia zaworu recyrkulacji spalin;
- czujnik położenia pedału gazu;
- czujnik ciśnienia powietrza.



**Rys. 3.2.** Schemat ideowy zintegrowanej mechatronicznej pompy wtryskowej z układem sterowania [42]

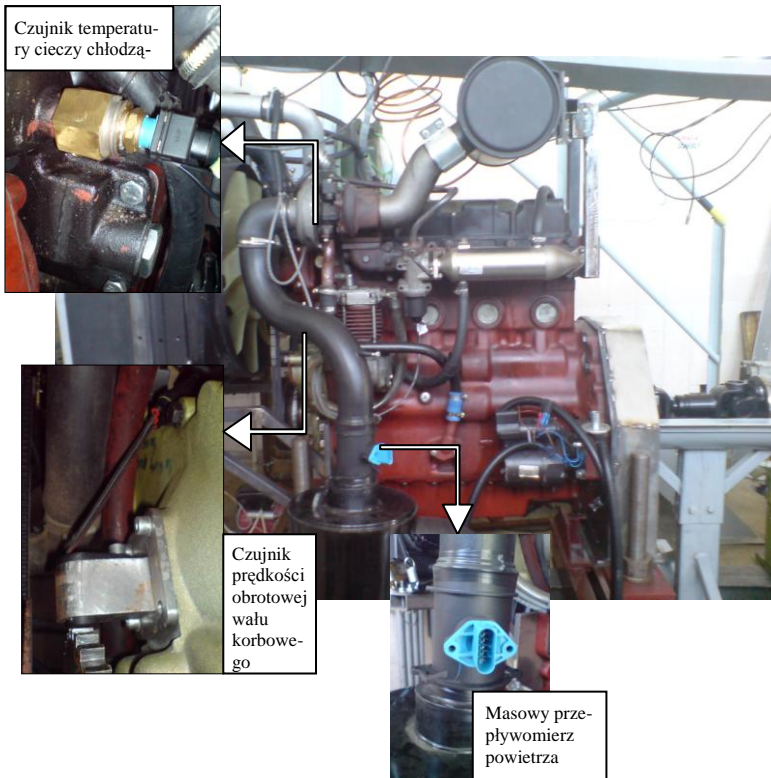
Przedstawiony na rysunku 3.2 schemat ideowy zmodyfikowanego układu zasilania silnika o zapłonie samoczynnym oparty jest na mechatronicznej pom-

pie wtryskowej paliwa typu EPP.M, firmy Motorpal i jest ona sterowana z elektronicznego sterownika silnika. Pompa ta jest wyposażona w cztery indywidualnie sterowane sekcje tłoczące. Regulacja dawki paliwa odbywa się za pomocą elektromagnesów dostarczonych przez firmę Auto Power Elektronik z Opola (rys. 3.3). Podobnie jak oryginalna pompa wtryskowa stosowana w seryjnym silniku spalinowym, charakteryzuje się ona możliwością rozbudowy sekcji tłoczących od 3 do 8 przy rozstawie sekcji tłoczących równym 45 mm oraz maksymalnej mocy przypadającej na jeden cylinder równej 35 kW.



**Rys. 3.3.** Silnik Z 1505 z mechatroniczną rzędową pompą wtryskową paliwa – widok od strony pompy





**Rys. 3.4.** Silnik Z1505 z mechatroniczną rzędową pompą wtryskową paliwa – widok od strony zaworu recyrkulacji spalin

Maksymalne ciśnienie robocze w sekcji wynosi 180 MPa, a średnica tłoczka wynosi 10 mm, natomiast skok tłoczka sekcji tłoczącej równy jest 15 mm. Maksymalna prędkość obrotowa wałka krzywkowego pompy przy jakiej może ona równomiernie pracować, wynosi 1500 obr/min. Całość konstrukcji została tak opracowana, że stanowi ona zamiennik oryginalnej pompy MERCER i stanowi alternatywę dla zużytych już pomp wtryskowych w tego typu silnikach.

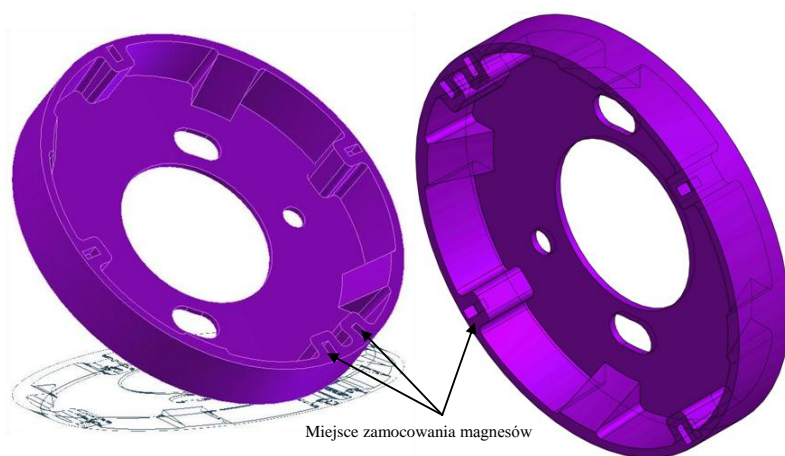
Podstawowe parametry pompy EPP.M przedstawiono w tabeli 3.3.

Zamienność mechatronicznej rzędowej pompy wtryskowej paliwa wymusiła konieczność montażu części czujników bezpośrednio w pompie, tak aby po jej zamontowaniu nie istniała potrzeba znacznej ingerencji w elementy konstrukcyjne silnika. Dotyczy to czujnika położenia i prędkości wałka krzywkowego pompy, który jest wykonany z tworzywa sztucznego o średnicy  $\varnothing$  65 mm (rys. 3.5). W czujniku tym wykonano specjalne wężki do wstawienia materiału, jakim jest element ferromagnetyczny współpracujący w tym przypadku z czujnikiem Halla, którego zadaniem jest rozpoznanie położenia wałka krzywki względem poszczególnych sekcji tłoczących.

**Tabela 3.3.**

Podstawowe parametry pompy wtryskowej EPP.M [42]

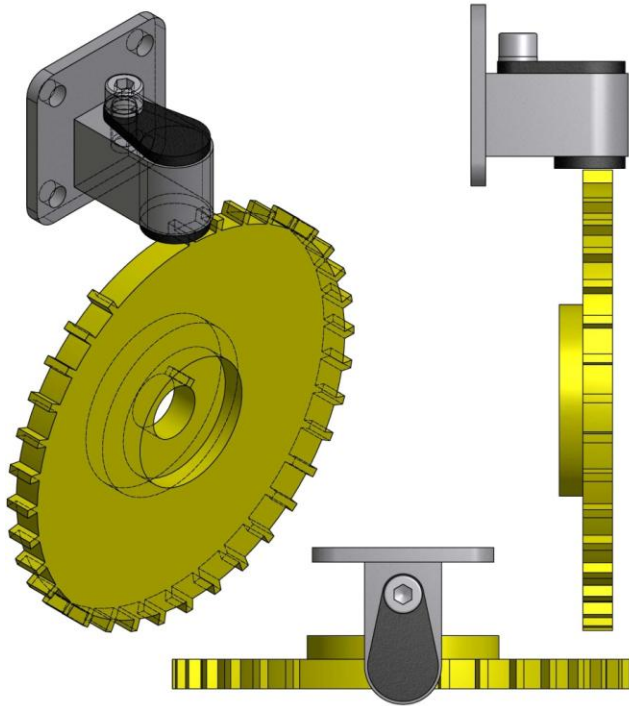
Parametry i cechy rzędowej pompy wtryskowej motorpal EPP.M	
maks. moc cylindra silnika	35 kW
liczba sekcji tłoczących	3–8
średnica tłoczka	10 mm
skok tłoczka sekcji	15 mm
maks. ciśnienie robocze pompy	180 MPa
rozstaw sekcji tłoczących	45 mm
średnica zewnętrzna sekcji tłoczącej	35 mm
dawka paliwa	180 mm <sup>3</sup> /skok
maksymalna prędkość obrotowa pompy	1500 obr <sup>-1</sup>

**Rys. 3.5.** Nadajnik impulsów położenia i prędkości wałka krzywkowego pompy firmy APE (widok trójwymiarowy)

Nadajnik impulsów posiada cztery symetrycznie rozmieszczone magnesy co 90°, przed jednym z nich znajduje się jeszcze jeden, który jest odsunięty o kąt 15°.

Dodatkowy czujnik wymagający montażu jest związany z pomiarem położenia i prędkości obrotowej wału korbowego silnika. Na wale korbowym bezpośrednio za kołem pasowym założone jest dodatkowe koło pomiarowe z wrębami międzyzębnymi (36 minus 2 zęby) o średnicy  $\varnothing$  156 mm służące do pomiaru położenia i prędkości obrotowej wału korbowego silnika (rys. 3.6). Odległość między czujnikiem Halla a zębami koła wynosi 0,5 mm. Brak dwóch zębów na obwodzie koła stanowi odniesienie, dzięki któremu do ECU jest dostarczana informacja o położeniu wału korbowego silnika. Szerokość jednego zęba odpo-

wiada ok.  $2,22^\circ$  obrotowi wału korbowego ( $^\circ$ OWK). Natomiast kąt między początkiem pierwszego i kolejnego zęba wynosi  $10^\circ$  OWK, wyjątek stanowi miejsce, gdzie jest widoczny brak dwóch zębów, któremu odpowiada  $30^\circ$  OWK. Na rysunku 3.6 przedstawiono widok trójwymiarowy czujnika oraz wieńca nadajnika impulsów położenia i prędkości obrotowej wału korbowego.

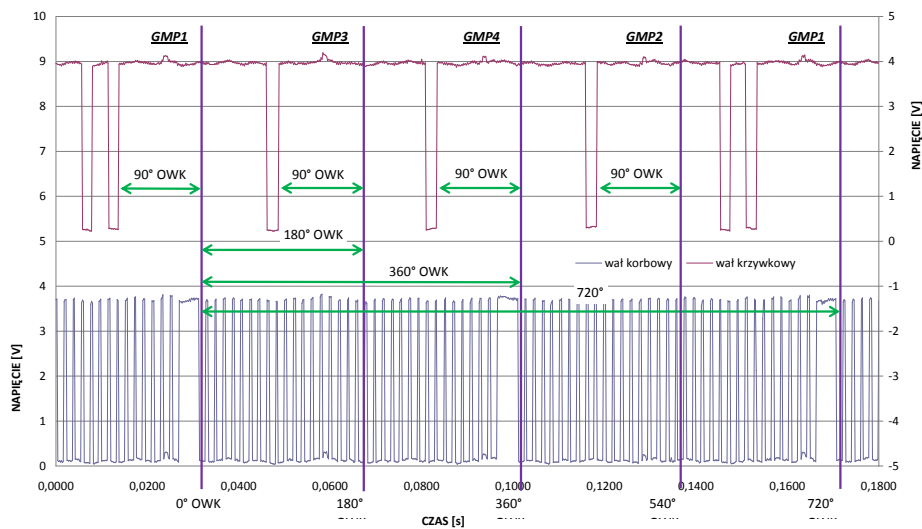


**Rys. 3.6.** Czujnik położenia i prędkości wału korbowego silnika

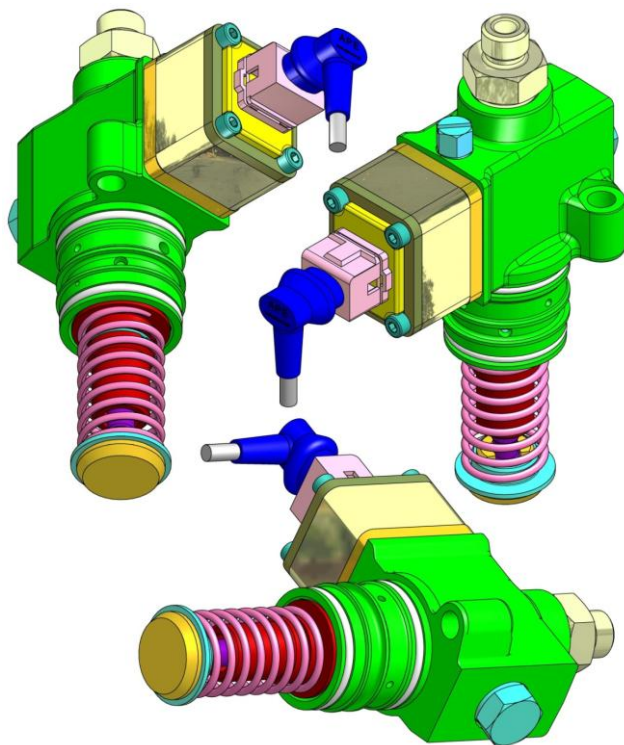
Połączenie w ECU silnika informacji z czujnika wałka krzywkowego i czujnika wału korbowego umożliwia bezwzględne wyznaczenie pozycji obydwu wałków silnika (rys. 3.7), i wyznaczenie kiedy poszczególne tłoki i w którym cylindrze znajduje się w zewnętrznym zwrotnym położeniu (ZZP tzw. GMP).

Bezpośrednio rozpoznawane jest przez sterownik silnika położenie górnego martwego punktu pierwszego cylindra, kolejne GMP poszczególnych cylindrów wynikają z kolejności cykli pracy silnika, wynoszącej w tym przypadku 1-3-4-2. Każdy wskaźnik GMP cylindra wyznaczony przez czujnik położenia wałka krzywkowego pompy jest wyprzedzony o  $90^\circ$  względem obrotu wału korbowego silnika.

Podstawowym elementem zamontowanej na silniku pompy wtryskowej jest jego sekcja tłocząca, którą przedstawiono na rysunku 3.8.



**Rys. 3.7.** Zmiany napięcia sygnału z czujników Halla wału korbowego silnika i wału krzykowego pompy przy prędkości biegu jałowego



**Rys. 3.8.** Sekcja tłocząca pompy EPP.M – model w widoku trójwymiarowym

Podstawowe parametry sekcji tłoczącej przedstawiono w tabeli 3.4.

**Tabela 3.4**

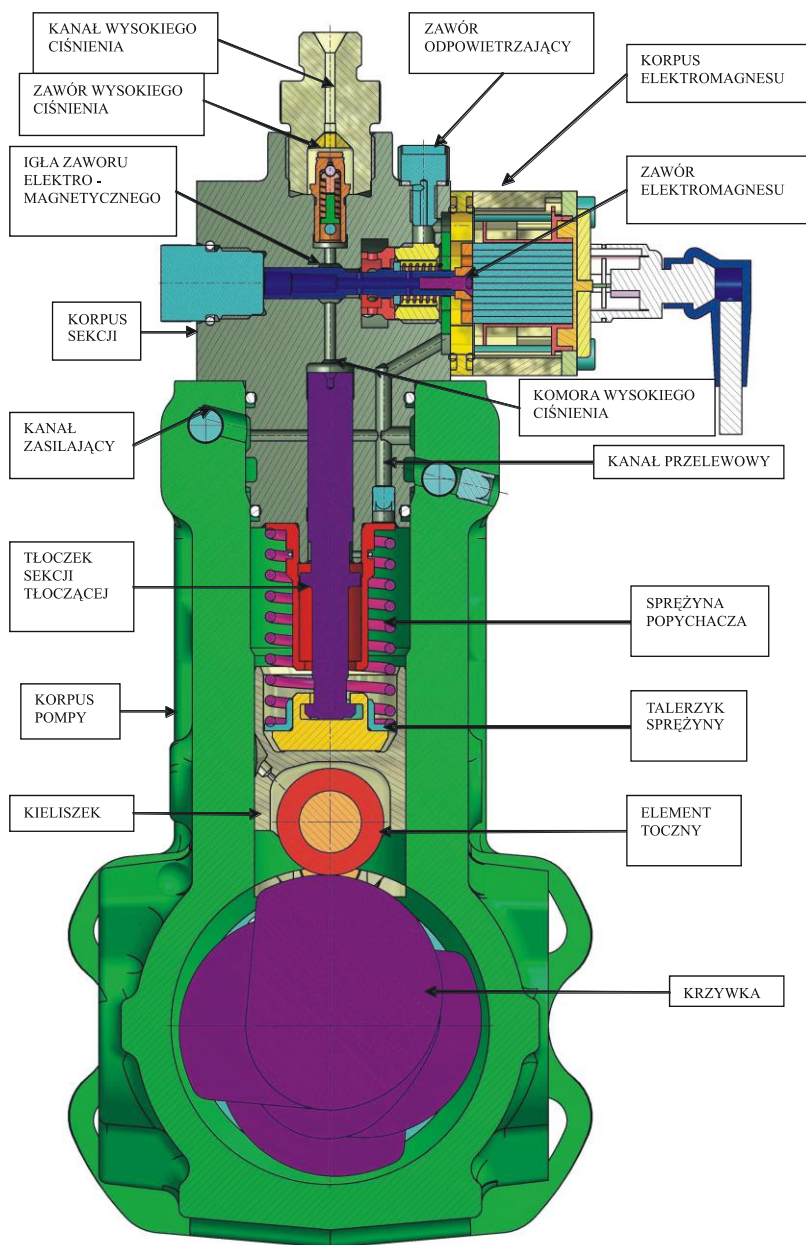
Podstawowe parametry sekcji tłoczącej [42]

Podstawowe parametry sekcji tłoczącej pompy	
bazowa średnica krzywki	29,4 mm
skok krzywki	15 mm
średnica	24 mm
średnica/szerokość popychacza rowkowego	18 / 10,6 mm
maks. prędkość obrotowa wałka krzywkowego pompy	1500 min <sup>-1</sup>
średnica tłoczka sekcji	9 mm
króciec dolotowy paliwa/średnica wewnętrzna	M12x1,5 / 6 mm
króciec wylotowy/średnica wewnętrzna	M12x1,2 / 6 mm
połączenie króćca wysokiego ciśnienia	kąt 60 / M14x1,5
maks. prędkość obrotowa silnika	2800 obr/min

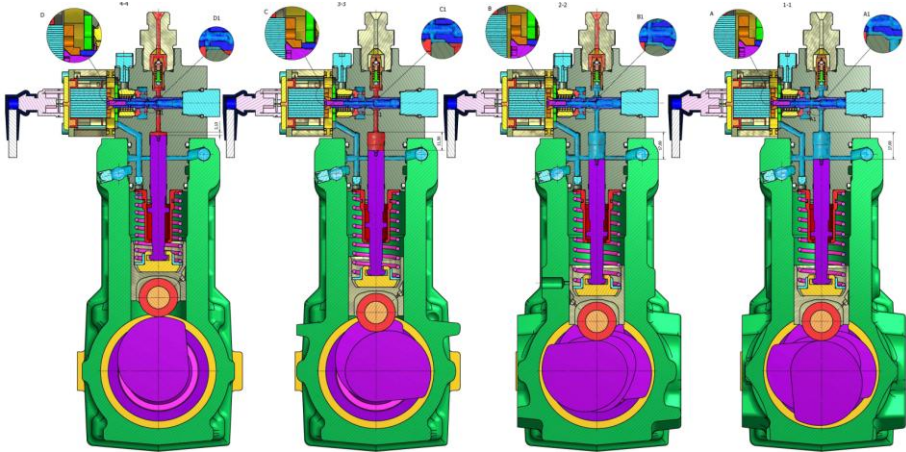
Sekcja tłocząca (rys. 3.9) napędzana jest bezpośrednio od wałka krzywkowego pompy. Krzywka pompy naciska na element toczny sekcji, który porusza się po jej obwodni w kierunku pionowym. Wówczas dostarczone wcześniej przez pompę zasilającą paliwo z układu niskiego ciśnienia dostarczane jest do komory wysokiego ciśnienia sekcji tłoczącej przez kanał zasilający, zostaje sprężone ono dzięki ruchowi tłoczka ku górze. Następnie przetłoczone jest do kanału wyjściowego z sekcji, gdzie znajduje się igła zaworu elektromagnetycznego. Jeżeli zawór elektromagnetyczny nie jest zasilany, wówczas paliwo jest przetłaczane kanałem przelewowym do kanału odprowadzającego nadmiar paliwa do zbiornika (rys. 3.9). Kiedy zawór elektromagnetyczny jest zasilany, wówczas igła zaworu zostaje przyciągnięta przez elektromagnes, ograniczając w ten sposób przekrój kanału przelewowego i zwiększając ciśnienie paliwa w kanale prowadzącym paliwo do złącza wysokiego ciśnienia. Zawór wysokiego ciśnienia pełni funkcję ochronną, aby paliwo nie przedostawało się do przewodu wysokiego ciśnienia w całym zakresie obrotu krzywki.

Ustawienie poszczególnych sekcji tłoczących w przekroju poprzecznym pompy przedstawia rysunek 3.10, na którym zaznaczono położenie wałka krzywkowego pompy, przemieszczenie sekcji tłoczka oraz pozycję igły elektrozaworu sterującego. Wymagania stawiane nowoczesnym układom wtryskowym wymuszają odpowiednio długi kąt czyny wtrysku paliwa do cylindra. Wynika to z konieczności realizacji wtrysku wielofazowego paliwa do cylindra. Realizacja wtrysku wielofazowego dla rzędowej pompy wtryskowej wymaga uzyskania z sekcji tłoczącej wysokiego ciśnienia tłoczenia paliwa przez znaczną część obrotu wału korbowego silnika, a tym samym wałka krzywkowego pompy. W mechatronicznej pompie wtryskowej elementem odpowiedzialnym za kąt tłoczenia oraz wydajność sekcji tłoczącej jest odpowiednio zaprojektowany

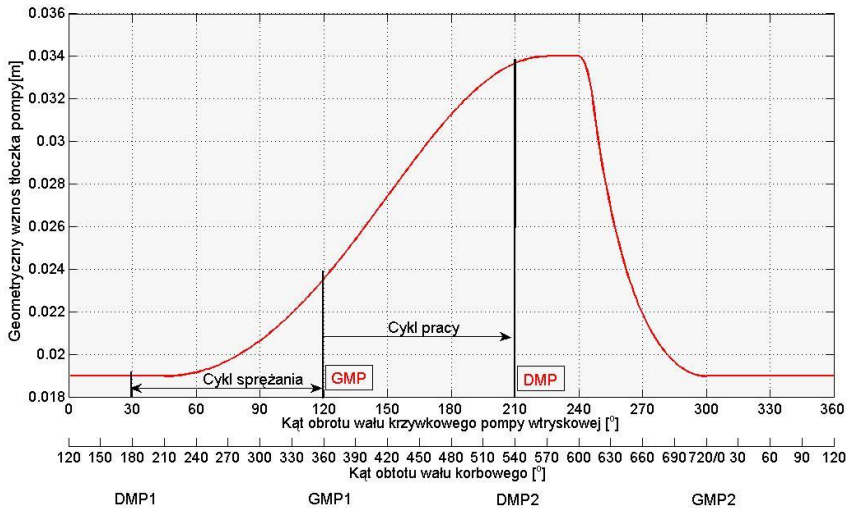
zarys krzywki. Analizując jej kształt, możemy wyznaczyć geometryczne przeszczenie tłoczka sekcji jako funkcję kąta obrotu wałka krzywkowego tej pompy (rys. 3.11).



Rys. 3.9. Przekrój poprzeczny pompy wtryskowej wraz z przekrojem sekcji tłoczącej



**Rys. 3.10.** Przekrój poprzeczny przez poszczególne sekcje pompy wraz z podaną wartością przemieszczenia tłoczka sekcji oraz przybliżonym widokiem położenia zaworu i igły elektrozworu



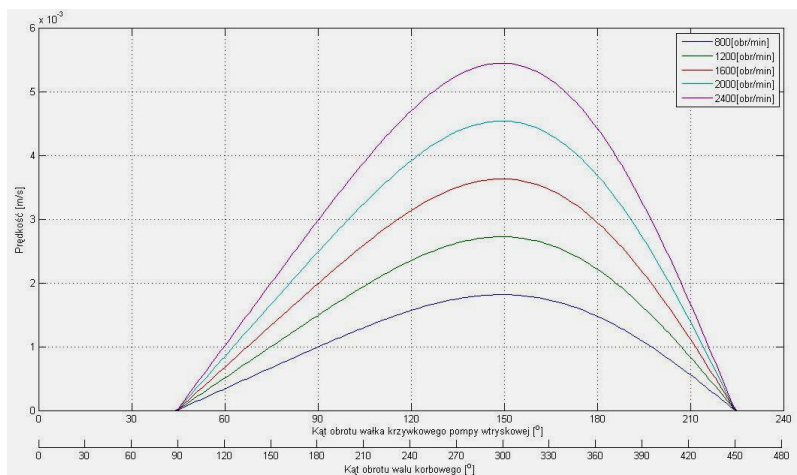
**Rys. 3.11.** Przesunięcie tłoczka sekcji jako funkcja kąta obrotu wału krzywkowego pompy i kąta obrotu wału korbowego silnika

Kąt obrotu wału krzywkowego pompy, z którego wynika czynne przemieszczenie tłoczka sekcji tłoczącej, można odnieść do kąta obrotu wału korbowego silnika pokrywającego dwa pełne suwy tłoka w cylindrze. W zależności od ustawienia wału krzywkowego pompy w stosunku do wału korbowego, czynne przemieszczenie tłoczka sekcji tłoczącej może trwać jeszcze w fazie wydechu i realizować funkcję dodatkowego wtrysku paliwa przeznaczonego na dopalenie filtra cząstek stałych. Jako zakres czynny krzywki rozumie się ten przedział kąt-

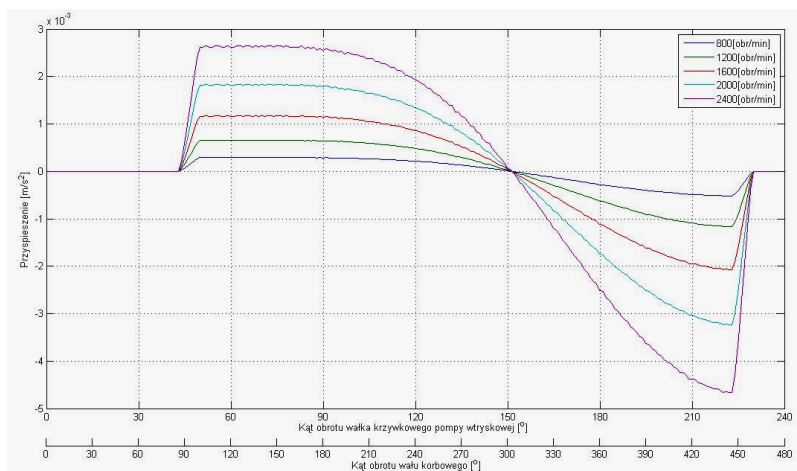
wy obrotu wałka krzywkowego, w którym napędzany jest tłoczek sekcji wytwarzający wysokie ciśnienie i jest to przedział od  $210^\circ$  do  $570^\circ$  kąta obrotu wału korbowego silnika. Tłoczenie rozpoczyna się już  $150^\circ$  przed GMP w suwie sprężania i trwa przez cały suw pracy aż do  $30^\circ$  po DMP jeszcze w suwie wydechu.

Dalszej analizie poddano zakres czynny krzywki, wyznaczając prędkość i przyspieszenie tłoczka sekcji w funkcji prędkości obrotowej silnika (rys. 3.12).

a)



b)



**Rys. 3.12.** Zakres parametrów kinematycznych tłoczka sekcji: a) prędkość, b) przyspieszenie

Wyznaczone przemieszczenie tłoczka sekcji tłoczącej determinuje różne prędkości i przyspieszenia w zależności od prędkości obrotowej wału korbowego silnika. Wyniki rozkładu przyspieszenia wskazują obszar, w którym nie



zmienia się przyspieszenie tłoczka, co korzystnie wpływa na dynamikę wtrysku paliwa. Ponadto im niższa jest prędkość obrotowa wału korbowego silnika, tym obszar stabilnego ciśnienia jest większy.

### 3.3. Badania wstępne zmodyfikowanego układu zasilania

#### 3.3.1. Badania symulacyjne

Znaczący wpływ na poprawną pracę silnika ma precyzja sterowania elementami wykonawczymi pompy, w tym elektrozaworami sekcji tłoczącej. Dlatego projektując np. cewki elektromagnesów układu wtryskowego należy zwrócić szczególną uwagę na rodzaj i kształt dobranych materiałów, z jakich są wykonane. W fazie projektu należy również uwzględnić siły, jakie będą działały na przesuwany rdzeń elektrozaworu, dopuszczalny prąd i napięcie sterowania cewki, parametry te mają znaczący wpływ na sterowalność elektrozaworu. Wysoka precyzja wykonania elektrozaworów gwarantuje powtarzalność ich pracy, a tym samym równomierność pracy silnika. Równie ważnym parametrem elektrozaworu układu wtryskowego jest jego szybkość zadziałania, co związane jest z tzw. czasem zwłoki. Jest to różnica czasu pomiędzy impulsem wyzwalającym elektrozawór a faktycznym otwarciem przepływu paliwa do układu wtryskowego. W celu minimalizacji tego czasu często stosuje się sterowanie dużymi prądami, co znacznie skraca czas zadziałania tego elementu. Takie sterowanie prowadzi jednak do znacznego poboru mocy z układu zasilania i trwa w czasie, a parametrem ograniczającym możliwość zastosowania wtrysku wielofazowego jest czas trwania jednej fazy wtrysku. Z uwagi na zjawiska przepływu oleju napędowego przez sekcje tłoczące, zjawiska falowe przepływającego paliwa, ale również szybkość elektrozaworów sterujących sekcji czas ten może ulec znacznemu wydłużeniu. Czas trwania wtrysku dla silników czterosuwowych ciągników rolniczych przy założeniu maksymalnej prędkości obrotowej wnoszącej 2400 obr·min<sup>-1</sup> wynosi 2,5 ms.

**Tabela 3.5**

Parametry pompy dla różnych prędkości obrotowych

Obroty silnika [obr·min <sup>-1</sup> ]	800	1200	1600	2000	2400
czas obrotu wału korbowego silnika o kąt 1° [ms]	0,208	0,139	0,104	0,083	0,069
czas obrotu wału korbowego silnika o kąt 5° [ms]	1,042	0,694	0,521	0,417	0,347
czas obrotu wału korbowego silnika o kąt 15° [ms]	3,125	2,083	1,563	1,250	1,042

Realizacja wtrysku paliwa wielofazowego wymaga odmiennego podejścia do czasu wtrysku w funkcji obrotu wału korbowego silnika, gdzie kąt jednofazowego wtrysku jest podzielony na kilka faz. W zależności od ilości zastosowanych faz wtrysku jego pierwszy wtrysk pilotażowy ma miejsce do 32° przed GMP i trwa

bardzo krótko, około 2–3° OWK, drugi wtrysk wstępny również trwa bardzo krótko, ale ma miejsce około 15° przed GMP. Często wtrysk pilotażowy jest realizowany jako jednoczęściowy, rozpoczyna się 15° przed GMP i trwa 3–5° OWK. Ta faza wtrysku ma dostarczyć małą dawkę paliwa do cylindra o objętości 1–4 mm<sup>3</sup>, a jego efektem jest skrócenie zwłoki zapłonu wtrysku zasadniczego oraz równomierny przyrost ciśnienia spalania w cylindrze zapewniający tzw. miękką pracę silnika. Wtrysk zasadniczy rozpoczyna się od 5° przed do 5° po GMP i trwa od 4° do 20° OWK, uzyskując przyrost ciśnienia spalania w suwie pracy silnika. Bezpośrednio po wtrysku zasadniczym, tj. od 1° do 5° OWK realizowany jest dotrysk paliwa, w celu zmniejszenia emisji i trwa 4° OWK. Dopiero 200° po GMP, już w suwie wydechu, może być realizowany bardzo krótki dotrysk paliwa na dopalenie cząstek stałych i trwa 2–3° OWK. Stąd graniczną wartością dla realizacji wtrysków wielofazowych jest czas zadziałania elektrozaworów sekcji tłoczącej oraz przepływ oleju napędowego przez sekcję tłoczącą.

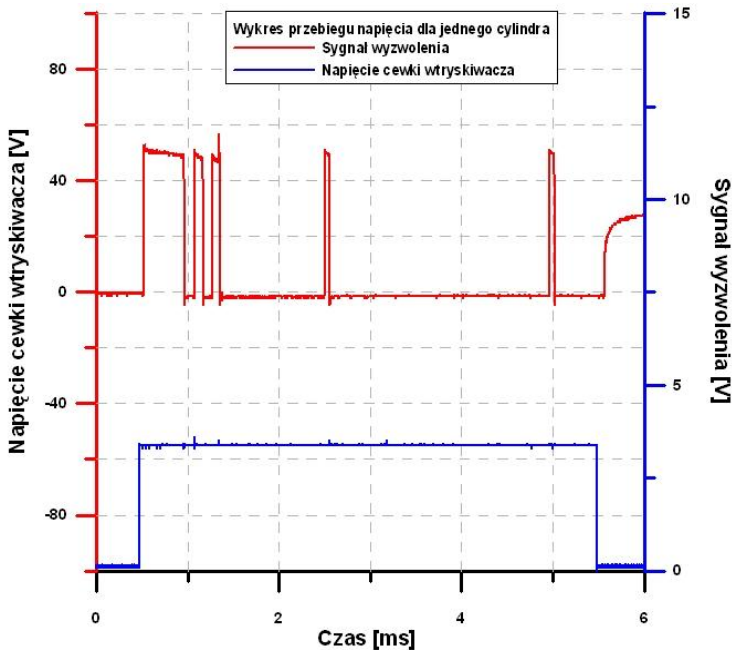
Na potrzeby sterowania pracą elektrozaworów sekcji tłoczącej został zbudowany symulator wtrysku wielofazowego. Symulator zbudowany jest w oparciu o układ ZL9ARM i mikrokontroler z rdzeniem ARM7, a całość jest oprogramowana w środowisku LabVIEW. Wykonana aplikacja umożliwia dla symulowanych obrotów wału korbowego silnika w czasie rzeczywistym sterowanie elektrozaworami sekcji tłoczącej w poszczególnych cyklach pracy silnika. Panel sterowania symulatora został przedstawiony na rysunku 3.13. Za pomocą suwaków ustawiane są obroty, czas otwarcia elektrozaworu wtryskiwacza oraz dodatkowo czas i stopień otwarcia zaworu EGR. Wykorzystując symulator, dokonano pomiaru czasu otwarcia i zamknięcia elektrozaworu sekcji tłoczącej, wyznaczając jego graniczną wartość, zmierzoną w warunkach laboratoryjnych firmy Auto Power Electronic, wynosi ona około 0,5 ms.



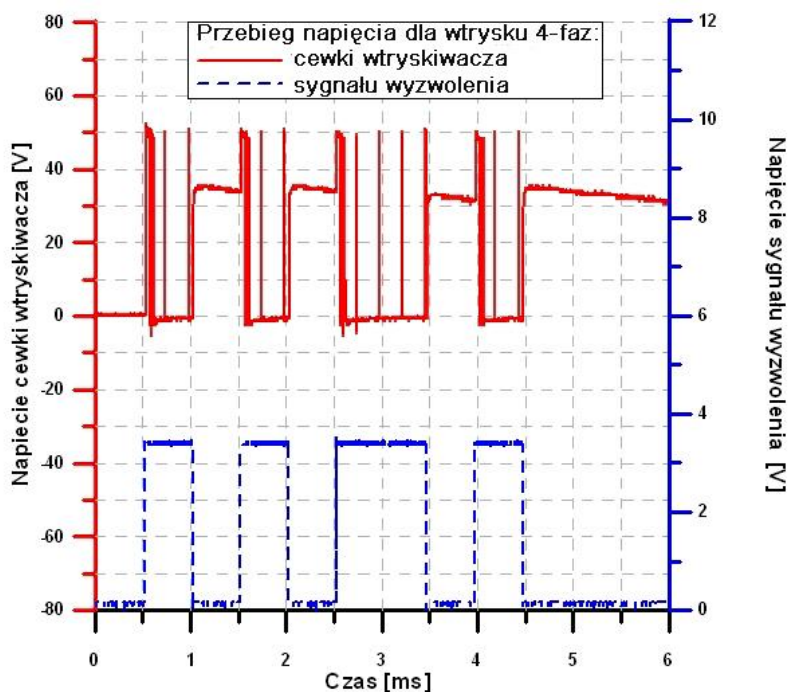
**Rys. 3.13.** Pulpit sterowniczy symulatora w środowisku LabVIEW (sterowanie wtryskiwaczami)

Przyjmując powyższe założenia, iż czas trwania wtrysku jednofazowego przy maksymalnej prędkości obrotowej wału korbowego silnika wynosi 2,5 ms, możliwe będzie wielokrotne otwarcie i zamknięcie elektrozaworu.

Na rysunku 3.14 przedstawiono zarejestrowany przebieg napięcia sterującego oraz przebieg napięcia na cewce elektrozaworu dla wtrysku jednofazowego. W zaproponowanym rozwiązaniu sterowanie elektrozaworami sekcji tłoczących w celu ograniczenia mocy, a tym samym poprawy bilansu energetycznego układu, odbywa się w oparciu o algorytm z odzyskiem energii z cewki elektrozaworu. Strategia ta zakłada sterowanie wysokoprądowe w pierwszej części sygnału sterującego, celem szybkiego otwarcia elektrozaworu. W drugiej części sterowanie odbywa się impulsowo w celu utrzymania przez odpowiedni czas, stosowny do dawki wtrysku paliwa, elektrozaworu w pozycji otwartej. Ostatnia, trzecia część sygnału sterującego odpowiedzialna jest za odzysk energii, poruszający się do pozycji zamkniętej rdzeń elektrozaworu wymusza przepływ prądu w przeciwnym kierunku, ładując kondensator. Energia zgromadzona w kondensatorze wykorzystywana jest w kolejnym cyklu do otwarcia elektrozaworu. Sygnał sterujący przy podziale dawki paliwa na cztery fazy przedstawia rysunek 3.15.



Rys. 3.14. Sterowanie cewką wtryskiwacza dla jednej fazy wtrysku paliwa



Rys. 3.15. Sterowanie cewką wtryskiwacza dla dawki paliwa podzielonej na fazy

Uwzględniając wyżej zaprezentowane wyniki można stwierdzić, że dla takiej konstrukcji mechatronicznej pompy wtryskowej możliwe jest zastosowanie wtrysku wielofazowego, który jest szczególnie pożądany przy niskich obrotach silnika i częściowym obciążeniu. Zatem możliwy będzie podział całkowitej dawki na przeddawkę, dawkę główną oraz dotrysk.

### 3.3.2. Badania stanowiskowe

Badania wstępne stanowiskowe zrealizowano na hamowni silnikowej Katedry Pojazdów Drogowych i Rolniczych przedstawionej na rys. 3.16.

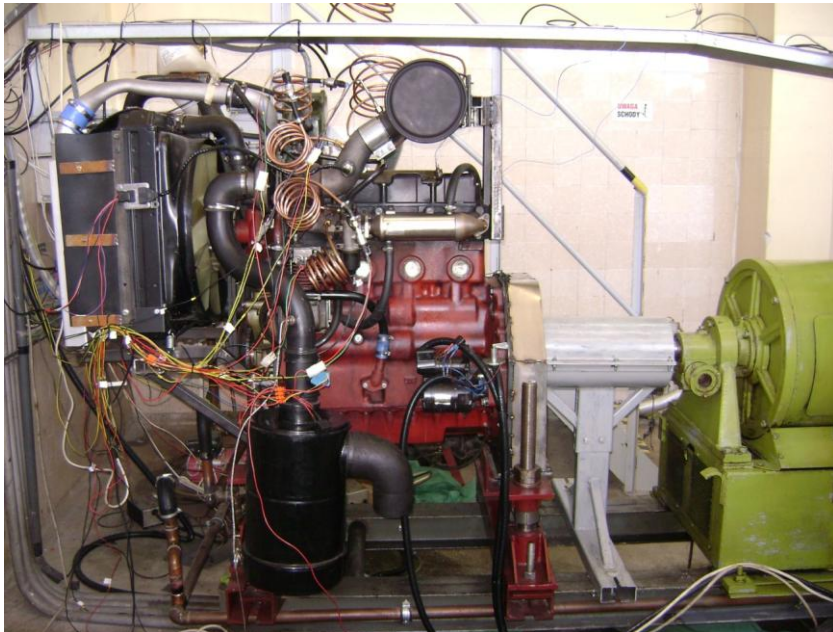
Istotnym z punktu widzenia analizy pracy silnika przy realizowaniu różnych algorytmów sterujących jest monitorowanie przebiegu ciśnienia spalania w cylindrze i przebieg ciśnienia paliwa w przewodach wysokiego ciśnienia. Zestaw do pomiaru ciśnień firmy AVL, obejmujący wzmacniacz sygnału oraz czujniki GM12D (0-20 MPa) i (0-200 MPa) podłączono z systemem pomiarowo-sterującym hamowni silnikowej.

Czujnik do pomiaru ciśnienia spalania zamontowano bezpośrednio w głowicy za pomocą specjalnie wykonanego adaptera w miejsce świecy żarowej czwartego cylindra. Czujnik w układzie wysokiego ciśnienia paliwa zamontowano przed wtryskiwaczem paliwa czwartego cylindra (rys. 3.17).

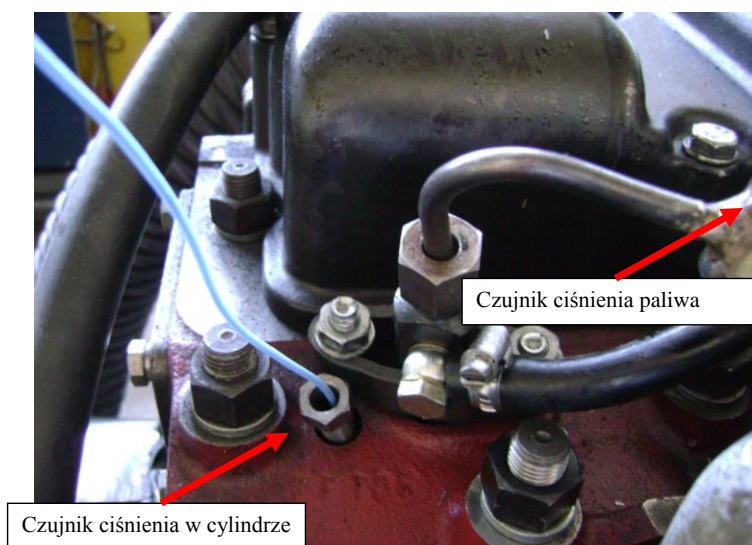
a)



b)



**Rys. 3.16.** Widok hamowni silnikowej: a) panelu sterującego, b) silnik Z 1505 połączony z hamulcem elektrodynamicznym



**Rys. 3.17.** Widok miejsca zamocowania czujników ciśnienia w silniku

W ten sposób równocześnie rejestrowano za pomocą czujników ciśnienia przebieg ciśnienia w przewodzie wysokiego ciśnienia pomiędzy sekcją tłoczącą a wtryskiwaczem oraz ciśnienie spalania w jednym cylindrze.

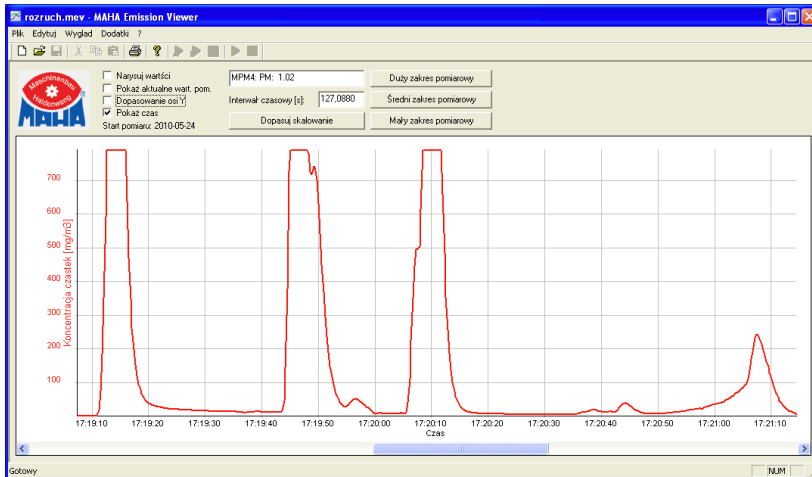
Podczas pomiaru mierzono również zużycie paliwa za pomocą przepływomierza Flowtronic, który również podłączono do systemu pomiarowo-sterującego hamowni.

Oprócz wspomnianych już wyżej czujników w układzie sterującym silnika zamontowano dodatkowe czujniki (ciśnienia, temperatury) oraz aparaturę do pomiaru emisji składników spalin i cząstek stałych.

Jednym z urządzeń wykorzystanych w badaniach jest dymomierz firmy MAHA typu MPM-4. Pozwala on na precyzyjny pomiar emisji cząstek stałych silnika spalinowego wysokoprężnego. Zastosowany system pomiarowy oparty na wiązce laserowej wykrywa cząstki o minimalnej średnicy ok. 0,002 mm. Pomiar polega na ciągłej rejestracji emisji cząstek stałych w układzie wylotowym, co pozwala na analizę warunków pracy silnika również w stanach niestacjonarnych. Wyniki pomiarów są graficznie przedstawione w postaci wykresów (rys. 3.18).

Skład spalin monitorowano za pomocą analizatora spalin Motorscan podłączonego do systemu pomiarowo-sterującego hamowni.

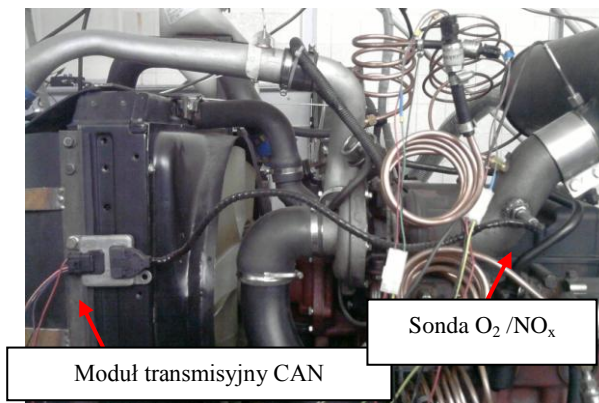
Ostatnim, ważnym z punktu widzenia sterowania zaworem recyrkulacji spalin jest dodatkowo zastosowany zintegrowany czujnik stężenia tlenu i tlenu azotu w spalinach ( $O_2/NO_x$ ) firmy Drivven. Czujnik ten umieszczono w układzie wylotowym silnika, a dane pomiarowe z modułu sondy przesyłane są do systemu pomiarowo-sterującego hamowni za pomocą magistrali CAN (rys. 3.19 i 3.20).



Rys. 3.18. Dymomierz MAHA – zarejestrowana emisja po uruchomieniu silnika



Rys. 3.19. Sonda  $O_2/NO_x$  firmy Driven z osprzętem



Rys. 3.20. Montaż elementów systemu Driven na badanym silniku

Elementem pośredniczącym w tej transmisji jest karta NI 9853 firmy National Instruments, przeznaczona do transmisji danych zgodnie z protokołem magistrali CAN.

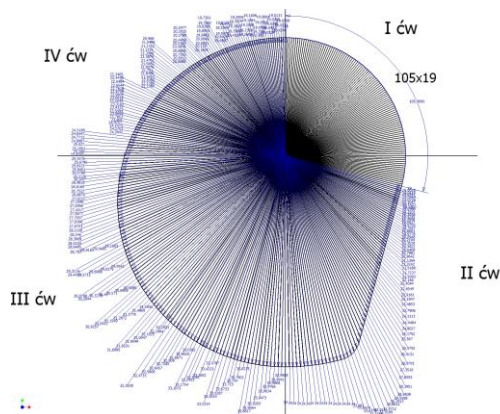
Podstawowe parametry zastosowanego czujnika zestawiono w tab. 3.6.

**Tabela 3.6.**

Parametry systemu pomiarowego Driven  $O_2/NO_x$

Substancja	Zakres pomiarowy	Dokładność	Czas reakcji, MS	Przesył danych
$NO_x$	0-3000 ppm	$0 \pm 10$ ppm $100 - 1500$ ppm $\pm 10\%$	1300	20 Hz
$O_2$	0 – 21%	$\lambda=0,90 \pm 1,4\%$ $\lambda=1,00 \pm 0,13\%$ $\lambda=2,65 \pm 0,32\%$	1000	

W badaniach wstępnych zweryfikowano możliwość uzyskania ze zmodyfikowanej rzędowej pompy wtryskowej dzielonej dawki wtrysku paliwa na dwie części w trakcie jednego cyklu pracy silnika. Aby jednak istniała taka możliwość, należy zapewnić w szerokim zakresie obrotu wału korbowego przyrost ciśnienia na wyjściu sekcji tłoczącej. Możliwość taką, jak wspomniano wyżej, uzyskamy dzięki odpowiedniemu kształtowi geometrycznemu krzywki na wałku krzywkowym pompy wtryskowej. W tradycyjnym rozwiązaniu krzywka ta miała charakter elipsy, w obecnej konstrukcji została zamodelowana z dwóch kół nieco przesuniętych względem siebie, co przedstawia rys. 3.21.



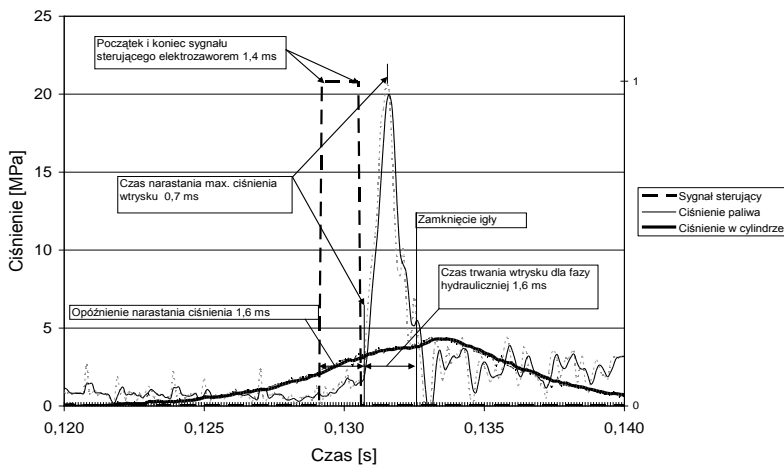
**Rys. 3.21.** Kształt krzywki wałka krzywkowego pompy wtryskowej

Jak można zauważyć, zakres czynny krzywki dla prezentowanego rozwiązania (rys. 3.11), tzn. zakres, w którym przemieszczenie się tłoczka sekcji powoduje wytwarzanie wysokiego ciśnienia, wynosi ponad  $180^\circ$  kąta obrotu wału korbowego silnika. W tym zakresie istnieje możliwość wtrysku paliwa do komory spala-

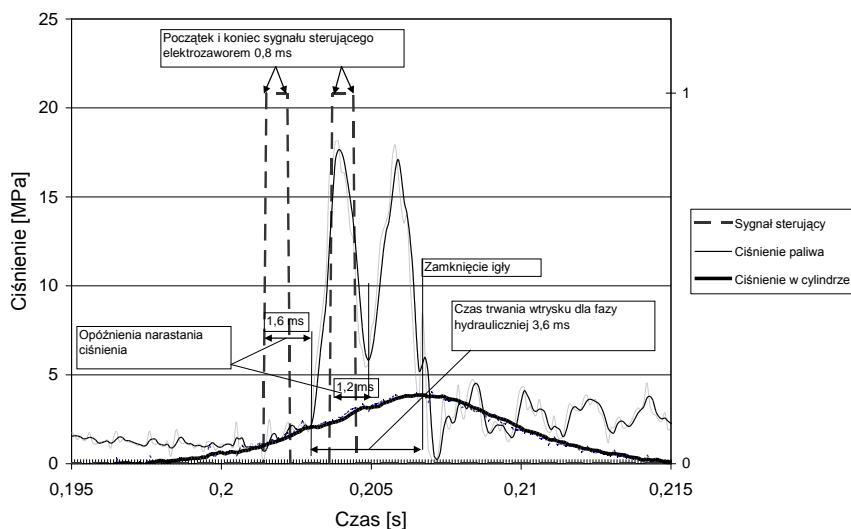


nia, jednak parametrem ograniczającym możliwość zastosowania wtrysku wielofazowego jest czas trwania jednej fazy wtrysku. Z badań szybkości działania elektrozaworów wynika, że jest wystarczająca na wielokrotne zamknięcie wtryskiwacza w czasie jednego cyklu. Jednak z uwagi na zjawiska przepływu oleju napędowego przez sekcje tłoczące, ściśliwość cieczy i inne zjawiska falowe przepływającego paliwa czas ten ulega wydłużeniu. Bardzo krótki sygnał otwarcia i zamknięcia elektromagnesu sekcji tłoczącej może nie spowodować wypływu paliwa z wtryskiwaczy lub spowodować jego wypływ ze znacznym opóźnieniem. W przypadku maksymalnej prędkości obrotowej silnika Z1505 czas trwania wtrysku jednofazowego trwa ok.  $36^\circ$  kąta OWK i rozpoczyna się ok. 12 stopni przed GMP. Jest to wystarczający czas na realizację wtrysku jednofazowego. Jednak realizacja wtrysku paliwa wielofazowego wymaga odmiennego podejścia do czasu wtrysku w funkcji OWK, gdyż jest on podzielony na kilka faz.

W badaniach stanowiskowych przeprowadzono testy otwierania elektrozaworów i zarejestrowano jego parametry dla jedno- i dwufazowego wtrysku paliwa w celu określenia opóźnień i czasu zwłoki. Na rysunkach 3.22 i 3.23 przedstawiono przebieg ciśnienia wewnątrz cylindra, przebieg ciśnienia paliwa w przewodzie wysokiego ciśnienia oraz sygnał wyzwalający cewkę elektrozaworu sekcji tłoczącej (linia przerywana). Rysunek 3.23 przedstawia wyniki dla silnika pracującego w trybie zasilania jednofazowego, tzn. nie ma podziału na dawkę wstępną i dawkę główną. Można zauważyć, że czas trwania impulsu wyzwolenia elektromagnesu sekcji tłoczącej pompy wtryskowej wynosi 1,4ms. Dawka wtrysniętego paliwa jest właśnie proporcjonalna do czasu otwarcia elektrozaworu. Na rysunku 3.24 przedstawiono zaś te same wartości, jednakże dla strategii sterowania dwufazowego. Przy czym należy zauważyć, że dawka została podzielona na dwie równe części, co wynika z analizy przebiegu impulsów sterujących cewką (oba trwają ok. 0.8 ms).



**Rys. 3.22.** Przebieg procesu wtrysku oraz ciśnienia spalania dla silnika pracującego z prędkością obrotową  $900 \text{ obr} \cdot \text{min}^{-1}$  z wtryskiem jednofazowym



**Rys. 3.23.** Przebieg procesu wtrysku oraz ciśnienia spalania dla silnika pracującego z prędkością obrotową  $900 \text{ obr}\cdot\text{min}^{-1}$  z wtryskiem dwufazowym

Oprócz procentowego podziału dawki na różne części możliwe jest również przemieszczanie dawek względem obrotów wału korbowego. Jak wcześniej już wspomniano, zasadniczy wpływ na jakość pracy silnika ma moment wtrysku dawki paliwa do komory spalania. Realizując algorytm sterowania wtryskiem wielofazowym dodatkowym parametrem mającym wpływ na kulturę pracy silnika jest odstęp (zadawany w stopniach OWK) pomiędzy kolejnymi dawkami wtryskiwanego paliwa.

Podsumowując, przy wykorzystaniu mechatronicznej pompy wtryskowej sterowanej z ECU silnika możliwe jest uzyskanie wtrysku wielofazowego oraz precyzyjne zadawanie takich wielkości sterujących jak kąt wtrysku dawki pilotującej oraz kąt wtrysku dawki zasadniczej. Prawidłowy dobór tych wielkości w ECU silnika współpracującego z zaworem recyrkulacji spalin ma wpływ na jakość spalania w silniku o zapłonie samoczynnym pojazdów pozadrogowych i obniżenia emisji substancji szkodliwych do środowiska, jak również ma wpływ na czynniki decydujące o mniejszej hałaśliwości, twardości pracy oraz drganiach silnika.

## 4. STEROWANIE UKŁADEM WTRYSKOWYM

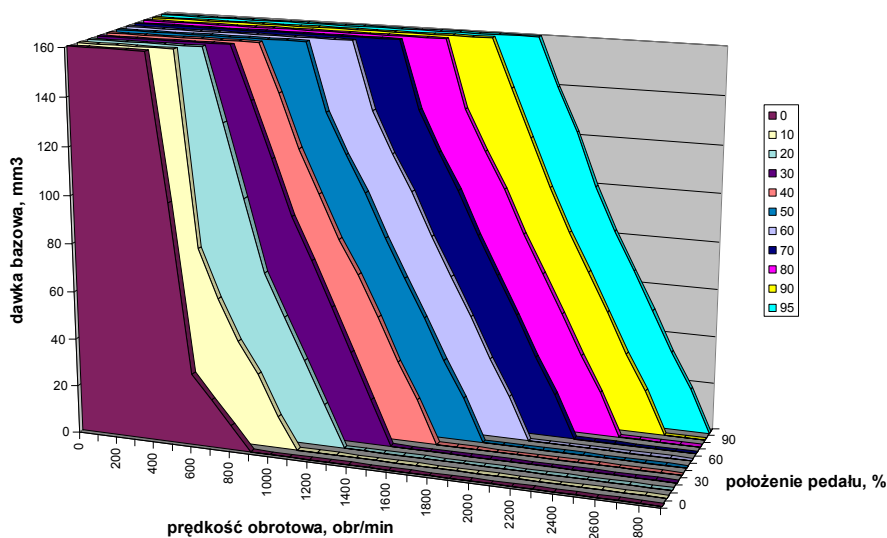
### 4.1. Charakterystyka systemu sterowania

We współczesnych rozwiązaniach konstrukcyjnych silnika, znaczącą rolę odgrywa elektroniczna jednostka zarządzająca jego pracą, zwana ECU silnika. Dzięki znacznemu w ostatnich latach rozwojowi układów elektronicznych i mikroprocesorowych możliwe stały się pomiary wielkości, które do niedawna ze względu na swoją szybkozmiennność lub złożoność były niemożliwe. Znajomość tych wielkości pozwoliła na precyzyjne sterowanie elementami wykonawczymi, co znacznie przyczyniło się do poprawy własności dynamicznych, ekologicznych, ekonomicznych oraz własności eksploatacyjnych silników spalinywych. Głównym zadaniem ECU jest sterowanie w oparciu o dane pomiarowe z czujników elementami wykonawczymi, którymi są w nowoczesnych silnikach spalinowych np. wtryskiwacze paliwa, zawory recyrkulacji spalin, przepustnice, cewki zapłonowe i inne nastawniki [12, 20, 25, 27, 40, 64, 65]. Kluczowym sygnałem wejściowym do ECU silnika o zapłonie samoczynnym, jak już przedstawiono w rozdziale 3, jest informacja o położeniu wału korbowego silnika w danym cyklu pracy. We współczesnym elektronicznie sterowanym silniku jest to sygnał z czujnika położenia wału korbowego i położenia wałka rozrządu, w tym przypadku położenia wałka krzywkowego pompy. To właśnie w oparciu o te sygnały jednostka sterująca oblicza precyzyjnie moment wtrysku paliwa dla aktualnego punktu pracy silnika spalinowego, w zależności od prędkości obrotowej jego wału korbowego oraz obciążenia silnika. Sterownik w oparciu o algorytm zapisany w ECU oblicza czas trwania wtrysku (co ma bezpośrednie przełożenie na dawkę paliwową) oraz kąt wyprzedzenia wtrysku. Aby wykorzystać w pełni możliwości sterowania mechatronicznej pompy wtryskowej i spełnić wymogi emisji spalin, została ona wyposażona w taki sterownik silnika. Nowa rzędowa pompa wtryskowa oprócz ECU została wyposażona w dwa czujniki, tj. czujnik położenia wałka krzywkowego oraz czujnik prędkości obrotowej wału korbowego, a sekcje tłoczące doposażono w elektrozawory. Dzięki takiemu rozwiązaniu sterownik otrzymuje informację o punkcie pracy silnika i fazie tłoczenia poszczególnych sekcji pompy. Elektrozawory sekcji tłoczącej podłączono indywidualnie do sterownika w taki sposób, że mogą być one sterowane niezależnie.

Na wielkość dawki paliwa mają również wpływ inne parametry silnika jak temperatura i ciśnienie powietrza w kolektorze dolotowym, temperatura paliwa i cieczy chłodzącej, dlatego wyposażono silnik w czujniki do pomiaru tych wielkości. Oprócz wyjść sterujących elektrozaworami sekcji tłoczących, sterownik ECU ma również wyjście sterowania zaworem recyrkulacji spalin EGR.

Wyjście to generuje sygnał PWM (modulacja szerokości impulsu) lub pracuje w trybie dwustanowym w zależności od rodzaju podłączonego zaworu.

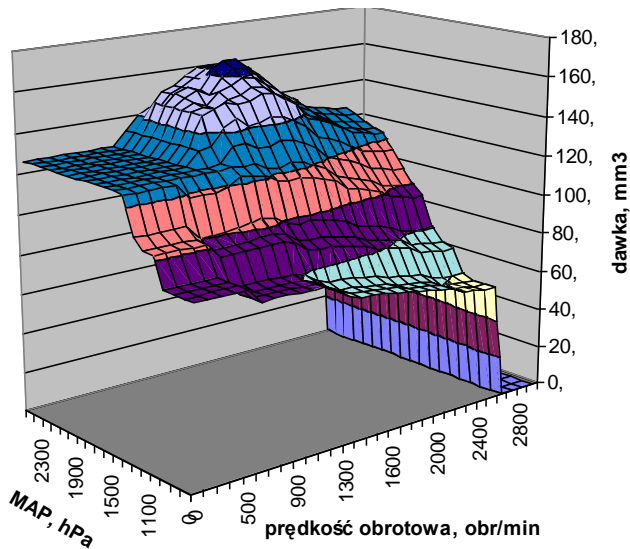
Sygnały z wszystkich czujników rozmieszczonych na silniku są przetwarzane i wykorzystywane przez ECU silnika do generowania sygnałów sterujących pracą układu wtryskowego. W sterowniku zawarte są podstawowe mapy sterujące, na podstawie których następuje sterownie elektrozaworami umieszczonymi w pompie wtryskowej oraz dodatkowe charakterystyki korygujące dawkę paliwa. Jedną z omawianych map sterowania jest ustalenie dawki bazowej w zależności od położenia pedału mocy oraz prędkości obrotowej wału korbowego silnika (rys. 4.1)



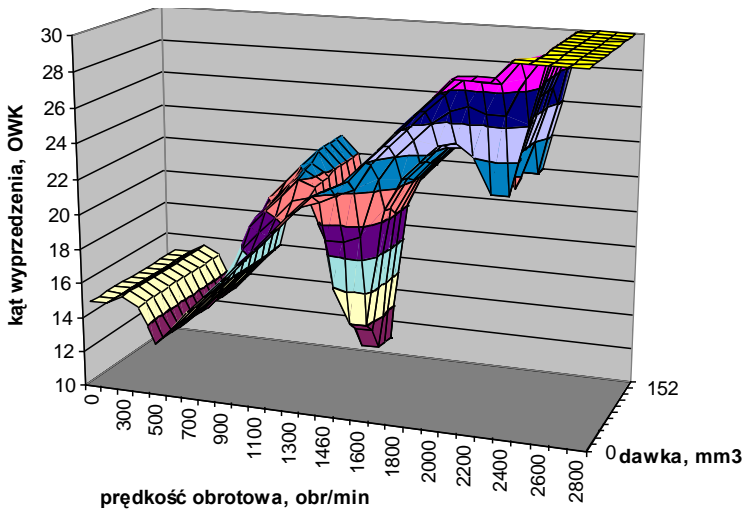
**Rys. 4.1.** Podstawowa mapa sterowania elektrozaworem dawkowania umieszczonym w pompie wtryskowej w zależności od położenia pedału i prędkości obrotowej wału korbowego silnika [42]

Tak wygenerowana wartość bazowej dawki paliwa jest korygowana w oparciu o kolejne mapy przedstawiające zależność dawki paliwa od ciśnienia powietrza w kolektorze dolotowym. Temperatura i ciśnienie powietrza są odczytywane ze zintegrowanego czujnika ciśnienia i temperatury (MAP-sensor) umieszczonego w układzie dolotowym (rys. 4.2). Zatem maksymalna dawka paliwa wtryskiwana jest przy średnich prędkościach obrotowych wału korbowego silnika oraz wysokich wartościach ciśnienia w układzie dolotowym. Odpowiada to pracy silnika w obszarze zbliżonym do pola maksymalnego momentu obrotowego.

Moment wtrysku paliwa sterowany jest za pomocą kolejnej mapy z wykorzystaniem czujników położenia wałka krzywkowego pompy wtryskowej oraz wału korbowego silnika przy kącie wyprzedzenia wtrysku, który jest określony na podstawie mapy opisującej go w funkcji prędkości obrotowej wału korbowego silnika i dawki paliwa (rys. 4.3.).



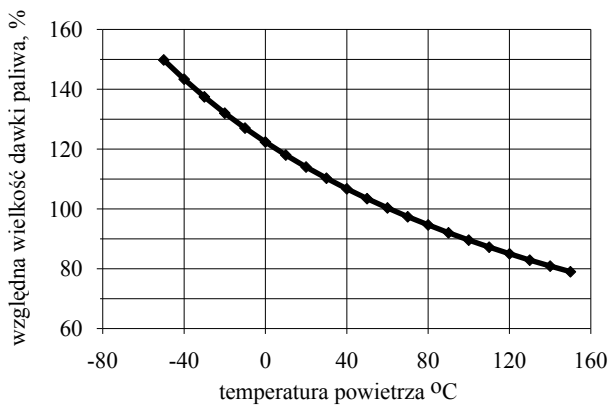
Rys. 4.2. Mapa sterowania elektrozaworem w zależności od prędkości obrotowej i ciśnienia w kolektorze dolotowym [42]



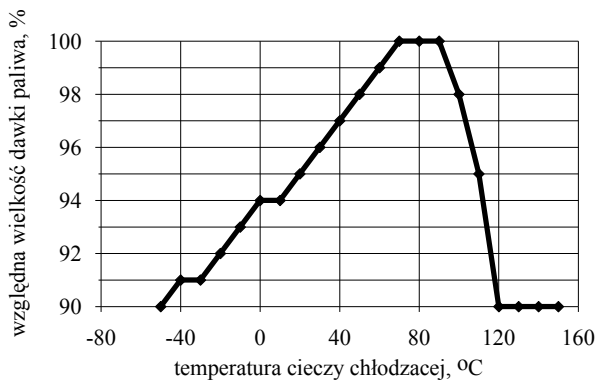
Rys. 4.3. Mapa kąta wyprzedzenia wtrysku w zależności od prędkości obrotowej wału korbowego i ciśnienia w kolektorze dolotowym [42]

Dodatkowe parametry mające wpływ na wielkość dawki paliwa oraz kąt wyprzedzenia wtrysku to:

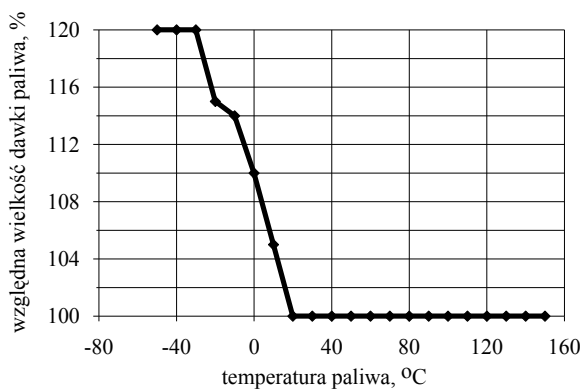
- temperatura powietrza w kolektorze dolotowym (rys. 4.4),
- temperatura cieczy chłodzącej (rys. 4.5),
- temperatura paliwa doprowadzona do pompy wtryskowej (rys. 4.6).



**Rys. 4.4.** Względna wielkość dawki paliwa w zależności od temperatury powietrza [42]

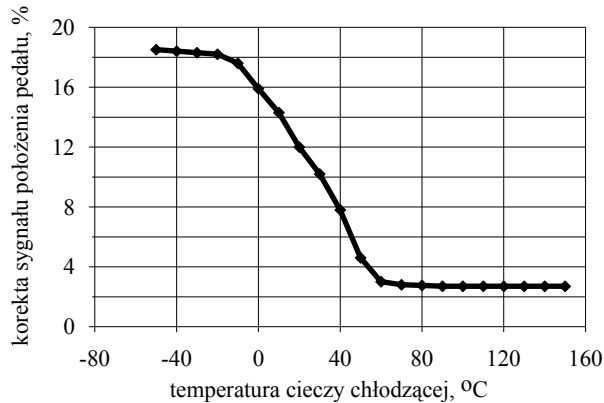


**Rys. 4.5.** Względna wielkość dawki paliwa w zależności od temperatury cieczy chłodzącej [42]



**Rys. 4.6.** Względna wielkość dawki paliwa w zależności od temperatury paliwa [42]

Dodatkowo przy korekcie dawki paliwa pod uwagę brany jest również sygnał położenia pedału przyspieszenia, którego wartość jest zależna od temperatury cieczy chłodzącej (rys. 4.7).



**Rys. 4.7.** Korekta sygnału położenia pedału w zależności od cieczy chłodzącej [42]

Uwzględnienie map sterujących oraz wszystkich korekt pozwala na wygenerowanie odpowiedniego sygnału sterującego kierowanego do elementów wykonawczych układu wtryskowego.

## 4.2. Układy pomiarowo-sterujące

Realizacja nowych strategii sterowania mechatroniczną pompą wtryskową jest możliwa dzięki opracowaniu układów pomiarowo-sterujących współpracujących z ECU silnika. Taka konfiguracja sprzężona z ECU silnika oraz układem pomiarowo-sterującym hamowni pozwoli na elastyczne oraz powtarzalne sterowania w czasie rzeczywistym [25, 27, 39, 65]. Taki układ wymaga wysoko wydajnej wbudowanej platformy sterowania i zbierania danych, którą zrealizowano w oparciu o system Compact Rio firmy National Instruments. System ten oparty jest na technologiach LabVIEW FPGA oraz LabVIEW/Real-Time, a kontrolowany przez interfejs graficzny. Pozwala on na realizowanie zaawansowanych zastosowań rozszerzających możliwości całego systemu o wtrysk wielofazowy i zintegrowane sterowanie zaworem recyrkulacji spalin. Równocześnie omawiana platforma służy jako rozbudowany system pomiarowy do rejestracji szybko zmiennych sygnałów pomiarowych. Dzięki dużej szybkości przetwarzania informacji na platformie, pamięci operacyjnej oraz pamięci masowej możliwe jest tworzenie wymagających aplikacji oraz późniejsze ich testowanie.

Na potrzeby badań wybrano sterownik czasu rzeczywistego Compact Rio oparty na kontrolerze cRIO-9022, charakteryzujący się następującymi własnościami:

- procesor 533 MHz, pamięć nielotna 2GB, 2 porty Ethernet,
- port Hi-Speed USB – podłączenie dodatkowej pamięci,

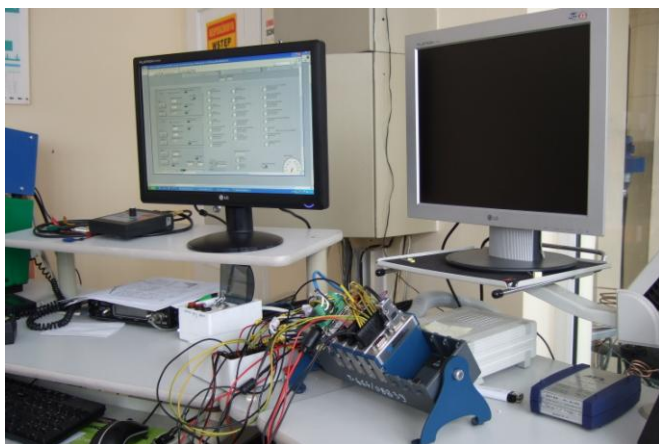
- port RS 232 – podłączenie dodatkowych urządzeń peryferyjnych,
- wejścia 9-35 VDC.

Duża ilość pamięci nieulotnej zapewnia przepustowość magistrali danych i umożliwia obsługę złożonych algorytmów przetwarzania sygnałów wykorzystywanych w aplikacjach sterowania i monitorowania parametrów pracy silnika Z 1505. Kontroler osadzono w obudowie sprzętowej posiadającej osiem wejść na dodatkowe moduły pomiarowe:

- moduł NI 9401 wejścia/wyjścia sygnałów cyfrowych,
- moduł NI 9411 wejściowych sygnałów cyfrowych,
- dwa moduły NI 9201 wejść analogowych,
- moduł NI 9853, który zapewnia komunikację z magistralą CAN z sondą pomiarową NO<sub>x</sub> firmy Bosch,
- dwa moduły wyjść końcówek mocy dla wtryskiwaczy firmy Driven.

Zestawiona aparatura pozwala na pomiar 16 kanałów analogowych z częstotliwością 500 kS/s, 8 wejściowych kanałów cyfrowych z częstotliwością 10 MHz, 8 wej/wyj kanałów cyfrowych z częstotliwością 2MHz oraz komunikację z urządzeniami za pomocą magistrali CAN.

Dzięki tak rozbudowanemu systemowi na platformie CompactRio istnieje możliwość monitorowania sygnałów z 22 czujników zamontowanych na silniku (rys. 4.8).



**Rys. 4.8.** Stanowisko pomiarowe parametrów silnika Z1505 CompactRio

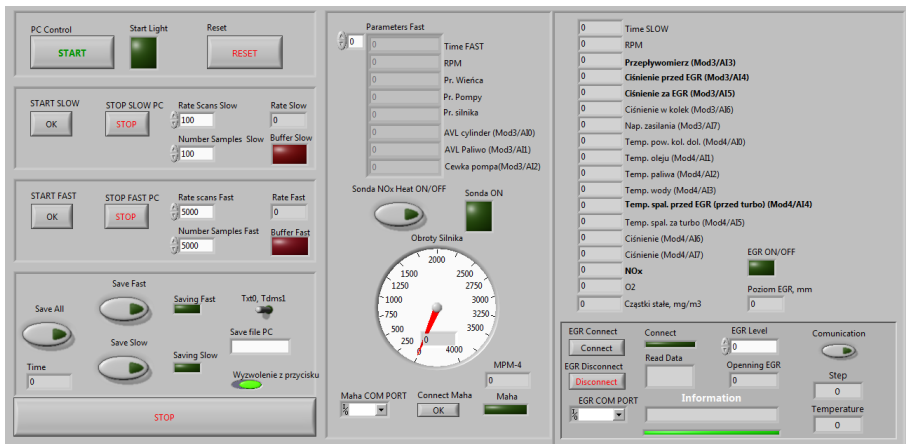
Na potrzeby badań wykonano aplikację monitorującą wyznaczone parametry silnika w środowisku Labview. Aplikacja zbudowana jest w formie projektu i podzielona jest na dwie główne części:

- HOST – aplikacja uruchamiana na komputerze PC (interfejs użytkownika), która pozwala na wymianę danych ze sterownikiem. Host VI zawiera panel frontowy, za pomocą którego można odczytywać mierzone parametry, jak również sterować procesem ich zapisu.



- RT TARGET – aplikacja Real-Time wykonywana na sterowniku CompactRio, który pracuje jako samodzielne urządzenie wykonawcze.

Aplikacja uruchomiona na sterowniku Compact Rio (RT Target) monitoruje wyznaczone parametry silnika z określoną częstotliwością. Monitorowane są parametry silnika w zależności od dynamiki konkretnego układu. Ze względu na wymaganą szybkość i dużą moc obliczeniową operacji wykonywanych w sterowniku aplikacja uruchomiona na urządzeniu **RT TARGET** wykonana została w trybie **FPGA MODE**. Tryb ten wymagał wykonania dwóch niezależnych aplikacji. Pierwsza aplikacja **FPGA CODE** odczytuje, filtruje i przetwarza sygnały odczytywane z modułów zainstalowanych w urządzeniu. Aplikacja ta jest następnie konwertowana do kodu VHDL i syntezowana do układu FPGA urządzenia Compact Rio. Zapewnia to bardzo dużą prędkość działania i wysoki poziom niezawodności pracy. Druga aplikacja **HOST CODE.vi** pracuje na sterowniku czasu rzeczywistego Compact Rio. Odczytuje wcześniej przygotowane dane z układu FPGA. Próbkowanie tych danych odbywa się z wykorzystaniem dwóch częstotliwości próbkowania odpowiednio 100Hz i 5kHz. W tym celu w programie wykonano dwie niezależne pętle taktowane różną częstotliwością, w których mierzone parametry są buforowane, zapisywane na dysku wewnętrznym sterownika i następnie przekazywane za pomocą protokołu TCP/IP na sieć ethernetową i interfejs graficzny użytkownika (rys. 4.9).



Rys. 4.9. Aplikacja (Host) do monitorowania parametrów silnika i sterowania sterownikiem Compact Rio

Szybka pętla próbkowana pracuje z częstotliwością 5kHz i odczytuje sygnały szybkozmienne z:

- czujnika prędkości obrotowej wału korbowego,
- czujnika prędkości obrotowej wałka krzywkowego pompy wtryskowej,
- cewki wtryskiwacza,
- czujnika ciśnienia wewnątrz cylindra nr 4,

- czujnika ciśnienia paliwa przed wtryskiwaczem nr 4,
- zegara czasu systemu pomiarowego.

Druga pętla monitoruje i zapisuje pozostałe sygnały z częstotliwością 100 Hz, do których należą między innymi sygnały z:

- przepływomierza powietrza,
- czujników ciśnienia powietrza w kolektorze, przed turbiną, za turbiną, za EGR,
- czujnika temperatury: oleju, powietrza w kolektorze, paliwa, cieczy chłodzącej, spalin przed turbiną, spalin za turbiną,
- zintegrowanego czujnika stężenia  $\text{NO}_x$  i  $\text{O}_2$
- zegara czasu systemowego.

Platforma sprzętowa CompactRio odpowiada również za komunikację i sterowanie programowalnym zaworem EGR, na którym w sposób powtarzalny możemy zadać dowolny krok otwarcia zaworu. Panel umożliwia również odczyt informacji o błędach, stopniu otwarcia zaworu oraz zmierzonej temperaturze pracy zaworu EGR.

Ponadto do obsługi zintegrowanego czujnika tlenu i tlenków azotu (sonda  $\text{O}_2/\text{NO}_x$ ) zastosowano magistralę CAN przy użyciu bibliotek FPGA i Real Time.

### 4.3. Wpływ sterowania na wybrane wskaźniki pracy silnika

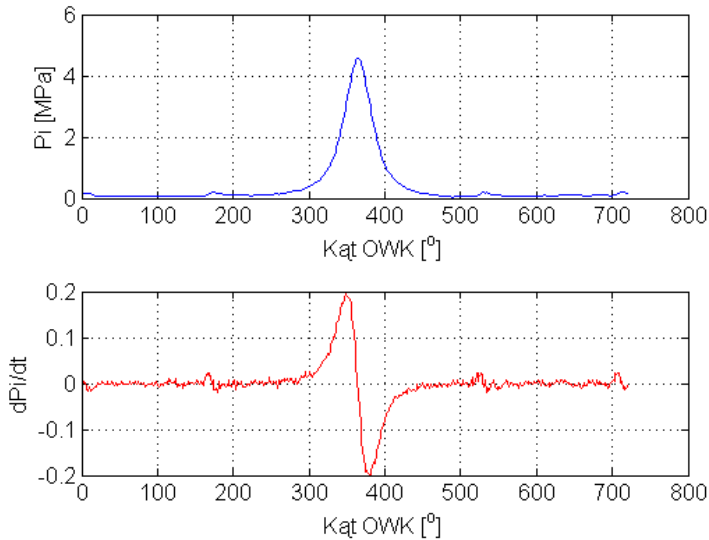
Prawidłowy dobór parametrów sterowania silnika o zapłonie samoczynnym, takich jak kąty wyprzedzenia wtrysku paliwa, dawka paliwa i dobór ilości faz wtrysku paliwa mają bezpośredni wpływ na wskaźnik pracy silnika. Realizując odpowiednią strategię sterowania można ograniczyć zużycie paliwa i emisję substancji szkodliwych przy zachowaniu własności dynamicznych jednostki napędowej, a tym samym poprawie sprawności jednostki. W celu analizy procesu spalania w silniku ZS, przeprowadzono badania stanowiskowe dla różnych ustawień mechatronicznej rzędowej pompy wtryskowej. Analizowano zmiany ciśnienia spalania w cylindrze, wprowadzając bezpośrednio do komory spalania piezoelektryczny czujnik firmy AVL służący do pomiaru ciśnienia. W trakcie eksperymentu rejestrowane były również takie parametry jak zużycie paliwa, moment obrotowy oraz rozkład temperatur w wybranych punktach pomiarowych rozmieszczonych na silniku. Zbyt gwałtowny przyrost ciśnienia spalania w cylindrze jest niekorzystny, gdyż sprzyja wzrostowi emisji hałasu i drgań silnika oraz pogorszeniu własności emisyjnych (wzrostowi emisji tlenków azotu). Dlatego w celu dokładniejszej analizy procesu spalania przeanalizowano również przebieg pochodnej zmiany ciśnienia spalania obrazującej prędkość przyrostu tego ciśnienia.

Analizę uzupełniono o przedstawienie przyrostów odpowiednich ciśnień w czasie, co pozwoliło na porównanie procesu spalania przy uwzględnieniu algorytmów sterowania wtryskiem paliwa. Przebiegi odpowiednich ciśnień dla prędkości obrotowej wału korbowego 1200 obr/min przedstawiono na rys. 4.10–4.23. Badania wykonano dla kilku ustawień wtrysku dawki paliwa (tab. 4.1).

Tabela 4.1.

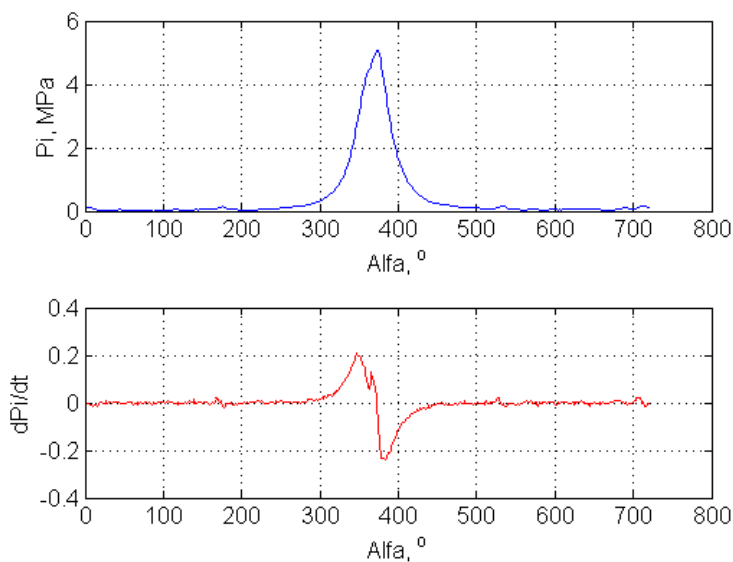
Podstawowe parametry wybranych ustawień wtrysku dawki paliwa

Oznaczenie sposobu wtrysku	Kąt wtrysku dawki głównej, °OWK	Kąt wtrysku przeddawki, °OWK
1-fazowy	9	–
2-fazowy I	9	15
2-fazowy II	9	18
2-fazowy III	9	21

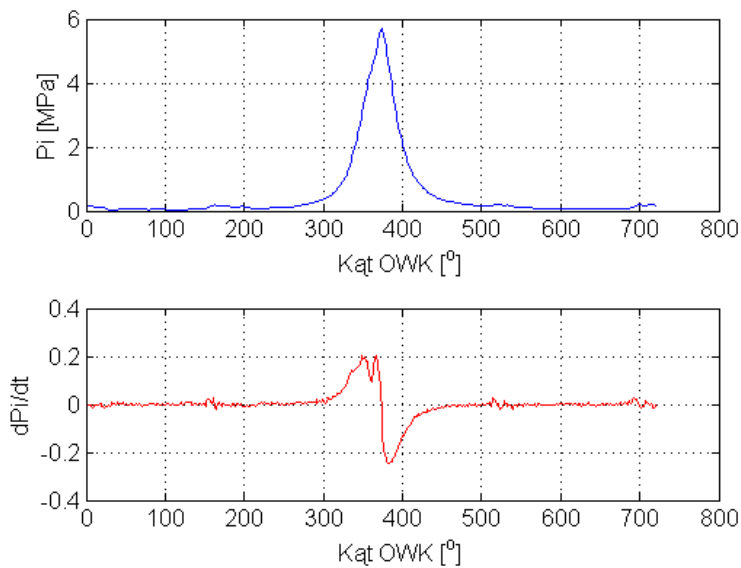
Rys. 4.10. Przebieg ciśnienia  $P_i$  oraz jego zmiany  $dP_i/dt$  przy wyłączeniu dawkowania paliwa

Równomierny przebieg zarówno wzrostu jak spadku ciśnienia prezentuje próba przeprowadzona podczas wyłączenia dawkowania paliwa w badanym cylindrze (rys. 4.10). Spalanie paliwa w cylindrze podczas wtrysku jednofazowego powoduje nierównomierny przyrost ciśnienia spalania wyraźnym skokiem  $dP_i/dt$ .

Poszczególne ustawienia parametrów wtrysku oznaczono jako wtrysk jednofazowy bądź dwufazowy z odpowiednimi cyframi „I”, „II” i „III” (tab. 4.1; rys. 4.11–4.13). W przypadku „I” można zauważyć łagodny przyrost ciśnienia podczas spalania przy równoczesnym obniżeniu maksymalnej jego wartości (rys. 4.11). W przypadku większego odstępu pomiędzy fazami wtrysku (przypadek „II”) można zaobserwować nierównomierność wzrostu ciśnienia  $dP_i/dt$  (rys. 4.13) przy równoczesnym wzroście maksymalnej wartości ciśnienia spalania (rys. 4.13). Z kolei skrócenie czasu pomiędzy fazami przy sterowaniu wtryskiem dwufazowym „III” w stosunku do przypadku „I” powoduje łagodniejszy przyrost ciśnienia w końcowej fazie procesu spalania (rys. 4.13).

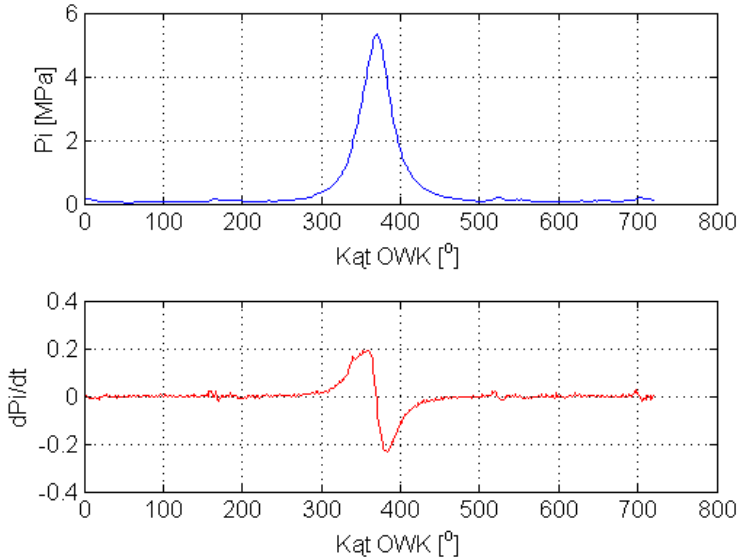


**Rys. 4.11.** Przebieg ciśnienia  $P_i$  oraz jego zmiany  $dP_i/dt$  przy wtrysku jednofazowym



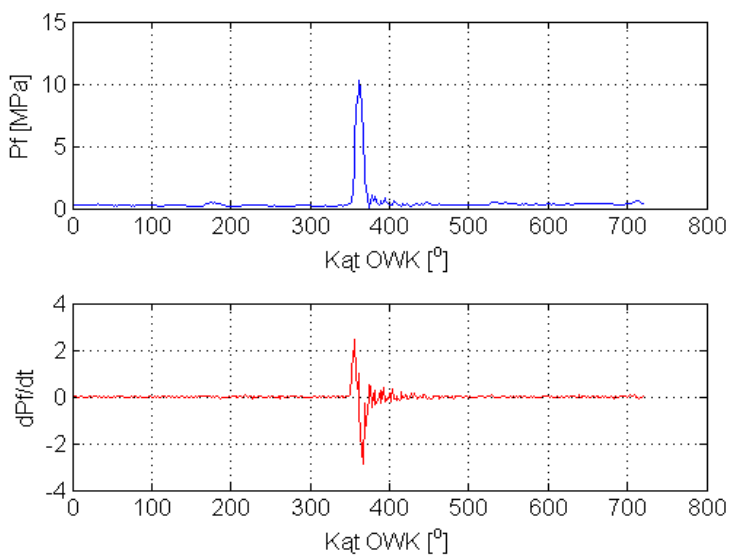
**Rys. 4.12.** Przebieg ciśnienia  $P_i$  oraz jego zmiany  $dP_i/dt$  przy wtrysku dwufazowym I

Z kolei skrócenie czasu rozumiane jako zmniejszenie kąta wtrysku przeddawki pomiędzy fazami przy sterowaniu wtryskiem dwufazowym „III” w stosunku do przypadku wtrysku dwufazowego „I” (tab. 4.1) powoduje bardzo łagodny przyrost ciśnienia w końcowej fazie procesu spalania (rys. 4.13).

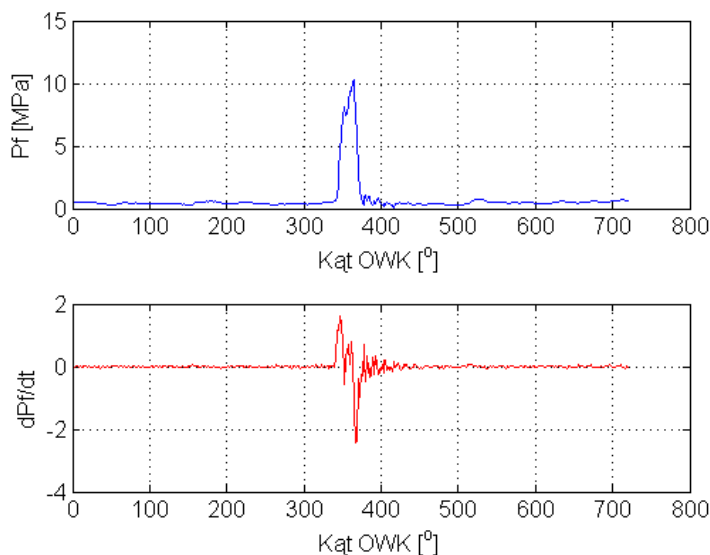


**Rys. 4.13.** Przebieg ciśnienia  $P_i$  oraz jego zmian  $dP_i/dt$  przy wtrysku dwufazowym II

Przebiegi ciśnienia paliwa  $P_f$  dla poszczególnych przypadków sterowania wtryskiem pokazują rys. (4.14–4.18) Również tutaj różnice pomiędzy odpowiednimi sposobami podziału dawki paliwa są istotne (szczególnie analizując przyrost ciśnienia paliwa w czasie  $dP_f/dt$ ). Bardzo niewielki odstęp pomiędzy poszczególnymi fazami powoduje np. niemalże ciągły wzrost ciśnienia bez widocznego podziału przebiegu na dwie fazy (rys. 4.17).

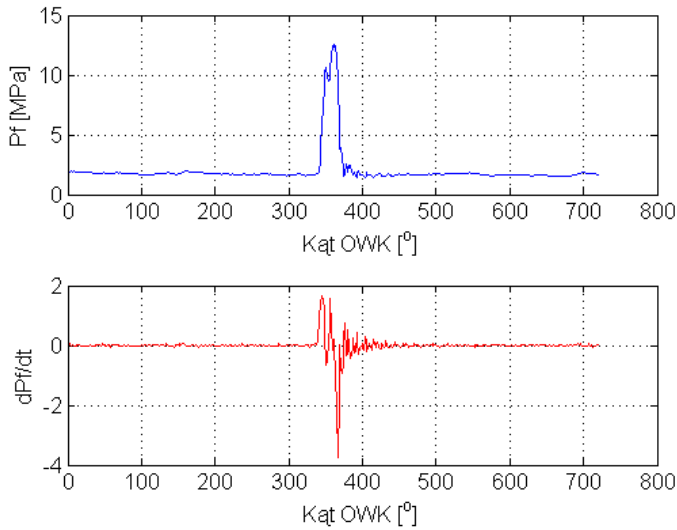


**Rys. 4.14.** Przebieg ciśnienia wtrysku  $P_f$  oraz przyrostu ciśnienia  $dP_f/dt$  przy wtrysku jednofazowym

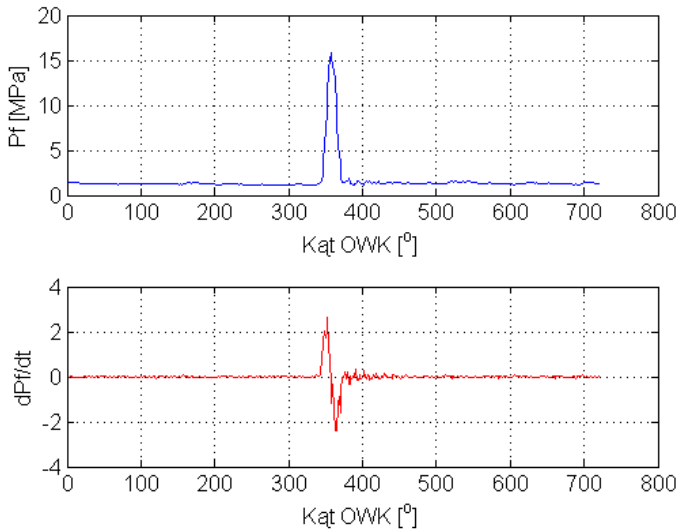


**Rys. 4.15.** Przebieg ciśnienia wtrysku  $P_f$  oraz przyrostu ciśnienia  $dP_f/dt$  przy wtrysku dwufazowym I

Z kolei sterowanie wtryskiem dwufazowym w przypadku „I” oraz „II” generuje powstanie łatwych do wyodrębnienia faz przyrostu ciśnienia wtrysku (rys. 4.16, 4.17).

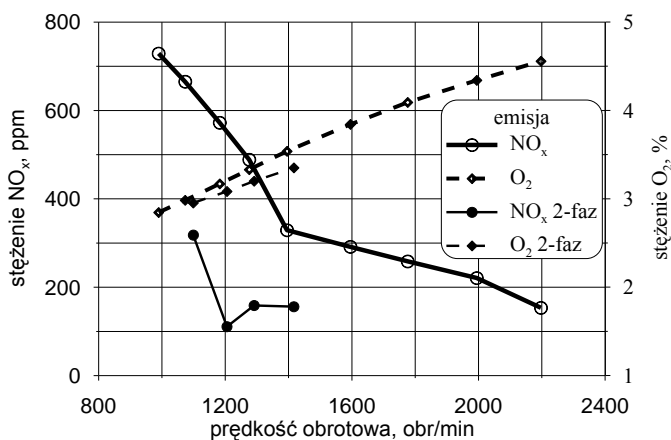


**Rys. 4.16.** Przebieg ciśnienia wtrysku  $P_f$  oraz przyrostu ciśnienia  $dP_f/dt$  przy wtrysku dwufazowym II



**Rys. 4.17.** Przebieg ciśnienia wtrysku  $P_f$  oraz przyrostu ciśnienia  $dP_f/dt$  przy wtrysku dwufazowym III

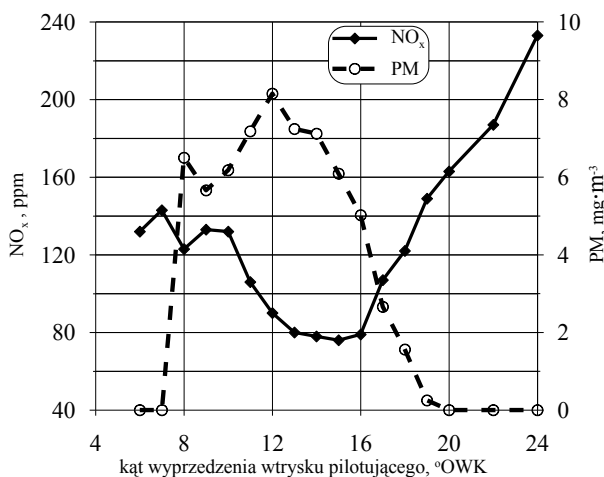
Innym bardzo istotnym aspektem sterowania wtryskiem dawki paliwa są własności ekologiczne silnika. Jak pokazują badania wstępne, możliwy jest znaczący wpływ na emisję  $\text{NO}_x$  (rys. 4.19). Wpływ wtrysku dwufazowego zbadano dla ograniczonego zakresu prędkości obrotowych ze względu na brak opracowanych optymalnych map sterowania w momencie wykonywania badań.



**Rys. 4.18.** Wpływ zastosowania podziału dawki paliwa na dwie fazy na emisję składników spalin dla silnika nieobciążonego

Punkty dotyczące emisji poszczególnych związków spalin, uzyskane podczas pracy silnika w stanach ustalonych (prezentowane na wykresach), są wynikiem uśrednienia wyników pomiarów zgodnie z normami.

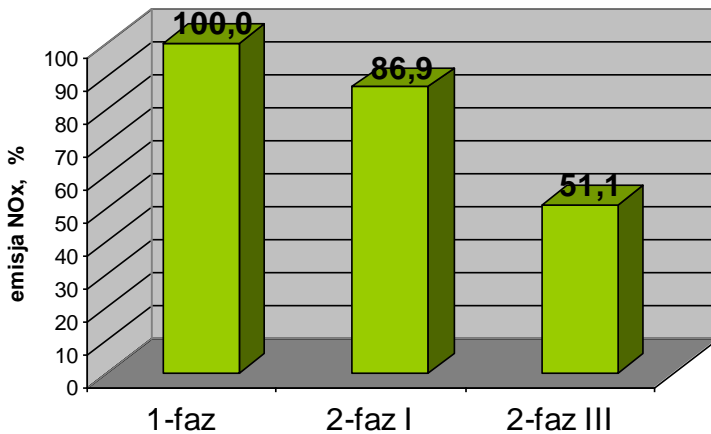
Zastosowanie wtrysku wielofazowego pozwala na ograniczenie emisji NO<sub>x</sub> (rys. 4.18 – linia ciągła). Należy jednak zwrócić uwagę na fakt, że wielofazowy wtrysk paliwa stosuje się głównie przy niepełnym obciążeniu oraz prędkościach obrotowych znacznie mniejszych od znamionowych. Podczas badań wpływu kąta wyprzedzenia dawki pilotującej na emisję substancji szkodliwych zmieniano kąt odstępu dawki pilotującej, w wyniku czego uzyskano zależność pomiędzy rozpatrywanym kątem a emisją NO<sub>x</sub> oraz PM (rys. 4.19).



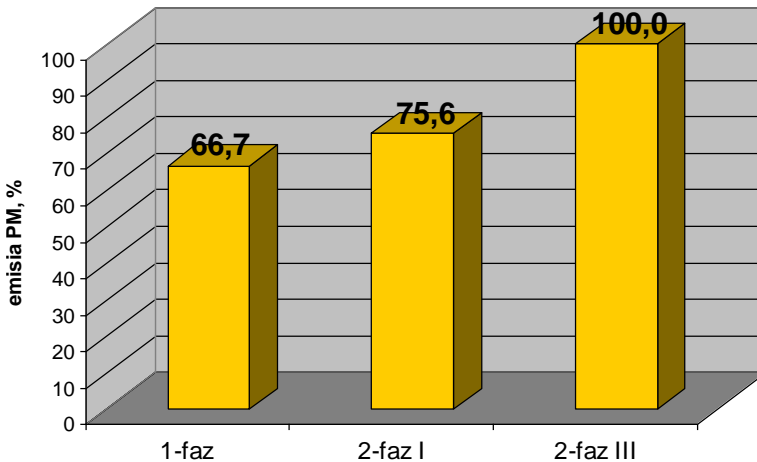
**Rys. 4.19.** Emisja NO<sub>x</sub> oraz PM w zależności od kąta wyprzedzenia wtrysku pilotującego (prędkość obrotowa, silnik nieobciążony 900 obr/min)



Odnosząc emisję wybranych składników spalin do ich wartości maksymalnych uzyskanych w trakcie badania wpływu sposobu podziału dawki paliwa uzyskano względną emisję  $\text{NO}_x$  (rys. 4.20) oraz PM (rys. 4.21) podczas pracy silnika w stanach stacjonarnych przy standardowym sterowaniu układem recyrkulacji spalin przy prędkości 1200 obr/min.



Rys. 4.20. Wpływ sposobu podziału dawki paliwa na względną emisję  $\text{NO}_x$



Rys. 4.21. Wpływ sposobu podziału dawki paliwa na względną emisję PM

Jak pokazują wyniki badań przeprowadzonych w stanach stacjonarnych, zastosowanie wtrysku dwufazowego pozwala znacząco obniżyć emisję  $\text{NO}_x$ . Należy jednak zwrócić uwagę, że spadek emisji  $\text{NO}_x$  związany jest ze wzrostem stężenia PM w spalinach. Problem wzrostu emisji PM można rozwiązać stosując wtrysk wielofazowy z równoczesnym działaniem filtra cząstek stałych.

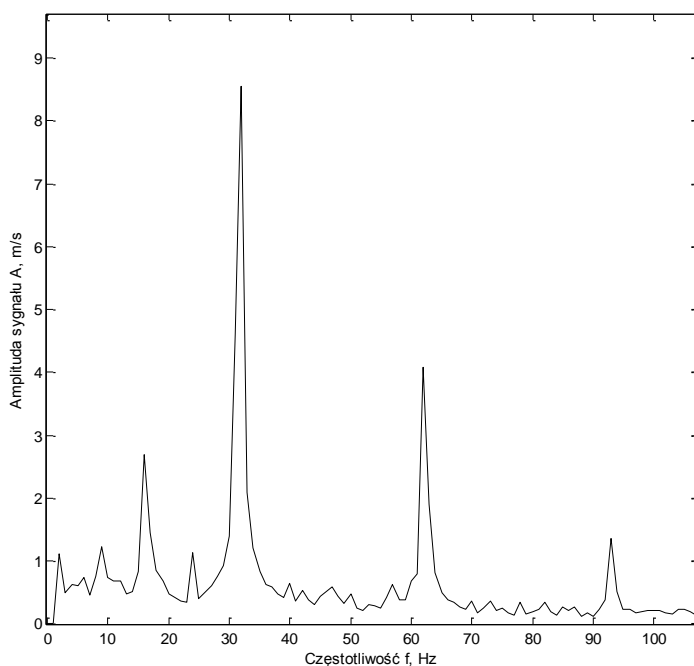
Dalsze badania przeprowadzono w celu rozpoznania wpływu sposobu wtrysku dawki paliwa do cylindra na drgania silnika wpływające na emisję hałasu. Modyfikowano parametry wtrysku takie jak czas i kąt wyprzedzenia wtrysku, liczbę faz wtrysku, odstęp pomiędzy poszczególnymi fazami (tab. 4.2). Podczas pomiarów zarejestrowano sygnały z czujników drgań zainstalowanych w pobliżu głowicy wybranego cylindra.

**Tabela 4.2.**

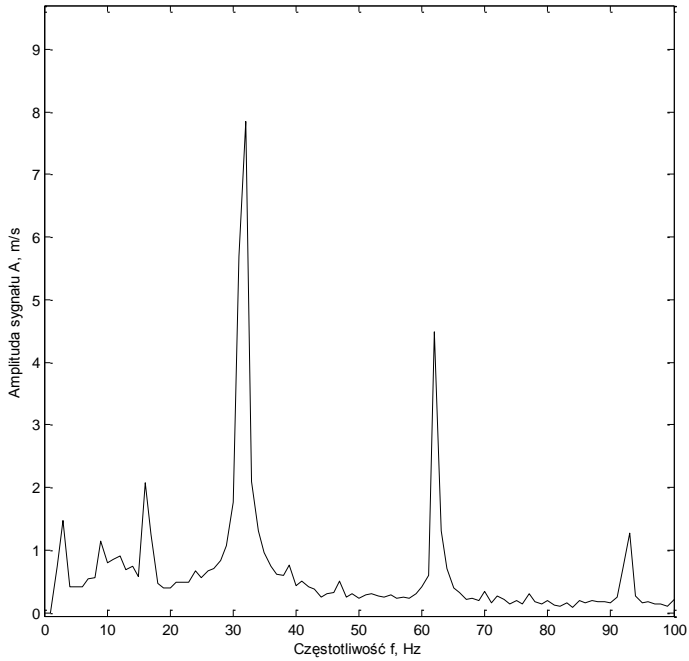
Warunki przeprowadzania pomiaru [34]

Nr cyklu pomiarów	Prędkość obrotowa silnika obr·min <sup>-1</sup>	Praca cylindrów silnika	Fazy wtrysku
1	915	wszystkie cylindry	1 faza
2	915	wszystkie cylindry	2 fazy
3	915	wyłączony cylinder nr 4	1 faza

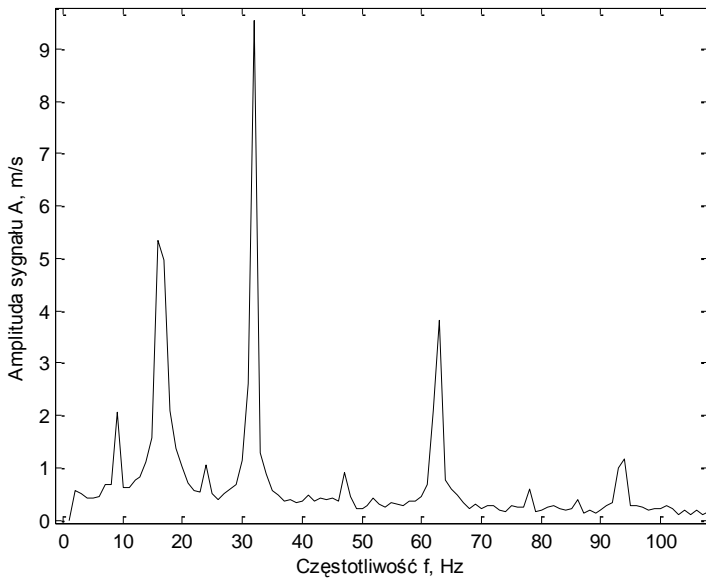
Jak wynika z wykresów, wyłączenie dowolnego cylindra powoduje znaczną nierównomierność pracy silnika objawiającą się większą amplitudą pasma częstotliwości związanego z cyklicznością pracy silnika proporcjonalnie do jego prędkości obrotowej.



**Rys. 4.22.** Widmo amplitudowe sygnału prędkości obrotowej wału korbowego silnika przy realizacji wtrysku jednofazowego (pomiar nr 1) [34]



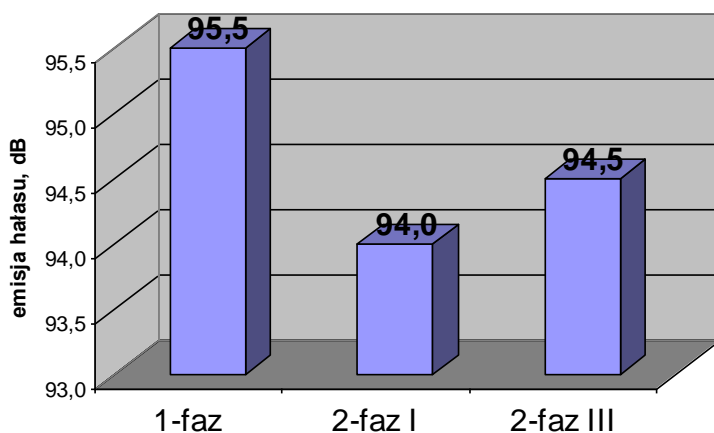
**Rys. 4.23.** Widmo amplitudowe sygnału prędkości obrotowej wału korbowego silnika przy realizacji wtrysku dwufazowego I (pomiar nr 2) [34]



**Rys. 4.24.** Widmo amplitudowe sygnału prędkości obrotowej wału korbowego podczas pracy silnika z wyłączonym pierwszym cylindrem (pomiar nr 3) [34]

Jak wynika z analizy widm amplitudowych sygnału prędkości obrotowej wału silnika, największa amplituda występuje przy częstotliwości 32 Hz zarówno w teście z załączonym jak i wyłączonym wtryskiem do pierwszego cylindra. Wyłączenie wtrysku skutkuje zwiększeniem amplitudy harmonicznej dominującej o jedną piątą. Dodatkowo zaobserwowano w obydwóch przypadkach występowanie piku przy częstotliwości równej  $1/2$  częstotliwości harmonicznej dominującej. Zwraca uwagę fakt, że po wyłączeniu wtrysku w pierwszym cylindrze amplituda piku wzrosła dwukrotnie (rys. 4.22–4.24). Harmoniczna dominująca występuje przy częstotliwości odpowiadającej połowie obrotu wału korbowego, a zatem częstotliwości cykli spalania, natomiast połowa tej częstotliwości odpowiada częstości kołowej wału korbowego.

Jednym z efektów drgań powstających podczas pracy silnika jest emisja hałasu. Zbadano więc bezpośredni wpływ sposobu podziału dawki paliwa na emisję hałasu przy wybranych prędkościach obrotowych zgodnie z tabelą 4.1. (rys. 4.25).



**Rys. 4.25.** Emisja hałasu przy różnych sposobach podziału dawki paliwa

Jak pokazują wstępne wyniki badań, w celu ograniczenia emisji hałasu pracującego silnika zasadne jest wprowadzenie podziału dawki paliwa na fazy, ale jednocześnie istotne jest zwrócenie uwagi na odpowiednie rozdzielenie poszczególnych faz wtrysku.

## 5. BADANIA ELEMENTÓW SYSTEMU RECYRKULACJI SPALIN

### 5.1. Zastosowanie systemu recyrkulacji spalin

Powietrze dostarczane do silnika jest mieszaniną głównie dwóch podstawowych składników: azotu  $N_2$  i tlenu  $O_2$ . Gazy te w warunkach otoczenia nie reagują ze sobą, ale w przypadku warunków panujących w komorze spalania dochodzi do reakcji pomiędzy nimi i powstania szkodliwych dla zdrowia tlenków azotu  $NO_x$ . Czynnikiem stymulującym ich powstawanie jest wysoka temperatura, ciśnienie oraz ilość tlenu w komorze spalania. Podczas pracy silnika spalinowego w cylindrze panują bardzo wysokie ciśnienia i temperatury przekraczające lokalnie  $1800^\circ C$ . W połączeniu ze znaczną ilością tlenu pojawiają się warunki korzystne do powstania tlenków azotu, jednego z bardziej toksycznych substancji szkodliwych w spalinach. Często stosowaną silnikową metodą ograniczenia emisji tlenków azotu jest recyrkulacja spalin.

Recyrkulacja spalin określana jako zamierzone wypełnienie części objętości komory spalania spalinami pochodzącymi z wcześniejszego cyklu spalania wywiera znaczny wpływ na przebieg procesu spalania. Można wyróżnić dwa podstawowe sposoby realizacji tego procesu:

- pozostawienie pewnej ilości spalin pochodzących z poprzedniego cyklu spalania w cylindrze dzięki ustaleniu bądź regulacji odpowiednimi czasami rozrządu zaworów silnika określanej jako recyrkulacja wewnętrzna
- zawrócenie pewnej ilości spalin z komory spalania do kolektora dolotowego silnika, dzięki czemu następuje wstępne wymieszanie spalin z powietrzem dostarczanym do silnika przed zaworem dolotowym, co nazywane jest recyrkulacją zewnętrzną.

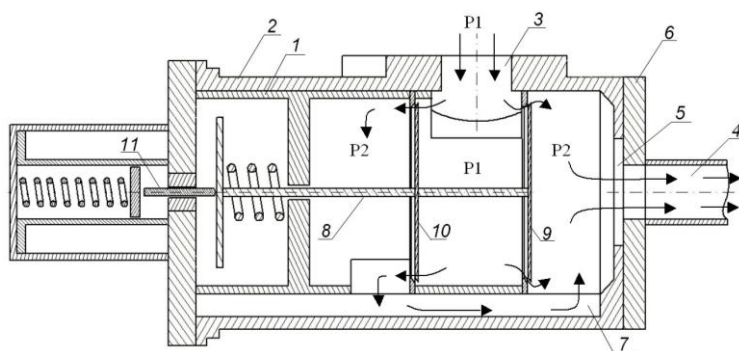
Analizując skład spalin należy stwierdzić, że składają się one głównie z niepalnych składników (prawie 99,9% objętości) takich jak azot ( $N_2$ ), dwutlenek węgla  $CO_2$ , para wodna  $H_2O$ , tlen  $O_2$  oraz pozostałej niewielkiej procentowo ilości szkodliwych substancji oraz cząstek stałych. Wobec powyższego można uznać spaliny jako mieszaninę głównie gazów nie uczestniczących bezpośrednio w procesie spalania. Spaliny posiadając większe ciepło właściwe niż powietrze mają tym samym większą zdolność do odbierania ciepła. Równocześnie zawierają objętościowo znacznie mniej tlenu niż powietrze.

Obniżenie emisji tlenków azotu można uzyskać stosując wtrysk wielofazowy, ale również zmniejszając maksymalną temperaturę spalania i ograniczając ilość tlenu w ładunku dostarczanym do cylindra. Najprostszą i bardzo efektywną metodą jest wymieniona wcześniej recyrkulacja zewnętrzna [10, 16, 58, 62, 67].

Obecność spalin w świeżym ładunku cylindra powoduje zwiększenie w nim tlenu i dwutlenku węgla oraz pary wodnej. Ze względu na duże wartości ciepła właściwego wymienionych składników wzrasta ciepło właściwe całego ładunku. Równocześnie spada udział tlenu w takiej mieszaninie i to tym bardziej, im większy jest udział recykulowanych spalin. W rezultacie można spodziewać się niższych temperatur spalania i wydłużenia procesu spalania, co nie sprzyja tworzeniu się tlenków azotu.

## 5.2. Konstrukcja zaworu EGR

W rozważanym układzie recykulacji spalin silnika badawczego zaproponowano zamianę zaworu odpowiedzialnego za ilość recykulowanych spalin. Konstrukcję zmodyfikowanego zaworu EGR zaproponowanego przez firmę APE przedstawiono schematycznie na rys. 5.1. W dalszej części rozdziału zaprezentowano trójwymiarowy obraz obudowy zaworu oraz popychacza wraz talerzykami.



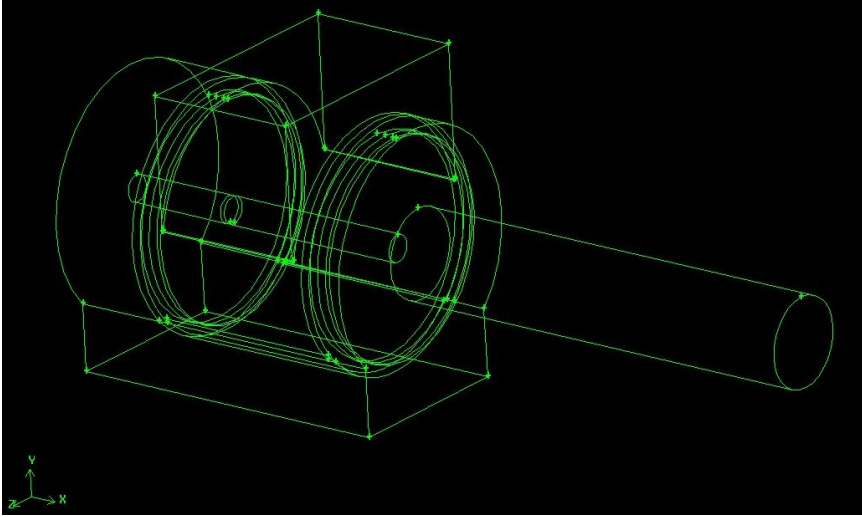
**Rys. 5.1.** Szkic najważniejszych elementów konstrukcyjnych zaworu EGR. 1 – korpus zaworu, 2 – obudowa zaworu, 3 – wlot gazu, 4 – wylot gazu, 5 – wylotowy otwór w korpusie, 6 – kołnierz z otworem i rurą wylotową, 7 – kanał bypass, 8 – trzon zaworu, 9 – grzybek zaworu, 10 – grzybek zaworu, 11 – popychacz

## 5.3. Modelowanie przepływu gazów w układzie recykulacji spalin

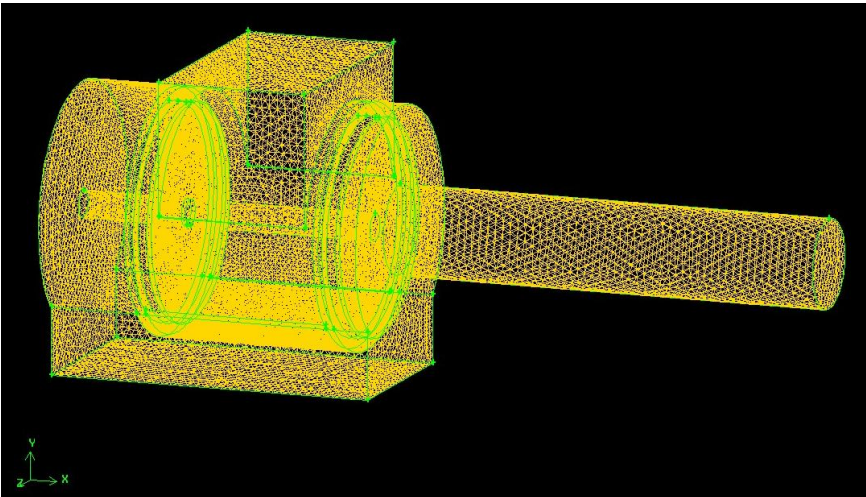
Podstawowym zatem zadaniem zaworu recykulacji spalin jest kontrolowane kierowanie precyzyjnie odmierzonej i odpowiedniej ilości spalin do kolektora dolotowego silnika. W badaniu modelowym sprawdzono konstrukcję nowego typu zaworu recykulacji spalin pod kątem możliwości realizacji tego zadania.

Ze względu na duże koszty związane z przeprowadzaniem eksperymentów laboratoryjnych obecnie często stosuje się numeryczne techniki obliczeniowe do symulowania przebiegu zjawisk fizycznych. Wykorzystując zaawansowane programy obliczeniowe można modelować i analizować przepływy. Jednym z takich programów jest FLUENT. Obliczenia wykonywane za pomocą pakietu FLUENT bazują na metodzie skończonych objętości [18, 17].

Badania symulacyjne rozpoczęto od odwzorowania geometrii zaworu EGR w programie GAMBIT (rys. 5.2). Następnie dokonano dyskretyzacji obszaru obliczeniowego (rys. 5.3) przy zastosowaniu siatki tetraedrycznej (Tetraedral/Hybrid). Siatka została celowo zagęszczona w obszarze grzybków zaworowych, gdyż spodziewano się w tym miejscu największych zmian prędkości jak i ciśnienia gazu. Większa ilość węzłów siatki miała na celu zwiększenie dokładności obliczeniowej, a co za tym idzie większej precyzji odwzorowania zjawisk zachodzących w tych obszarach zaworu.



Rys. 5.2. Geometria zaworu EGR w programie Gambit



Rys. 5.3. Dyskretyzacja obszaru obliczeniowego w programie Gambit

Dane wejściowe do symulacji przyjęto na podstawie wstępnych wyników badań eksperymentalnych. Następnie zasymulowano przepływ strumienia powietrza przez zawór EGR dla różnych wysunięć grzybków zaworowych, przy stałej różnicy ciśnień  $dP=10\text{kPa}$ .

Z badań eksperymentalnych wynika, że skuteczny zakres sterowania przepływem przez badany zawór EGR istnieje dla zakresu wysunięć od  $h=0,1$  do  $h=1,2$  mm, pomimo iż możliwe jest wysunięcie do  $h=5$  mm.

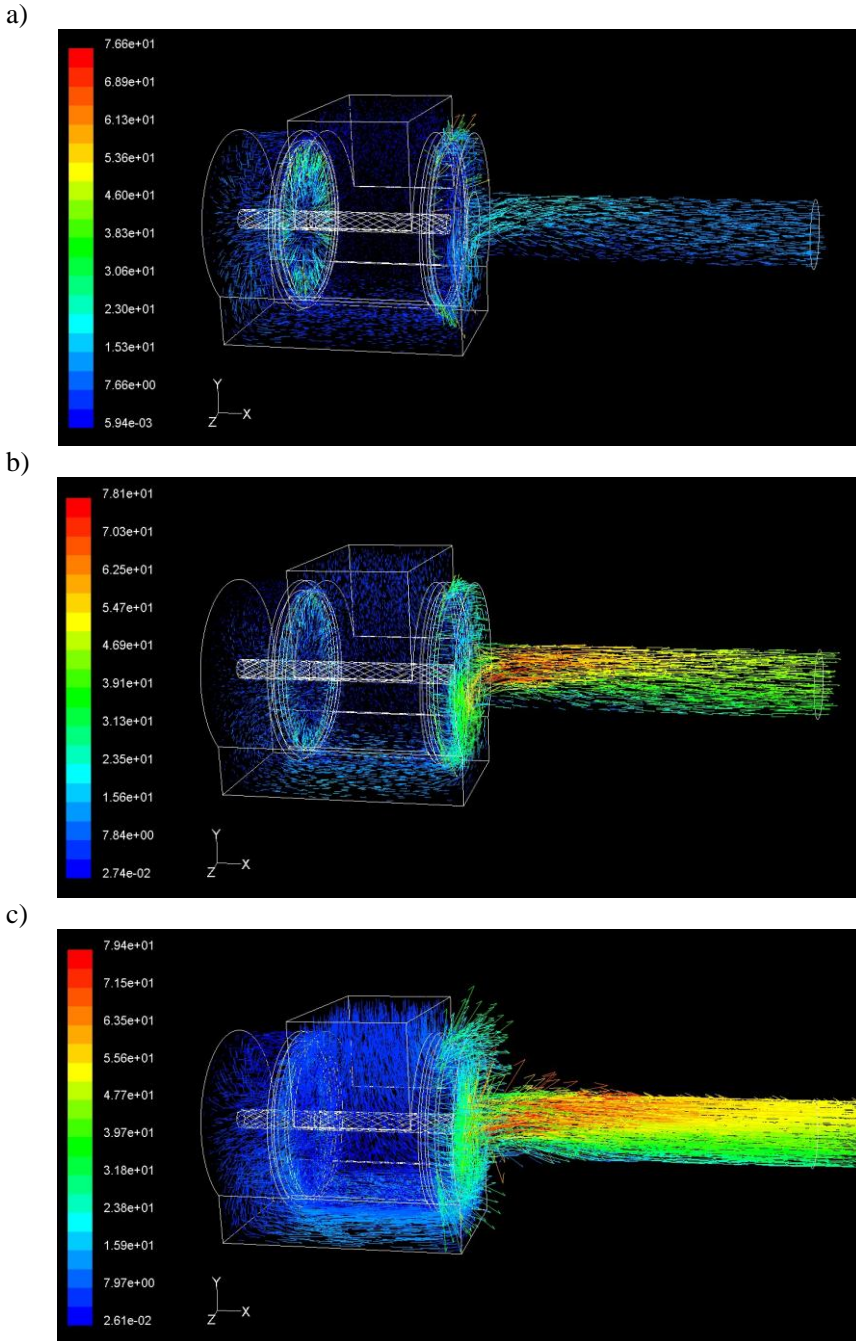
Symulacje przeprowadzono dla modelu trójwymiarowego zaworu EGR, dla wysunięć grzybków zaworowych  $h=0,1\text{mm}$ ,  $h=0,6\text{mm}$  oraz  $h=1\text{mm}$ .

W czasie badań symulacyjnych dokonano porównania różnych parametrów przepływu gazu przez zawór recyrkulacji spalin m.in. prędkości i ciśnienia. Na rysunku 5.4 przedstawiono wektory prędkości gazu dla kolejnych wartości wysunięcia grzybków zaworowych.

Dla lepszego zobrazowania wektorów prędkości dokonano przecięcia zaworu w płaszczyźnie pionowej i przedstawiono na rys. 5.5. Kolejne rysunki obrazują zwiększanie się prędkości przepływu wraz ze zwiększaniem wysunięcia grzybków zaworu. Charakterystyczna jest dysproporcja w prędkości w obszarze gniazd zaworowych. Wraz z wysuwaniem się grzybków zaworowych zwiększa się prędkość po stronie wylotu EGR. Ponieważ średnica grzybka zaworowego różni się wyraźnie od średnicy otworu wylotowego z zaworu, można zaobserwować oddziaływanie tzw. kryzy, które objawia się wzrostem prędkości gazu w miejscu zmniejszenia się średnicy, a także ograniczeniem przepływu.

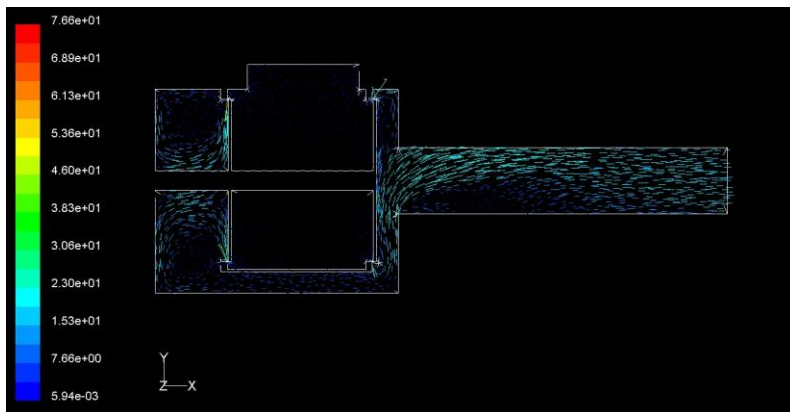
W kolejnym etapie przeanalizowano zmiany ciśnienia w zaworze EGR. Na rysunku 5.6 przedstawiony został rozkład ciśnienia w zaworze dla kolejnych wysunięć grzybków. Można zaobserwować, że dla niewielkich wysunięć zaworu  $h=0,1\text{mm}$  (rys. 5.6a), zastosowanie rozwiązania konstrukcyjnego z dwoma grzybkami jest uzasadnione tym, że różnica ciśnień jest niewielka, a tym samym siły działające na grzybki równoważą się, co oznacza, że siła potrzebna do ich przesunięcia jest stosunkowo niewielka. Wraz ze zwiększaniem się wysunięcia zaworu zwiększa się różnica ciśnień. Ponownie zwraca uwagę miejsce zwichnięcia przekroju i spowodowane zmianą średnicy zjawisko lokalnego spadku ciśnienia.



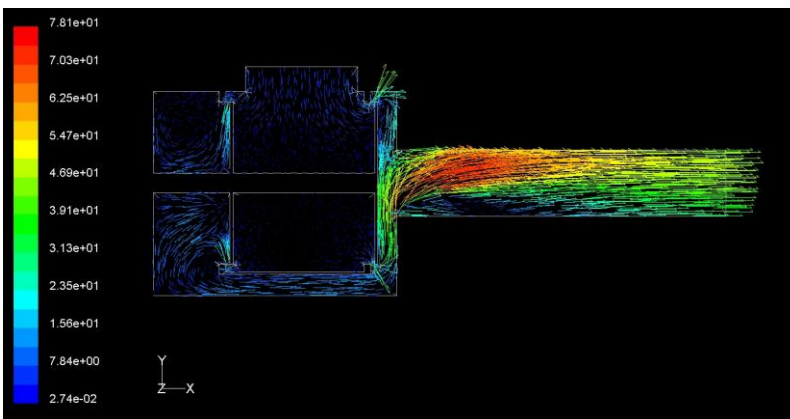


**Rys. 5.4.** Wektory prędkości przepływu gazu przez zawór EGR dla kolejnych wysunięć grzybków zaworowych a)  $h=0,1$  mm, b)  $h=0,6$  mm, c)  $h=1$  mm

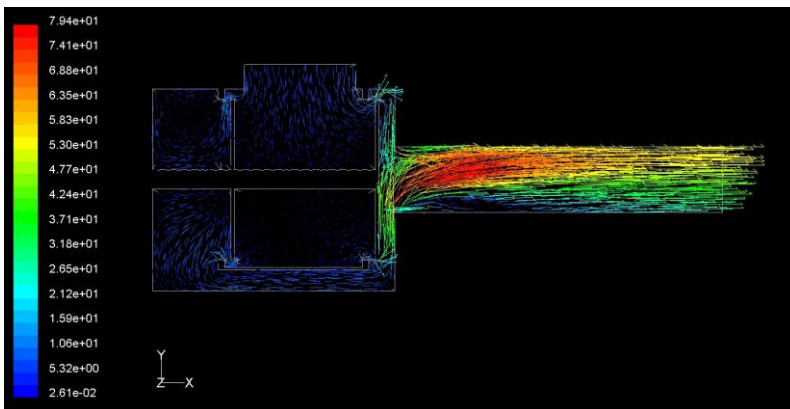
a)



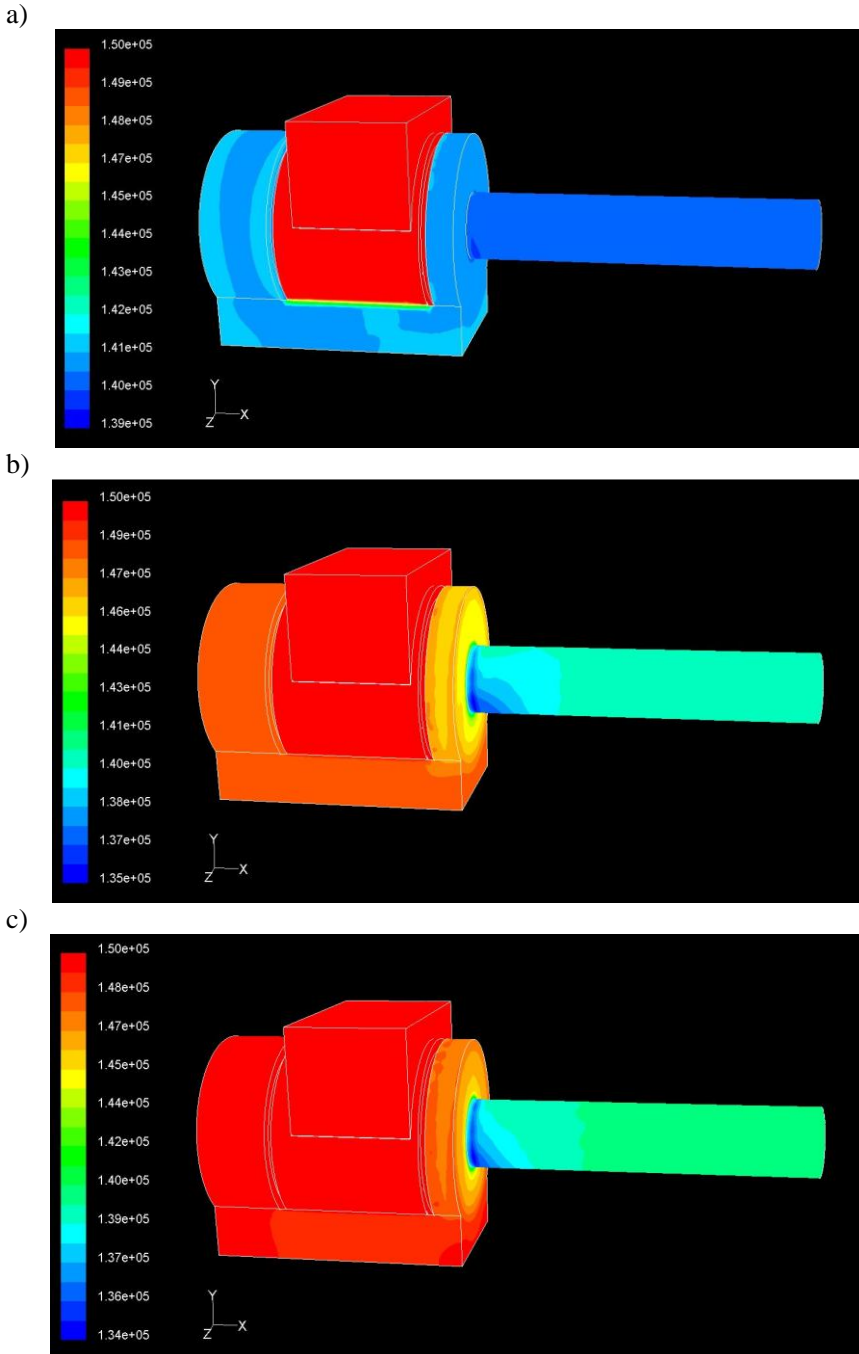
b)



c)

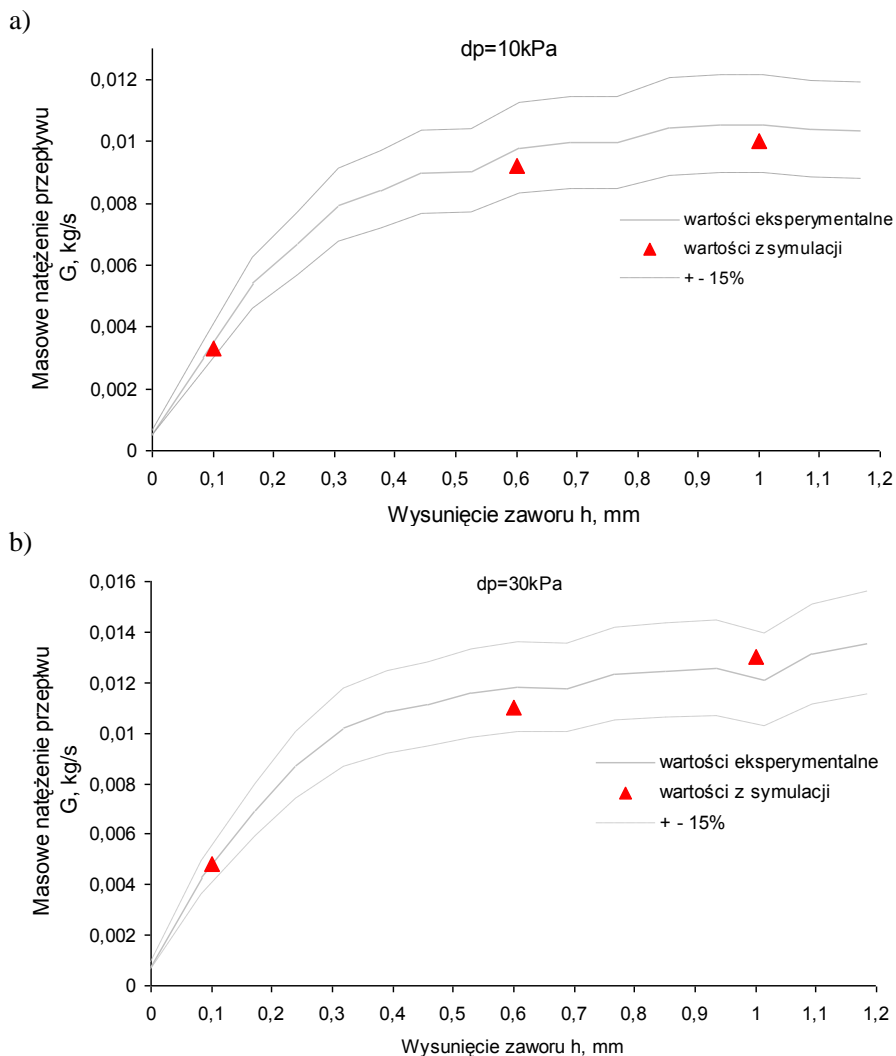


**Rys. 5.5.** Wektory prędkości przepływu gazu przez zawór EGR, w przekroju płaszczyzną pionową, dla kolejnych wysunięć grzybków zaworowych  
a)  $h=0,1$  mm, b)  $h=0,6$  mm, c)  $h=1$  mm



**Rys. 5.6.** Ciśnienie gazu przy kolejnych wysunięciach grzybków zaworowych  
a)  $h=0,1$  mm, b)  $h=0,6$  mm, c)  $h=1$  mm

Dokonano weryfikacji przyjętego modelu obliczeniowego poprzez porównanie otrzymanych wyników obliczeniowych dla przepływu masowego z danymi uzyskanymi eksperymentalnie (rys. 5.7). Porównanie wartości przepływu masowego dla przepływów uzyskanych w wyniku symulacji numerycznych z wartościami eksperymentalnymi wykazało dużą zgodność – błąd względny nie przekraczał 15%. Na poniższych wykresach każdemu punktowi pomiarowemu przypisano przedział  $\pm 15\%$  jego wartości.



**Rys. 5.7.** Porównanie wartości przepływu masowego powietrza przez zawór EGR uzyskanych w wyniku obliczeń numerycznych z danymi eksperymentalnymi. Dla różnic ciśnień a)  $dP=10$  kPa, b)  $dP=30$  kPa

Ponieważ przepływ masowy jest odwzorowany z 15% dokładnością można założyć, że zjawiska przepływowe uzyskane w symulacjach dają obraz zbliżony do rzeczywistego.

W ramach badań symulacyjnych dobrano model do obliczeń numerycznych oraz dokonano dyskretyzacji obszaru obliczeniowego dla kolejnych wysunięć zaworu, co jest niezwykle istotne ze względu na prawidłowe symulowanie procesu. Zastosowano siatkę tetraedryczną, co okazało się trafnym rozwiązaniem, gdyż porównanie wartości przepływów masowych uzyskanych w wyniku symulacji numerycznych z wartościami eksperymentalnymi wykazało dużą zgodność.

Porównano zarówno rozkład wektorów prędkości jak i rozkład ciśnienia dla kolejnych wysunięć grzybków zaworowych. Zauważono, że przy niewielkich wysunięciach konstrukcja zaworu EGR z dwoma grzybkami zaworowymi jest uzasadniona, z powodu równoważenia się sił. Tym samym siły potrzebne do przesunięcia trzonu zaworu, w zakresie małych wysunięć, są niewielkie.

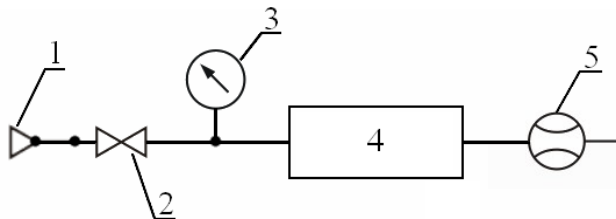
Zwrócono uwagę na występujące na wylocie zaworu zżewienie średnicy. Powoduje ono jednocześnie ograniczenie przepływu gazu, zwiększenie prędkości przepływu i lokalny spadek ciśnienia. Można domniemywać, że zwiększenie średnicy wylotowej mogłoby pozwolić na rozszerzenie zakresu sterowania zaworem EGR (także zwiększenie największego przepływu gazu).

## 5.4. Badania stanowiskowe parametrów pracy zaworu EGR

### 5.4.1. Metodyka i warunki badań

W celu określenia rzeczywistej charakterystyki przepływowej zaworu w wybranych warunkach pracy zaworu względem sygnału sterującego zbadano zawór EGR na stanowisku do badania przepływu. Przetestowano kilka sztuk zaworów przedprodukcyjnych oraz moduł sterujący.

Badania przeprowadzono na stanowisku badawczym, którego schemat przedstawiono na rys. 5.8. Dokonano pomiarów przepływu objętościowego powietrza dla kolejnych wysunięć grzybka zaworowego w zakresie od  $h=0$  do  $h=5$  mm. Eksperyment powtarzano dla kolejnych ustalonych różnic ciśnień zmienianych co 10 kPa w zakresie od  $dP=10,2$  kPa do  $dP=102$  kPa. Pomiary powtórzono dla kolejnych 5 zaworów współpracujących z tym samym modułem sterującym.



Rys. 5.8. Schemat układu badawczego. 1 – zasilenie powietrzem, 2 – zawór ustalający ciśnienie, 3 – manometr, 4 – badany zawór EGR, 5 – przepływomierz

Do pomiarów użyto przepływomierza o zakresie pomiarowym  $Q_{\min}=1\text{m}^3/\text{h}$  i  $Q_{\max}=15\text{m}^3/\text{h}$  (Zakłady Urządzeń Hutniczych Kęty). Błąd pomiaru przepływu objętościowego wyznaczono za pomocą różniczki zupełnej.

$$dU = \sum_{i=1}^n \frac{\partial U}{\partial x_i} dx_i \quad (5.1)$$

wyznaczono pochodne cząstkowe

$$\overset{\circ}{v} = \frac{Q_2 - Q_1}{t} \quad (5.2)$$

$$\frac{\partial \overset{\circ}{v}}{\partial Q_1} = \left| \frac{1}{t} \right| \cdot \Delta Q_1 \quad (5.3)$$

$$\frac{\partial \overset{\circ}{v}}{\partial t} = \left| \frac{Q_2 - Q_1}{4t^2} \right| \cdot \Delta t \quad (5.4)$$

ponieważ

$$\frac{\partial \overset{\circ}{v}}{\partial Q_1} = \frac{\partial \overset{\circ}{v}}{\partial Q_2}$$

to błąd pomiaru wynosił

$$dU = \left| 2 \cdot \frac{1}{t} \Delta Q_1 + \frac{Q_2 - Q_1}{4t^2} \right| \cdot \Delta t \quad (5.5)$$

W zależności od natężenia przepływu błąd pomiaru wahał się w granicach od 0,5 do 19%.

#### 5.4.2. Wpływ zmniejszenia średnicy otworu wylotowego na przepływ gazu przez zawór EGR

W celu określenia współpracy zaworu w standardowej konfiguracji pozostałych elementów układu recyrkulacji spalin dokonano analizy przepływu gazu przez zawór EGR, pracujący w układzie recyrkulacji spalin silnika badawczego. Analiza miała na celu zbadanie wpływu standardowych króćców łączących zawór w układzie recyrkulacji. Obliczono teoretyczny przepływ objętościowy wyłącznie przez zawór EGR, którego średnica otworu wylotowego wynosi  $d=25$  mm (rys. 5.1, szczegół 5). Obliczenia powtórzono dla zaworu z otworem wylotowym o średnicy  $d=10$  mm (rys. 5.1, szczegóły 6 i 4). Dzięki temu możliwe było uwzględnienie wpływu przewężenia wynikającego z pozostawienia standardowej konfiguracji (średnicy 10 mm) kanału pomiędzy zaworem EGR a kolektorem dolotowym silnika. Korzystając z równania Bernoulliego dla

przemiany adiabatycznej gazu (5.6) obliczono przepływ objętościowy przez oba otwory dla dwóch założonych różnic ciśnień, a wyniki zestawiono w tabeli 5.1.

$$\dot{v} = \alpha * A_0 \sqrt{\kappa \rho \Delta P \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{(\kappa + 1)(\kappa - 1)}} \quad (5.6)$$

gdzie:

$A_0$  – powierzchnia przekroju,  $\rho$  – gęstość powietrza,

$\Delta P$  – różnica ciśnień,  $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$  – wykładnik adiabaty [53]

**Tabela 5.1.**

Porównanie teoretycznego przepływu objętościowego przez otwory o średnicy 10 mm i 25 mm, dla ustalonych różnic ciśnień

dP, Kpa	Teoretyczny przepływ objętościowy przez otwór o średnicy d=10 mm Q, m <sup>3</sup> /h	Teoretyczny przepływ objętościowy przez otwór o średnicy d=25mm Q, m <sup>3</sup> /h
10	25,2	157,7
20	35,7	223,0
31	43,7	273,1
41	50,5	315,3
51	56,4	352,5
61	61,8	386,2
71	66,7	417,1
82	71,4	445,9
92	75,7	473,0
102	79,8	498,6

Porównując dane w tabeli 5.1 można zauważyć, że maksymalny przepływ objętościowy przy różnicy ciśnień dP=102 kPa przez otwór o średnicy d=10 mm to 79,8 m<sup>3</sup>/h, czyli ponadsześciokrotnie mniej niż tylko przez zawór EGR z otworem o średnicy d=25 mm, który wynosi 498,6 m<sup>3</sup>/h.

Zawór wraz z modulem sterującym, który przedstawiony schematycznie na rys. 5.1, jest przeznaczony do większych przepływów, niż są możliwe do uzyskania w układzie recyrkulacji silnika Zetor (z powodu istnienia zwężenia na wylocie). Świadczy o tym stosunek skoku zaworu do średnicy otworu wylotowego (5.10). Maksymalny przepływ gazu przez otwór wylotowy występuje przy stosunku wysunięcia zaworu do średnicy otworu nie większym niż 0,25.

Wynika to z równania ciągłości strugi dla znanego natężenia przepływu [57]:

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad (5.7)$$

gdzie:

$A_1$  – pole przekroju przepływu dla grzybka zaworowego,

$A_2$  – pole przekroju przepływu otworu wylotowego zaworu EGR,.

$v_1, v_2$  – prędkości przepływu

Największy przepływ przez zawór występuje przy jego maksymalnym wysunięciu  $h_{\max}=5\text{mm}$ , a pole przekroju przepływu wynosi:

$$A_1 = h \cdot 2\pi d \quad (5.8)$$

gdzie:

$h$  – wysunięcie grzybka zaworu,

$d$  – średnica otworu wylotowego (średnica talerzyka wynosi  $2d$ ).

$$A_2 = \frac{\pi d^2}{2} \quad (5.9)$$

Przy stałym przepływie  $A_1=A_2$  stąd

$$\frac{h}{d} = 0,25 \quad (5.10)$$

Stwierdzono, że zawór został zaprojektowany w taki sposób, aby nie ograniczać maksymalnego przepływu gazu dla otworu  $d=25\text{ mm}$ , jednakże zastosowanie na wyjściu z zaworu kołnierza, który zmniejsza średnicę przewodu z  $25\text{ mm}$  do  $10\text{ mm}$  średnicy spowodowało powstanie zwężenia, a w efekcie ograniczenie przepływu w stosunku do średnicy właściwej dla tego zaworu.

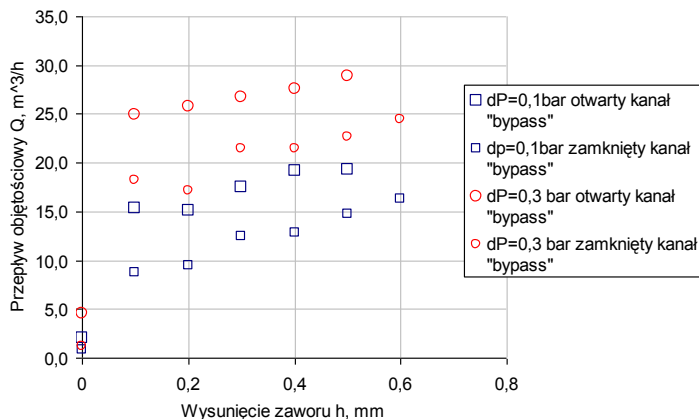
### 5.4.3. Estymowana charakterystyka przepływowa zaworu EGR

Na podstawie równania (5.2) obliczono przepływ objętościowy przez grzybek 10 (rys. 5.1) dla różnic ciśnień  $dP=10\text{ kPa}$  oraz  $dP=102\text{ kPa}$ . Ze względu na skomplikowany układ kanałów dolotowych i wylotowych obliczenie teoretycznego przepływu przez grzybek 9 jest utrudnione. Aby określić całkowity teoretyczny przepływ objętościowy przez zawór, należy określić udział całkowitego strumienia gazu przepływającego przez grzybki 9 i 10.

W tym celu dokonano pomiaru przepływu objętościowego dla wybranego zaworu z otwartym i zamkniętym kanałem bypass. Pomiaru dokonano na stanowisku badawczym rys. 5.8, a wyniki przedstawiono na rys. 5.9.

Na podstawie porównania przepływów dla zaworu z otwartym i zamkniętym kanałem obejściowym stwierdzono, że przepływ przez szczelinę grzybka 10 i kanał obejściowym stanowi średnio 60% przepływu przez szczelinę grzybka 9, a całkowity przepływ przez zawór stanowi 160% przepływu przez szczelinę grzybka 9.





**Rys. 5.9.** Porównanie przepływów objętościowych powietrza przez zawór (nr 5) z otwartym i zamkniętym kanałem obejściowym

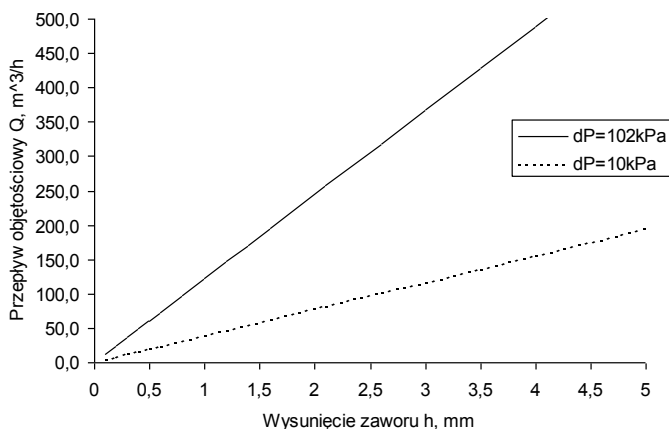
Stąd też przyjęto współczynnik korekcyjny równy 1,6, który uwzględniono w oszacowaniu przepływu objętościowego przez oba grzybki zaworowe. Estymowane wartości przepływów objętościowych dla kolejnych wysunięć zaworu przedstawiono w tabeli 5.2.

**Tabela 5.2.**

Estymowana wartość przepływu objętościowego przez grzybek 9 i 10 zaworu

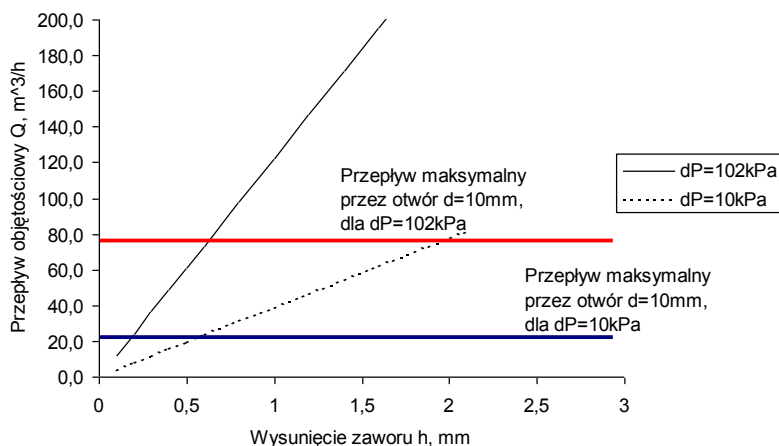
Wysunięcie zaworu, mm	dP=10,2 kPa (0,1 bar)	dP=102 kPa (1 bar)
	Estymowany przepływ objętościowy Q, m <sup>3</sup> /h	Estymowany przepływ objętościowy Q, m <sup>3</sup> /h
0,1	3,9	12,3
0,2	7,7	24,5
0,3	11,6	36,8
0,4	15,5	49,0
0,5	19,4	61,3
0,6	23,2	73,5
0,8	31,0	98,0
1	38,7	122,5
1,2	46,5	147,0
1,4	54,2	171,5
1,6	62,0	196,0
2,1	81,4	257,3
2,6	100,7	318,6
3	116,2	367,6
3,5	135,6	428,9
4	155,0	490,1

Na podstawie estymowanych wartości przepływów objętościowych powietrza przez zawór EGR wyznaczono przewidywaną charakterystykę zaworu i przedstawiono ją na rys 5.10, dla wybranych różnic ciśnień.



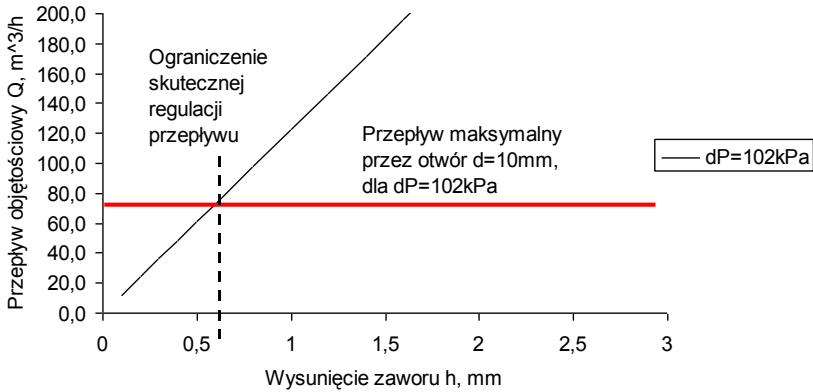
**Rys. 5.10.** Estymowana charakterystyka zaworu EGR

W rozdziale 5.4.2 wykazano, że w zaworze współpracującym z ECU silnika Z1505 zastosowanie kołnierza z otworem o średnicy 10 mm spowodowało znaczące ograniczenie przepływu. Przepływy przez zwężenie o średnicy 10 mm przy danej różnicy ciśnień są jednocześnie największymi przepływami przez zawór EGR w tej konfiguracji. Na rys. 5.11. zaznaczono maksymalny przepływ dla odpowiednich różnic ciśnień  $dP=10$  kPa oraz  $dP=100$  kPa wraz z estymowanymi charakterystykami zaworu.



**Rys. 5.11.** Estymowana charakterystyka zaworu EGR współpracującego z URS silnika Zetor z zaznaczonymi granicznymi wartościami przepływu wynikającymi z zastosowania na wyjściu z zaworu kołnierza ze zwężeniem

Jak pokazano na rysunku 5.12. punkt przecięcia się charakterystyki i prostej ograniczającej określa wysunięcie grzybka zaworu dla maksymalnego przepływu, które wynosi  $h=0,6\text{mm}$ .



**Rys. 5.12.** Estymowana charakterystyka przepływu zaworu EGR z naniesioną linią graniczną skutecznej regulacji przepływu

Przeprowadzono weryfikację eksperymentalną oszacowania. Spodziewano się niższych przepływów niż szacowane ze względu na typowe w takich układach straty ciśnienia, które wyznacza się na drodze eksperymentalnej i uwzględnia w obliczeniach jako tzw. współczynnik strat przepływu  $\lambda_{str}$ . Straty energii dla rur o przekroju kołowym dla laminarnego przepływu w rurze są opisane wzorem Darcy'ego:

$$\Delta h = h_{str} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v_{sr}^2}{2g} \quad (5.11)$$

Współczynnik strat  $\lambda_{str}$  określa się ogólnym wzorem:

$$\lambda_{str} = \sum_{i=1}^n \kappa_i \left( \frac{1}{Re} \right)^{b_i} \cong \frac{64}{Re} \quad (5.12)$$

W przypadku przepływu laminarnego płynu w rurze przyjmuje się  $k_1 = 64$   $b_1 = 1$ ,  $k_2 = k_3 = \dots = k_n = 0$ . Wtedy zależność (5.12) przyjmuje postać:

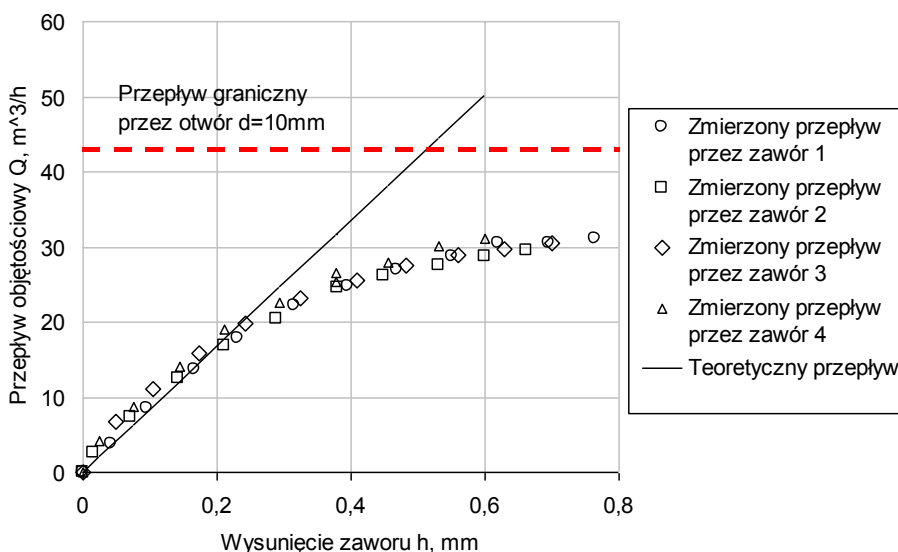
$$h_{str} = \left( \frac{64}{Re} \right) \frac{l}{d} \frac{v_{sr}^2}{2g} = \alpha \frac{v_{sr}^2}{2g} \quad (5.13)$$

gdzie:  $\alpha = \left( \frac{64}{Re} \right) \frac{l}{d}$

Liczba Reynoldsa dla przepływu laminarnego jest rzędu  $Re < 2300$ . W przypadku przepływu turbulentnego współczynnik strat  $\lambda$  określa się na podstawie wzoru Blasiusa:

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0.25}} \quad (5.14)$$

Wzór (5.14) daje wartości zgodne z doświadczalnymi dla przepływu turbulentnego w zakresie liczb Reynoldsa  $2300 \leq Re \leq 80000$  [17]. Weryfikacja potwierdziła wnioski z płynące z analizy teoretycznej zagadnienia, że zwiększanie wysunięcia grzybków zaworów powyżej wartości  $h=0,6\text{mm}$  nie powoduje istotnego przyrostu przepływu, co pokazano na rysunku 5.13. Zaobserwowano także mniejszy niż szacowany przepływ przez zawór.



**Rys. 5.13.** Porównanie zmierzonych przepływów objętościowych przez 4 zawory EGR oraz przepływu teoretycznego przy ciśnieniu 31 kPa (0,3 bar)

Zwężenie w postaci zastosowanego kanału łączącego zawór z kolektorem dolotowym ograniczającego przepływ przez zawór EGR powoduje ograniczenie realnego sterowania otwarciem zaworu, do zakresu wysunięcia grzybków zaworu od  $h=0\text{mm}$  do  $h=0,6\text{mm}$ .

#### 5.4.4. Wpływ nieszczelności na charakterystykę przepływu przez zawór

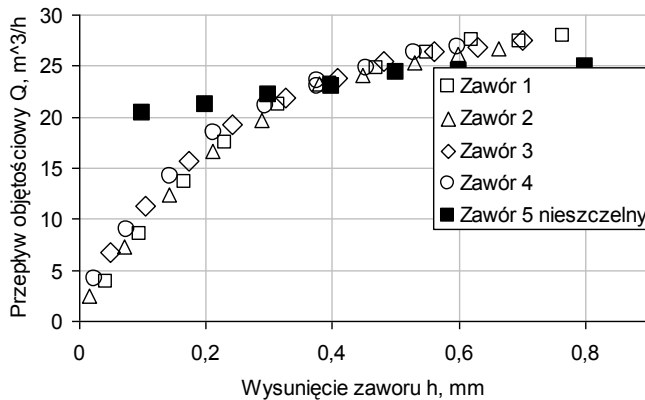
Zmierzono nieszczelności badanych pięciu zaworów przy zamkniętym grzybku zaworowym i różnicy ciśnień  $dP=51\text{ kPa}$ . Wartości przepływów objętościowych dla kolejnych zaworów przedstawiono w tabeli 5.3.

**Tabela 5.3.**

Przepływ objętościowy przy zamkniętym grzybku zaworowym przy  $dP=51$  kPa

Zawór nr	Q, m <sup>3</sup> /h
1	1,3
2	3,2
3	3,5
4	3,8
5	7,5

Widoczny jest wpływ początkowych nieszczelności zaworu EGR na charakterystykę przepływu, które „spłaszczają” (rys. 5.14, zawór nr 5) przebieg charakterystyki przepływu, a tym samym zmniejszają zakres sterowania przepływem. Ponadto zwiększają wartości przepływu w początkowym, najistotniejszym pod względem sterowania przepływem, przez zmianę wysokości wysunięć grzybka zaworu.



**Rys. 5.14.** Charakterystyki przepływu przez pięć zaworów EGR w funkcji wysunięcia zaworu przy  $dP=31$  kPa (0,3 bar)

Podsumowując, nieszczelność zaworu wpływa niekorzystnie na zmianę jego charakterystyki zmniejszając zakres jego sterowania.

## 5.5. Optymalizacja działania zaworu EGR w układzie recyrkulacji spalin

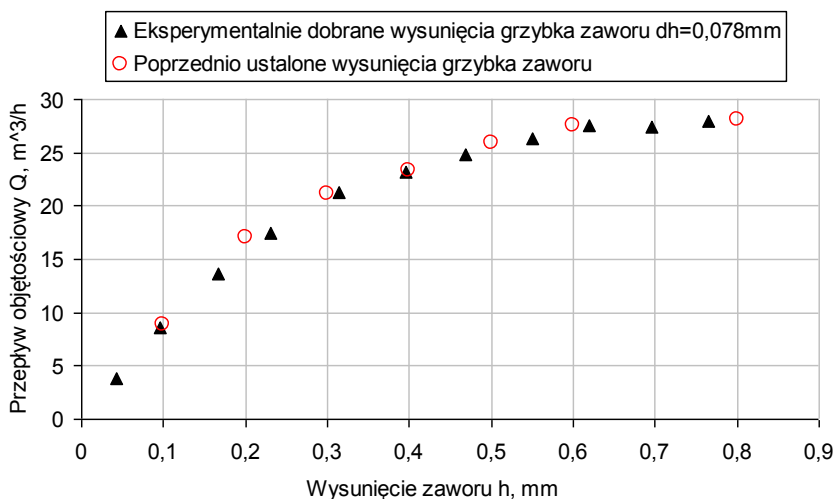
### 5.5.1. Rozdzielczość sterowania przepływem

Ograniczenie przepływu, które powstaje w wyniku zastosowania kołnierza z otworem  $d=10$  mm powoduje, że otwieranie zaworu powyżej wartości wysu-

nięcia  $d=0,6$  mm przy różnicy ciśnień równym 101 kPa nie wpływa na przyrost przepływu. Badane zawory współpracowały z modułem sterującym z zaprogramowanymi przez producenta położeniami grzybków zaworowych. Położenia te były ustalone z przyrostem wysunięcia od  $\Delta h=0,1$  mm do  $\Delta h=1$  mm dla zakresu wysunięcia grzybków od  $h=0$  mm do  $h=5$  mm.

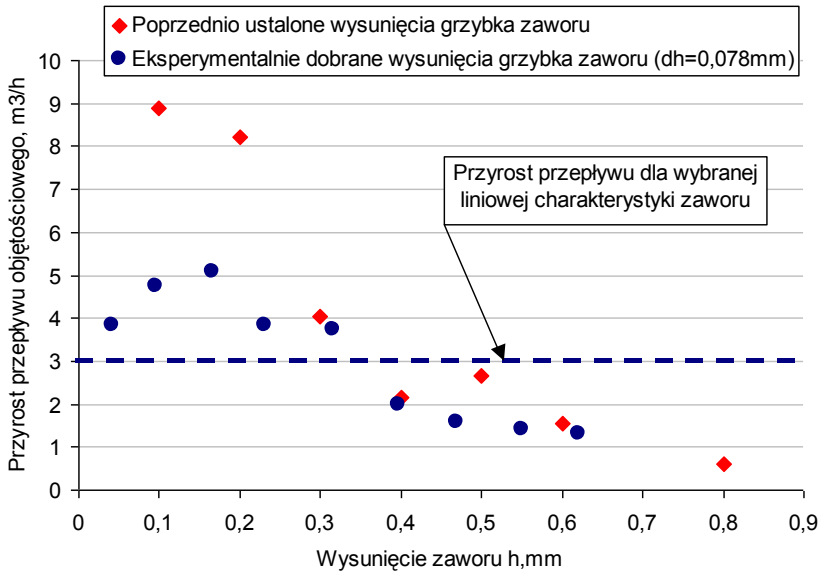
Jak wykazano w punkcie 5.4, rzeczywiste zmiany przepływu następują jedynie dla wysunięć grzybków do wartości  $h=0,6$  mm, postanowiono zwiększyć rozdzielczość ustalonych położen zaworu w tym zakresie. Dobrano eksperymentalne ustawienia grzybków zaworowych co  $dh=0,08$  mm. Wyznaczono charakterystykę przepływową dla zaworu EGR z poprzednio ustalonymi wysunięciami grzybków zaworowych oraz z eksperymentalnie dobranymi wysunięciami.

Jak widać na rys. 5.15 charakterystyka nie jest liniowa względem wysunięcia zaworu. Można jednak uzyskać stały przyrost przepływu względem sygnału sterującego, o ile sterowanie będzie dyskretne. W tym celu należy kolejnym dyskretnym wartościom sygnału sterującego przyporządkować takie wysunięcia zaworu, aby przyrost przepływu był stały dla różnicy dwóch następujących po sobie wartości sygnału sterującego (np. kodowanego cyfrowo). Należy jednak zwrócić uwagę na to, że różnice wysunięć zaworu nie muszą być sobie równe i są ustalane i zapamiętywane w pamięci modułu sterującego w procesie tzw. „programowania kroków” (przyrostów wysunięcia grzybków zaworu).



**Rys. 5.15.** Porównanie przepływu objętościowego przez zawór EGR z poprzednio ustalonymi wysunięciami grzybków zaworowych oraz przez zawór z eksperymentalnie dobranymi wysunięciami grzybków, dla  $dP=31$  kPa (zawór nr 1)

Przyrosty przepływu w funkcji wysunięcia grzybków zaworu dla poprzednio ustalonych, eksperymentalnych wysunięć w porównaniu do stałego przyrostu przepływu przedstawiono na rys. 5.16.



**Rys. 5.16.** Przyrost przepływu objętościowego dla kolejnych kroków wysunięcia dla zaworu z poprzednio ustalonymi ustawieniami kroków i zaworu ze zwiększoną rozdzielczością kroków

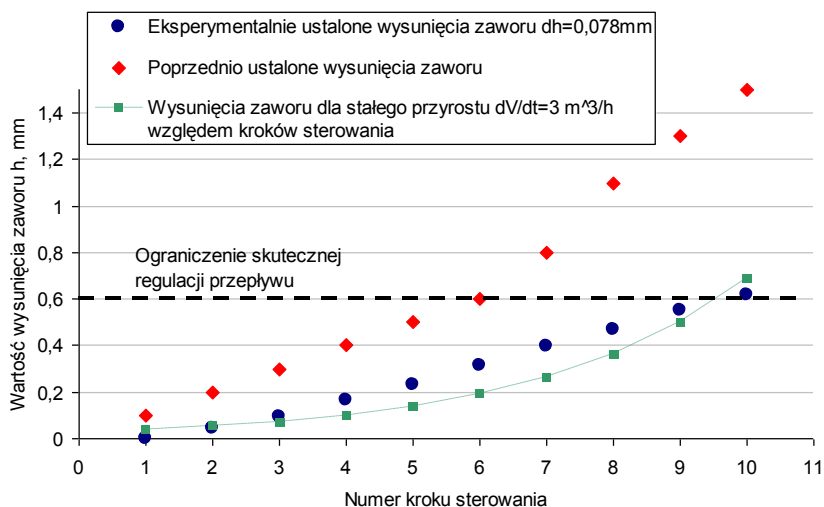
Analizując przyrosty przepływu dla zaworu z poprzednio (co 0,1 mm) i eksperymentalnie (co 0,08 mm) ustalonymi wartościami wysunięć grzybków można zauważyć, że w obu przypadkach wartości przyrostu przepływu nie są sobie równe. W pierwszym przypadku wynoszą od 0,6 do 8,9, a w drugim od 1,3 do 5, co wyraźnie przemawia na korzyść eksperymentalnego ustalenia położenia grzybków zaworu (kroków) z mniejszymi odstępami wysunięcia.

Z uwagi na nieliniowość charakterystyki zaworu (rys. 5.16) różnica kolejnych położenia grzybka zaworu dla początkowych wysunięć powinna być mała, a dla dalszych – duża. Wynika z tego, że pierwotnie ustalone kroki były zgodne z tą regułą i miały na celu uzyskanie liniowego sterowania przepływem względem kolejnych położenia grzybka zaworu (kroków) dla nominalnego zakresu sterowania, czyli od  $h=0$  mm do  $h=5$  mm.

W przypadku zaworu współpracującego z silnikiem badawczym należy także zastosować tę regułę, ale w zakresie wysunięć grzybka od  $h=0$  mm do  $h=0,6$  mm z powodu istniejącego zwężenia. Należy zwracać uwagę na zwężenia przewodów połączonych z wylotem zaworu i stosownie do ich średnic dobierać zakres wysunięć zaworu.

W celu uzyskania linowego sterowania przepływem należy tak zaprogramować wysunięcia zaworu, aby przyrost przepływu między kolejnymi wysunięciami grzybka był stały. Wyznaczono takie wartości wysunięć grzybka zaworu, aby uzyskać stały przyrost przepływu objętościowego  $Q=3$  m³/h względem kroków sterowania. Na rysunku 5.17 porównano poprzednio ustalone wysunięcia

grzybka zaworu, wysunięcia eksperymentalne  $dh=0,08$  mm oraz wysunięcia pozwalające na uzyskanie stałego przyrostu  $Q$  względem kolejnych kroków sterowania.



**Rys. 5.17.** Wartości wysunięć grzybka zaworu dla kolejnych kroków sterowania

Można zauważyć, że wyznaczone wartości wysunięcia grzybka zaworu pozwalające na uzyskanie stałego przyrostu przepływu objętościowego są bliskie eksperymentalnie ustalonym wysunięciom dla  $dh=0,078$  mm, a wyraźnie odbiegają od poprzednio ustalonych wartości wysunięcia zaworu.

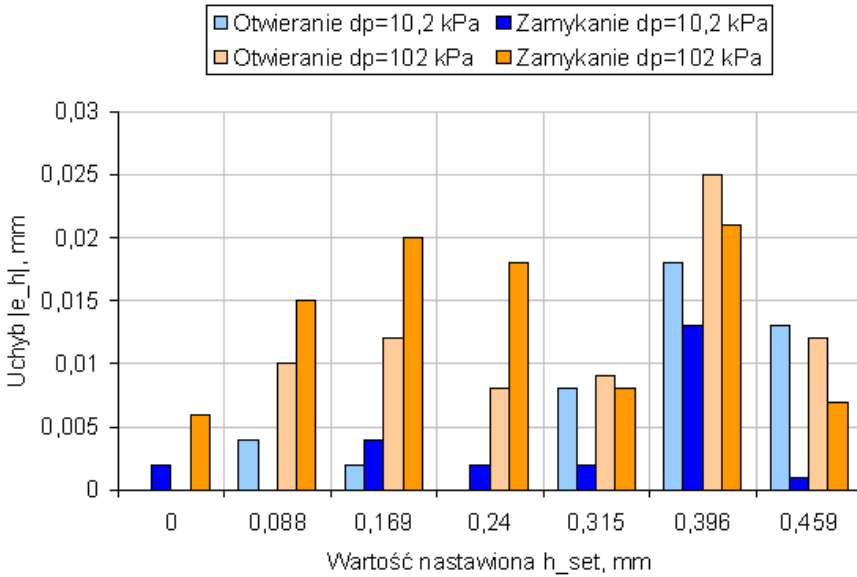
**Tabela 5.4.**

Wpływ błędu ustalenia grzybka zaworu na błąd ustalenia przepływu

Wysunięcie $h$ , mm	Różnica ciśnień $dP$ , kPa	Przepływ objętościowy $Q$ , m <sup>3</sup> /h
0,01	10	0,4
	20	0,5
	30	0,7
	40	0,8
	51	0,9
	61	0,9
	71	1
	81	1,1
	91	1,2
	102	1,2



Wartość przyrostu przepływu  $Q=3 \text{ m}^3/\text{h}$  przyjęto, biorąc pod uwagę zmiany nastawionej wartości wysunięcia zaworu pod wpływem ciśnienia (rys. 5.18) oraz wpływ błędu ustalenia grzybka zaworu na błąd ustalenia przepływu (tabela 5.4). Ponieważ zmiany nastawionej wartości wysunięcia grzybka zaworu wynoszą maksymalnie  $\pm 0,01 \text{ mm}$ , a oszacowany przepływ objętościowy dla takiego wysunięcia wynosi  $\pm 1,2 \text{ m}^3/\text{h}$  (przy  $dP=102 \text{ kPa}$ ) przyjęto przyrost objętościowy  $Q=3 \text{ m}^3/\text{h}$ , który jest około dwukrotnie większy od błędu ustalenia przepływu.



**Rys. 5.18.** Porównanie nastawionej wartości wysunięcia zaworu i jej zmiany pod wpływem ciśnienia podczas otwierania i zamykania zaworu

Aby efektywnie wykorzystać możliwy zakres sterowania przepływem, należy zwiększyć rozdzielczość sterowania wysunięciem grzybków zaworowych (kroków) w zakresie  $h \in (0; 0,6) \text{ mm}$ .

### 5.5.2. Wytyczne do sterowania zaworem EGR

Dokonano oszacowania wartości procentowego udziału spalin w zasysanych przez silnik Z1505 gazach dla przyjętego minimalnego ( $h=0,078 \text{ mm}$ ) i maksymalnego ( $h=0,6 \text{ mm}$ ) wysunięcia grzybków zaworu, przy ustalonej różnicy ciśnień  $dP=10,2 \text{ kPa}$  oraz  $dP=102 \text{ kPa}$ , przedstawiono je w tab. 5.5.

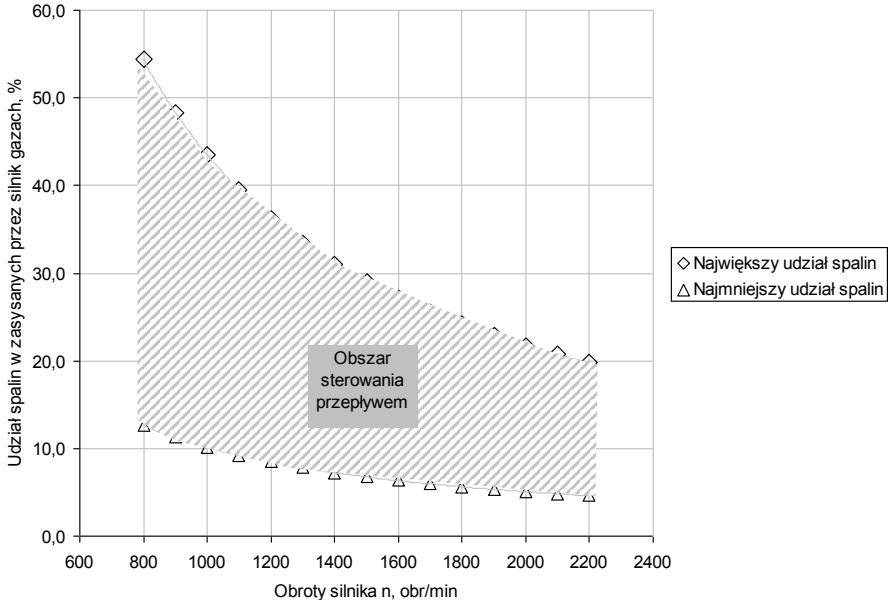
Na podstawie oszacowanych wartości wyznaczono obszary sterowania przepływem ograniczone przez krzywe największego i najmniejszego udziału spalin w zasysanych gazach, przedstawiono je na rys. 5.19 oraz 5.20.

Widać, że obszar sterowania przepływem dla  $dP=102$  kPa jest znacznie szerszy niż dla  $dP=10,2$  kPa. Wynika to z faktu, że wraz ze wzrostem różnicy ciśnień rośnie zakres przepływu objętościowego.

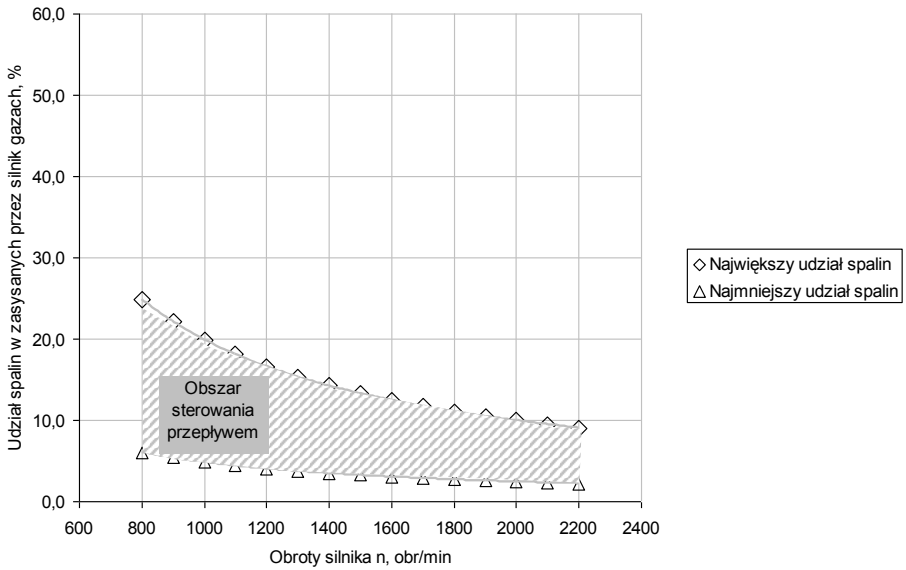
**Tabela 5.5.**

Oszacowane wartości procentowego udziału spalin w zasysanych przez silnik gazach

Prędkość obrotowa silnika n, obr/min	Pojemność silnika, dm <sup>3</sup>	dP=10,2 kPa		dP=102 kPa	
		Procentowy udział spalin dla minimalnego otwarcia zaworu,%	Procentowy udział spalin dla maksymalnego otwarcia zaworu,%	Procentowy udział spalin dla minimalnego otwarcia zaworu,%	Procentowy udział spalin dla maksymalnego otwarcia zaworu,%
800	4,6	8,2	29,4	12,7	54,3
900		7,2	26,2	11,3	48,3
1000		6,5	23,6	10,1	43,5
1100		5,9	21,4	9,2	39,5
1200		5,4	19,6	8,5	36,2
1300		5,0	18,1	7,8	33,4
1400		4,7	16,8	7,2	31,1
1500		4,3	15,7	6,8	29,0
1600		4,1	14,7	6,3	27,2
1700		3,8	13,9	6,0	25,6
1800		3,6	13,1	5,6	24,2
1900		3,4	12,4	5,3	22,9
2000		3,3	11,8	5,1	21,7
2100		3,1	11,2	4,8	20,7
2200		3,0	10,7	4,6	19,8



**Rys. 5.19.** Graniczne udziały spalin w gazach dolotowych silnika, przy różnicy ciśnienia 102 kPa



**Rys. 5.20.** Graniczne udziały spalin w gazach dolotowych silnika, przy różnicy ciśnienia 10,2 kPa



## 6. STEROWANIE UKŁADEM RECYRKULACJI SPALIN

### 6.1. Podstawowe zależności

Ilość recyrkulowanych do komory spalania spalin ma znaczny wpływ na przebieg procesu spalania, a w rezultacie na uzyskiwane wskaźniki pracy silnika. Jednym z ważniejszych aspektów pracy silnika w obliczu coraz bardziej wymagających norm emisji spalin jest ilość emitowanych toksycznych związków ( $\text{NO}_x$ , PM, HC). Jednym z najbardziej szkodliwych składników stanowią tlenki azotu. Z tego względu bardzo istotne jest takie sterowanie strumieniem recyrkulowanych spalin, aby uzyskać pożądane efekty w postaci obniżenia emisji tlenków azotu. Z drugiej strony ważne jest zwrócenie uwagi, że zbyt wysoki udział spalin w całym ładunku dostarczanym do cylindra może powodować znaczny wzrost m.in. emisji cząstek stałych i uzyskanie niekorzystnych wartości innych wskaźników pracy silnika. Udział spalin w ładunku określany jako stopień recyrkulacji spalin można zapisać:

$$X_{EGR} = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{EGR} + \dot{m}_p} \cdot 100\% \quad (6.1)$$

gdzie:

$\dot{m}_p, \dot{m}_{EGR}$  – strumień odpowiednio: powietrza, spalin, g/s

W celu znalezienia najlepszego kompromisu pomiędzy emisją  $\text{NO}_x$  a PM należy odpowiednio sterować stopniem recyrkulacji spalin [21, 47]. W pracy [6] zaproponowano wskaźniki emisji będące indeksem względnej emisji:

$$E_{rNO_x} = \frac{m_{NO_x}}{m_{NO_x \max}} \quad (6.2)$$

$$E_{rPM} = \frac{m_{PM}}{m_{PM \max}} \quad (6.3)$$

gdzie:

$m_{NO_x}$  – jednostkowa masa emisji  $\text{NO}_x$ ,  $\text{g} \cdot \text{kWh}^{-1}$ ,

$m_{PM}$  – jednostkowa masa emisji PM,  $\text{g} \cdot \text{kWh}^{-1}$ ,

$m_{NO_x \max}$  – maksymalna jednostkowa emisja  $\text{NO}_x$ ,  $\text{g} \cdot \text{kWh}^{-1}$ ,

$m_{PM \max}$  – maksymalna jednostkowa emisja PM,  $\text{g} \cdot \text{kWh}^{-1}$ ,

równocześnie zaś wskaźniki emisji zawierają się w granicach:

$$E_{rNO_x} \in \langle 0;1 \rangle$$

$$E_{rPM} \in \langle 0;1 \rangle,$$

Całkowita emisja względna  $E_r$  rozważanych składników spalin ( $NO_x$ , PM) można zapisać uwzględniając wskaźnik wagowy emisji  $w$

$$E_r = wE_{rNO_x} \cdot (1-w)E_{rPM}, \quad (6.4)$$

gdzie:

$w$  – wagowy wskaźnik emisji,

przy czym

$$w \in \langle 0;1 \rangle,$$

oraz

$$E_r \in \langle 0;1 \rangle$$

Zależność ta zawierająca wagowy wskaźnik emisji  $w$  pozwala dostosować wartość zmiennej  $E_r$  do zadanej strategii sterowania, pozwalając na uzyskanie najkorzystniejszego kompromisu, jeżeli chodzi o emisję całkowitą. Opisywany wskaźnik wagowy pozwala również na uwzględnienie zastosowania pozasilnikowych metod ograniczenia emisji (np. zastosowanie katalizatora zasobnikowego bądź filtra cząstek stałych) stosownie do efektywności redukcji zastosowanej metody. Dzięki temu można np. zmniejszyć wartość wskaźnika wagowego w przypadku zastosowania bardzo zaawansowanej metody redukcji  $NO_x$ .

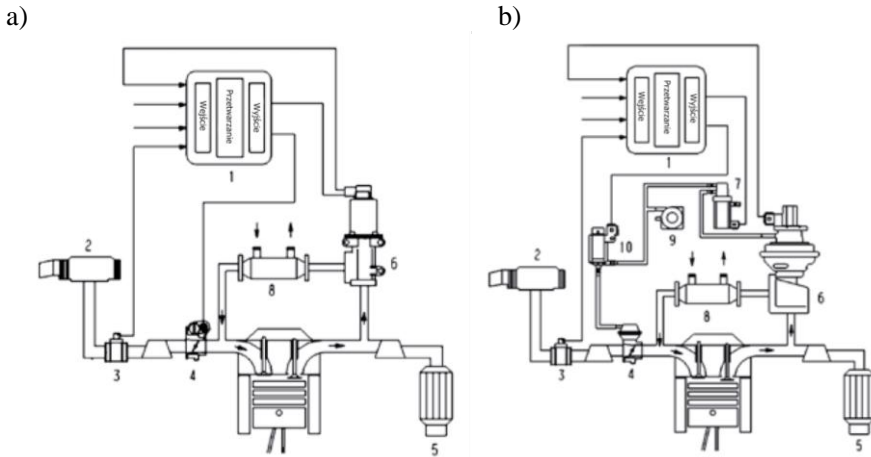
## 6.2. Sposoby sterowania

Osiągnięcie zamierzonych rezultatów w postaci korzystnych wartości wybranych wskaźników pracy silnika wymaga wyboru odpowiedniej metody sterowania oraz szczegółów konstrukcyjnych całego systemu recyrkulacji, w którym znaczącą rolę spełnia element warunkujący przepływ spalin.

Zasadniczo można wyróżnić podstawowe sposoby sterowania przepływem recyrkulowanych spalin:

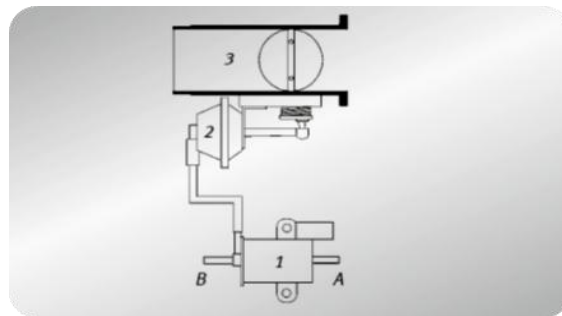
- pneumatyczny (rys. 6.1a),
- elektryczny (rys. 6.1b).

Sterowanie pneumatycznie zaworem EGR jest możliwe przy wykorzystaniu podciśnienia występującego w kolektorze ssącym lub wytwarzanego przez pompę próżniową, działającego na membranę będącą elementem aktuatora odpowiedzialnego za stopień otwarcia zaworu EGR. W niektórych rozwiązaniach w celu poprawy jakości regulacji w systemie recyrkulacji stosuje się elektropneumatyczny przetwornik ciśnienia (EPC). Pozwala to na utrzymanie odpowiedniego podciśnienia pod przeponą i umożliwia bezstopniową regulację otwarcia zaworu [50].



**Rys. 6.1.** Schemat układów recykulacji spalin sterowanego: a) elektrycznie, b) ciśnieniowo:  
 1 – sterownik silnika, 2 – filtr powietrza, 3 – przepływomierz, 4 – przepustnica,  
 5 – katalizator, 6 – zawór EGR, 7 – zawór elektropneumatyczny, 8 – chłodnica spalin,  
 9 – pompa podciśnienia, 10 – elektryczne zawory przełączające [32]

Ponadto w celu poprawy możliwości sterowania recykulacją spalin w nowoczesnych silnikach wysokoprężnych stosuje się przepustnice w układzie dolotowym. Sterowanie przebiega za pomocą układu podciśnieniowego (rys. 6.2), ale coraz częściej taki sposób sterowania zostaje zastąpiony przez przepustnicę sterowaną elektrycznie. W niektórych rozwiązaniach przepustnica miała na celu głównie ograniczenie drgań silnika podczas jego unieruchomienia. Wówczas podczas wyłączenia silnika, przepustnica zamyka dopływ powietrza tak, aby uniknąć napełniania komory spalania powietrzem. Zapobiega to wystąpieniu przypadkowych procesów spalania, które mogą nastąpić w momencie wtrysku paliwa w suwach następujących bezpośrednio po wyłączeniu silnika, a ich przypadkowy samozapłon może spowodować znaczne drgania silnika występujące przy prędkości obrotowej silnika o wartości mniejszej niż prędkość obrotowa biegu jałowego [52].



**Rys. 6.2.** Schemat działania przepustnicy: 1 – EUV, 2 – puszka podciśnieniowa, 3 – przepustnica, A – połączenie atmosferyczne, B – połączenie podciśnieniowe [32]

W nowoczesnych rozwiązaniach stosowanych w silnikach wysokoprężnych przepustnica może spełniać dodatkowe funkcje:

- dławienie przepływu powietrza w celu zwiększenia różnicy ciśnień pomiędzy powietrzem doprowadzanym do silnika a spalinami dzięki czemu można zwiększyć udział recykulowanych spalin w świeżym ładunku,
- regulacja temperatury spalin podczas procesu regeneracji filtra cząstek stałych.

Elektromechaniczne lub elektryczne zawory recyrkulacji spalin w odróżnieniu od układów recyrkulacji spalin sterowanych podciśnieniowo posiadają zintegrowany w jednej obudowie zarówno element sterujący jak i wykonawczy, co umożliwia bezpośrednie sterowanie i znacznie upraszcza budowę takiego układu.

Elektrycznie uruchamiane zawory EGR coraz częściej znajdują zastosowanie w układach, od których wymaga się precyzyjnej regulacji stopnia recyrkulacji. Dotyczy to głównie układów, dzięki którym możliwe jest spełnienie najbardziej rygorystycznych wymogów odnośnie emisji szkodliwych składników spalin [32]. Stopień otwarcia zaworu recyrkulacji spalin uzyskuje się, zmieniając współczynnik wypełnienia impulsu sterującego elementem wykonawczym (elektromagnes). W zaworze EGR zastosowanym w silniku Z1505 umieszczony jest element pomiarowy (potencjometr, cewka indukcyjna) przesyłający sygnał identyfikowany jako stopień otwarcia zaworu do sterownika zarządzającego pracą całego systemu recyrkulacji spalin. Zawór tego typu charakteryzuje się niezależnym od ciśnienia w kolektorze ssącym sterowaniem oraz dużą dynamiką działania. Ilość spalin zawracanych do układu dolotowego dobierana jest według odpowiedniego algorytmu starowania.

### **6.3. Koncepcyjny układ monitorowania recyrkulacji spalin oparty na pomiarze temperatury gazów**

W pojazdach użytkowych często do sterowania zaworem recyrkulacji spalin wykorzystuje się zwężkę Venturiego pozwalającą na ocenę różnicy ciśnienia przed i za zaworem [47]. W bardziej złożonych układach stosuje się przepływomierz powietrza dopływającego do silnika oraz szerokopasmową sondę lambda, co pozwala dzięki zastosowaniu odpowiednich algorytmów na kontrolowanie pracy układu recyrkulacji spalin. W niesprzyjających warunkach niewłaściwe działanie układu recyrkulacji spalin może spowodować zwiększenie emisji i pogorszenie wskaźników pracy silnika. W skrajnych przypadkach niesprawny układ recyrkulacji spalin może wpływać na trwałość silnika oraz jego niezawodność. Z tego względu w pracy zaproponowano koncepcyjne rozwiązanie mogące służyć jako alternatywna metoda monitorowania stopnia recyrkulacji spalin, a oparte na analizie rozkładu temperatur w układzie recyrkulacji spalin.

W układzie recyrkulacji spalin steruje się ilością spalin zawróconych do kolektora dolotowego, gdzie następuje wymieszanie się zawracanych z silnika spalin z powietrzem doprowadzanym do silnika. Skład spalin dla silnika wyso-



kopreżnego zestawiono w tabeli 6.1. Wynikiem wymieszania się strumieni gazów o różnych temperaturach jest powstanie strumienia o pewnej temperaturze wynikowej. Jako że każdy z mieszających się strumieni gazów posiada inny skład, to różne są też wartości ciepła właściwego dla każdego strumienia. Wobec tego w kanale dolotowym po wymieszaniu się strumieni można zapisać bilans energii

$$\dot{m}_p c_{pp} T_1 + \dot{m}_{EGR} c_{pEGR} T_2 = \dot{m}_{in} c_{pin} T_3 \quad (6.5)$$

gdzie:

$c_{pp}, c_{pEGR}, c_{pin}$  – ciepło właściwe: powietrza, spalin, ładunku, kJ/(kg·K)

$\dot{m}_p, \dot{m}_{EGR}, \dot{m}_{in}$  – strumień: powietrza, spalin, ładunku, g/s

$T_1, T_2, T_3$  – temperatura: powietrza, spalin, ładunku, K

**Tabela 6.1.**

Udział składników gazowych  
w spalinach silnika wysokopreżnego [75]

Składnik spalin	Objętość w spalinach, %
Azot, N <sub>2</sub>	76–78
Tlen, O <sub>2</sub>	2–18
Para wodna, H <sub>2</sub> O	0,5–4
Dwutlenek węgla CO <sub>2</sub>	1–10
Tlenek węgla CO	0,01–0,5
Tlenki azotu, NO <sub>x</sub>	0,001–0,5
Węglowodory, HC	0,009–0,3

Znając ciepło właściwe poszczególnych gazów składowych (tabela 6.2) oraz zakładając ich udział objętościowy (tabela 6.1) można określić ciepło właściwe strumienia gazu będące ciepłem właściwym wynikowym

$$c_{pp} = \sum \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_p} c_{pi}, \quad c_{pEGR} = \sum \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_{EGR}} c_{pi} \quad (6.6)$$

Jak wynika z tabeli 6.1 pewna zmienność udziału w spalinach dotyczy głównie tlenu, dwutlenku węgla i pary wodnej, co może powodować zmianę średniej wartości ciepła właściwego strumienia spalin. Jednakże udział objętościowy wybranych składników spalin można określić podczas pracy silnika zamontowanego w pojeździe stosując odpowiednie czujniki takie jak np. sonda  $\lambda$ , bądź też zintegrowany czujnik tlenu O<sub>2</sub> i tlenków azotu NO<sub>x</sub>. Dzięki temu możliwe jest zadowalająco dokładne określenie średniego ciepła właściwego spalin z zastosowaniem pomiaru wybranych składników spalin bezpośrednio „na pokładzie” pojazdu.

**Tabela 6.2.**

Średnie ciepło właściwe gazów przy stałym ciśnieniu i temperaturach od 0–2400°C  
( $p_0 = 0,1 \text{ MPa}$ ,  $T_0 = 273,15 \text{ K}$ ) [56]

Temperatura, °C	Ciepło właściwe $C_{sp}$ , $\text{KJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$						
	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	CO	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	powietrze	spaliny
0	1,039	0,915	1,040	0,815	1,859	1,004	1,039
200	1,043	0,935	1,046	0,910	1,894	1,012	1,052
400	1,057	0,965	1,063	0,983	1,948	1,028	1,074
600	1,076	0,993	1,086	1,040	2,009	1,050	1,098
800	1,097	1,016	1,109	1,085	2,075	1,071	1,122
1000	1,118	1,035	1,130	1,122	2,144	1,091	1,146
1200	1,136	1,051	1,149	1,153	2,211	1,108	1,167
1400	1,153	1,065	1,166	1,178	2,274	1,124	1,186
1600	1,167	1,077	1,180	1,200	2,335	1,138	1,202
1800	1,180	1,089	1,192	1,218	2,391	1,150	1,217
2000	1,191	1,099	1,203	1,233	2,442	1,161	1,229
2200	1,201	1,109	1,213	1,247	2,489	1,171	1,241
2400	1,210	1,118	1,222	1,259	2,533	1,180	1,251

Wprowadzając zależność

$$1 - X_{EGR} = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_{in}} \cdot 100\% \quad (6.7)$$

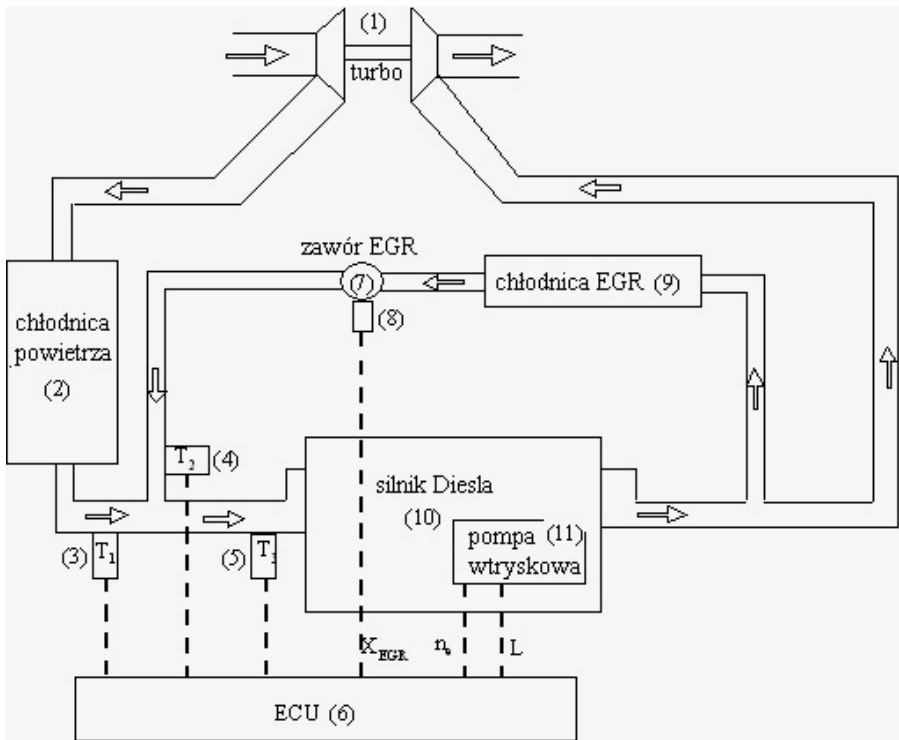
oraz korzystając z równania bilansu (6.5) po przekształceniach można zapisać [10]:

$$X_{EGR} = \frac{T_3 - \frac{c_{pp}T_1}{c_{pin}}}{\frac{c_{pEGR}T_2}{c_{pin}} - \frac{c_{pp}T_1}{c_{pin}}} \cdot 100\% \quad (6.8)$$

Stosując pewne uproszczenia można zatem określić stopień recyrkulacji spalin, dokonując pomiaru temperatur w odpowiednich punktach układu dolotowego i systemu recyrkulacji spalin uzupełnionych o czujnik O<sub>2</sub> lub NO<sub>x</sub>/O<sub>2</sub>. Na rysunku 6.3 przedstawiono koncepcję uproszczonego układu sterowania stopniem recyrkulacji, bez dodatkowych czujników monitorujących skład spalin z wykorzystaniem liniowego zaworu EGR i monitorowaniem temperatury.

Układ oparty jest na sterowaniu z wykorzystaniem mapy zawartej w sterowniku silnika ECU. Wstępne otwarcie zaworu EGR (7) następuje za pomocą aktuatora liniowego (8) na podstawie mapy sterowania EGR, opartej na sygnale z prędkości obrotowej wału korbowego silnika  $n_e$  oraz obciążeniu silni-

ka L korespondującego z wtryskiwaną dawką paliwa przez pompę wtryskową (11). Czujniki temperatury umieszczone w kolektorze dolotowym (3), (5) i obwodzie recykulacji (4) dokonują za sprężarką (1) i chłodnicą (2) pomiaru temperatury powietrza ( $T_1$ ) oraz zawracanych i schłodzonych w chłodnicy (9) spalin ( $T_2$ ) oraz temperatury czynnika dopływającego przed zawór dolotowy silnika ( $T_3$ ). Liniowy zawór EGR wyposażony w wewnętrzny magnetyczny czujnik indukcyjny pozwala na monitorowanie otwarcia zaworu EGR oraz przy wykorzystaniu czujników temperatury (3), (4) i (5) ciągle diagnozowanie jego działania.



Rys. 6.3. Schemat koncepcyjnego układu sterowania stopniem recykulacji spalin EGR [10]

#### 6.4. Specyfikacja układu sterowania zaworem EGR

W celu ograniczenia nakładów finansowych jakie należałoby zainwestować w modernizację pracującego już silnika, zdecydowano się na opracowanie systemu, który pozwoli niewielkim kosztem przystosować silnik do obecnych standardów emisji. Spełnienie tego kryterium staje się możliwe tylko wtedy, gdy znacznie ograniczy się modyfikację całego systemu sterowania jednostką napędową oraz braku konieczności wprowadzania znacznych zmian konstrukcyjnych

silnika. W zaproponowanym rozwiązaniu konieczna jest zmiana seryjnego dwustanowego zaworu EGR (rys. 6.4) na jego zmodyfikowaną wersję (rys. 6.5).



**Rys. 6.4.** Elementy standardowego układu recyrkulacji spalin z seryjnym zaworem EGR



**Rys. 6.5.** Zmodyfikowany zawór EGR ze zintegrowanym mikrokontrolerem i czujnikiem położenia

Podstawowe parametry zmodyfikowanego zaworu EGR przedstawia tabela 6.4.

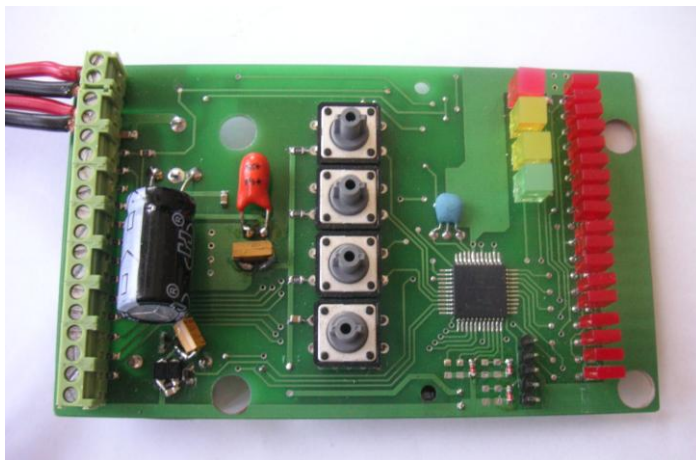
Pomiędzy sygnały sterujące z ECU silnika a prototypowy zawór recyrkulacji spalin należy podłączyć opracowany układ sterowania z adaptacyjnym algorytmem sterowania, zaś całość systemu uzupełnić o czujniki temperatury i ciśnienia.

**Tabela 6.4.**

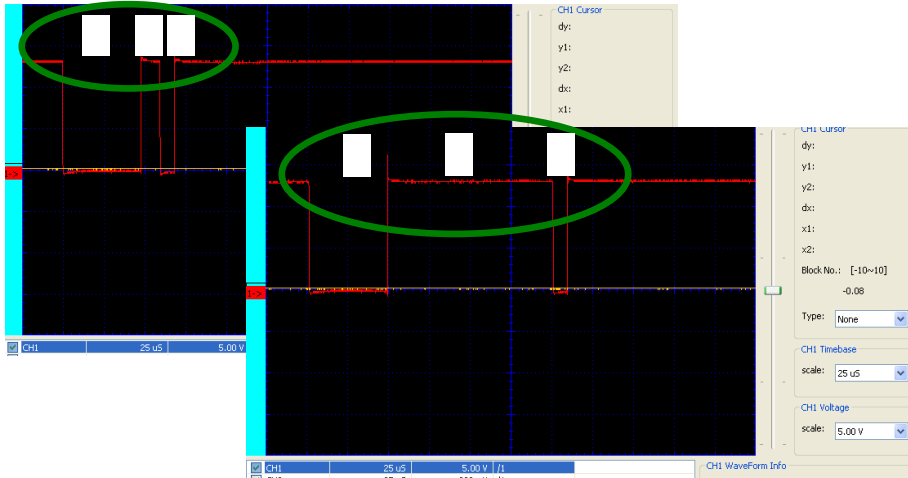
Podstawowe parametry zmodyfikowanego zaworu EGR

Parametr	Wartość
Nominalne napięcie zasilania	12 ÷ 24 V
Dopuszczalny zakres napięcia zasilania	10 ÷ 30 V
Maksymalny pobór mocy	10 W
Zakres temperatur pracy	- 40°C ÷ 125°C
Dokładność zamocowania	0,37 ± 0,05 mm
Skok zaworu	0 ÷ 5, -0,2mm
Maksymalny przepływ gazu	90 ± 5 kg/h przy -50 hPa
Ochrona elektromagnetyczna EMV	VDE0839
Trwałość	500 000 cykli
Czas zamykania zaworu	50 ± 20 ms
Ochrona przed wilgocią i szokiem termicznym	APE 02/01/00 Norm
Powłoka zewnętrznych części	Fe/Zn 12A
Powłoka rdzenia zaworu	Fe/Zn 12C
Klasa zabezpieczenia obudowy	IP 65
Odporność na drgania	15g
Izolacja cieplna materiału obudowy	Klasa H (VDE 0580)

„Sercem” całego układu sterowania jest mikrokontroler z zaimplementowanym algorytmem sterowania adaptacyjnego oraz algorytmem regulacji predykcyjnej z liniowym wskaźnikiem jakości sterowania opartym na programowaniu liniowym (rys. 6.6).

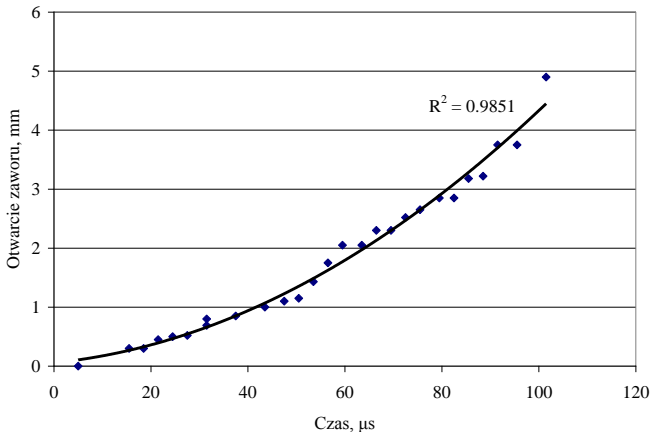
**Rys. 6.6.** Prototypowy układ programująco-sterujący zaworem EGR

Układ sterujący komunikuje się z zaworem EGR z wykorzystaniem linii zasilających. Komunikacja ta jest dwukierunkowa. Układ sterujący wysyła do zaworu sygnał z informacją o zadanej pozycji zaworu, po sprawdzeniu położenia zaworu za pomocą wewnętrznego czujnika indukcyjnego następuje odpowiedź o pozycji oraz temperaturze samego zaworu. Sygnał sterujący został przedstawiony na rys. 6.7.



**Rys. 6.7.** Sygnał sterujący zaworem EGR dla otwarcia zaworu: a) 0,1 mm, b) 5 mm [20]

Sygnał sterujący można podzielić na trzy części. Fragment A i C to odpowiednio znaczniki początku i końca transmisji o ściśle określonym czasie trwania. Natomiast fragment B sygnału jest odpowiedzialny za stopień otwarcia zaworu. Istnieje tu zależność proporcjonalna powodująca, że wraz ze wzrostem długości czasu trwania tej fazy rośnie też stopień otwarcia zaworu (rys. 6.8).



**Rys. 6.8.** Otwarcie zaworu EGR w funkcji sygnału sterującego w obszarze B

Jak już wspomniano, zawór EGR jest programowany na 17 kroków w zakresie od 0 do 5 mm z minimalnym krokiem 0,08 mm.

W celu wstępnego zaprogramowania kroków zaworu i testowania jego poprawnego działania opracowano specjalne narzędzia programistyczne składające się z urządzenia elektronicznego (programatora) wyposażonego w mikrokontroler PIC oraz oprogramowanie zarządzające programatorem z poziomu komputera klasy PC napisane w środowisku LabView (rys. 6.9).



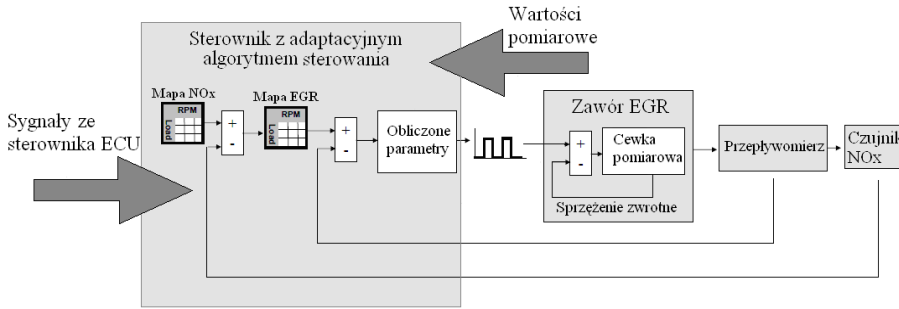
Rys. 6.9. Okno aplikacji programującej zawór EGR napisane w środowisku LabView

Komunikacja pomiędzy komputerem a programatorem odbywa się poprzez port USB. Programator zaś komunikuje się z zaworem EGR poprzez linie zasilające zaworu.

## 6.5. Sterowanie zaworem EGR a emisja spalin

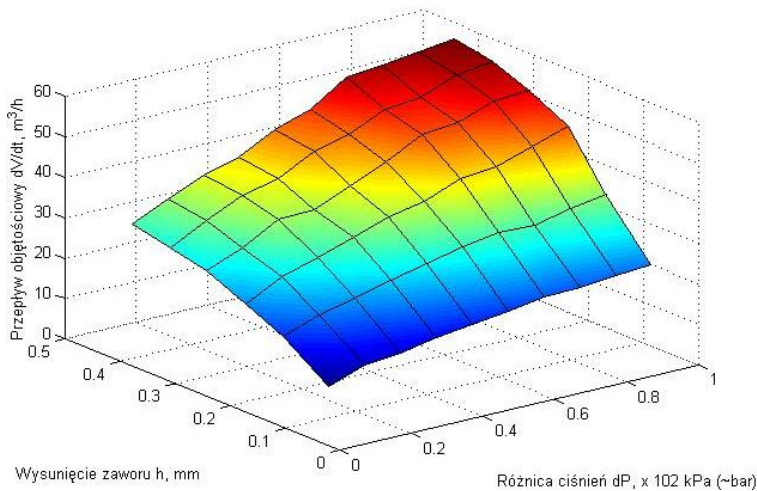
Nieodzownym elementem systemu recyrkulacji spalin jest jego układ sterowania. To właśnie w głównej mierze od niego zależy, czy zastosowany system będzie spełniał poprawnie swoje zadanie. Zaproponowany system sterowania współpracuje z dwoma pętlami sprzężenia zwrotnego. Pierwsza to pętla sprzężenia wewnętrznego informująca układ sterowania o aktualnej, faktycznej pozycji otwarcia zaworu EGR. Jest to sygnał pochodzący z czujnika indukcyjnego zamontowany na rdzeniu zaworu. Druga pętla sprzężenia zewnętrznego dotyczy sygnału przesyłanego do sterownika ze zintegrowanego czujnika tlenu  $O_2$  i tlenków azotu  $NO_x$  zamontowanego w układzie wylotowym silnika. Dzięki tym dwóm informacjom sterownik systemu recyrkulacji spalin może podejmować decyzje dotyczące sposobu sterowania zaworem EGR. Dodatkowo w układzie dolotowym, wylotowym i przewodzie recyrkulacji spalin zamontowano dodatkowe czujniki temperatur i ciśnienia gazów. Informacje z tych czuj-

ników dostarczają dodatkowe informacje pozwalające określić warunki pracy, w jakich znajduje się jednostka napędowa, a tym samym sprecyzować sposób i trend sterowania. Zaproponowany układ sterowania najlepiej przedstawi schematyczny rysunek 6.10.



**Rys. 6.10.** Schemat systemu sterowania recykulacją spalin

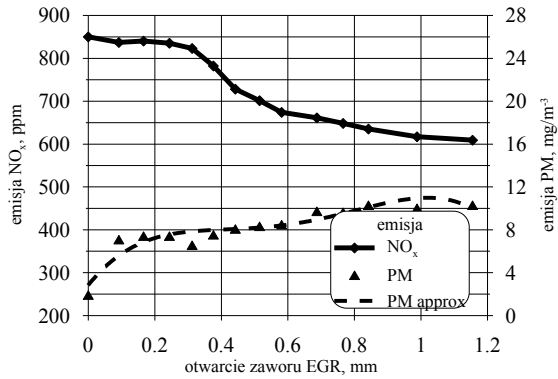
Dobierając algorytm sterowania systemem recykulacji spalin w celu obniżenia stężenia tlenków azotu w spalinach, należy pamiętać o stałym monitorowaniu zawartości cząstek stałych PM w spalinach. Przy algorytmie sterowania nastawionym tylko na obniżenie  $\text{NO}_x$  może dojść do znacznego wzrostu emisji cząstek stałych. Obniżenie temperatury spalania w komorze sprzyja powstaniu właśnie tych składników stałych. W celu wstępnego oszacowania przepływu spalin przez zawór EGR oraz stopnia recykulacji spalin (6.1), sporządzono teoretyczną mapę przepływu spalin w zależności od otwarcia zaworu oraz różnicy ciśnień pomiędzy układem wylotowym a dolotowym silnika Z 1505 (rys. 6.11).



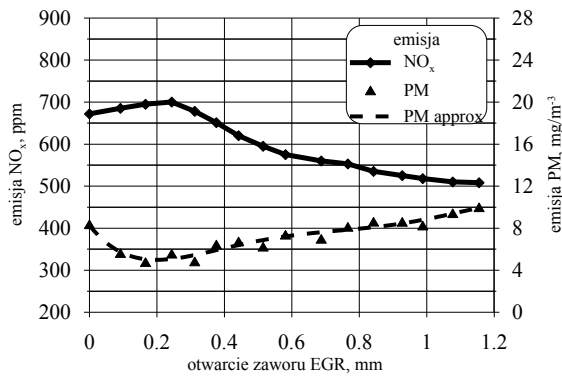
**Rys. 6.11.** Mapa teoretycznego przepływu objętościowego powietrza przez zawór EGR w zależności od wysunięcia zaworu  $h$  i różnicy ciśnień  $dP$



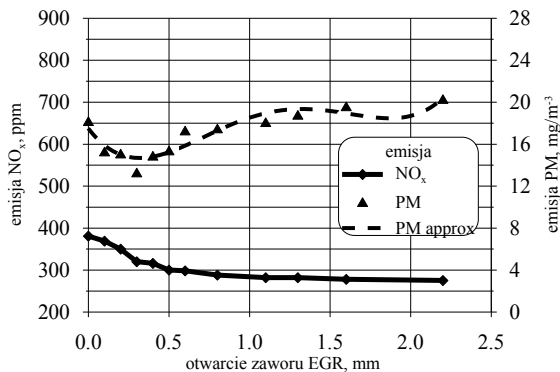
Badania przeprowadzone dla wybranych stanów stacjonarnych i różnych stopni otwarcia prototypowego zaworu EGR pokazują zależność pomiędzy emisją PM oraz  $\text{NO}_x$  (rys. 6.12–6.14).



Rys. 6.12. Wpływ otwarcia zaworu EGR na emisję  $\text{NO}_x$  and PM (900 obr·min<sup>-1</sup>, 100 Nm)

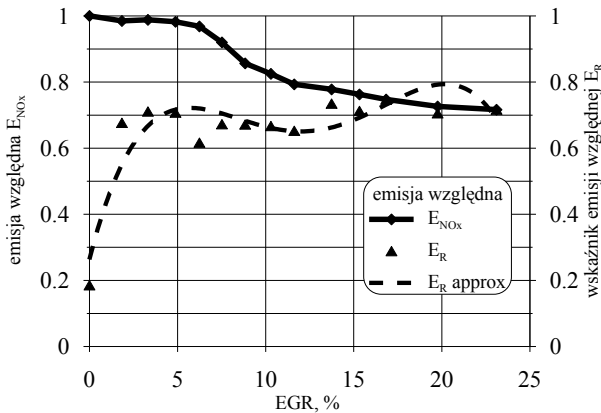


Rys. 6.13. Wpływ otwarcia zaworu EGR na emisję  $\text{NO}_x$  and PM (1100 obr·min<sup>-1</sup>, 100 Nm)

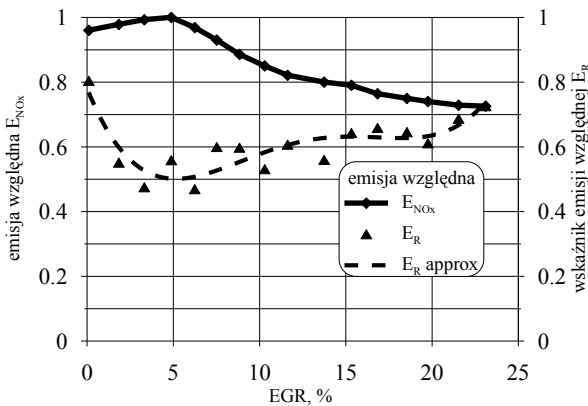


Rys. 6.14. Wpływ otwarcia zaworu EGR na emisję  $\text{NO}_x$  and PM (1400 obr·min<sup>-1</sup>, 100 Nm)

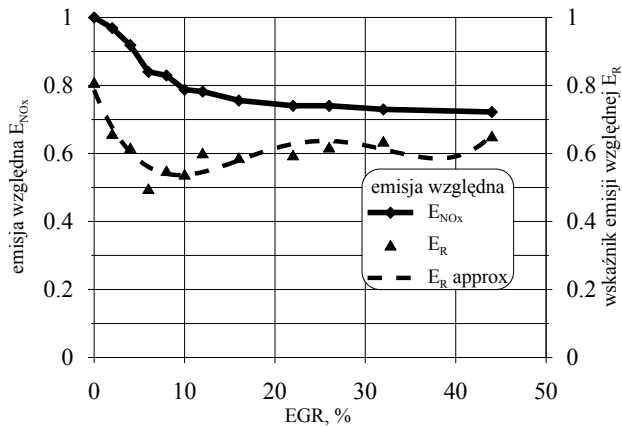
Założenie współczynnika wagowego  $w = 0,5$  opisującego uzyskanie założonego podczas sterowania zaworem kompromisu pomiędzy emisją  $\text{NO}_x$  a PM pozwoliło na uzyskanie odpowiednich wartości wskaźnika emisji wg zależności 6.2–6.4. Wyniki uzyskane po przeprowadzeniu analizy pokazują rys. 6.15–6.18. Przedstawiają one zależność pomiędzy sumaryczną emisją cząstek stałych a emisją tlenków azotu (wyrażoną w jednostkach względnych) dla badanego silnika ZS w zależności od stopnia otwarcia zaworu EGR. Można zaobserwować wzrost emisji cząstek stałych przy większym stopniu recyrkulacji spalin, natomiast dla tych właśnie pozycji zaworu można zaobserwować spory spadek emisji tlenków azotu. Emisja składników spalin takich jak PM i  $\text{NO}_x$  jest związana pewną zależnością, która powoduje, że redukcja emisji jednego składnika powoduje przyrost emisji drugiego składnika. Opracowany algorytm sterowania powinien uwzględniać tę zależność tak, by ograniczenie jednego składnika nie powodowało przekroczenia dopuszczalnego stężenia drugiego z nich.



Rys. 6.15. Wpływ otwarcia zaworu EGR na względne wskaźniki emisji (900 obr·min<sup>-1</sup>, 100 Nm)

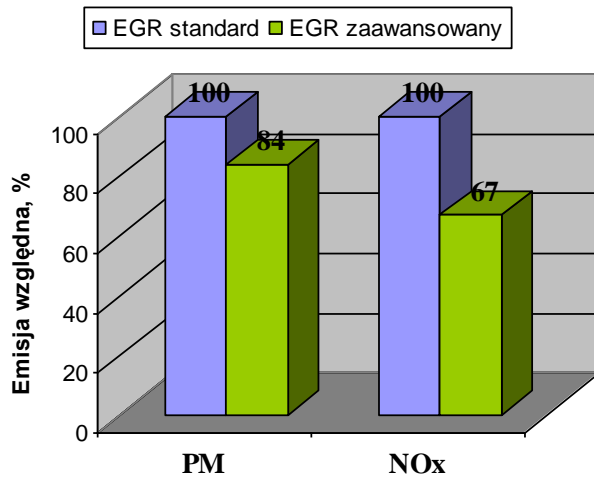


Rys. 6.16. Wpływ otwarcia zaworu EGR na emisję  $\text{NO}_x$  and PM (1100 obr·min<sup>-1</sup>, 100 Nm)



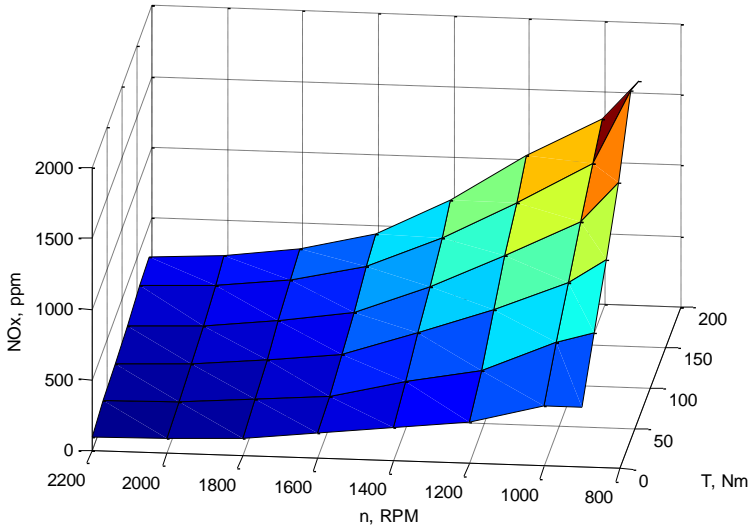
**Rys. 6.17.** Wpływ otwarcia zaworu EGR na emisję  $NO_x$  and PM ( $1400 \text{ obr}\cdot\text{min}^{-1}$ ,  $100 \text{ Nm}$ )

Dzięki takiemu sterowaniu zaworem EGR, aby otrzymać kompromis pomiędzy emisją rozważanych składników spalin, można uzyskać zmniejszenie całkowitej emisji zarówno  $NO_x$  jak i PM w porównaniu do sytemu EGR oparteo na standardowych rozwiązaniach (rys. 6.18).

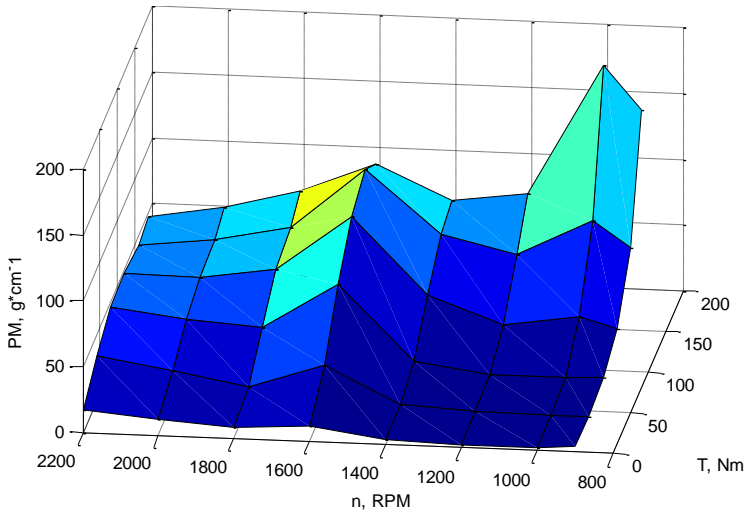


**Rys. 6.18.** Porównanie efektów sterowania zmodyfikowanym zaworem EGR z rozwiązaniem tradycyjnym w postaci emisji względnej PM i  $NO_x$  ( $1100 \text{ rpm}$ ,  $100 \text{ Nm}$ )

Celem wyznaczenia najkorzystniejszego sterowania zaworem EGR w całym zakresie pracy silnika można posłużyć się rozważanymi wcześniej zależnościami opisującymi wskaźniki emisji względnej (6.2–6.4) wykorzystując wyznaczone mapy emisji, w której zawarto jej maksymalne wartości dla poszczególnych składników spalin (rys. 6.19, 6.20).

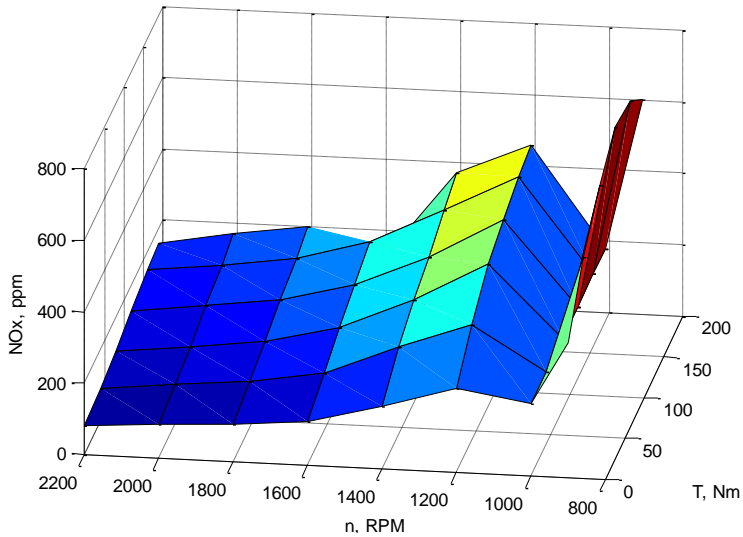


**Rys. 6.19.** Mapa maksymalnej emisji  $\text{NO}_x$  dla badanej konfiguracji osprzętu silnika

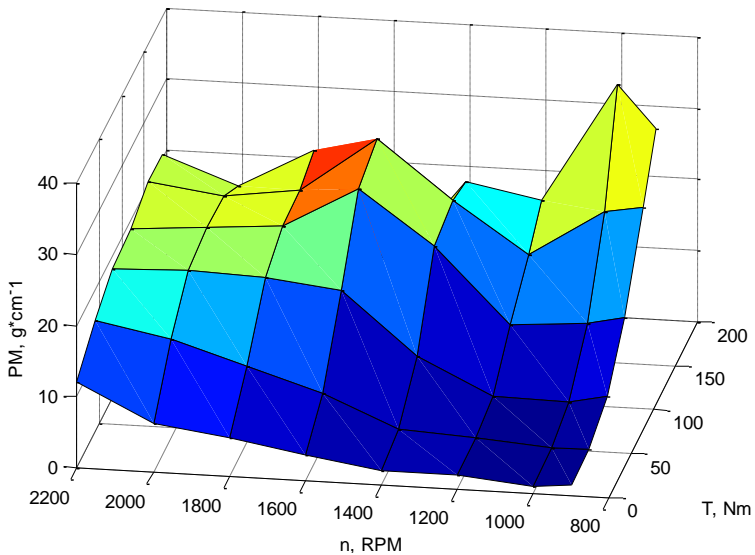


**Rys. 6.20.** Mapa maksymalnej emisji PM dla badanej konfiguracji osprzętu silnika

Dzięki zastosowaniu w algorytmie sterowania funkcji adaptacji, mapy są w trakcie pracy silnika na bieżąco modyfikowane stosownie do zmieniających się czynników eksploatacyjnych (zużycie elementów układu wtryskowego, korbowo-tłokowego, itp.). Nadzorcza funkcja zastosowanego czujnika  $\text{NO}_x$  pozwala na wykrycie niesprawności w przypadku zarejestrowania stężeń tlenków azotu znacznie odbiegających od podstawowej mapy maksymalnej emisji. Dla porównania można przedstawić także mapy minimalnej emisji  $\text{NO}_x$  oraz PM (rys. 6.21, 6.22).



Rys. 6.21. Mapa minimalnej emisji NO<sub>x</sub> dla badanej konfiguracji osprzętu silnika



Rys. 6.22. Mapa minimalnej emisji PM dla badanej konfiguracji osprzętu silnika

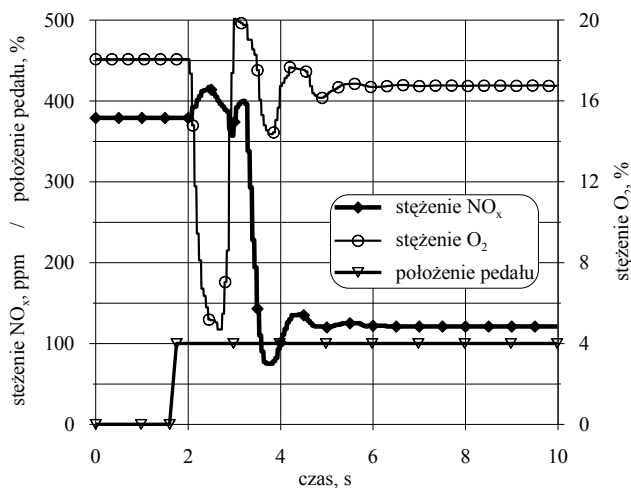
Kolejnym ważnym parametrem, który należy wziąć pod uwagę w trakcie doboru algorytmu sterowania jest również moc osiągana przez badany silnik. Zbyt wysoki stopień recyrkulacji może doprowadzić do obniżenia mocy, co w rezultacie może wpłynąć na własności dynamiczne zastosowanego silnika.

W celu uzyskania możliwie najmniejszych wartości emisji substancji szkodliwych do środowiska, a zarazem niedopuszczenie do utraty własności dyna-

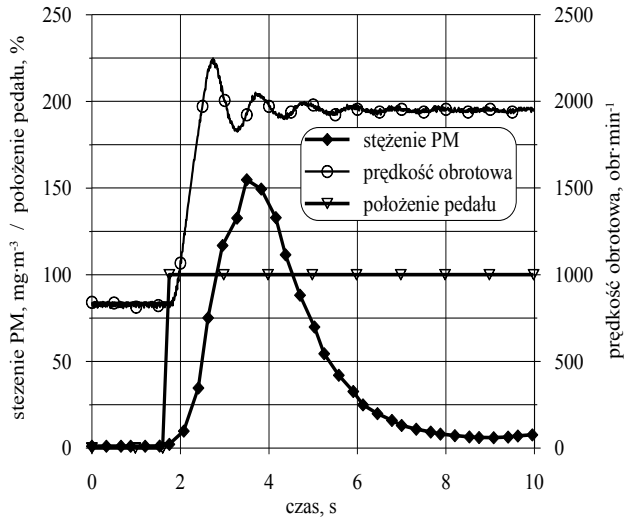
micznych silnika uzasadnione wydaje się być zastosowanie algorytmu predykcyjnego z aktywnymi ograniczeniami wejść i wyjść. Jako ograniczenia wejścia można przyjąć położenie pedału mocy lub szacowaną zmianę obciążenia silnika, natomiast ograniczeniem wyjściowym jest maksymalny poziom emisji substancji szkodliwych do środowiska dla danego aktualnego punktu pracy silnika. Wartości maksymalnych stężeń emisji tlenków azotu oraz kroków uchyleń zaworu EGR zapisane są w pamięci sterownika w postaci dwóch map, w oparciu o które podejmowane są decyzje. Celem sterowania jest osiągnięcie nowego punktu pracy, optymalnego z punktu widzenia jakości procesu (jak najmniejszej emisji całkowitej), istotny jest sposób, w jaki zostanie wygenerowany ciąg decyzyjny. Zadaniem sterowania dynamicznego jest minimalizacja skutków dużych zakłóceń takich jak mające charakter skokowy decyzje systemu zarządzania nadrzędnego (np. zmiana położenia pedału mocy, zmiana obciążenia). Reasumując zadaniem staje się znalezienie w chwili  $t$  wektora przyrostów sterowań  $Nu$  takich, by zminimalizować wskaźnik jakości sterowań, czyli by przejście z jednego punktu pracy silnika do drugiego nie doprowadzało do gwałtownego wzrostu emisji substancji toksycznych, a zarazem nie skutkowało utratą mocy silnika.

Bardzo istotne ze względu na spełnienie norm emisji opartych na testach niestacjonarnych NRTC jest badanie zachowania w próbie dynamicznego obciążenia silnika (rys. 6.23–6.24).

Analiza przebiegu emisji  $NO_x$  (rys. 6.23) oraz PM (rys. 6.24) pokazuje znaczne zmiany emitowanego składnika w przedziale 2–4 sekundy testu. Zastosowanie adaptacyjnego sterowania śledzącego zmiany sygnału położenia pedału i czujnika  $NO_x$  pozwoli na ograniczenie emisji również w stanach niestacjonarnych.



**Rys. 6.23.** Czasowe przebiegi emisji  $NO_x/O_2$  i położenia pedału mocy podczas testu dynamicznego



**Rys. 6.24.** Czasowe przebiegi emisji PM i położenia pedału mocy podczas testu dynamicznego

Drugi zaimplementowany w sterowniku to algorytm adaptacyjny, który reaguje na zmiany związane z eksploatacją silnika. W trakcie eksploatacji silnika może zmienić się jego charakterystyka. Zjawisko to związane jest z naturalnym zużyciem materiałów, starzeniem się tych materiałów, a również z osadaniem na różnych elementach silnika nalotów czy sadzy. Taki zmienny charakter ma również zawór recyrkulacji spalin. W tym elemencie wykonawczym zmiany związane są głównie z osadzaniem się sadzy na ściankach czy gnieździe zaworu. Powstanie takiego nalotu może powodować zmniejszenie przepływu gazów przez zawór, a tym samym może zmienić charakter obiektu sterowania. Zadaniem algorytmu adaptacyjnego sterowania jest właśnie monitorowanie przepływów przez zawór przy danych wartościach uchyleń. Jeżeli okaże się w wyniku przeprowadzonej identyfikacji, że zmieniła się charakterystyka zaworu, algorytm ma możliwość przeprogramowania wszystkich siedemnastu kroków uchyleń zaworu w trakcie jego pracy w silniku. Tak opracowany system sterowania oparty na samodiagnostyce zapewnia niezawodne i poprawne działanie systemu recyrkulacji spalin w czasie eksploatacji.





## 7. MODELOWANIE W ŚRODOWISKU MATLAB

### 7.1. Opracowanie modelu matematycznego rzędowej pompy wtryskowej

#### 7.1.1. Wyprowadzenie wzorów dla charakterystyk pompy wtryskowej

W celu zweryfikowania dobranych parametrów sekcji tłoczącej przeprowadzono symulację działania prototypowego rozwiązania zmechanizowanej rzędowej pompy wtryskowej. Opracowano model matematyczny jej działania, w środowisku Matlab/Simulink. Modelowanie rzędowej pompy wtryskowej przeprowadzono dla silnika Z1505. Sprawdzone czy średnica tłoczka  $d = 10$  mm, i jej skok  $h = 15$  mm są wystarczające do zasilania badanego silnika i czy sekcja tłoczka osiągnie maksymalną objętość paliwa wynoszącą  $V_{Bmax} = 180$  mm<sup>3</sup>/skok.

Idealna charakterystyka wynikająca tylko z zależności geometrycznych (z pominięciem ściśliwości paliwa, sprężystości przewodów i przecieków paliwa) jest opisana następującymi równaniami poszczególnych parametrów.

Objętość wtryskiwanego paliwa  $V_B(t)$  jest funkcją wzniosu tłoczka  $h(t)$ .

$$V_B(t) = \frac{\pi}{4} \cdot d_t^2 \cdot h_t(t) \quad (7.1)$$

gdzie:

$d_t$  – średnica tłoczka, mm,

$h_t(t)$  – wznios tłoczka jako funkcja czasu, mm,

$t$  [s] – czas, s,

$V_B(t)$  – objętość wtryskiwanego paliwa jako czasu, mm<sup>3</sup>.

Pochodna równania (7.1) względem czasu daje strumień paliwa  $\dot{V}_B(t)$

$$\frac{d}{dt} V_B(t) = \frac{\pi}{4} \cdot d_t^2 \cdot \frac{d}{dt} h_t(t), \quad (7.2)$$

$$\dot{V}_B(t) = \frac{\pi}{4} \cdot d_t^2 \cdot v_h(t), \quad (7.3)$$

gdzie:

$v_h(t) = \frac{dh_t(t)}{dt}$  – prędkość tłoczka jako funkcja czasu, mm/s,

$\dot{V}_B(t)$  – strumień objętości wtryskiwanego paliwa, mm<sup>3</sup>/s.

Wznios tłoczka jako funkcja czasu może być przedstawiony jako parametr kąta obrotu wału rozrządu  $\alpha(t)$

$$h_t(t) = r_1 \cdot \alpha(t), \quad (7.4)$$

gdzie:

$\alpha(t)$  – kąt obrotu wału rozrządu jako funkcja czasu, rad,

$r_1$  – średni promień krzywki w czasie wtrysku, mm.

Kąt obrotu wału rozrządu  $\alpha(t)$  jest funkcją średniej prędkości kątowej  $\omega(t)$  wału rozrządu w chwili wtrysku i czasu  $t$

$$\alpha(t) = \omega \cdot t. \quad (7.5)$$

Wstawiając (7.5) do wzorów (7.4) otrzymuje się

$$h_t(t) = r \cdot \omega \cdot t. \quad (7.6)$$

Jeżeli rozpatrywać ustalony stan pracy silnika, to czas wtrysku jest funkcją kąta obrotu wału krzywkowego pompy i charakteryzuje się małą wartością, dlatego można przyjąć, że prędkość obrotowa wału i prędkość tłoczka są stałe w czasie wtrysku

$$v_h = \frac{d}{dt} h_t(t) = r \cdot \omega. \quad (7.7)$$

Strumień objętości wtryskiwanego paliwa jest wówczas równy

$$\dot{V}_B(t) = \frac{\pi}{4} \cdot d_t^2 \cdot r \cdot \omega. \quad (7.8)$$

Przyjmując, że maksymalną dawkę paliwa  $V_{B\max} = 180 \text{ mm}^3/\text{skok}$  uzyskuje się przy kącie trwania wtrysku  $\alpha = 15^\circ$  obrotu wału rozrządu, co odpowiada  $30^\circ$  obrotu wału korbowego [69] Dla przyjętych parametrów pompy wtryskowej wyliczone pole przekroju tłoczka jest równe:

$$\frac{\pi}{4} \cdot d_t^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 10^2 \cong 78,53981634 \text{ mm}^2. \quad (7.9)$$

Maksymalna dawka paliwa według danych producenta jest równa

$$V_{B\max} = 180 \text{ mm}^3/\text{skok}. \quad (7.10)$$

Wstawiając te dane do wzoru (7.1) otrzymuje się

$$180 \text{ mm}^3 = 78,53981634 \text{ mm}^2 \cdot h_{\max}. \quad (7.11)$$

Z równania (7.13) oblicza się maksymalny skok tłoczka

$$h_{t_{\max}} \cong 2,29183 \text{ mm} . \quad (7.12)$$

Wstawiając dane (7.11) i (7.12) do wzoru (7.2) oblicza się maksymalną wartość promienia  $r_{\max}$

$$2,29183 \text{ mm} = r_{\max} \cdot 0,26179939 \text{ rad} , \quad (7.13)$$

$$r_{\max} \cong 8,747135218 \text{ mm} , \quad (7.14)$$

Wstawiając obliczony promień  $r_{\max}$  do wzoru (7.4) otrzymuje się wzory na skok tłoczka

$$h_t(t) = 8,747135218 \cdot \alpha_{\text{rad}} , \quad (7.15)$$

$$h_t(t) = 0,152788745 \cdot \alpha . \quad (7.16)$$

Wstawiając dane (7.9) i (7.14) do wzoru (7.8) otrzymuje się wzór do obliczania objętościowego strumienia paliwa  $\dot{V}_B$  z jednego cylinderka pompy wtryskowej (jednej sekcji tłoczącej) jako funkcję prędkości obrotowej wału korbowego silnika.

$$\dot{V}_B(t) = \frac{\pi}{4} \cdot d_t^2 \cdot r \cdot \omega , \quad (7.17)$$

$$\dot{V}_B(t) = 687,5493542 \cdot \omega . \quad (7.18)$$

Przeliczenie prędkości obrotowej ( $n$ ) wyrażonej w obrotach na sekundę na prędkość kątową ( $\omega$ ) wyrażonej w radianach na sekundę,

$$\omega = 2\pi \cdot n = 6,283185307 \cdot n . \quad (7.19)$$

Obliczanie objętościowego strumienia paliwa  $\dot{V}_B$  w zależności od prędkości obrotowej ( $n$ )

$$\dot{V}_B(t) = 687,5493542 \cdot 2\pi \cdot n , \quad (7.20)$$

$$\dot{V}_B(t) = 4320 \cdot n . \quad (7.21)$$

Jeżeli w czasie wtrysku strumień paliwa  $\dot{V}_B$  jest stały, to dawka paliwa przypadająca na jeden skok jest równa

$$V_B = \dot{V}_B(t) \cdot T_{\text{wtr}} , \quad (7.22)$$

gdzie:

$T_{\text{wtr}}$  – czas wtrysku paliwa, s.

Zależności związane ze skokową dawką paliwa można zapisać:

$$V_B(t) = \frac{\pi}{4} \cdot d_t^2 \cdot h_t(t), \quad (7.23)$$

$$V_B(t) = \frac{\pi}{4} \cdot d_t^2 \cdot r \cdot \alpha(t), \quad (7.24)$$

$$V_B(t) = \frac{\pi}{4} \cdot d_t^2 \cdot r \cdot \omega \cdot t, \quad (7.25)$$

Objętość skokową pompy paliwowej  $V_B(t)$  ustala regulator prędkości obrotowej. Regulator dąży do nastawienia takiej dawki paliwa, aby różnica pomiędzy prędkością obrotową zadaną i rzeczywistą była równa zero, co odpowiada stanowi równowagi momentu napędowego i momentu oporu.

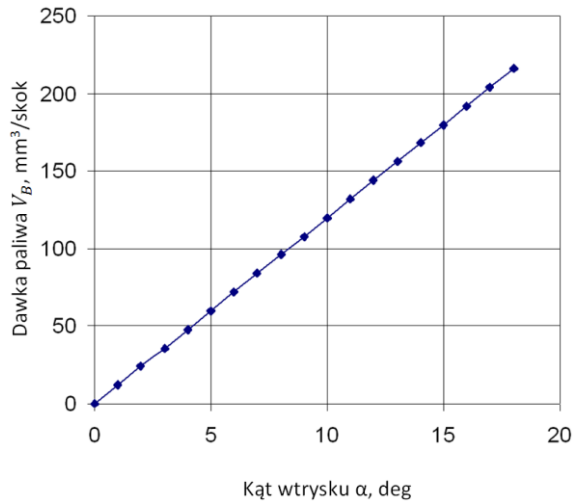
Energia uzyskana z dawki paliwa  $V_B$  doprowadzonej do 1 cylindra w czasie  $T_{wtr}$  przetwarzana jest na uzyskanie momentu napędowego  $M_i$ , który w komputerowym modelu matematycznym silnika czterosuwowego występuje jako moment będący uśrednieniem na 2 obroty wału korbowego, (na 1 obrót wału krzywkowego pompy wtryskowej). W modelu matematycznym sygnał wyjściowy z regulatora prędkości obrotowej (z uwzględnieniem charakterystyki pompy wtryskowej) reprezentuje dawkę paliwa  $V_{Bsr}$  uśrednioną na 360 stopni kątowych wału krzywkowego pompy.

W rzeczywistym silniku z wtryskiem paliwa sterowanym układem mikroprocesorowym czas wtrysku paliwa  $T_{wtr}$  oblicza się z wzoru (7.26), który otrzymano z wzoru (7.22) zakładając, że skokowa dawka paliwa  $V_B$  jest równoważna dawce uśrednionej  $V_{Bsr}$ .

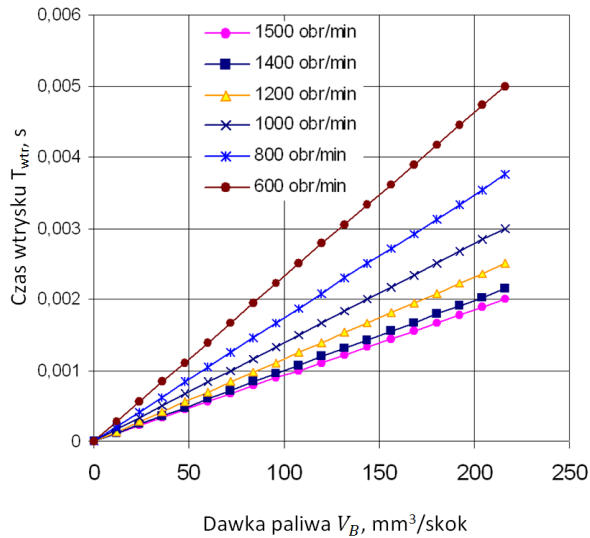
$$T_{wtr} = \frac{V_{Bsr}}{4320 \cdot n} \quad (7.26)$$

### 7.1.2. Charakterystyki pompy wtryskowej

W oparciu o wyprowadzone wzory sporządzono przedstawione poniżej charakterystyki pompy wtryskowej. Rzeczywista charakterystyka strumienia paliwa może odbiegać od charakterystyki teoretycznej obliczonej ze wzoru (7.21), z powodu dławienia przepływu w końcówki wtryskiwacza, przecieków oleju napędowego przez szczeliny między tłokiem i cylindrem, ściśliwości oleju i sprężystości przewodów doprowadzających olej z pompy do wtryskiwaczy. Charakterystyka przedstawiona na rys. 7.1 przedstawia *teoretyczną* zależność skokowej dawki paliwa  $V_B(\alpha)$  [ $\text{mm}^3/\text{skok}$ ] jako funkcję kąta obrotu wału rozrządu ( $\alpha$ ) obliczoną z wzoru (7.24). Charakterystyka przedstawiona na rys. 7.2 przedstawia *teoretyczną* zależność czasu wtrysku  $T_{wtr}$  paliwa jako funkcję uśrednionej dawki paliwa  $V_{Bsr}$  [ $\text{mm}^3/\text{skok}$ ] wyliczonej przez regulator prędkości obrotowej (w modelu matematycznym silnika) i prędkości obrotowej wału rozrządu  $n$  [obr/s], obliczoną ze wzoru (7.26) i odpowiada ona wydajności sekcji tłoczącej pompy podanej przez producenta (rozdział 3).



**Rys. 7.1.** Charakterystyka statyczna skokowej dawki paliwa  $V_B(\alpha)$  jako funkcja kąta obrotu wału rozrządu  $\alpha$



**Rys. 7.2.** Charakterystyka czasu wtrysku  $T_{wtr}$  paliwa jako funkcja dawki paliwa  $V_B(\alpha)$  i prędkości obrotowej wału rozrządu  $n$

Należy zwrócić uwagę na fakt, że rzeczywiste ciśnienie wtrysku jest większe niż ciśnienie otwarcia wtryskiwacza. Opóźnienie wtrysku, wywołane oporami przepływu i odbiciem fal ciśnienia może wynieść do 20° obrotu wału korbowego, a nawet i więcej, co zależy od prędkości obrotowej silnika, średnicy i długości przewodów, zarysu krzywki pompy oraz ciśnienia wtrysku. Jednakże

dla zadanych parametrów sekcji tłoczącej jest możliwe uzyskanie objętości paliwa rzędu  $180 \text{ mm}^3/\text{skok}$ , co przekłada się na maksymalną moc silnika co do wartości zgodną z danymi producenta silnika.

## 7.2. Model matematyczny silnika o zaplonie samoczynnym w środowisku Matlab/Simulink

W poniższym rozdziale opisano prosty model silnika ZS wykonany w programie Matlab/Simulink. Bez możliwości testowania i porównywania modelu cyfrowego z prawdziwym silnikiem nie da się stworzyć symulacji, która zachowuje się dokładnie jak realny silnik. W tej symulacji nie uwzględniono np. sterowania w oparciu o rzeczywistą mapę kątów wtrysku paliwa. Dla uproszczenia systemu niektóre zmienne zdefiniowane zostały wobec tego jako stałe. Symulacja obejmuje następujące podzespoły:

- ruch korbowodu,
- kompresję i ekspansję bez spalania,
- proces spalania,
- siły i momenty.

### 7.2.1. Ruch korbowodu

Na rys. 7.3 przedstawiono wielkości potrzebne do opisanie ruchu korbowodu. Chcąc ustalić wielkość przesunięcia tłoka  $s$  w funkcji kąta położenia wału korbowego można zastosować zależność:

$$s = r + l - (r \cdot \cos\varphi + l \cdot \cos\alpha), \quad (7.27)$$

gdzie:

- $r$  – promień wykorbienia, mm,
- $l$  – długość korbowodu, mm,
- $\varphi$  – położenie katowe wału korbowego, ° OWK,
- $\alpha$  – położenie katowe korbowodu, ° OWK.

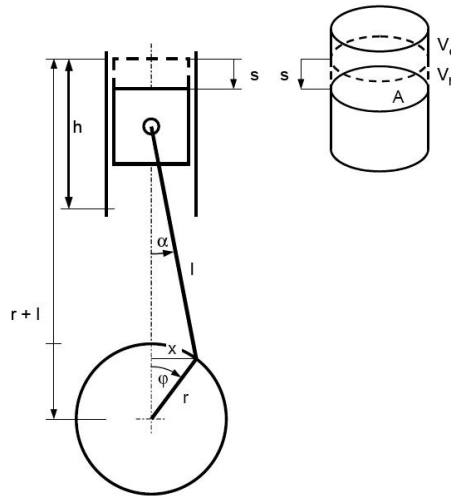
Relacja pomiędzy położeniem katowym wału korbowego a położeniem katowym korbowodu pozwala wyznaczyć parametr  $0 \leq x \leq r$  z poniższych zależności:

$$\frac{x}{r} = \sin\varphi, \quad \frac{x}{l} = \sin\alpha, \quad (7.28)$$

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin\varphi\right), \quad (7.29)$$

Pojemność pod tłokiem  $V_h$  to iloczyn powierzchni tłoka  $A$  i drogi  $s$  jaką pokonuje:

$$V_h = A \cdot s, \quad (7.30)$$

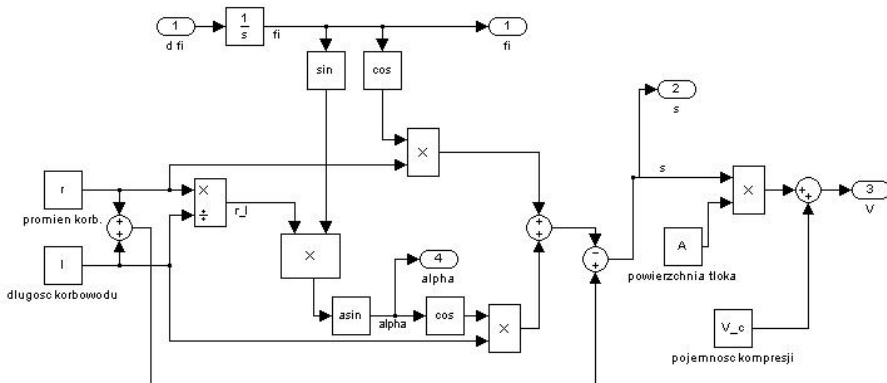


Rys. 7.3. Schemat układu korbowego

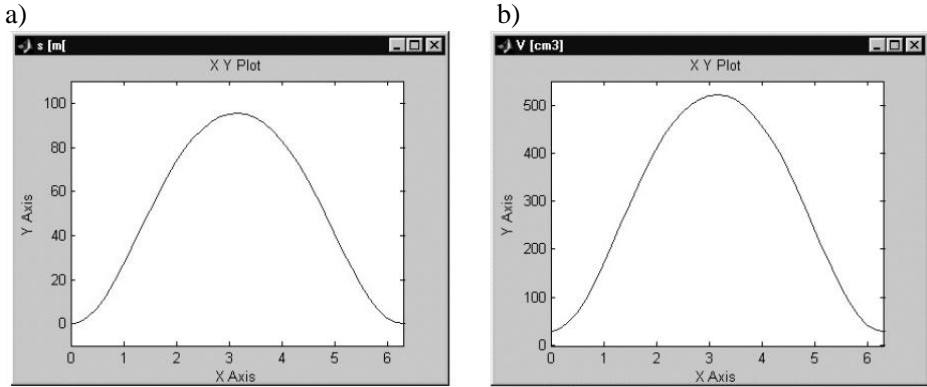
Pojemność  $V_h$  przyjmuje wartość maksymalną przy położeniu tłoka w DMP (dolny martwy punkt). Iloraz całkowitej pojemności  $V$  nad tłokiem znajdującym się w GMP i pojemności komory spalania  $V_c$  w przypadku gdy tłok znajduje się w GMP daje wskaźnik  $\varepsilon$ :

$$\varepsilon = \frac{V}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c}, \quad (7.31)$$

Na rys. 7.4 przedstawiono model ruchu korbowa silnika o zapłonie samoczynnym, zbudowany w środowisku MatLab-Simulink. Wyniki symulacji powyższego modelu, w postaci przebiegów w funkcji jednego obrotu wału korbowego przedstawiono na rys.7.5.



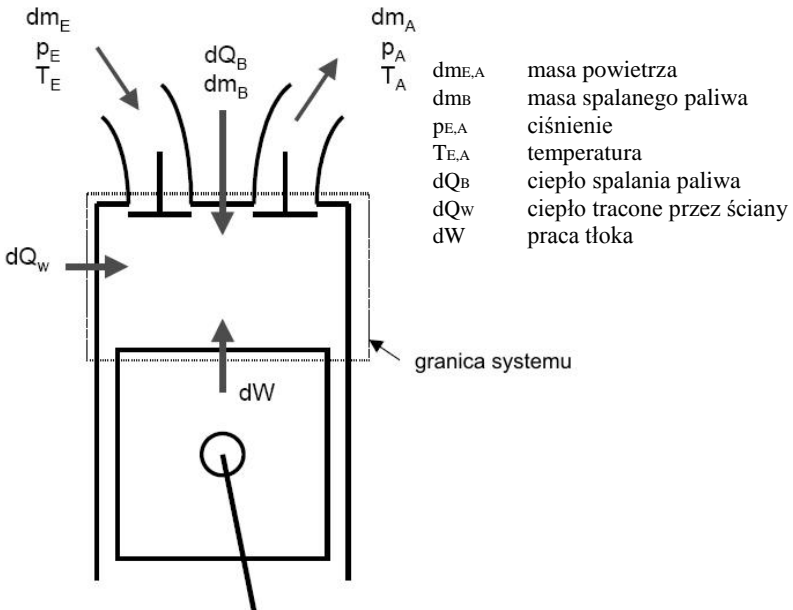
Rys. 7.4. Model pracy układu korbowego w środowisku Matlab/Simulink



Rys. 7.5. Przebiegi przesunięcia tłoka s (a) oraz pojemności całkowitej (b) w funkcji jednego obrotu wału korbowego

7.2.2. Proces sprężania i rozprężania ładunku

W celu matematycznego opisu zjawisk zachodzących podczas sprężania i rozprężania ładunku w cylindrze zastosowano powszechnie stosowane zależności termodynamiczne.



Rys. 7.6. Model termodynamiczny zjawisk zachodzących w cylindrze



Używając pierwszej zasady termodynamiki oraz oznaczeń przedstawionych na rys.7.6 sformułowano następujące równanie:

$$dW + dQ_W + dQ_B + dH_E + dH_A = dU, \quad (7.32)$$

gdzie:

- $dW$  – praca wykonana przez tłok, J,
- $dQ_W$  – ciepło tracone przez ściankę cylindra, J,
- $dQ_B$  – ciepło spalania paliwa, J,
- $dH_E$  – zmiana entalpii poprzez wpływające powietrze, J,
- $dH_A$  – zmiana entalpii poprzez wypływające spaliny, J,
- $dU$  – zmiana energii wewnętrznej, J.

Składową pracy tłoka  $dW$  oblicza się jako iloczyn ciśnienia gazów znajdujących się nad tłokiem i zmiany objętości  $dV$

$$dW = -p \cdot dV. \quad (7.33)$$

Ciśnienie  $p$  obliczane jest z równania dla gazów idealnych:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (7.34)$$

gdzie:

- $p$  – ciśnienie, Pa,
- $V$  – objętość ładunku,  $m^3$ ,
- $m$  – masa ładunku w cylindrze (powietrze + paliwo), kg,
- $R$  – indywidualna stała gazowa 287,04 J/(kg · K),
- $T$  – temperatura ładunku, K.

Masa ładunku w cylindrze to suma masy paliwa  $m_B$  i znajdującej się w cylindrze masy powietrza  $m_L$ :

$$m = m_B + m_L \quad (7.35)$$

Ciepło tracone poprzez ścianki cylindra to:

$$dQ_w = -\alpha \cdot A \cdot (T - T_w) \quad (7.36)$$

- $\alpha$  – współczynnik przenikania ciepła, 200 W/( $m^2 \cdot K$ ),
- $A$  – powierzchnia cylindra i tłoka,  $m^2$ ,
- $T$  – temperatura w cylindrze, K,
- $T_w$  – temperatura ściany, K,

gdzie:  $A = s \cdot \pi \cdot d + 2 \cdot \pi \cdot d^2 / 4$

Zmiana energii  $dU$  to:

$$dU = c_v \cdot m \cdot dT \quad (7.37)$$

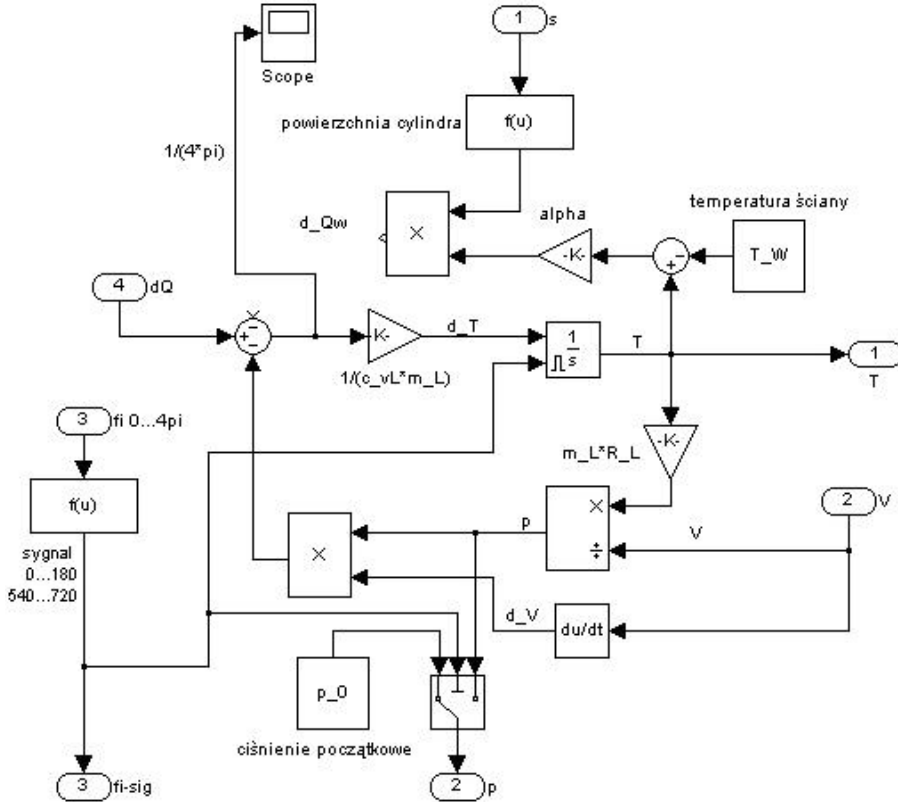
gdzie:

- $c_v$  – ciepło właściwe powietrza określone w warunkach stałej objętości, 0,716 kJ/(kg · K), dla  $T=293K$  i  $p=1,013 \cdot 10^5 Pa$

Z powyższych równań powstaje podstawowe równanie przepływu ciepła:

$$\dot{T} = \frac{1}{c_v \cdot m} [-p \cdot \dot{V} - \alpha \cdot A \cdot (T - T_W)], \quad (7.38)$$

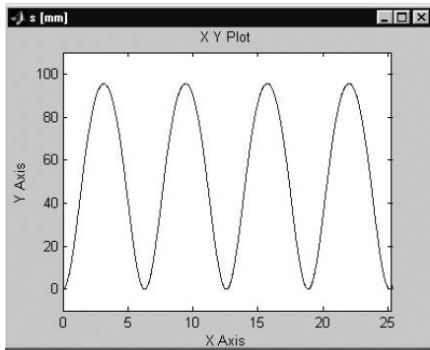
gdzie  $p = (m \cdot R \cdot T)/V$



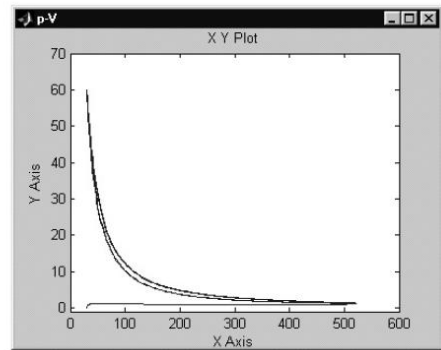
**Rys. 7.7.** Model zjawisk zachodzących podczas sprężania i rozprężania ładunku w cylindrze silnika o zapłonie samoczynnym w środowisku Matlab/Simulink

Na rys.7.7 przedstawiono model zjawisk zachodzących podczas sprężania i rozprężania ładunku w cylindrze silnika o zapłonie samoczynnym, zbudowany w środowisku MatLab/Simulink. Wyniki symulacji powyższego modelu przedstawiono na rys.7.8. Na rys. 7.8a można zaobserwować drogę tłoka w funkcji obrotu wału korbowego, natomiast na rys. 7.8b, w układzie  $pV$  zmiany ciśnienia w funkcji pojemności, gdzie w zakresie  $0^\circ$ – $180^\circ$  obrotu wału korbowego silnik zasysa ładunek, a w zakresie  $540^\circ$ – $720^\circ$  wydala spaliny do otoczenia.

a)

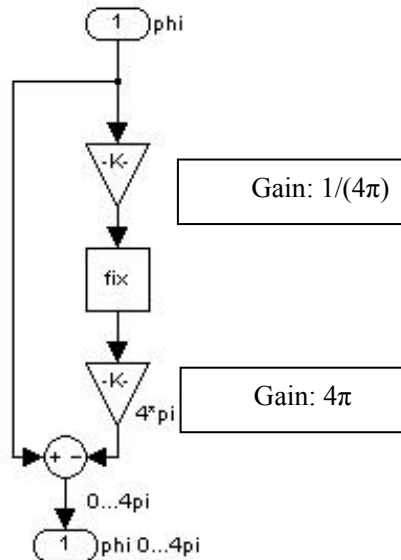


b)



**Rys. 7.8.** Przebiegi przesunięcia tłoka  $s$  w funkcji obrotu wału korbowego (a) oraz zmiany ciśnienia w cylindrze silnika w funkcji pojemności całkowitej

Dla uproszczenia symulacji przyjęto, że ciśnienie na wlocie i wylocie jest stałe, a praca tłoka odbywa się zawsze przy tej samej temperaturze oraz ciśnieniu. Z tego powodu należało resetować integrator temperatury przy każdej nowej symulacji pracy tłoka. Kąt wału korbowego  $\phi$  musiał być ograniczony od 0 do  $4\pi$ , to oznacza, że po jednym cyklu pracy (4 suwy) proces zaczynał się od początku, co oznacza, że sygnał z procesu musiał być podzielony na odcinki  $0^\circ$ – $180^\circ$ , ...,  $540^\circ$ – $720^\circ$ , ... celem resetowania integratora. Realizację procesu resetowania przedstawiono na rys.7.9.



**Rys. 7.9.** Przygotowanie resetu

### 7.2.3. Spalanie

W celu przeprowadzenia symulacji spalania paliwa w silniku potrzebnych jest wiele danych, nie tylko dotyczących samego procesu spalania, ale także danych opisujących parametry wtrysku paliwa takich jak ciśnienie oraz dokładna geometria strugi. Niestety, nie stwierdzono w literaturze żadnego matematycznego modelu, który to dokładnie opisywałby ten proces. Dlatego też modeluje się ten proces tak zwanym „black box“, którego właściwości mają charakter empiryczny wynikający z przeprowadzonych na silniku pomiarach.

Jako podstawę przyjęto funkcję VIBE zaproponowaną w pracy [68] służącą do opisanie przepływu ciepła w zależności od wartości kąta wału korbowego:

$$Q_B(\varphi) = Q_{B,0} \left[ 1 - e^{-6,9008 \left( \frac{\varphi - \varphi_{VB}}{\varphi_{BD}} \right)^{m+1}} \right] \quad (7.39)$$

gdzie:

$Q_B$  – energia ciepła ze spalania,

$Q_{B,0}$  – całkowita energia cieplna,

$\varphi_{VB}$  – początek spalania (oznaczony poprzez kąt położenia wału korbowego),

$\varphi_{BD}$  – trwanie spalania (w funkcji kąta położenia wału korbowego),

$m$  – współczynnik przebiegu.

Jak wynika z rys. 7.10 funkcja VIBE`a przyjmuje różne przebiegi zarówno dla sumarycznego spalania  $Q_B(\varphi)$ , a także dla wyzwolonej energii  $dQ_B/d\varphi$ . Funkcja VIBE`a jest dopasowywana przez parametry  $Q_{B,0}$ ,  $\varphi_{VB}$ ,  $\varphi_{BD}$ , tak aby następny obliczony przebieg ciśnienia w funkcji kąta położenia wału korbowego pokrywał się z mierzonym ciśnieniem. W uproszczeniu cała energia cieplna wywodzi się z iloczynu wartości opałowej paliwa  $w_d$  i jego masy  $m_B$ .

$$Q_{B,0} = w_d \cdot m_B; \quad w_d = 42,5 \text{ MJ/kg} \quad (7.40)$$

Wyrażenie Black-box dla przebiegu spalania przyjmuje formę:

$$\varphi_{BD} = \varphi_{BD,0} \cdot \left( \frac{\lambda}{\lambda_0} \right)^{-0,6} \cdot \left( \frac{n}{n_0} \right)^{0,5} \cdot \eta^{0,6} \quad (7.41)$$

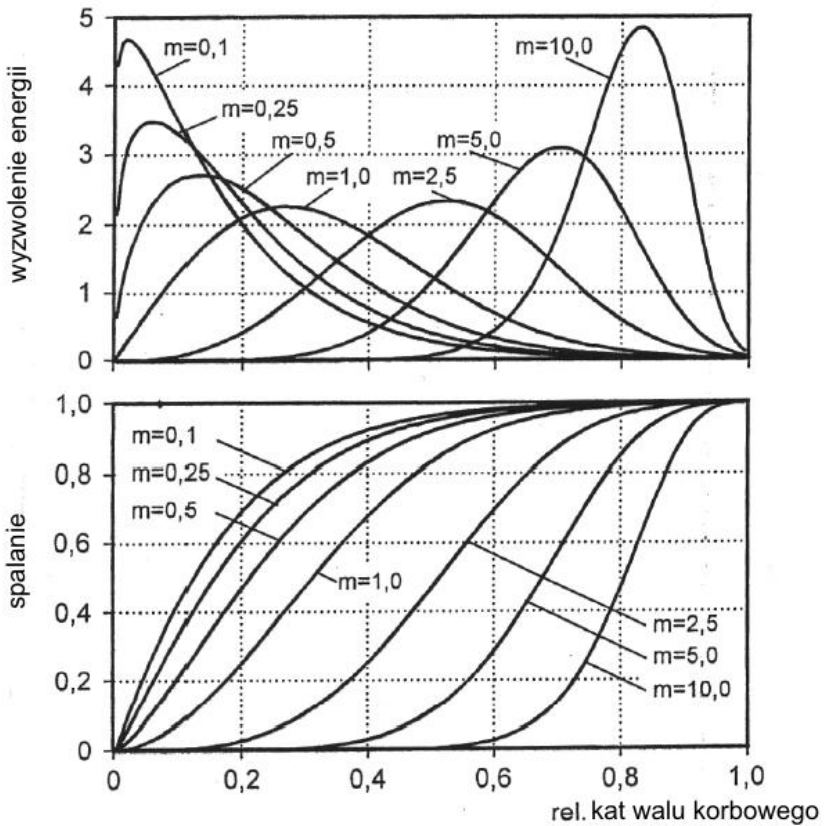
gdzie:

$\lambda$  – współczynnik nadmiaru powietrza,

$n$  – prędkość obrotowa, obr/min,

$\eta$  – stopień konwersji.

Indeks „0“ oznacza zdefiniowany początek, a stopień konwersji opisuje straty i w uproszczeniu wynosi „1”.



**Rys. 7.10.** Przebieg funkcji VIBE'a w funkcji względnego położenia wału korbowego, dla różnych współczynników przebiegu

Z kolei współczynnik nadmiaru powietrza można zapisać wyrażeniem:

$$\lambda = \frac{m_L}{m_B} \cdot c_L \quad (7.42)$$

gdzie:

$c_L$  – teoretyczne potrzebowanie powietrza  $c_L = 1/14,5$ ,

$m_L$  – masa powietrza, kg,

$m_B$  – masa paliwa, kg.

Jak już podano, masa powietrza jest stała na końcu każdego suwu. Masa paliwa jest podawana poprzez pedał przyspieszenia.

Początek kąta spalania  $\varphi_{VB}$  to suma kątów początku wtrysku  $\varphi_E$  i kąta opóźnienia wtrysku oraz zwłoki samozapłonu  $\varphi_V$

$$\varphi_{VB} = \varphi_E + \varphi_V \quad (7.43)$$

Początek wtrysku uzależniony jest od pompy wtryskowej, a kąt opóźnienia jest zależny od prędkości obrotowej silnika:

$$\varphi_v = \varphi_{v,0} \cdot \frac{n}{n_0} \quad (7.44)$$

Do opisu współczynnika przebiegu użyto równania dla parametrów  $T=293\text{K}$  i  $p=1,013 \cdot 10^5 \text{Pa}$ ,

$$m = m_0 \cdot \left( \frac{\varphi_{BD}}{\varphi_{BD,0}} \right)^{-0,5} \cdot \frac{p_{ES}}{p_{ES,0}} \cdot \frac{T_{ES}}{T_{ES,0}} \cdot \left[ \frac{n}{n_0} \right]^{-0,3} \quad (7.45)$$

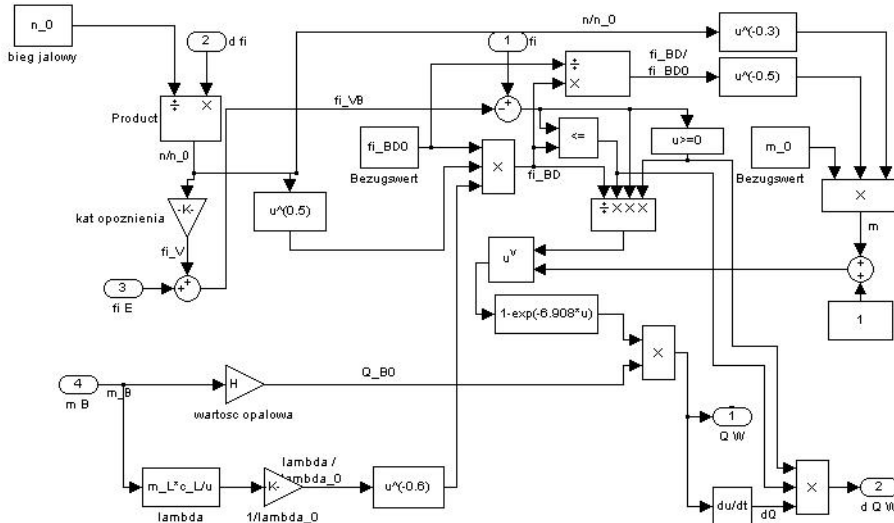
gdzie:

$p_{ES}$  – ciśnienie w cylindrze przy zamkniętych zaworach, Pa,

$T_{ES}$  – temperatura powietrza w cylindrze przy zamknięciu zaworów, K,

$n$  – prędkość obrotowa, obr/min.

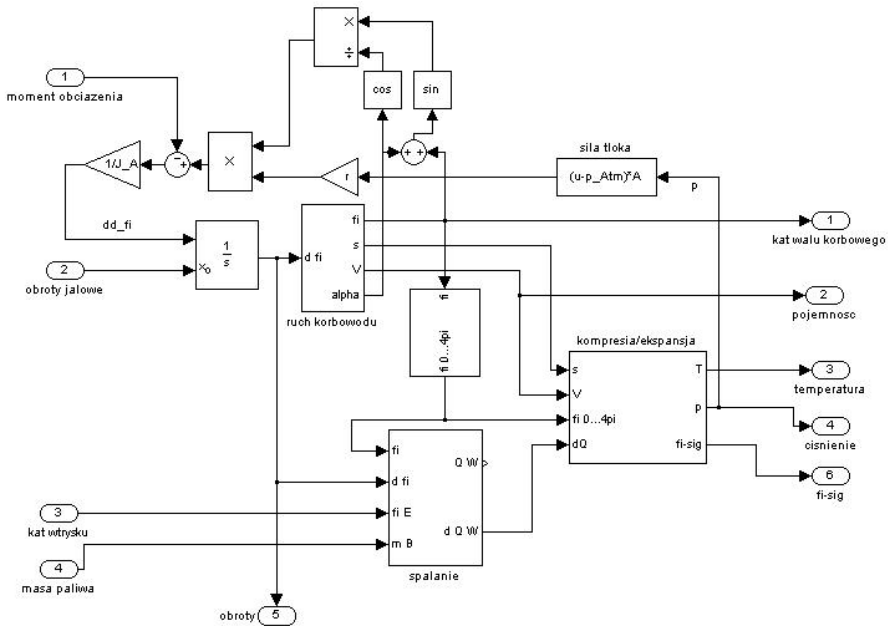
Cyfrowy model spalania ładunku w silniku oparty na przedstawionych powyżej zależnościach pokazano na rys. 7.11.



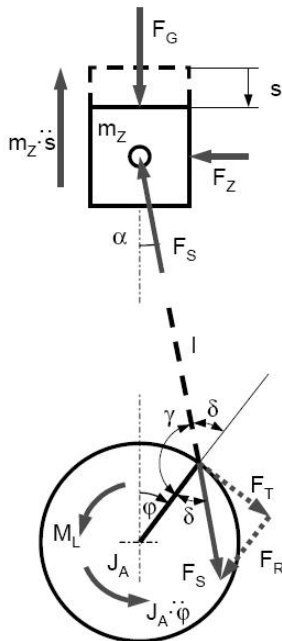
Rys. 7.11. Model spalania ładunku w cylindrze silnika o zapłonie samoczynnym w środowisku Matlab/Simulink

## 7.2.4. Siły w mechanizmie korbowym. Regulacja prędkości obrotowej

Na rys.7.12 przedstawiono blok modelu silnika uwzględniający siły działające w mechanizmie korbowym. Układ sił w zespole tłok–korbówód pokazano na rys.7.13.



Rys. 7.12. Model silnika uwzględniający siły działające w układzie tłok-korbówód w środowisku Matlab/Simulink



- $s$  – droga tłoka
- $\varphi$  – kąt położenia wału korbowego
- $F_G$  – siła gazu
- $F_Z$  – siła boczna tłoka
- $F_S$  – siła w korbówodzie
- $m_z$  – masa tłoka oraz części korbówodu
- $J_A$  – moment bezwładności mas wirujących - zredukowany do osi wału korbowego

Rys. 7.13. Układ sił w systemie tłok-korbówód

Równania dla układu przedstawionego na rys.7.13:

$$m_Z \cdot \ddot{s} + F_s \cdot \cos\alpha = F_G \quad (7.46)$$

$$F_G = (p - p_0) \cdot A \quad (7.47)$$

$$F_s = \frac{1}{\cos\alpha} \cdot (p - p_0) \cdot A \quad (7.48)$$

$$J_A \cdot \ddot{\varphi} + M_L = r \cdot F_T \quad (7.49)$$

$$F_T = F_s \cdot \sin\delta \quad (7.50)$$

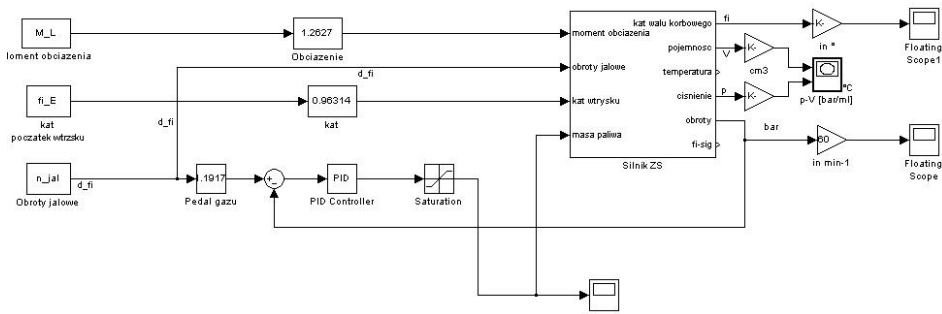
$$\delta = 180^\circ - \gamma \quad (7.51)$$

$$\alpha + \varphi + \gamma = 180^\circ \quad (7.52)$$

$$\alpha + \varphi = \delta \quad (7.53)$$

$$J_A \cdot \ddot{\varphi} + M_L = r \cdot \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos\alpha} \cdot (p - p_0) \cdot A \quad (7.54)$$

Do sfinalizowania budowy modelu zaprojektowano w środowisku Matlab/Simulink blok pełniący rolę regulatora obrotów (rys.7.14). Jako regulator użyto bloku PID, którego sygnał jest ograniczony dawką paliwa podawaną poprzez pompę.



**Rys. 7.14.** Model silnika poszerzony o blok pełniący rolę regulatora obrotów silnika, sporządzony w środowisku Matlab/Simulink

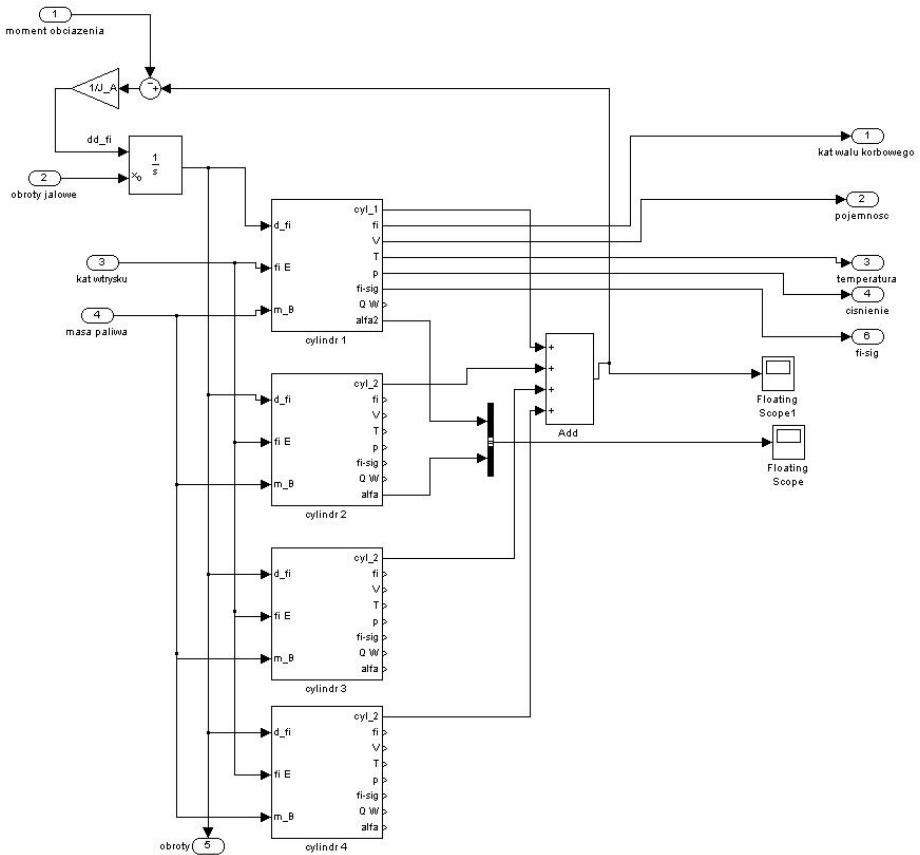
Na rys.7.14 przedstawiono model silnika wraz z systemem regulacji prędkości obrotowej. Silnik obciążony jest stałym momentem obrotowym  $M_l$ , który może być zmieniany manualnie za pomocą suwaka obciążenia zadanego w pakiecie Matlab/Simulink. Taki sam sposób zmiany wybranych parametrów modelu użyto dla wyboru kąta wtrysku. Symulacja rozpoczyna się dla obrotów biegu jałowego ustawionych na 1000 obr/min. Następnie dla poszczególnych



wartości prędkości obrotowych, kąta wyprzedzenia wtrysku oraz położenia pedału gazu obliczana jest dawka paliwa.

### 7.2.5. Silnik czterocylindrowy

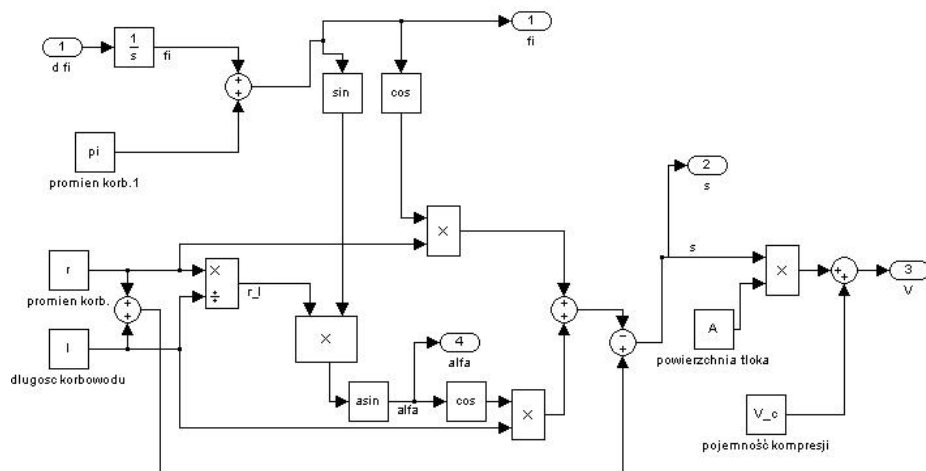
W celu uzyskania pełniejszego modelu zamodelowany wyżej silnik jednocylinndrowy połączono w pakiet 4 cylindrów, których praca następuje w określonej sekwencji zgodnej z kolejnością pracy cylindrów rzeczywistego czterocylindrowego silnika spalinowego. Wynikiem takiej symulacji jest ruch korbowodu oraz zachodzenie procesów spalania paliwa skutkujących powstaniem momentu obrotowego sumowanego ze wszystkich czterech cylindrów. Tak zbudowany system pokazano na rys.7.15.



Rys. 7.15. Model silnika czterocylindrowego w środowisku Matlab/Simulink

Fizyczne połączenie korbowodów z wałem korbowym zamodelowano w taki sposób, że graniczne położenie poszczególnych tłoków (GMP) odpowia-

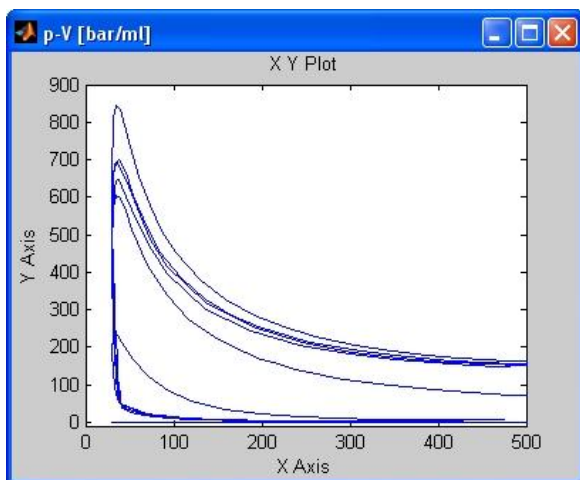
da stałemu przemieszczeniu kątowemu wału korbowego. Przesunięcie kąto-  
we korbodu kolejnego cylindra przedstawiono na rys. 7.16.



Rys. 7.16. Przesunięcie korbodu na wale korbowym o wartość  $\pi$

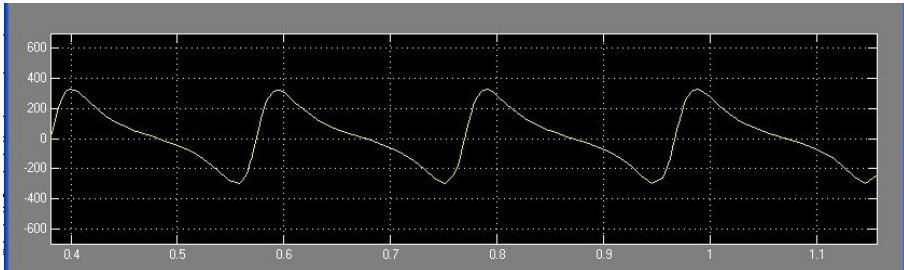
### 7.2.6. Wyniki symulacji

Po uruchomieniu symulacji wygenerowano przebieg zmiany ciśnienia dla pierwszego cylindra silnika w funkcji pojemności całkowitej (rys.7.17), dla różnych ustawień dawkowania paliwa i kąta wyprzedzenia wtrysku. Widoczne na rys. 7.17 znaczne różnice w przebiegu ciśnienia w cylindrze pokazują znaczny wpływ parametrów wtrysku na jego przebieg.



Rys. 7.17. Przebieg ciśnienia w cylindrze silnika w funkcji pojemności całkowitej

Na rys. 7.18 uwidoczniło przebieg sumy momentów wygenerowanych przez wszystkie 4 cylindry w czasie dwóch obrotów wału korbowego. Każdy wzrost momentu na wale korbowym jest powodowany przez kolejne zapłony mieszanki paliwowo-powietrznej w cylindrach przesunięte o stałą wartość kątową.



**Rys. 7.18.** Suma momentów jednostkowych dla wszystkich czterech cylindrów



## 8. KONCEPCYJNY OTWARTY SYSTEM STEROWANIA ZASILANIEM SILNIKA

### 8.1. Główne założenia systemu

Standardowe systemy sterowania układem wtryskowym stosowanym w silnikach wysokopreżnych bazują na różnego rodzaju czujnikach podających informacje o istotnych z punktu widzenia celów sterowania wskaźnikach pracy silnika. Określenie niektórych warunków pracy silnika odbywa się w sposób bezpośredni, dzięki informacji przesyłanej do sterownika zawartymi w sygnałach elektrycznych z czujników np. temperatury, ciśnienia, przepływu gazów (powietrza, spalin), składu spalin (sonda  $\lambda$ , czujnik  $\text{NO}_x$ ). Niektóre czujniki pozwalają na określenie położenia elementów silnika (wałku korbowego, wałka rozrządu), bądź zmian położenia w czasie (prędkość obrotowa). Wiele istotnych wskaźników pracy silnika jest jednak określanych w sposób pośredni z wykorzystaniem sygnałów zamontowanych sensorów. Zachodzi to dzięki zastosowaniu odpowiednich algorytmów uwzględniających zależności pomiędzy wybranymi parametrami pracy silnika, a interesującymi ze względu na ocenę pracy silnika i sterowanie silnikiem parametrami czy wskaźnikami. Wymienione parametry pracy silnika są najczęściej określane poza najistotniejszym miejscem, jakim jest komora spalania.

Istotnym ze względu na analizę pracy silnika jest przebieg ciśnienia wewnątrz cylindra, którego odpowiednie kształtowanie wpływa na szereg ważnych aspektów pracy silnika

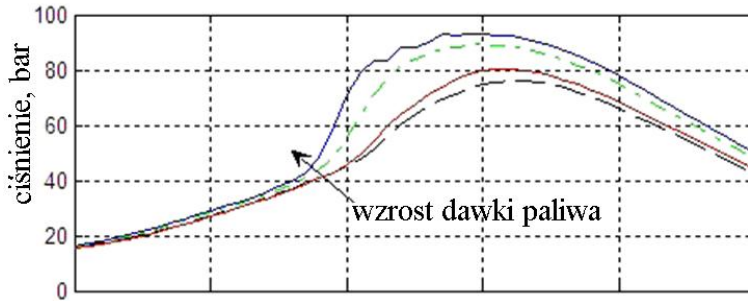
- wskaźniki ekologiczne – emisja substancji gazowych i cząstek stałych,
- wskaźniki ekonomiczne – zużycie paliwa, trwałość, niezawodność,
- wskaźniki związane z komfortem użytkowania – emisja hałasu oraz drgań.

Ze względu więc na bezpośredni wpływ przebiegu procesu spalania, na wiele istotnych aspektów jego pracy korzystne jest monitorowanie procesów zachodzących w cylindrze [3, 13, 22, 24, 31, 54, 61, 71].

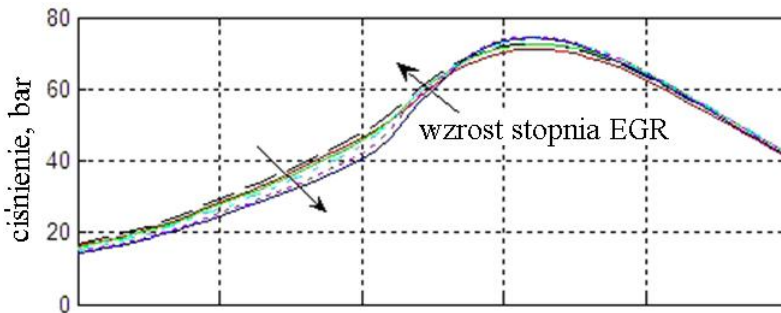
Pomiar i analiza przebiegu ciśnienia w cylindrze jest bardzo istotna ze względu na znaczną liczbę czynników wpływających na proces spalania. Spośród nich największy wpływ wywierają:

- masa, kąt wyprzedzenia i podział dawki paliwa na fazy,
- własności wtryskiwanego paliwa (sposób rozpylenia, wielość kropeł paliwa),
- własności powietrza docierającego do cylindra (ciśnienie, temperatura, wilgotność),
- stopień recykulacji spalin i wiele innych czynników.

Analiza wpływu wybranych czynników na przebieg ciśnienia w cylindrze została przeprowadzona przez wielu badaczy [3, 13, 22, 24, 31, 54, 60, 61]. Przykładowy wpływ wielkości dawki paliwa oraz stopnia recyrkulacji spalin przedstawiono na rys. 8.1 oraz 8.2



Rys. 8.1. Wpływ wielkości dawki paliwa na przebieg ciśnienia indykowania [22]



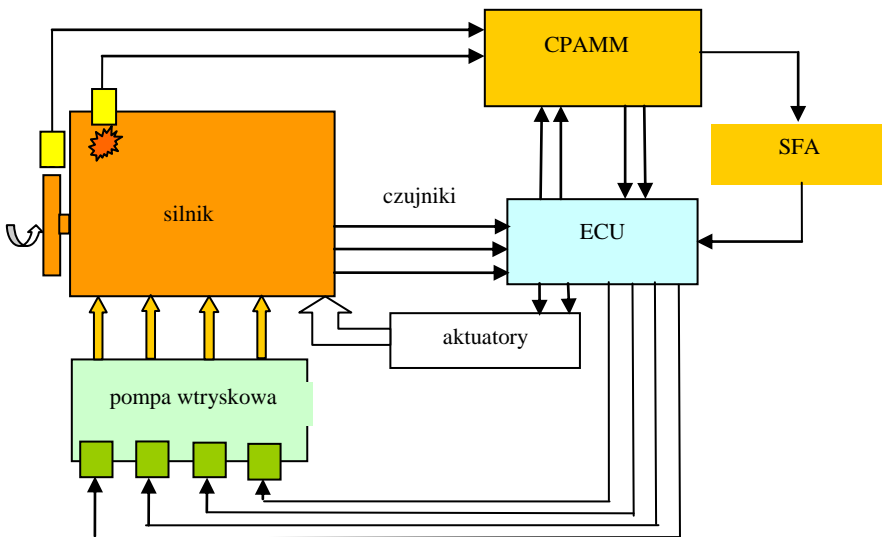
Rys. 8.2. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na przebieg ciśnienia indykowania [22]

Zarejestrowane różnice w przebiegu ciśnienia w cylindrze są istotne dla różnych stopni recyrkulacji spalin (rys. 8.2), ale największe znaczenie wykazuje sterowanie wtryskiem dawki paliwa (rys. 8.1). Istotna jest tutaj nie tylko wielkość dawki paliwa, ale także jej podział na fazy [11, 13, 22, 28, 48, 61].

Ocena jakości procesu spalania może następować dzięki obserwacji przebiegu ciśnienia w cylindrze bądź też analizie obrazu procesów zachodzących w cylindrze. Analizowanie obrazu procesów spalania wiąże się jednak ze znacznym skomplikowaniem i zwiększeniem kosztów całego systemu sterowania. Dodatkowo dochodzą tutaj wątpliwości co do wystarczającej trwałości elementów takiego systemu (głównie czujników obrazu/kamer). Z tego względu przy współczesnym zaawansowaniu techniki pomiarowej oraz możliwości jej ekonomicznego zaaplikowania do seryjnych zastosowań, najkorzystniejszym rozwiązaniem pozwalającym na śledzenie zmian zachodzących w komorze spalania jest uzupełnienie systemu sterowania o czujnik ciśnienia wewnątrz cylindra [36, 39, 38, 55, 72].

Konceptcja otwartego systemu sterowania umożliwiającą realizację zaawansowanych funkcji sterowania opartych na analizie wybranych dodatkowych sygnałów pomiarowych pozwala na etapie projektowania systemu sterowania wyłonienie najkorzystniejszych konfiguracji systemu oraz ewentualne jego późniejsze modyfikacje.

Monitorowanie procesu spalania w każdym z cylindrów wielocylindrowego silnika spalinowego jest możliwe i korzystne ze względu na możliwość występowania odmiennych warunków w każdym z cylindrów. Wiąże się to jednak ze znacznym skomplikowaniem i podniesieniem kosztów całego systemu sterowania. W celu uzyskania systemu zwiększonych możliwości odnośnie sterowania przy niewielkim wzroście kosztów całego systemu sensowne wydaje się być zastosowanie jednego czujnika ciśnienia P (rys. 8.3) umieszczonego w wybranym cylindrze wielocylindrowego silnika.



Rys. 8.3. Konceptcja otwartego systemu sterowania wtryskiem paliwa

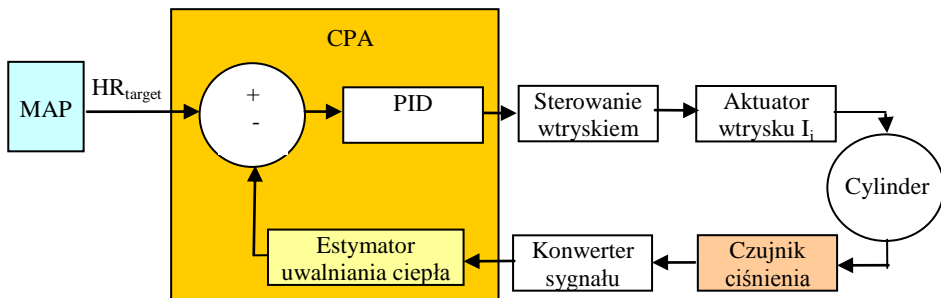
Różnice pomiędzy przebiegiem procesu spalania w poszczególnych cylindrach mogą wynikać z wielu czynników. Jednym z istotnych aspektów jest funkcjonowanie poszczególnych elementów układu wtrysku paliwa związane z charakterystyką poszczególnych sekcji tłoczących i wtryskiwaczy wynikającym z tolerancji wykonania bądź też czynników eksploatacyjnych. W rezultacie możliwe jest wystąpienie sytuacji znacznej różnicy pomiędzy sposobem dawkowania paliwa do poszczególnych cylindrów. Optymalne działanie wszystkich elementów układu wtryskowego pozwala na uzyskanie stabilnej pracy silnika na biegu jałowym oraz ograniczenie emisji substancji gazowych i cząstek stałych, ale równocześnie umożliwia również uzyskanie wysokich wartości maksymalnej mocy i momentu obrotowego silnika. W celu monitorowania równomierno-

ści i powtarzalności pracy silnika postanowiono wyposażyć układ sterowania silnika w dodatkowy czujnik. Uzupełnieniem całego systemu jest czujnik prędkości obrotowej silnika o wysokiej rozdzielczości. Zastosowanie czujnika o wysokiej rozdzielczości zapewni możliwość monitorowania fluktuacji prędkości obrotowej silnika podczas jego pracy w warunkach quasi-stacjonarnych.

Analiza sygnałów z czujnika ciśnienia spalania wybranego cylindra jest możliwa dzięki modułowi CPA (Combustion Process Analysis), zaś zmiany prędkości obrotowej silnika monitoruje inny moduł SFC (Speed Fluctuation Analysis). Oba rozważane dodatkowe moduły komunikują się ze sterownikiem silnika ECU (Electronic Control Unit), umożliwiając realizowanie zadanej strategii sterowania dzięki regulacji poszczególnych aktuatorów, a w szczególności sterowania układem wtryskowym wyposażonym w elementy układu wtryskowego  $I_1$ -  $I_4$  odpowiedzialne za dawkowanie paliwa do cylindrów.

## 8.2. Analiza procesu spalania

Proponowana koncepcja otwartego systemu sterowania bazuje na sygnale z czujnika ciśnienia spalania jako sprzężeniu zwrotnym umożliwiającym analizę procesu spalania. Ważnym czynnikiem jest sposób wydzielania ciepła podczas procesu spalania [11, 39, 48, 61, 71], toteż podjęto próbę wykorzystania estymacji przebiegu wydzielania ciepła w cylindrze do sterowania układem wtryskowym. Schemat układu estymacji przebiegu wydzielania ciepła w cylindrze przedstawiono na rys. 8.4.

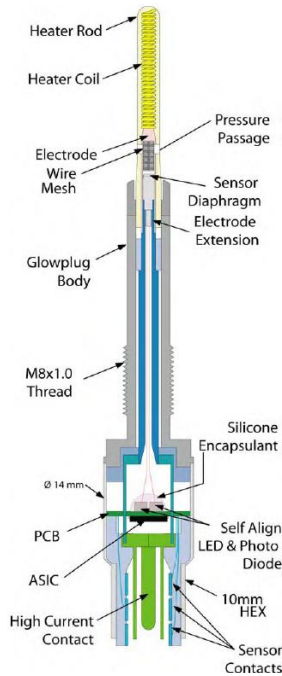


Rys. 8.4. Schemat układu estymacji procesu wydzielania ciepła w cylindrze

Wyznaczony w module CPA wartość wydzielonego ciepła jest porównywana w sposób ciągły z zadaną wartością  $HR_{target}$  zapisaną w mapie sterowania ECU. Wynikiem takiego porównania jest powstanie sygnału uchybu, który dzięki regulatorowi PID umożliwia uzyskanie odpowiedniego sygnału sterującego aktuatorem wtrysku paliwa  $I_i$  obserwowanego cylindra. Efektem takiego sterowania jest przebieg ciśnienia w monitorowanym (za pomocą czujnika ciśnienia) cylindrze. Sygnał z czujnika po odpowiedniej konwersji jest informacją konieczną do estymacji szybkości uwalniania ciepła w module CPA.



W badawczej wersji systemu zastosowano czujnik ciśnienia wewnątrz cylindra firmy AVL, który po przeprowadzeniu pierwszych testów może zostać zastąpiony czujnikiem o znacznie mniejszym koszcie zakupu, o cechach pozwalających na jego produkcję seryjną i łatwą aplikację do istniejących rozwiązań konstrukcyjnych silników (rys. 8.5). Dzięki odpowiedniej konstrukcji opisywane rozwiązanie integruje funkcję czujnika ciśnienia oraz świecy żarowej. Ułatwia to jego umieszczenie w otworze głowicy przygotowanym do wkręcenia świecy żarowej.



**Rys. 8.5.** Czujnik ciśnienia wewnątrz cylindra zintegrowany ze świecą żarową [72]

Moduł analizy procesu spalania zawiera estymator, który umożliwia wyznaczenie szybkości uwalniania ciepła za pomocą zależności [71]:

$$\frac{dQ_{fuel}}{d\theta} = \left[ 1 + \frac{\sum_i m_i c_{vi}}{\sum_i m_i R_i} \right] P_{cyl} \frac{dV_{cyl}}{d\theta} + \left[ \frac{\sum_i m_i c_{vi}}{\sum_i m_i R_i} \right] \left( V_{cyl} \frac{dP_{cyl}}{d\theta} \right) - \frac{dQ_w}{d\theta} \quad (8.1)$$

gdzie:

- $m_i$  – masa ładunku w kanale dolotowym, kg,
- $c_{vi}$  – ciepło właściwe ładunku, kJ/kg·K,
- $R_i$  – stała gazowa, kJ/ kg·K,
- $P_{cyl}$  – ciśnienie w cylindrze, Pa,

$V_{cyl}$  – chwilowa objętość komory nad tłokiem,  $m^3$ ,  
 $dQ_w$  – przepływ ciepła przez ścianki komory spalania,  
 $\theta$  – kąt obrotu wału korbowego,  $^{\circ}OWK$ .

Chwilową objętość komory nad tłokiem (objętość cylindra wraz z komorą spalania zależna od położenia kąтового tłoka ( $\theta$ ) można zapisać zależnością:

$$V_{cyl} = V_o + \left( l_{cr} - \sqrt{l_{cr}^2 - s^2 \sin^2 \theta} + s - s \cos \theta \right) \frac{\pi}{4} d^2 \quad (8.2)$$

gdzie:

$l_{cr}$  – długość korbowodu, m,  
 $s$  – wykorbienie wału korbowego, m,  
 $d$  – średnica cylindra, m.

Przepływ ciepła przez ścianki komory spalania można zapisać za pomocą uproszczonej zależności [48]

$$\frac{dQ_w}{d\theta} = \frac{\alpha A}{6n} (T_{cyl} - T_w) \quad (8.3)$$

gdzie:

$\alpha$  – współczynnik przepływu ciepła,  $W/m^2 \cdot K$ ,  
 $A$  – powierzchnia ścianek komory spalania,  $m^2$ ,  
 $n$  – prędkość obrotowa silnika,  $min^{-1}$ ,  
 $T_{cyl}$  – temperatura gazów w cylindrze, K,  
 $T_w$  – temperatura ścianek cylindra, K.

Współczynnik przepływu ciepła zależny od objętości cylindra, ciśnienia i temperatury został opisany przez Hohenberga [71] i znacznie dokładniej opisuje zjawiska zachodzące w silniku wysokoprężnym z bezpośrednim wtryskiem niż inne empiryczne równania wartości tego współczynnika:

$$\alpha = 130 V_{cyl}^{-0,06} \cdot P_{cyl}^{0,8} \cdot T_{cyl}^{-0,4} (v_{pis} + 1,4)^{0,8} \quad (8.4)$$

gdzie:

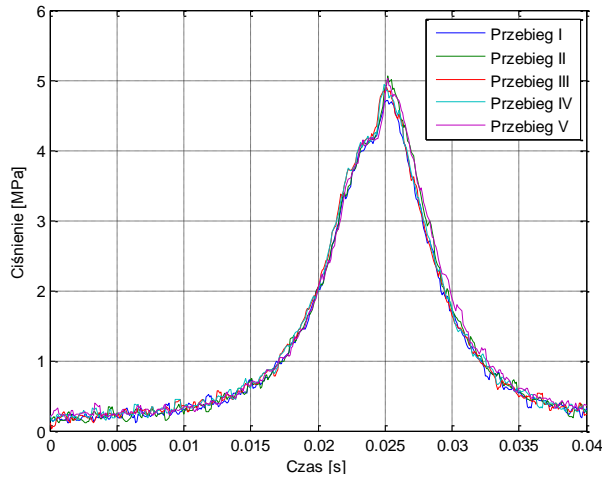
$v_{pis}$  – prędkość tłoka,  $m \cdot s^{-1}$

Dodatkowo średnią temperaturę gazu można wyznaczyć z zależności

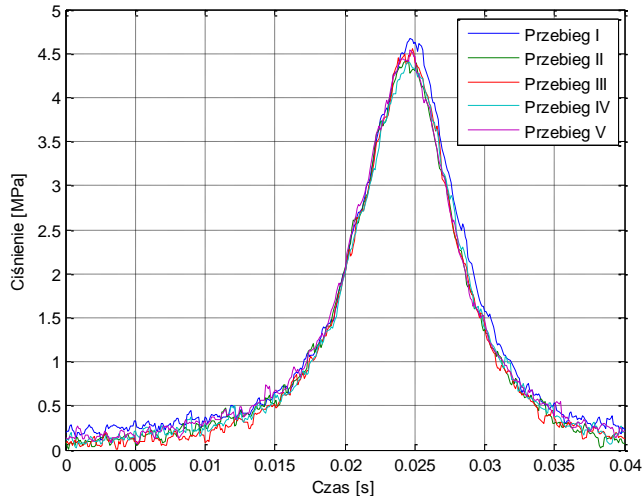
$$T(i) = \frac{p(i) \cdot V(i)}{\sum_i m_i(i-1) \cdot R_i(i-1)} \quad (8.5)$$

gdzie następujące po sobie wartości ciśnienia  $p(i)$ , objętości cylindra  $V(i)$ , masy ładunku  $m(i-1)$ , i stałe gazowe  $R(i-1)$  są wyznaczane z krokiem  $i$ . Dobór odpowiedniego kroku jest bardzo istotny ze względu na zachowanie korzystnej relacji pomiędzy dokładnością obliczeń a wymaganą wydajnością procesora użytego do obliczeń. Zastosowanie proponowanego toku obliczeń pozwala w rezultacie na estymowanie szybkości uwalniania ciepła.

Badania wstępne przebiegu ciśnienia wewnątrz cylindra przeprowadzono dzięki zamontowaniu czujnika ciśnienia w głowicy czwartego cylindra 4-cylindrowego silnika badawczego. We wstępnych testach przeprowadzono pomiar przy różnych sposobach dawkowania paliwa. Podczas badania wpływu sposobu podziału dawki paliwa na fazy w silniku pojazdu pozadrogowego zarejestrowano cykl przebiegów ciśnienia wewnątrz cylindra przy wtrysku jednorazowo do cylindra całej przygotowanej dawki paliwa (rys. 8.6) oraz w drugim przypadku przy jej podziale na 2 fazy (rys. 8.7).



**Rys. 8.6.** Przebieg ciśnienia wewnątrz cylindra następujących po sobie cyklach pracy (wtrysk jednofazowy) [20]



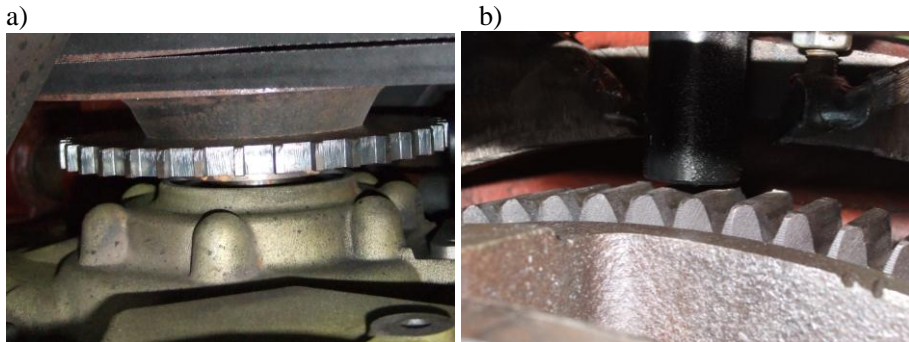
**Rys. 8.7.** Przebieg ciśnienia wewnątrz cylindra następujących po sobie cyklach pracy (wtrysk dwufazowy) [20]

Analizując wyniki badań wstępnych (rys. 8.6 i 8.7) widać nierównomierność pracy pomiędzy następującymi po sobie cyklami pracy, równocześnie można stwierdzić, że maksymalna wartość ciśnienia w przypadku wtrysku 1-fazowego jest ok. 10% większa (ok. 5 MPa) niż w przypadku wtrysku 2-fazowego (ok. 4,5 MPa). Jednocześnie zastosowanie wtrysku podzielonego na 2 fazy pozwala uzyskać łagodniejszy przyrost ciśnienia w komorze spalania, co objawia się m.in. mniejszą hałaśliwością oraz drganiami generowanymi podczas pracy silnika. Pokazane na wybranych przykładach różnice w przebiegu ciśnienia w komorze spalania pomiędzy poszczególnymi cyklami, a w szczególności pomiędzy różnymi sposobami sterowania wtryskiem paliwa wskazane jest zatem monitorowanie i uwzględnienie w algorytmie sterowania wtryskiem celem uzyskania poprawy jakości pracy silnika.

### 8.3. Analiza przebiegu prędkości obrotowej

Jak wcześniej wspomniano uzupełnieniem lub alternatywną konstrukcją dla systemu sterowania jest czujnik prędkości obrotowej silnika charakteryzujący się wysoką rozdzielczością wynoszącą przynajmniej 2° OWK, zastępujący standardowy sensor prędkości obrotowej.

Zastosowanie zmodyfikowanego nadajnika współpracującego z czujnikiem prędkości obrotowej (rys. 8.8b) zamiast standardowego rozwiązania (rys. 8.8a) pozwala na monitorowanie fluktuacji prędkości obrotowej wału korbowego silnika z zadowalającą dokładnością.



**Rys. 8.8.** Nadajniki czujnika prędkości obrotowej: a) standardowy b) wysokiej rozdzielczości

Zmianę prędkości obrotowej w zadanym wycinku cyklu zawierającym proces spalania (w warunkach quasi-stacjonarnych) można wyznaczyć za pomocą następującej zależności [9]:

$$\Delta\omega(\theta) = \omega(\theta_{i\max}) - \omega(\theta_{i\min}) \quad (8.6)$$

gdzie:

$\omega$  – prędkość kątowna silnika, rad/s,

$\theta_{imax}$  – kąt obrotu wału korbowego odpowiadający maksymalnej wartości chwilowej prędkości obrotowej w wycinku cyklu pracy danego cylindra,

$\theta_{imin}$  – kąt obrotu wału korbowego odpowiadający minimalnej wartości chwilowej prędkości obrotowej w wycinku cyklu pracy danego cylindra.

Przez wycinek cyklu rozumie się w tym przypadku okres obejmujący suw sprężenia oraz pracy ( $180^\circ$  OWK).

Wyznaczenie chwilowej prędkości obrotowej opartej na pomiarze czasu jaki upływa pomiędzy kolejnymi znacznikami koła nadawczego czujnika prędkości obrotowej można przeprowadzić za pomocą zależności [9]:

$$\omega(\theta_i) = \frac{\theta_i - \theta_{(i-1)}}{t} \quad (8.7)$$

Fluktuacja wyznaczona podczas trwania wycinka cyklu pracy pozwala określić relację pomiędzy przebiegiem procesów spalania w poszczególnych cylindrach. Wybór punktu pomiaru prędkości obrotowej można ustalić wykorzystując czujnik położenia wałka rozrządu bądź położenia wałka krzywkowego pompy wtryskowej stosowanej w badanym silniku. Daje to możliwość wyznaczenia największej oraz najmniejszej wartości prędkości obrotowej w czasie trwania cyklu pracy wybranego cylindra.

Względny wskaźnik fluktuacji prędkości obrotowej  $F_s$  pozwala na ocenę równomierności pracy silnika i można go wyznaczyć za pomocą zależności [9]:

$$F_{si} = \frac{\Delta\omega(\theta)}{\bar{\omega}} \in \langle 0;1 \rangle \quad (8.8)$$

gdzie:

$\bar{\omega}$  – średnia wartość prędkości obrotowej wyznaczona dla całego cyklu pracy silnika ( $720^\circ$  OWK).

Wskaźnikiem pozwalającym na wyznaczenie korekty sygnału sterującego dawkowaniem paliwa może być wskaźnik fluktuacji prędkości obrotowej pomiędzy poszczególnymi cylindrami

$$K_{si} = \frac{\bar{\omega}_i}{\bar{\omega}} \quad (8.9)$$

gdzie:

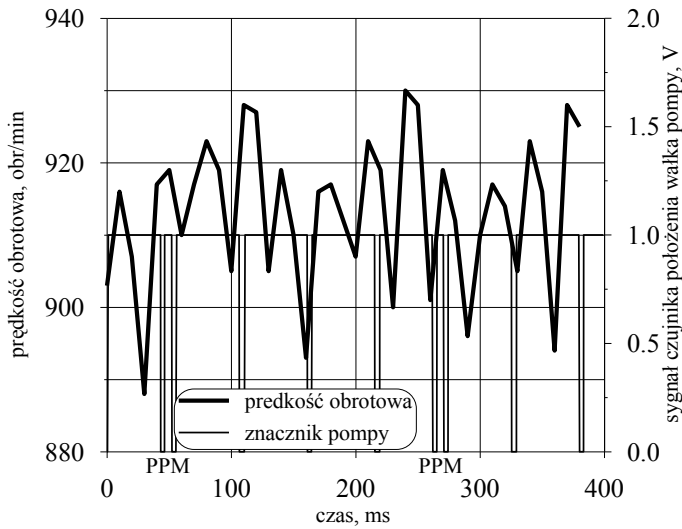
$\bar{\omega}$  – średnia wartość prędkości obrotowej wyznaczona dla wycinka cyklu pracy poszczególnego cylindra ( $180^\circ$  OWK).

W przypadku gdy  $K_{si} > 1$  zespół wtryskowy danego cylindra powinien pracować z korektą zmniejszającą dawkowanie, zaś przy  $K_{si} < 1$  należy wprowadzić korektę dodatnią.

Zastosowany w silniku badawczym nadajnik czujnika prędkości obrotowej w wersji o wysokiej rozdzielczości posiada 129 znaczników, co odpowiada rozdzielczości lepszej niż  $3^\circ$  OWK, zaś standardowe rozwiązanie posiada 36 znaczników na obrót (rozdzielczość  $10^\circ$  OWK).

Wyznaczona wartość wskaźnika fluktuacji dla poszczególnych cylindrów pozwala na ocenę pracy silnika pod kątem pracy pojedynczych cylindrów. Umożliwia to wstępną analizę równomierności pracy silnika oraz wprowadzenie korekt dawkowania pomiędzy poszczególnymi cylindrami.

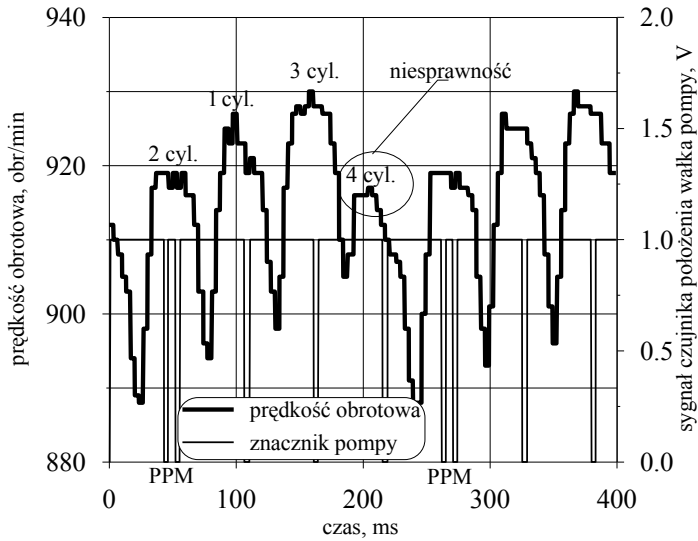
Przykładowe przebiegi prędkości obrotowej wału korbowego silnika zarejestrowane przy wykorzystaniu standardowego nadajnika prędkości obrotowej przedstawia rys. 8.9.



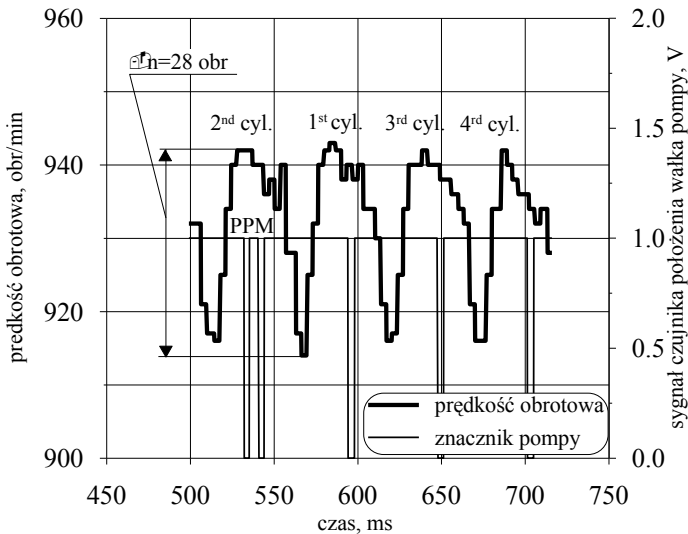
**Rys. 8.9.** Przebieg prędkości obrotowej zarejestrowany dla standardowego czujnika prędkości obrotowej przy niesprawności zespołu wtryskowego czwartego cylindra [9]

Zastosowanie czujnika prędkości obrotowej WR (czujnik wysokiej rozdzielczości) pozwala na zarejestrowanie przebiegu prędkości obrotowej umożliwiającej wyznaczenie proponowanych wskaźników równomierności pracy  $F_{si}$  oraz  $K_{si}$  (rys. 8.10, 8.11).

Wprowadzenie korekty wtryskiwanej dawki pozwala na uzyskanie zadowalającej równomierności pracy silnika przy równoczesnym zachowaniu zadanej wartości prędkości obrotowej silnika (rys. 8.11). Na opisywanych wykresach (rys. 8.9–8.12) zamieszczono sygnały znaczników PPM (czujnika położenia wałka krzywkowego pompy) umieszczonych na wałku pompy wtryskowej przesuniętych względem GMP poszczególnych cylindrów o  $90^\circ$  OWK, co umożliwia identyfikację poszczególnych cylindrów.



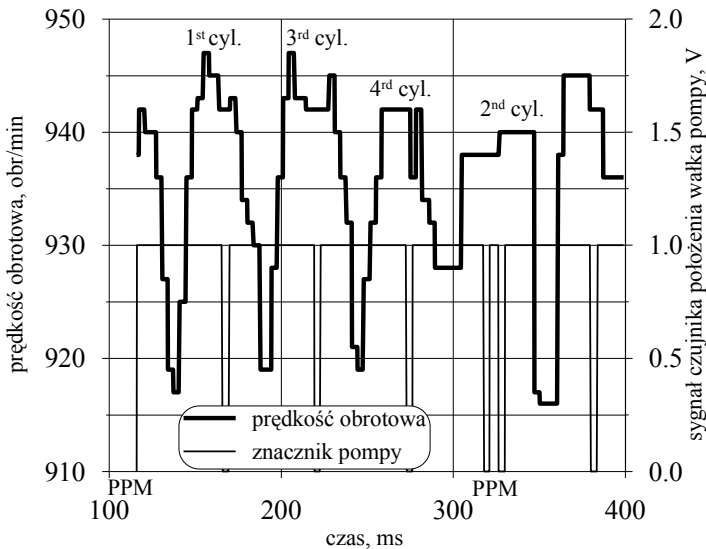
**Rys. 8.10.** Fluktuacja prędkości obrotowej silnika przy jednofazowym wtrysku dawki paliwa oraz niesprawności 4. cylindra [9].



**Rys. 8.11.** Fluktuacja prędkości obrotowej przy jednofazowym wtrysku dawki paliwa oraz korekcie wtrysku 1. i 4. cylindra [9]

Wystarczająca dokładność czujnika WR oraz modułu SFA potwierdzają zarejestrowane przebiegi prędkości obrotowej przy wtrysku dawki w dwóch fazach przy równocześnie zainicjowanej niesprawności dla zespołu wtryskowego 2. cylindra oraz braku korekty wtrysku (rys. 8.12). Analiza przebiegu pozwala

stwierdzić, że charakter zmian prędkości obrotowej koresponduje z przebiegiem ciśnienia w cylindrze przy wtrysku 2-fazowym, w taki sposób, że po zestawieniu z przebiegiem prędkości obrotowej będącej wynikiem wtrysku paliwa w 1-fazie można zidentyfikować sposób dawkowania paliwem (charakterystyczne przebiegi z dwoma lokalnymi maksimami prędkości obrotowej dla 2-fazowego wtrysku).



**Rys. 8.12.** Przebieg prędkości obrotowej dla 2-fazowego dawkowania paliwa oraz niesprawności zespołu wtryskowego 2-cylindra, (bez korekty wtrysku) [9]

Zastosowanie otwartego systemu sterowania uzupełnionego o moduły analizujące przebieg ciśnienia w cylindrze oraz zmiany prędkości obrotowej działające w sprzężeniu zwrotnym może wpłynąć na jakość pracy silnika pojazdów nonroad oraz zrealizować dodatkowe funkcje w algorytmie sterowania:

- poprawa własności ekologicznych (ograniczenie emisji szkodliwych składników spalin oraz cząstek stałych),
- poprawa wskaźników ekonomicznych i dynamicznych silnika,
- kompensacja tolerancji dawki wtryskiwanego paliwa wynikającej z wykonania i czynników eksploatacyjnych skutkujące poprawą równomierności pracy silnika oraz redukcją emisji hałasu,
- poprawa równomierności biegu silnika,
- wykrywanie niesprawności poszczególnych zespołów wtryskowych.



## 9. PODSUMOWANIE

Obszerny materiał doświadczalny zrealizowany w pracy metodą symulacji cyfrowej i stanowiskowej oraz uzyskane wyniki pozwalają na wskazanie swoistych zależności występujących pomiędzy sterowaniem układem zasilania silnika o zapłonie samoczynnym a jego parametrami. W pracy rozpatrzono szczegółowo procesy związane z:

- podziałem dawki paliwa na fazy podczas jednego cyklu pracy silnika,
- wpływem sposobu sterowania zaworu recyrkulacji spalin na emisję substancji szkodliwych w spalinach.

Dla sterowania układem zasilania silnika o zapłonie samoczynnym wyposażonego w mechaniczną rzędową pompę wtryskową oraz dwustanowy zawór recyrkulacji spalin zaproponowano jego modyfikację. Polegała ona na wykorzystaniu w miejsce klasycznej pompy jej nową mechatroniczną wersję oraz nowy programowalny zawór recyrkulacji spalin sterowanych z elektronicznej jednostki zarządzającej pracą silnika. Mechatroniczna rzędowa pompa wtryskowa paliwa wyposażona była m.in. w:

- krzywkę napędzającą poszczególne sekcje tłoczące pompy wtryskowej o zmienionym kształcie geometrycznym zarysu, który zapewniał odpowiedni duży kąt wtrysku paliwa,
- elektrozawór sekcji tłoczącej pompy w jej górnej części, umożliwiający indywidualne sterowanie dawką jak również sposobem jej podziału na fazy w czasie jednego cyklu pracy silnika,
- elektroniczną jednostkę sterującą wtryskiem paliwa, która w oparciu o sygnały z elektronicznego pedału mocy, ciśnienia i temperatury w kolektorze dolotowym oraz czujników położenia i prędkości obrotowej wału silnika oraz wałka krzywkowego pompy wtryskowej, pozwoliła na indywidualne sterowanie sekcjami tłoczącymi pompy.

Zastosowanie takiej mechatronicznej rzędowej pompy wtryskowej umożliwiło indywidualne i powtarzalne sterowanie wtryskiem paliwa w silniku o zapłonie samoczynnym, w tym podział dawki paliwa na fazy, a w rezultacie możliwość wpływania na przebieg procesu spalania, objawiającego się zróżnicowanym przebiegiem ciśnienia wewnątrz cylindra, co w efekcie końcowym wpływa na emisję gazowych substancji szkodliwych i cząstek stałych w spalinach. Ponadto podział dawki na fazy umożliwił również zmniejszenie drgań silnika, a w rezultacie ograniczenie również emisji hałasu. Potwierdzono, zatem tezę o możliwości uzyskania wtrysku wielofazowego przy zastosowaniu zmodyfikowanej konstrukcji klasycznego układu wtryskowego opartego o mechatroniczną rzędową pompę wtryskową paliwa.

Zmiana ogólnej koncepcji sterowania polegająca na zastąpieniu dwustanowego zaworu recyrkulacji spalin jego nową programowalną odmianą, stwarza możliwości formułowania jakościowo nowych algorytmów zarządzających pracą tego układu, mającego bezpośredni wpływ na emisję substancji szkodliwych i cząstek stałych w spalinach. Nowy programowalny zawór recyrkulacji spalin opisywany w pracy wyposażony był w wewnętrzny układ sterujący z czujnikiem położenia (otwarcia zaworu), umożliwiający w precyzyjny sposób oraz powtarzalny regulować objętością spalin dostarczanych do kolektora dolotowego.

Przedstawiona w pracy koncepcja sterowania zintegrowanego zaworu recyrkulacji spalin współpracującego ze sterownikiem silnika oraz czujnikiem stężenia  $O_2/NO_x$  w spalinach, pozwala na pełną automatyzację działania oraz możliwość opracowania nowych algorytmów sterujących. Zaproponowane zasady sterowania układem recyrkulacji uwzględniające zależność pomiędzy emisją  $NO_x$  a cząstkami stałymi może spełniać oprócz głównego celu ograniczenia emisji spalin również funkcję diagnostyczną. Uzyskane wyniki badań eksperymentalnych potwierdzają wpływ procesu sterowania zaworem recyrkulacji spalin na związek pomiędzy emisją substancji szkodliwych a ilością cząstek stałych w spalinach. Ponadto, jak wykazały przeprowadzone badania symulacyjne, w zastosowanym zaworze recyrkulacji spalin tkwią duże rezerwy w zakresie regulacji przepływem spalin. Znaczący wpływ na wydajność przepływu spalin przez zawór ma zastosowana średnica króćca wylotowego.

Przedstawiona w pracy konstrukcja mechatronicznej rzędowej pompy wtryskowej wspartej odpowiednim algorytmem sterowania oraz programowalnym zaworem recyrkulacji spalin pozwala na łatwą aplikację tego układu do istniejącego silnika zasilania bez większych jego modyfikacji. Dzięki temu stosując współpracujące ze sobą zmodyfikowane układy zasilania i recyrkulacji spalin można zrealizować obniżenie emisji nie tylko pojazdów pozadrogowych, które w przyszłości będą wchodzić na rynek, ale również szerokiej floty pojazdów już użytkowanych. Ma to istotne znaczenie, gdyż w przypadku wielu przedstawicieli tej grupy pojazdy te ze względu na swoją konstrukcję (opłacalność remontów, specyfikę zastosowania) są użytkowane przez bardzo wiele lat.

Potwierdzono w ten sposób, że istnieje potencjał takich mechatronicznych rozwiązań układów wtryskowych pozwalający przy dalszym ich doskonaleniu na spełnienie podstawowych wymogów umożliwiających dalsze stosowanie w pojazdach nonroad przy zachowaniu podstawowych cech konstrukcyjnych kojarzonych z bardzo wysoką trwałością i niezawodnością oraz tolerancją na niekorzystne warunki eksploatacyjne i rodzaj oraz jakość stosowanych paliw.

Połączenie tego typu mechatronicznego układu wtryskowego z pozasilnikowymi metodami ograniczenia emisji substancji szkodliwych w spalinach, daje szansę przyszłościowego ich zastosowania nie tylko w silnikach pracujących w pojazdach pozadrogowych, ale również w silnikach stacjonarnych i dużych silnikach jednostek pływających czy lokomotyw. Dzięki większej tolerancji na inne rodzaje paliw niż olej napędowy umożliwi to zastosowanie paliw

---

alternatywnych w tym segmencie pojazdów i maszyn. W rezultacie zwiększy to elastyczność zastosowania proponowanego rozwiązania na różnych rynkach światowych charakteryzujących się odmiennymi oczekiwaniami użytkowników. Dla wielu z nich najistotniejsze okaże się spełnienie aktualnych i przyszłościowych standardów dotyczących emisji substancji szkodliwych w spalinach, zaś z drugiej strony wielu użytkowników uzna łatwość obsługi, bardzo wysoką trwałość i niewrażliwość na jakość paliwa i warunki eksploatacyjne, jako podstawową zaletę. Dalszy rozwój opisywanych rozwiązań układu wtrysku paliwa oraz recyrkulacji spalin wymaga jednak kontynuacji badań w szerszym zakresie tj. obejmującym większe obciążenia oraz pozasilnikowe sposoby oczyszczania spalin.



## LITERATURA

- [1] BACZEWSKI K., KAŁDOŃSKI T.: Paliwa do silników o zapłonie samoczynnym Wydawnictwo Komunikacji i Łączności Warszawa 2008
- [2] BAUMGARD K., COOKE S.: Exhaust Aftertreatment and Low Pressure LOP EGR applied to off-highway engine, John Deere Power Systems 2005
- [3] BEASLEY M., Et Al: Reducing Diesel Emissions Dispersion By Coordinated Combustion Feedback control, SAE Paper 2006-01-0186, 2006,
- [4] BIELCZYC P., MERKISZ J., PIELECHA J.: Stan cieplny silnika spalinowego a emisja związków szkodliwych, Politechnika Poznańska 2001
- [5] BIENIEK A., MAMALA J., GRABA M., LENC-BROL A.: Adaptacyjne sterowanie recyrkulacją spalin w silniku diesla pojazdu nonroad, SC-2011-191 PTNSS 2011
- [6] BIENIEK A., GRABA M., LECHOWICZ A.: Adaptive control of exhaust gas recirculation at nonroad vehicle diesel engine, Journal of Kones, Powertrain and Transport, Vol 18. no 4, s. 11–18, 2011r.
- [7] BIENIEK A., GRABA M., LECHOWICZ A.: Control of agricultural engine injection system in aspect of ecological property improvement, Combustion Engines 2011, SC-0192, s. 1–8,
- [8] BIENIEK A., MAMALA J., GRABA M.: Analysis of combustion process at multi-phase injection at nonroad diesel engine, Combustion engine nr 4/2011, PTNSS-2011-SC-190, s. 1–8,, Polska 2011
- [9] BIENIEK A.: Conception of cylinder pressure based Diesel injection control system, Journal of Kones, Powertrain and Transport, Vol 18. no. 3, s. 27–35
- [10] BIENIEK A.: Koncepcja sterowania stopniem recyrkulacji spalin a normy emisji pojazdów nonroad. Nauka i praktyka – staże zawodowe w przedsiębiorstwach „Przedsiębiorczy naukowiec”, ISBN 978-83-60691-62-5, 2009, s. 61–69
- [11] BRUNT M., Et Al: The Calculation of Heat Release Energy from Engine Cylinder Pressure Data, SAE Paper 980152, 1998
- [12] DANIELSKI K.: Elektroniczne systemy wtryskowo-zapłonowe, Politechnika Szczecińska 2001
- [13] DE OJEDA W., KARKKAINEN A.: Multicylinder Diesel Engine Design For HCCI Operation, Presentation To The Diesel Engine Emissions Reduction (Deer) Conference, 2006
- [14] Dieselnet- Emission Test Cycle: [www.dieselnet/standards/cycles](http://www.dieselnet/standards/cycles)
- [15] Dz.U. z 2005 nr 202 poz. 1681
- [16] EPA: Nonroad diesel emission standards – Staff technical paper, United States Environmental Protection Agency 2001, s. 1–40
- [17] FERZIGER J.H., PERIĆ M.: Computational Methods for Fluid Dynamics. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg 1999
- [18] Fluid Dynamics Analysis Package. Fluid Dynamics International, Inc. 2007
- [19] GÓRSKI K.: Ocena podstawowych parametrów procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym pracującym w stanach nieustalonych, Politechnika Radomska 2004
- [20] GRABA M., LECHOWICZ A., MAMALA J., BIENIEK A.: Wielofazowy wtrysk paliwa dla silników z zapłonem samoczynnym wyposażonych w rzędową pompę wtryskową, Inżynieria Rolnicza, Komitet Techniki Rolniczej PAN, Kraków 2010 s. 1–7

- [21] GROMADKO J., HONG V., MILER P.: Applications of NRTC Cycle to determine a different fuel consumption and harmful emissions caused by changes of engines technical conditions, *Maintaince and Reliability* 4/2008, s. 63–65
- [22] GUEZENNEC Y., CANNOVA M., GARZARELLA M., Et. Al.: Control-Oriented Modeling for HCCI Combustion and Multi-Cylinder HCCI Experimental Activities, The Ohio State University, Center for Automobile Research, Rapport 2005, p. 1–9,
- [23] GÜNTHER H.: Układy wtryskowe Common Rail w praktyce warsztatowej: budowa, sprawdzanie, diagnostyka tł. z jęz. niem. Antoni Szulborski, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2010
- [24] HASEGAWA M., SHIMASAKI, Y., Et Al: Study On Ignition Timing Control For Diesel Engines Using In-Cylinder Pressure Sensor, SAE Paper 2006-01-0180, 2006
- [25] HERNER A., RIEHL H.J.: Elektronika i elektrotechnika w pojazdach samochodowych, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2009
- [26] Informator Bosch.: Sterowanie silników o zapłonie samoczynnym WKIŁ 2004.
- [27] JANISZEWSKI T., MAVRANTZAS S.: Elektroniczne układy wtryskowe silników wysokoprężnych, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2009
- [28] JANTOS J., MAMALA J., BIENIEK A., KOWALSKI D., GRABA M.: Pojazdy typu "OFF ROAD" w aspekcie przyszłościowych norm emisji spalin, *Journal of KONES*, Zakopane, Poland 2009,
- [29] JUNG S., ISHIDA M., YAMAMOTO S., UEKI H., SAKAGUCHI D.: Enhancement of NO<sub>x</sub>-PM trade off I a diesel engine adopting bio-ethanol and EGR, *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 11, No. 5, pp. 611–616 (2010)
- [30] KÄMER A.: Erstellung von Echtzeitmotormodellen aus den Konstruktionsdaten von Verbrennungsmotoren; 2003; Technische Universität Dresden
- [31] KESSEL J-A., SCHMIDT M., ISERMANN R.: Modelbasierte Motorsteuerung, Regelung Und – Ueberwachung, *MTZ* Nr. 59, 1998, p. 240–246,
- [32] Kolbenschmidt, Pierburg Group – materiały informacyjne 2010
- [33] KOPIŃSKI D., JACSON C.: Nonroad Diesel PM Control, US EPA, Washington 1997. s. 1–20
- [34] KOWALSKI D., BIENIEK A., BROL S.: Irregularity of rotational speed Diesel engine with modified fuel injection system, *Journal of Kones, Powertrain and Transport*, Vol 18. No. 4, s. 199 – 204, 2011r.
- [35] KOZAK W.: Kształtowanie parametrów wtrysku do silników o zapłonie samoczynnym, Politechnika Poznańska 2008
- [36] KUESSEL M., BELLMANN H., HERDEN W.: Brennraum-Drucksensor fuer den Einsatz in Serienmotoren, *MTZ* Nr 57, 1996, p. 16–22
- [37] LEJDA K.: Elimination of NO<sub>x</sub> Emission In Diesel Engine by EGR Metod, *Western Sciientific Centra of Ukrainian Transport Academy, Logos* 2000
- [38] LEONHARDT S., ISERMANN R.: Echtzeit-Ueberwachung Von Diesel-Einspritzanlagen, *MTZ* Nr. 57 1996, p. 116–123
- [39] LEONHARDT S., LUDWIG C., SCHWARZ R.: Real-Time Supervision For Diesel Engine Injection, *Control Engine Practice*, Elsevier Science, Vol. 3, No. 7, Pp. 1003–1010, 1995,
- [40] LUFT S.: Podstawy budowy silników, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2006
- [41] Materiały firmy Drivven, <http://www.drivven.com/StandAloneDriverSystems.htm> (22.06.2010)
- [42] Materiały firmy Motorpal, Motorpal products catalogue 2009, <http://www.motorpal.cz/en/products.aspx> (05.06.2010)
- [43] Materiały informacyjne firmy Zetor, <http://www.zetor.com> (15.05.2010)
- [44] MERKER G., SCHWARZ C., STIESCH G., OTTO F.: Verbrennungsmotoren – Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung; Teubner Verlag; Wiesbaden 2006

- [45] MERKISZ J., LIJEWSKI P., WALASIK S.: Analiza warunków pracy silników pojazdów o zastosowaniach pozadrogowych w aspekcie przepisów dotyczących emisji związków toksycznych spalin, *Maintaince and reliability* 1/2010, s. 42–48
- [46] MERKISZ J.: Ekologiczne problemy silników spalinowych, tom 2, Politechnika Poznańska 1999
- [47] MERKISZ J.: Ekologiczne problemy silników spalinowych, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1998
- [48] MOLLENHAUER K.: *Handbuch Dieselmotoren*, 1997 Springer
- [49] MOLLENHAUER K., TSCHÖKE H.: *Handbuch Dieselmotoren*; Berlin 2007; Springer Verlag
- [50] MYSZKOWSKI S.: Recyrkulacja spalin w silnikach cz.1, Dodatek techniczny do *Wiadomości Inter Cars S.A.* 06/2010
- [51] NOWAKOWSKI J.: Model cyklu roboczego silnika o zapłonie samoczynnym i jego zastosowanie do doboru parametrów regulacyjnych, *Rozprawy Naukowe, Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej*, nr 15/2005.
- [52] OLBRYCHT J.: *Elektryczny AGR*, *Auto-Moto-Serwis* 4/2004
- [53] ORZECZOWSKI Z., PRYWER J., ZARZYCKI R.: *Mechanika płynów w inżynierii i ochronie środowiska*,
- [54] PINSON J.: Bringing The Low Nox Diesel Undercontrol, Presentation To The Diesel Engine Emissions Reduction (Deer) Conference, 2006,
- [55] POLESZAK J.: The Adaptive Control Of The Injection Timing In The Diesel Engine; *Maintaince and Durability*, No. 2/2003 p. 52,
- [56] *Poradnik mechanika*, WKiŁ 2002 r.
- [57] PROSNAK W.J.: *Mechanika płynów*, PWN, Warszawa 1971
- [58] ROKOSCH U.: Układy oczyszczania spalin i pokładowe systemy diagnostyczne samochodów OBD, *Wydawnictwo Komunikacji i Łączności*, Warszawa 2007
- [59] ROSKAM R.: *Labor für Antriebsmanagement – Umdruck zum Labor*; 2003 Ostfalia Hochschule für angewandte Wissenschaften
- [60] SELLNAU M., MATEKUNAS F., BATTISTON P., CHANG C., LANCASTER D.: Cylinder-Pressure-Based Engine Control Using Pressure-Ratio-Management and Low-Cost Non-Intrusive Cylinder Pressure Sensors, SAE Paper No. 2000-01-0932, SAE World Congress 2000 p. 1–20
- [61] SHIAO Y., MOSKWA J.: Cylinder Pressure and Combustion Heat Release Estimation for SI Engine Diagnostics Using Nonlinear Sliding Observers, *IEEE Transactions On Control Systems Technology* Vol. 3 No. 1, 1995
- [62] SOBIESZCZAŃSKI M. i in.: Wpływ parametrów regulacyjnych silnika ZS na zawartość składników toksycznych i zadymienie spalin. *Nauka i technika. Eksploatacja i niezawodność*, nr 3/2008, Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej 2008
- [63] SUZUKI M., TSUZUKI N., TERAMACHI Y.: The New Toyota L-4 direct injection diesel engine – Toyota D-4D Clean Power Concept, 26. Internationales Wiener Motor- en-Symposium Wien 2005
- [64] SZULBORSKI A., ŁĘGIEWICZ J.: *Zasobnikowe układy wtryskowe Common Rail (Informatory Techniczne Bosch)*, uzup. do 2. wyd., Wydawnictwa Komunikacji i Łączności Warszawa, Warszawa 2009
- [65] SZULBORSKI A.: *Elektroniczne sterowanie silników wysokoprężnych: układ wtryskowy Common Rail (Informatory Techniczne Bosch)*, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2001
- [66] TONETTI M.: EGR Control System, United States Patent Application Publication US 2009/0205617 A1, 2009, s. 1-8
- [67] VDMA: *Exhaust Emission Legislation Diesel and Gas Engines*, 2008

- [68] VIBE, I.I.: Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren. Berlin: VEB Verlag Technik 1970
- [69] WAJAND J.A. WAJAND J.T.: Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe. WNT, Warszawa 1993.
- [70] WALSH M.: Global trends in diesel emissions regulation – a 2001 update. SAE technical paper 2001-01-0183.
- [71] WIMMER A.: Sheets Thermodynamik des Verbrennungsmotors TU Graz 2006
- [72] WŁODARCZYK M.: High Accuracy Glow Plug-Integrated Pressure Sensor For Closed Loop Engine Control, MTZ. Worldwide 11/2004, Volume 60
- [73] YOKOMURA H., KOHKETSU S., MORI K.: EGR System in a Turbocharged and Intercooled Heavy-Duty Diesel Engine – Expansion of EGR Area with Venturi EGR System Technical Review 2003.
- [74] ZELLBECK H.; FRIEDRICH J.: Optimierung von Verbrennungsmotoren mit Hardware-in-the-Loop Simulationen; Technische Universität Dresden, Lehrstuhl Verbrennungsmotoren
- [75] Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej nr 5/77 K. Kwiatkowski, B. Żółtowski, Pomiar składu spalin



## ZASILANIE SILNIKÓW WYSOKOPRĘŻNYCH POJAZDÓW POZADROGOWYCH

### STRESZCZENIE

W pracy skoncentrowano się na zagadnieniach związanych z układami wtrysku paliwa i recyrkulacji spalin pojazdów pozadrogowych wyposażonych w silnik wysokoprężny. Szczególną uwagę zwrócono na rozwiązania oparte na klasycznych konstrukcjach mogące konkurować ze stosowanymi układami wtrysku i recyrkulacji spalin.

W opracowaniu przeprowadzono analizę warunków współczesnych norm emisji spalin pojazdów pozadrogowych. Zaprezentowano procedury tworzenia cykli badawczych, które przeprowadzono dla wysokoprężnego turbodoładowanego silnika Z1505 stosowanego w ciągnikach rolniczych.

W sposób szczegółowy przedstawiono proponowane modyfikacje klasycznego układu wtrysku paliwa z rzędową pompą wtryskową celem zwiększenia możliwości sterowania dawką paliwa. W rezultacie przeprowadzonych zmian konstrukcyjnych uzyskano rozwiązanie pozwalające na podział dawki paliwa na fazy wraz z możliwością regulacji wielu parametrów wtrysku paliwa przy sterowaniu z jednostki sterującej ECU. Taki układ wtrysku paliwa poddano badaniom symulacyjnym i stanowiskowym. Badania opierały się o ustalenie wpływu sterowania dawkowaniem paliwa na wskaźniki pracy silnika. Wyniki przeprowadzonych badań poddano analizie, a wybrane rezultaty analiz przedstawiono w postaci graficznej.

Część pracy poświęcono działaniu zmodyfikowanego układu recyrkulacji spalin wyposażonego w elektrozawór EGR sterowany elektronicznie, regulujący ilość recyrkulowanych spalin. Nowatorska konstrukcja zaworu, a w szczególności jego elementu wykonawczego umożliwiły regulację stopnia jego otwarcia z możliwością zastosowania algorytmu adaptacyjnego. Przeprowadzono obszerne badania symulacyjne z zastosowaniem programu Fluent oraz badania stanowiskowe działania zaproponowanej konstrukcji elektrozaworu EGR. Analizę układu recyrkulacji spalin uzupełniono o badania stanowiskowe jego współpracy z silnikiem ciągnika rolniczego. Wyniki przeprowadzonych badań pokazały duży potencjał tego rozwiązania, co pozwoliło wydatnie zmniejszyć emisję tlenków azotu ( $\text{NO}_x$ ) przy równoczesnym uwzględnieniu emisji cząstek stałych.

Jedną z części pracy poświęcono modelowaniu matematycznemu silnika wyposażonego w rzędową pompę wtryskową. Modelowanie przeprowadzono z wykorzystaniem pakietu Matlab, przedstawiając wybrane wyniki symulacji działania tak skonfigurowanego systemu.

Przemyślenia i doświadczenia zdobyte podczas analizy działania i badań opisywanego układu zasilania pozwoliły na zaproponowanie koncepcyjnego układu sterowania wtryskiem umożliwiającego analizę procesu spalania z uwzględnieniem korekty parametrów pracy układu wtryskowego w oparciu o analizę fluktuacji prędkości obrotowej silnika.

## **FUELLING OF HIGH-COMPRESSION ENGINES AT OFF-HIGHWAY VEHICLES**

### **ABSTRACT**

This paper is focused on problems concerned on injection systems and exhaust gas recirculation off-highway (nonroad) vehicles equipped with compression ignition engine. Particular attention is paid to solution based on classical constructions which could compete with actual used injection and recirculation systems.

In this study an analysis of conditions and requirements of present off-highway vehicles emission regulation was carried out. There was presented procedures to create research cycles, which was carried out for turbocharged engine Z1505 used at agricultural tractors.

There was also detailed presented proposed modification of classical fuel injection system with high pressure sectional injection pump which has as target an increase of possibilities to control of fuel dose. As results of carried construction changes an solution which enable fuel dose injection divided to phases and also change of many injection parameters through control algorithm saved in the ECU was obtained. Such as this fuel injection system was examined at simulation and test bench. Research effect was analyzed and chosen results was presented.

A part of this paper was dedicated to describe operating of modified exhaust gas recirculation system equipped with electronically controlled EGR electro valve, which regulate quantity of recirculated exhaust gas. Innovative valve construction, especially his actuator enabled to regulate his open degree with possibilities to apply an adaptive algorithm. There was carried out an comprehensive simulation with Fluent application, but also test bench research of proposed solution of proposed EGR valve solution. Analysis of EGR system was completed with test bench research of co-operation of EGR system with Z 1505 engine. Research results has show an significant potential to emission reduction of  $\text{NO}_x$  with consideration of PM emission.

One part of this study was focused on mathematical modeling of engine equipped with classical sectional fuel injection pump. Modeling was carried out with Matlab and presentation of chosen simulation results of such configured system.

Consideration and experience gained during analysis of operating of described fuel injection system has enable to propose conception of innovative control of fuel injection which enable on-line analysis of combustion process and their parameter correction based on analysis of engine rotational speed fluctuation.