Uniwersytet Morski w Gdyni



Praca doktorska

Jacek Wysocki

Badania porównawcze przydatności w diagnostyce tłokowych silników okrętowych pogłębionej analizy wykresów indykatorowych dla wybranych punktów pomiaru ciśnień cylindrowych

Rozprawa doktorska napisana pod kierunkiem dr hab. inż. Kazimierz Witkowski prof. UMG Promotor pomocniczy dr inż. Piotr Kamiński prof. UMG

Gdynia 2021

S	nis	tr	eś	ci
P	J12	u	0.3	

St	reszcz	zenie.		4	
W	ykaz	ważni	iejszych oznaczeń i skrótów użytych w pracy	10	
1. ANA WSI 1.1. Wste		ANA WSP	VALIZA STANU WIEDZY NA TEMAT DIAGNOSTYKI SPÓŁCZESNYCH OKRĘTOWYCH SILNIKÓW TŁOKOWYCH 1		
		Wstę	;p	13	
1.2.		Silnił	ki tłokowe stosowane na statkach towarowych	15	
	1.2	.1.	Wolnoobrotowe dwusuwowe silniki napędu głównego	20	
	1.2	.2.	Czterosuwowe silniki napędu głównego i zespołów prądotwórczych	22	
	1.3.	Wyb tłoko	rane metody diagnozowania i monitorowania okrętowych silników wych o zapłonie samoczynnym	22	
	1.3	.1.	Okrętowy silnik tłokowy o zapłonie samoczynnym, jako obiekt diagnostyczny	27	
	1.3	.2.	Statystyka uszkodzeń wybranych układów funkcjonalnych okrętowych silników tłokowych	28	
	1.3	.3.	Wybrane sposoby diagnozowania układu wtryskowego	29	
	1.3	.4.	Metody diagnozowania układu wymiany czynnika roboczego	36	
	1.3	.5.	Metody diagnozowania układu tłok - pierścienie - cylinder	38	
	1.3	.6.	Systemy diagnostyczne stosowane w siłowniach okrętowych	40	
	1.4.	Przeg	gląd urządzeń do pomiaru i obliczania parametrów indykowanych	42	
	1.4	.1.	Indykatory elektroniczne	42	
	1.4	.2.	Czujniki ciśnienia cylindrowego	49	
	1.5.	Wyk	resy indykatorowe	54	
	1.5	.1.	Błędy eksploatacyjne występujące w trakcie pozyskiwania wykresów indykatorowych i parametrów indykowanych	56	
	1.5	.2.	Wpływ błędów odwzorowania GMP na wykresie indykatorowym, na jakość obliczanych parametrów indykowanych	57	
2.		TEZ	A, CEL I ZAKRES PRACY	62	
3.		ZAK EKS	RES PRAC POPRZEDZAJĄCYCH BADANIA PERYMENTALNE	65	
	3.1.	Budo	wa stanowiska badawczego	65	
	3.2.	Przyg	gotowanie stanowiska pomiarowego	66	
	3.3.	Bada	nia wstępne	68	
	3.4.	Wyb wykr	ór modelu obliczeniowego charakterystyk wydzielania ciepła na podstawie esów indykatorowych	72	
	3.5.	Wyb	ór metody wygładzania wykresów indykatorowych w celu wyznaczenia		
		pierv	vszej pochodnej przebiegu ciśnienia	77	

3.6.	Wyb obro	oór metody określania górnego martwego położenia tłoka (GMP) w funkcji otu wału korbowego (OWK)	78
4.	BAI	DANIA EKSPERYMENTALNE	82
4.1.	Cel i	zakres badań eksperymentalnych	82
4.2.	Opis	stanowiska badawczego i obiektu badań	82
4.3.	Char	rakterystyka aparatury pomiarowej	83
4.4.	Prog	ram przeprowadzonych badań eksperymentalnych	86
4.5.	Opis	symulowanych uszkodzeń	87
4.	5.1.	Symulacje uszkodzeń w układzie TPC	88
4.	5.2.	Symulacja uszkodzeń w układzie wymiany ładunku	88
4.	5.3.	Symulacja uszkodzeń w układzie wtryskowym paliwa	90
4.6.	Opis	sposobu sporządzania wyników badań	93
5.	WY	NIKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH	95
5.1.	Anal sym	liza wyników badań eksperymentalnych dla silnika pracującego bez ulowanych uszkodzeń	95
5.2.	Anal kom	liza wyników badań dla silnika pracującego z symulacją nieszczelnej ory spalania	100
5.3.	Anal z syr	liza wyników badań eksperymentalnych dla silnika pracującego nulowanymi uszkodzeniami w układzie wymiany ładunku	107
5.	3.1.	Symulacja brudnego filtra turbosprężarki	107
5.	3.2.	Symulacja zwiększania oporu przepływu spalin w wyniku zanieczyszczonych	ı
		łopatek wirnika i kierownicy turbiny oraz kanałów wylotowych spalin	114
5.	3.3.	Symulacja zanieczyszczonej chłodnicy powietrza doładowującego	120
5.4.	Anal z syr	liza wyników badań eksperymentalnych dla silnika pracującego nulowanymi uszkodzeniami w układzie wtryskowym paliwa	126
5.	4.1.	Symulacje nieszczelnej pary precyzyjnej pompy wtryskowej	126
5.	4.2.	Symulacje uszkodzonej sprężyny wtryskiwacza	134
5.	4.3.	Symulacje niedrożnych otworów wtryskiwacza	141
5.	4.4.	Symulacja rozkalibrowanych otworów wtryskiwacza	148
5.	4.5.	Symulacja zmiany kąta rozchylenia strug paliwa i zmniejszonej wielkości kropel wtryskiwanego paliwa	151
5.5.	Anal uszk	liza porównawcza wyników badań dla silnika pracującego bez symulowanych odzeń z uwzględnieniem zmiany obciążenia	י 155
5.6.	Wyk z po	resy ciśnienia sprężania i ich analiza porównawcza dla silnika pracującego dwieszona pompą wtryskowa cylindra pierwszego	169
6.	POI	DSUMOWANIE	171

6.1.	Wnioski z przeprowadzonych badań	. 171
6.2.	Poznawcze wyniki badań	172
6.3.	Utylitarne wyniki badań	174
6.4.	Kierunki dalszych prac	175
Spis lite	eratury	. 177

Streszczenie

Niniejsza praca dotyczy problemów związanych z diagnostyką parametryczną wybranych układów funkcjonalnych okrętowych silników tłokowych, prowadzoną przede wszystkim w oparciu o analizę wykresów indykatorowych i parametrów indykowanych. Istotne uzupełnienie powyższego stanowi pogłębiona analiza wykresów indykatorowych - obliczane na ich podstawie charakterystyki wydzielania ciepła i wyłonione w oparciu o ich analizę parametry diagnostyczne. Przydatność diagnostyczna tych parametrów będzie zależna od jakości otrzymanych wykresów indykatorowych, na co istotny wpływ ma właściwy wybór miejsca pomiaru ciśnienia cylindrowego. W pracy została postawiona i zweryfikowana teza mówiąca o tym, że pomiar ciśnień cylindrowych, bez wpływu zakłóceń generowanych przez kanały i kurki indykatorowe, poprawia jakość wykresów indykatorowych oraz przydatność diagnostyczną parametrów indykowanych odczytywanych Z wykresów indykatorowych i charakterystyk wydzielania ciepła. Sformułowano i zweryfikowano tezę, która mówi o możliwości poprawy stanu diagnostyki silników okrętowych poprzez zwiększenie jakości oraz dokładności pozyskiwanych wykresów indykatorowych i pogłębioną ich analizę w oparciu o charakterystyki wydzielania ciepła, oraz że charakterystyki wydzielania ciepła zawierają informacje o stanie technicznym silnika w tym układów wtryskowych, wymiany ładunku i układu tłok -- pierścienie tłokowe - cylinder (TPC).

Celem pracy było wykazanie, w oparciu o badanie porównawcze, przydatności diagnostycznej pogłębionej analizy wykresów indykatorowych pozyskiwanych z pomiaru ciśnień cylindrowych w różnych, wybranych punktach pomiarowych. W wyborze uwzględniono pomiar ciśnień cylindrowych z pominięciem negatywnego wpływu kanałów indykatorowych i kurka indykatorowego.

Osiągnięcie celu pracy wymagało zrealizowania kilku celów szczegółowych, czyli:

 wybór i przygotowanie miejsca pomiarowego z pominięciem kanałów pomiarowych i kurka indykatorowego tak, aby czujnik ciśnienia znalazł się jak najbliżej komory spalania,

- badania wstępne określające wartość maksymalnej temperatury w miejscu pomiaru ciśnienia,
- wybór metody wygładzania wykresów indykatorowych,
- wybór modelu obliczeniowego charakterystyk wydzielania ciepła na podstawie wykresów indykatorowych,
- wybór metody określania górnego martwego położenia tłoka na wykresie indykatorowym w funkcji obrotu wału korbowego,
- wybór symulacji uszkodzeń silnika i ich przygotowanie,
- przeprowadzenie eksperymentu czynnego polegającego na zebraniu odpowiedniej ilości zbiorów danych w postaci przebiegów ciśnień cylindrowych z silnika pracującego z i bez symulowanych uszkodzeń,
- opracowanie wykresów indykatorowych oraz wyznaczenie i obliczenie parametrów indykowanych,
- opracowanie wykresów funkcji wydzielania ciepła i wyznaczenie parametrów diagnostycznych,
- analiza porównawcza wykresów indykatorowych i parametrów indykowanych, funkcji wydzielania ciepła i parametrów na ich podstawie odczytywanych, z trzech różnych punktów pomiarowych, w szerokim zakresie zmienności obciążenia silnika technicznie sprawnego i pracującego z symulowanymi uszkodzeniami.

Rozdział pierwszy zawiera wstęp, omówienie stanu wiedzy na temat diagnostyki okrętowych silników tłokowych oraz przegląd literaturowy. Przedstawiono również sposoby i metody diagnostyki wybranych układów funkcjonalnych silników, w tym wykorzystywanie na te potrzeby analizy parametrów indykowanych. Omówiono także błędy, które wpływają na jakość i dokładność odczytanych i obliczanych parametrów indykowanych i wykresów indykatorowych. Następnie w rozdziale drugim przedstawiono genezę, tezy i cel pracy.

Trzeci rozdział zawiera omówienie czynności przygotowawczych przed rozpoczęciem badań eksperymentalnych. Omówiono budowę i przygotowanie stanowiska badawczego oraz badania wstępne. W tym rozdziale przedstawiono wybór modelu matematycznego funkcji wydzielania ciepła. Wybrano jednostrefowy model wydzielania ciepła, w którym modelowanie wydzielania ciepła oparto na pierwszej zasadzie termodynamiki dla układu otwartego. Następnie wybrano i opisano model

matematyczny niezbędny do stworzenia filtra do wygładzania wykresów indykatorowych. Wybrany został algorytm ruchomej aproksymacji wielomianami potęgowymi trzeciego stopnia, w trzech krokach, bazujący na filtrze Savitzky'ego - Golaya, który wykorzystywany jest w takich programach obliczeniowych jak Mathematica czy Matlab. W tym rozdziale omówiono również metodę określenia położenia górnego martwego położenia tłoka w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Miejscem górnego martwego położenia tłoka na osi kąta obrotu wału korbowego jest położenie wartości zerowej pierwszej pochodnej przebiegu sprężania. Błąd pozycjonowania tego punktu nie powinien przekraczać 0,05 stopnia obrotu wału korbowego.

Czwarty rozdział prezentuje charakterystykę aparatury pomiarowej, cel, zakres i opis przebiegu badań eksperymentalnych i sposobu opracowania wyników badań. Opisane zostały tu rodzaje symulacji uszkodzeń silnika i sposoby ich realizacji. W czasie wyboru symulacji uszkodzeń autor kierował się statystykami uszkodzeń, opisanymi w rozdziale pierwszym i własnymi doświadczeniami zawodowymi.

W rozdziale piątym przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych w formie wykresów indykatorowych, parametrów indykowanych, funkcji wydzielania ciepła i ich charakterystycznych parametrów. Na podstawie pomiarów ciśnienia cylindrowego realizowanych jednocześnie w trzech różnych punktach pomiarowych cylindra silnika pracującego z i bez symulowanych uszkodzeń oraz z różnym poziomem obciążenia, przeprowadzono analizę porównawczą. Wyłonione zostały symptomy diagnostyczne i sformułowano szczegółowe wnioski diagnostyczne.

W rozdziale szóstym zawarto podsumowanie i wnioski szczegółowe wynikające z przeprowadzonej analizy porównawczej. Wyszczególniono osiągnięte w pracy cele. Przedstawiono wnioski utylitarne i planowane kierunki dalszych badań.

Przedstawione w pracy rozważania doprowadziły do stwierdzenia, że wyeliminowanie kanałów pomiarowych w procesie diagnostycznym okrętowego silnika tłokowego polegającego na pomiarze ciśnienia cylindrowego powoduje wzrost jakości tego procesu. Długie, o zmiennym kształcie i objętości, zmieniające kierunek przepływu kanały pomiarowe powodują opóźnienie i zniekształcenie impulsu ciśnienia docierającego do czujnika ciśnienia. Powoduje to, że niektóre parametry indykowane, parametry charakterystyczne funkcji wydzielania ciepła oraz symptomy diagnostyczne pochodzące z wykresów indykatorowych i funkcji wydzielania ciepła stają się nieczytelne lub niewidoczne.

Abstract

This PhD thesis deals with the problems related to the parametric diagnostics of selected functional systems of marine piston engines, carried out mainly on the basis of the analysis of indicator diagrams and indicated parameters. An important supplement to the above is an in-depth analysis of indicator diagrams - heat release characteristics calculated on their basis and diagnostic parameters selected on the basis of their analysis. The diagnostic usefulness of these parameters will depend on the quality of the obtained indicator diagrams, which is significantly influenced by the proper selection of the cylinder pressure measurement site. The dissertation presents and verifies the thesis that cylinder pressure measurement, without the influence of disturbances generated by measurement channels and indicator cocks, improves the quality of indicator diagrams and the diagnostic usefulness of the indicated parameters read from indicator diagrams and heat release characteristics. Also the thesis was formulated and verified about the possibility of improving the diagnostic condition of marine engines by increasing the quality (accuracy) of obtaining indicator diagrams and their in-depth analysis based on the heat release characteristics, and that the heat release characteristics contain information about the technical condition of the engine, including the fuel injection system, the charge air exchange system and the piston -- piston rings - cylinder liner.

The aim of the study was to demonstrate, basing on a comparative study, the diagnostic usefulness of an in-depth analysis of indicator diagrams obtained from the measurement of cylinder pressures at various selected measuring points. The selection took into account the measurement of cylinder pressures, disregarding the negative impact of indicator channels and the indicator cock.

Achieving the aim of the work required the implementation of several specific aims, namely:

- selection and preparation of the measurement site bypassing the measurement channels and the indicator cock so that the pressure sensor is as close to the combustion chamber as possible,
- preliminary tests determining the value of the maximum temperature at the place of pressure measurement,

- selection of the method of filtering indicator diagrams,
- selection of the calculation model of heat release characteristics based on indicator diagrams,
- selection of the method of determining position of the piston top dead centre on the indicator diagrams as a function of crankshaft angle rotation,
- selection of engine damage simulations and their preparation,
- conducting an active experiment consisting in collecting an appropriate number of data sets in the form of cylinder pressure courses from an engine working with and without simulated damage,
- development of indicator charts as well as determination and calculation of indicated parameters,
- development of charts of the heat release function and determination of diagnostic parameters,
- comparative analysis of indicator diagrams and indicated parameters, heat release functions and parameters read on their basis, from three different measurement points, in a wide range of load variability of a technically efficient engine operating with simulated damages.

The first chapter contains an introduction, a discussion of the state of knowledge on the diagnosis of marine piston engines and a literature review. The ways and methods of diagnostics of selected functional systems of engines were also presented, including the use of indicated parameters for this purpose. The errors influencing the quality of the read and calculated indicated parameters and indicator diagrams were also discussed. Then, the second chapter presents the genesis, theses and purpose of the work.

The third chapter covers the preparatory steps before starting experimental research. The construction and preparation of the test stand and preliminary tests were discussed. This chapter presents the selection of a mathematical model for the heat release function. A single-zone heat release model was selected, in which modelling of heat release was based on the first law of thermodynamics for an open system. Then, the mathematical model necessary to create a filter for smoothing indicator diagrams was selected and described. The algorithm of moving approximation with power polynomials of the third degree in three steps, based on the Savitzky - Golay filter, which is used in such computational programs as Mathematica or Matlab, was chosen. The method of determining the top dead centre position of the piston as a function of the crankshaft rotation angle is also discussed. The position of the top dead centre of the piston on the axis of the angle of rotation of the crankshaft is the position of the zero value of the first derivative of the compression course, and the positioning error of this point should not exceed 0.05 degrees of crankshaft angle rotation.

The fourth chapter presents the characteristics of the measuring equipment, the purpose, the scope and the description of the course of experimental research and the method of developing the research results. Types of engine damage simulations and methods of their implementation are described here. When selecting the damage simulation, the author was guided by the damage statistics described in the first chapter and his own professional experience.

The fifth chapter presents the results of the experimental research in the form of indicator diagrams, indicated parameters, heat release function and their characteristic parameters. On the basis of cylinder pressure measurements carried out simultaneously at three different measuring points of an engine cylinder working with and without simulated damage and with a different degree of load, a comparative analysis was carried out. Diagnostic symptoms were identified and detailed diagnostic conclusions were formulated.

Chapter six contains a summary and detailed conclusions resulting from the conducted comparative analysis. The aims achieved in the work are listed. Utilitarian conclusions and planned directions of further research were presented.

The considerations presented in the work led to the conclusion that the elimination of measurement channels in the diagnostic process of a marine piston engine consisting in measuring the cylinder pressure increases the quality of this process. Long measuring channels, characterized by variable shape and volume that change the direction of the gas flow delay and distort the pressure pulse reaching the pressure sensor. As a result, some indicated parameters, characteristic parameters of the heat release function and diagnostic symptoms derived from indicator diagrams and heat release functions become illegible or invisible.

ge	- jednostkowe zużycie paliwa [kg/kWh],
hi	- entalpia właściwa,
n	 prędkość obrotowa wału korbowego [obr/min],
đm _i	- ilość substancji wymienionej przez granice układu tj. przedmuchy
	i doprowadzenie paliwa,
р	- ciśnienie [MPa],
p ₁	- punkt pomiaru ciśnienia cylindrowego pomiędzy kanałem pomiarowym
	a kurkiem indykatorowym,
p _{1u} , p _{2u} , p _{3u}	- ciśnienie cylindrowe mierzone w różnych punktach pomiarowych silnika
	pracującego z symulowanym uszkodzeniem [MPa],
p ₂	- punkt pomiaru ciśnienia cylindrowego na kurku indykatorowym,
p ₃	- punkt pomiaru ciśnienia cylindrowego w kołnierzu tulei cylindrowej,
pa	- przebieg ciśnienia zmierzonego i aproksymowanego (wygładzonego) bez
	składowej stałej [MPa],
pexp	- ciśnienie ekspansji [MPa],
p_i	- średnie ciśnienie indykowane [MPa],
p _{max}	- maksymalne ciśnienie spalania [MPa],
p _{maxwtr}	- maksymalne ciśnienie wtrysku [MPa],
po	- ciśnienie otoczenia [MPa],
p_{otwwtr}	- ciśnienie otwarcia wtryskiwacza [MPa],
p_{spr}	- ciśnienie sprężania [MPa],
pu	- ciśnienie ucięcia wykresu indykatorowego [MPa],
p _{wtr}	- ciśnienie wtrysku paliwa [MPa],
q	- intensywność wydzielania ciepła $\left[\frac{MPa}{^{\circ}OWK}\right] \equiv 10^4 \cdot \left[\frac{J}{^{\circ}OWK \cdot m^3}\right]$,
q _{GMP}	- wartość q odczytana w GMP $\left[\frac{MPa}{^{\circ}OWK}\right] \equiv 10^4 \cdot \left[\frac{J}{^{\circ}OWK \cdot m^3}\right]$,
q _{max}	- maksymalna wartość q $\left[\frac{MPa}{^{\circ}OWK}\right] \equiv 10^4 \cdot \left[\frac{J}{^{\circ}OWK \cdot m^3}\right]$,
S _X	- bezwymiarowa droga tłoka: stosunek drogi $s_{\boldsymbol{x}}$ tłoka przebytej przez tłok do
	skoku tłoka,
t	- czas [s],
yi	- wynik aproksymacji w punkcie i (wielomian aproksymujący),
Ge	- godzinowe zużycie paliwa [kg/h],

Wykaz ważniejszych oznaczeń i skrótów użytych w pracy

L	- długość korbowodu [m],
Ν	- moc [kW],
Ni	- moc indykowana [kW],
Nn	- moc nominalna [kW],
đQ	- elementarne ciepło dostarczone do układu [J],
$\mathrm{d}Q_{\mathrm{ch}}$	- elementarne ciepło chłodzenia [J],
Qn	- ciepło wydzielone netto [MPa] $\equiv 10^4 \cdot \left[\frac{J}{m^3}\right]$,
Q _{n max}	- maksymalna wartość $Q_n [MPa] \equiv 10^4 \cdot [\frac{J}{m^3}],$
$\mathrm{d}Q_{\mathrm{sp}}$	- elementarne ciepło wydzielone w wyniku spalania paliwa [J],
R	- promień korby [m],
S	- skok tłoka [m],
dU	- zmiana energii wewnętrznej ładunku w cylindrze [W],
đW	- elementarna praca wykonana przez układ [W],
V	- objętość [m ³],
Vc	- objętość komory spalania [m ³],
V _{px}	- pozorna zmiana objętości cylindra wynikająca z przedmuchów gazów
	(funkcja drogi tłoka) [m ³],
V _{px}	- pozorna zmiana objętości cylindra z powodu przedmuchów gazów [m ³],
Vs	- całkowita objętość skokowa cylindra [m ³],
V _{sx}	- objętość cylindra odpowiadająca drodze przebytej przez tłok od
	DMP [m ³],
Vz	- zmiana objętości cylindra z uwagi na zużycie elementów układu korbowo
	tłokowego i wpływ montażu [m ³],
V_{ϵ}	- geometryczna objętość komory sprężania [m ³],
V_x	 bieżąca bezwymiarowa objętość gazu,
α_r	- oś kątowa zarejestrowana [°OWK],
α	- wartość kąta obrotu wału korbowego [°OWK],
α_{kw}	- wartość kąta końca wtrysku [°OWK],
αp_{max}	- wartość kąta osiągnięcia ciśnienia maksymalnego w cylindrze mierzony
	od GMP [°OWK],
αq_{max}	 wartość kąta, w którym q osiąga wartość maksymalną [°OWK],
αQ_{nmax}	 wartość kąta, w którym Q_n osiąga wartość maksymalną [°OWK],
$\alpha_{\rm w}$	- kąt trwania wtrysku [°OWK],

- α_{ww} kąt wyprzedzenia wtrysku [°OWK],
- ε stopień sprężania,
- κ wykładnik izentropy,
- $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ prędkość narastania ciśnienia podczas spalania [MPa/°OWK],
- DMP dolne martwe położenie tłoka w cylindrze,
- GMP górne martwe położenie tłoka w cylindrze,
- IMO Międzynarodowa Organizacja Morska,
- MARPOL Międzynarodowa Konwencja o Zapobieganiu Zanieczyszczaniu Morza Przez Statki,
- MEPC Komitet Ochrony Środowiska Morskiego,
- OST okrętowe silniki tłokowe,
- OWK obrót wału korbowego,
- TPC układ tłok pierścienie cylinder,
- ZS silnik o zapłonie samoczynnym.

1. ANALIZA STANU WIEDZY NA TEMAT DIAGNOSTYKI WSPÓŁCZESNYCH OKRĘTOWYCH SILNIKÓW TŁOKOWYCH

1.1. Wstęp

Najczęściej stosowanymi źródłami energii w międzynarodowym transporcie morskim (układy napędowe statku i elektrownie okrętowe) są wysoko obciążone cieplnie i mechanicznie tłokowe silniki spalinowe o zapłonie samoczynnym (ZS). Powszechność ich stosowania wynika przede wszystkim z tego, że cechują się one największą sprawnością ogólną w porównaniu do pozostałych silników cieplnych. Sprawność ta wynosi od 35% do 54% [39, 73]. Rozwój silników tłokowych stosowanych w transporcie morskim uwarunkowany jest wieloma wymaganiami (kryteriami). Silniki te powinny charakteryzować się z jednej strony niskimi kosztami budowy i eksploatacji, dużą niezawodnością, relatywnie łatwą obsługą, z możliwością wykonywania w warunkach eksploatacyjnych niezbędnych napraw i przeglądów. Z drugiej strony powinny one generować dużą moc użyteczną i duży moment obrotowy przy niskim jednostkowym zużyciu paliwa. W ostatnich kilkunastu latach uwzględniany jest również przez konstruktorów, budowniczych i eksploatatorów okrętowych silników tłokowych (OST) aspekt ochrony środowiska. Akty prawne tworzone przez Międzynarodową Organizację Morską (IMO - International Maritime Organization) w tym Międzynarodową Konwencję o Zapobieganiu Zanieczyszczaniu Morza Przez Statki (MARPOL - The International Convention for the Prevention of Pollution from Ships) wymuszają, oprócz dbania o środowisko morskie, ochronę atmosfery przed emisją toksycznych składników spalin i gazów cieplarnianych wydzielanych przez OST podczas spalania mieszaniny paliwowo - powietrznej. Ograniczenie emisji gazów cieplarnianych do atmosfery ze statku jest ściśle związane z jego efektywnością energetyczną. Poprzez wzrost efektywności energetycznej redukowana jest emisja dwutlenku węgla do atmosfery. Przepisy Komitetu Ochrony Środowiska Morskiego (MEPC - Marine Environment Protection Committee), organu wewnetrznego IMO, dotyczące efektywności energetycznej statku nowo budowanego i statku będącego już w eksploatacji, obowiązują od pierwszego stycznia 2013 roku. Biorąc pod uwagę względy ekologiczne i ekonomiczne niewątpliwą zaletą OST jest możliwość budowy

13

lub przystosowania silników do zasilania paliwem gazowym i to nie tylko na statkach do przewozu gazów skroplonych. Wiodący wytwórcy OST, w tym Wartsila (WIN GD) (dawniej SULZER) i MAN Diesel & Turbo (dawniej MAN B&W) oferują obok silników dwupaliwowych, silniki zasilane tylko paliwami gazowymi. Oprócz możliwości zasilania silników paliwami gazowymi, istnieje możliwość zasilania silników okrętowych różnego rodzaju paliwami alternatywnymi takimi jak.: biomasa, alkohol, olej roślinny, wodór, amoniak, biogaz [82]. Prowadzone są również prace nad możliwością produkcji biogazu za pomocą "biogazowni" okrętowej na pokładach niektórych typów statków np. pasażerskich, a następnie wykorzystanie tego gazu do zasilania silników tłokowych [81]. Inną zaletą silników tłokowych o zapłonie samoczynnym jest możliwość głębokiej utylizacji ciepła odpadowego ze spalin, wody chłodzacej cylindry oraz powietrza doładowującego. Dla nowoczesnego silnika wolnoobrotowego straty ciepła w przybliżeniu wynoszą: 25% - ciepło gazów spalinowych, 15% - ciepło chłodzenia powietrza doładowującego, 7% - ciepło chłodzenia cylindrów i głowic, 4% - ciepło chłodzenia oleju smarnego [11]. Straty ciepła można zredukować, stosując różne metody odzysku ciepła, np.: w turbogeneratorach gazowych, w generatorach turbo - parowych do wytwarzania energii elektrycznej, czy w kotłach utylizacyjnych do wytwarzania energii cieplnej w postaci pary oraz w wyparownikach. Z kolei redukowanie strat ciepła wpływa na wzrost sprawności energetycznej siłowni okrętowej. Do najczęściej występujących rozwiązań podwyższania sprawności energetycznej siłowni okrętowej zalicza się zastosowanie generatorów wałowych (prądnic wałowych). Wytwarzają one energię elektryczną czerpiąc napęd od wału napędu głównego statku lub pośrednio z wału korbowego. Inną zaletą OST o zapłonie samoczynnym jest generowanie mocy na wale przy szerokim zakresie prędkości obrotowej. Prędkość obrotowa współcześnie budowanych OST zawiera się w przedziale od kilkunastu obrotów na minutę dla nowoczesnych silników dwusuwowych wolnoobrotowych do kilku tysięcy obrotów na minutę dla silników czterosuwowych szybkoobrotowych. Dzięki tak szerokiej rozpiętości prędkości obrotowej istnieją możliwości różnych konfiguracji systemów napędowych w zależności od typu i zadań eksploatacyjnych statków; od najprostszych (silnik wolnoobrotowy dwusuwowy, wał śrubowy, śruba napędowa o skoku stałym), po bardziej rozbudowane (wielosilnikowe, wielośrubowe napędy statku z przekładniami mechanicznymi lub elektrycznymi wykorzystujące silniki średnio lub szybkoobrotowe czterosuwowe współpracujące ze śrubami nastawnymi). W odniesieniu do niektórych

typów statków jak np. statki typu Ro - Ro wymaga się dużych mocy silników napędu głównego, ale jednocześnie możliwie jak najmniejszych ich gabarytów (siłownia okrętowa o relatywnie małej kubaturze, pod pokładami ładunkowymi). Taka konstrukcja kadłuba statku prowadzi do zwiększania przestrzeni ładunkowych kosztem przestrzeni siłowni okrętowej, co skutkuje wzrostem energetycznej efektywności statku, obniżeniem kosztów budowy statku i dalszym wzrostem dochodowości transportu morskiego.

Silniki tłokowe o zapłonie samoczynnym spełniają opisane wyżej kryteria i wymagania, co stanowi ich zaletę w odniesieniu do pozostałych silników cieplnych. Dlatego są powszechnie stosowane w okrętownictwie (zarówno na okrętach wojennych jak i we flocie handlowej) już od 1902 roku, czyli po dziesięciu latach od chwili inż. Rudolfa Diesla pierwszego opatentowania przez silnika tłokowego o zapłonie samoczynnym, aż do dnia dzisiejszego [39]. Uznaje się, że pierwszym silnikiem o zapłonie samoczynnym zastosowanym na statku handlowym zbudowanym w 1910 roku był czterocylindrowy silnik Sulzer o mocy 140 kW. Na tym statku zastosowano dwa takie silniki, o łącznej mocy 280 kW, prędkości obrotowej 250 obr/min, średnicy cylindra 310 mm i o skoku tłoka 460 mm [70]. Natomiast pierwszy oceaniczny statek napędzany silnikiem o zapłonie samoczynnym zbudowany w 1912 roku wyposażony został w dwa ośmiocylindrowe, czterosuwowe silniki Burmaister & Wain o łącznej mocy 920 kW rozwijanej przy prędkości obrotowej 140 obr/min, skok tłoka wynosił 730 mm a średnica cylindra 530 mm. Były to silniki nawrotne [70].

1.2. Silniki tłokowe stosowane na statkach towarowych

Obecnie powszechnie stosowane w okrętownictwie silniki to doładowane silniki tłokowe o zapłonie samoczynnym. Wykorzystuje się je przede wszystkim do napędu statku w różnych konfiguracjach układów napędowych w zależności od typu statku i przeznaczenia eksploatacyjnego oraz do wytwarzania energii elektrycznej, jako zespoły prądotwórcze. Realizacja procesu roboczego w OST możliwa jest dzięki prawidłowemu działaniu i współpracy następujących układów funkcjonalnych:

 Układ tłokowo - korbowy. Głównymi zadaniami tego układu są: zamiana ruchu posuwisto zwrotnego tłoka na ruch obrotowy wału korbowego oraz uszczelnienie komory spalania za pomocą pierścieni tłokowych. Ten układ funkcjonalny silnika o zapłonie samoczynnym jest najbardziej obciążonym cieplnie i mechanicznie. Dodatkowo elementy tego układu narażone są na korozję chemiczną. Dotyczy to między innymi denka tłoka, pierścieni uszczelniających i ścian komory spalania. Do tzw. korozji niskotemperaturowej (siarkowej) dochodzi przede wszystkim w stanach przejściowych i awaryjnych stanach pracy silników, a do tzw. korozji wysokotemperaturowej (wanadowej) przy przeciążeniach silnika, prowadzących do istotnego wzrostu temperatury. Elementy tego układu są intensywnie smarowane za pomocą oleju obiegowego lub/i cylindrowego oraz chłodzone za pomocą wody chłodzącej lub/i oleju obiegowego. Najczęstszymi uszkodzeniami tego układu są: nadmierne luzy łożysk głównych, korbowych, krzyżulcowych, sworzni tłokowych oraz uszkodzenia pierścieni i rowków tłokowych oraz denka tłoka. Te ostatnie powodują nieszczelności komory spalania, a co za tym idzie obniżenie ciśnienia sprężania. To z kolei skutkuje pogorszeniem procesu spalania w silniku i spadkiem mocy silnika.

- 2) Układ wymiany czynnika roboczego. Jest odpowiedzialny za napełnienie przestrzeni roboczej cylindra świeżym ładunkiem (powietrzem) i usuwanie spalin z cylindra po poprzednim cyklu pracy. W silnikach dwusuwowych jest to układ szczelinowo zaworowy, a w silnikach czterosuwowych zaworowy. Integralną częścią tego układu jest turbosprężarka i chłodnica powietrza, bowiem silniki okrętowe zarówno stosowane w napędach głównych statków towarowych jak i w ich elektrowniach buduje się jako doładowane. Uszkodzenia w tym układzie prowadzą przede wszystkim do pogorszenia przepłukania i napełnienia cylindra, co ma negatywny wpływ na proces spalania.
- 3) Układ zasilania cylindrów paliwem (układ wtryskowy). Zadaniem tego układu jest dostarczenie paliwa do komory spalania w odpowiednio rozpylonej postaci, w odpowiedniej ilaści w zależności od chwilowego obciążenia silnika oraz w odpowiednim momencie zależnym od chwilowego położenia tłoka w tulei cylindrowej i cyklu pracy silnika. Głównymi składowymi tego układu są pompy wtryskowe, przewody wysokiego ciśnienia oraz wtryskiwacze. Pompy wtryskowe są smarowane olejem obiegowym silnika lub olejem smarnym z własnego obiegu, a pary precyzyjne pomp wtryskowych i wtryskiwaczy są smarowane za pomocą czynnika roboczego, czyli paliwem. Pompy wtryskowe chłodzone są za pomocą dostarczanego paliwa, a wtryskiwacze chłodzone są za pomocą wtryskiwanego paliwa i/lub oleju obiegowego silnika. Obecnie rzadko stosuje się chłodzenie

wtryskiwaczy wodą lub paliwem, aczkolwiek na eksploatowanych jeszcze jednostkach oddanych do eksploatacji pod koniec dwudziestego wieku, takie sposoby chłodzenia wtryskiwaczy są stosowane. Układy wtryskowe współczesnych silników okrętowych umożliwiają zasilenie ich zarówno paliwem destylowanym jak i pozostałościowym. Uszkodzenia w tym układzie prowadzą do: pogorszenia procesu spalania w silniku, przeciążenia jednych i niedociążenia innych cylindrów, nieefektywnej i nieekologicznej pracy silnika. Skracają się także okresy międzynaprawcze.

- 4) Układ smarowania. Zadaniem tego układu jest doprowadzenie oleju smarnego do wszystkich punktów smarnych silnika pod odpowiednim ciśnieniem, w odpowiedniej ilości i w odpowiedniej temperaturze oraz jego oczyszczenie. Zadaniem doprowadzonego oleju smarnego do silnika jest: zabezpieczenie współpracujących par tribologicznych przed tarciem suchym, odprowadzenie ciepła wynikającego z tarcia i spalania paliwa, neutralizowanie chemicznych i korozyjnych produktów spalania, oczyszczenie podzespołów silnika z zanieczyszczeń stałych powstałych w wyniku tarcia oraz niecałkowitego i niezupełnego spalania mieszaniny paliwowo powietrznej (nagary) oraz uszczelnienie komory spalania. Podstawowymi składowymi tego układu są: olejowe wyporowe najczęściej zębate lub śrubowe, filtry pompy (powierzchniowe, pojemnościowe, energetyczne - magnetyczne, odśrodkowe), chłodnice, przewody i kanały olejowe. Nieprawidłowa praca tego układu skutkuje skróceniem okresów międzynaprawczych, a nawet może doprowadzić do awarii (zatarcia). Innym układem smarowania jest układ przepływowo - kroplowy nazywany również lubrykatorowym układem smarowania gładzi cylindrowych. Stosowany jest on w silnikach dwusuwowych wolnoobrotowych oraz wysoko obciążonych silnikach czterosuwowych. Nieprawidłowa praca tego układu powoduje powstawanie nagarów, korozji i zatarć w układzie tłok - pierścienie -- cylinder.
- 5) Układ chłodzenia silnika. Do zadań tego układu należy głównie odprowadzenie ciepła od podzespołów obciążonych cieplnie w wyniku procesu spalania i tarcia oraz chłodzenie powietrza doładowującego. Obecnie stosowane instalacje chłodzenia składają się z dwóch układów: wody chłodzącej wysokotemperaturowej i niskotemperaturowej. Układ chłodzenia wodą chłodzącą wysokotemperaturową odpowiada za odbieranie ciepła powstałego w wyniku

spalania paliwa w komorze spalania (tuleje cylindrowe, tłoki, głowice). W niektórych rozwiązaniach za pomocą tego układu ciepło odbierane jest z turbosprężarek i pierwszego stopnia chłodnic powietrza doładowującego. Układ wody chłodzącej niskotemperaturowej odpowiada za odbiór ciepła z pozostałych podzespołów silnika np.: chłodnice powietrza doładowującego, chłodnice oleju smarnego, chłodnice wody wysokotemperaturowej. Najważniejsze podzespoły tego układu to pompy odśrodkowe, chłodnice, przewody i kanały wodne. Nieprawidłowa praca tego układu powoduje przede wszystkim wzrost obciążeń cieplnych silnika, co skutkuje skróceniem okresów międzynaprawczych.

- 6) Układ rozruchowo nawrotny. Głównymi zadaniami tego układu jest sterowanie: procesem rozruchu silnika, procesem zmiany kierunku obrotów wału korbowego silników nawrotnych, układem rozrządu silników dwusuwowych. Najczęściej stosowane układy rozruchowo nawrotne to układy wykorzystujące zawory startowe i rozdzielacze powietrza rozruchowego. Dla silników mniejszych mocy do rozruchu wykorzystuje się również rozruszniki pneumatyczne lub elektryczne. Do zadań pomocniczych tego układu, można zaliczyć np.: hamowanie silników dwusuwowych o dużych mocach, wspomaganie układów bezpieczeństwa i automatyki silników okrętowych. Sprężone powietrze układu rozruchowo nawrotnego wykorzystywane jest jako element wykonawczy automatyki sterującej pracą silnika. Uszkodzenia tego układu z wyłączeniem procesu rozruchu nie wpływają bezpośrednio na proces spalania paliwa, lecz niektóre uszkodzenia tego układu mogą doprowadzić do utrudnienia lub uniemożliwienia rozruchu silnika.
- 7) Układ pomiarowo kontrolny. Odpowiada za odczytywanie, sygnalizowanie, rejestrowanie parametrów głównych i parametrów pomocniczych pracy silnika. Składa się z termometrów, manometrów, czujników ciśnienia, temperatury, prędkości obrotowej, mocy, momentu obrotowego, przepływomierzy, przetworników i przekaźników elektronicznych, sygnalizatorów, stacji komputerowej, przewodów elektrycznych itp.. Układ ten alarmuje obsługe siłowni i zabezpiecza silnik na wypadek przekroczenia wartości krytycznych wybranych parametrów pracy, co w praktyce sprowadza się do awaryjnego zatrzymania silnika lub redukcji jego obciążenia. Ponadto steruje i/lub ułatwia obsłudze sterowanie silnikiem w jego różnych stanach eksploatacyjnych. Bezpośrednio współpracuje z układem regulacji prędkości obrotowej.

Uszkodzenia w tym układzie prowadzą do błędnej interpretacji wartości odczytanych parametrów pracy.

8) Układ regulacji prędkości obrotowej. Reguluje zadaną prędkość obrotową w zależności od typu i przeznaczenia silnika okrętowego. Tam gdzie jest to wymagane utrzymuje stałą prędkość obrotową niezależnie od zmieniającego się obciążenia (zespoły prądotwórcze) przy zachowaniu określonego uchybu nastawę prędkości regulacji. Umożliwia obrotowej wolnoobrotowych dwusuwowych silników napędu głównego oraz utrzymanie zadanej prędkości obrotowej przy zmiennym ich obciążeniu. Utrzymuje zadaną prędkość obrotową i uchyb jej regulacji dla silników czterosuwowych średnioobrotowych napędu głównego współpracujących ze śrubą o zmiennym skoku (śrubą nastawną) przy zmiennym obciążeniu. W oparciu o doprowadzone do regulatora sygnały z układu kontrolno - pomiarowego może doprowadzić do koniecznej redukcji obciążenia lub spowodować natychmiastowe zatrzymanie silnika. Wraz z układem kontrolno - pomiarowym i rozruchowo - nawrotnym steruje procesem rozruchu i zatrzymania silnika. Zabezpiecza silnik przed rozbieganiem, czyli przed przekroczeniem prędkości obrotowej silnika o wartość 10% jego prędkości znamionowej. Regulatory prędkości obrotowej współczesnych silników okrętowych są najczęściej regulatorami całkująco - różniczkująco - proporcjonalnymi. Zbudowane są z podzespołów elektroniczno - hydrauliczno -- mechanicznych wspomaganych często powietrzem sterującym silnika. Ich wielkościa wejściowa jest prędkość obrotowa oraz jej zmiana. Zmiana prędkości obrotowej może wynikać ze zmiany obciążenia silnika lub zmiany nastawy tej prędkości przez obsługę. Natomiast sygnałem wyjściowym jest zmiana położenia listwy paliwowej, czyli przesterowanie pomp wtryskowych silnika, a co za tym idzie zmiana chwilowej dawki paliwa. Nieprawidłowa praca tego układu najczęściej powoduje: nierównomierność prędkości obrotowej, trudności z utrzymaniem nastawionej prędkości obrotowej, a nawet unieruchomienie silnika.

W tak złożonym obiekcie technicznym, jakim jest silnik okrętowy podział silnika na układy funkcjonalne jest potrzebny i między innymi zdecydowanie ułatwia proces diagnostyczny. Tylko odpowiedni stan techniczny wyżej wymienionych układów funkcjonalnych oraz prawidłowa ich współpraca zapewnia ekonomiczną i ekologiczną eksploatację silników okrętowych. Prawidłowo prowadzona diagnostyka całego silnika umożliwia planowanie napraw oraz jego regulację, co zapewnia eksploatowanie go w sposób bezpieczny dla środowiska naturalnego, dla szeroko pojętego bezpieczeństwa żeglugi, ekonomicznie i efektywnie.

1.2.1. Wolnoobrotowe dwusuwowe silniki napędu głównego

Najpopularniejszym rodzajem napędu głównego współcześnie budowanych i eksploatowanych statków towarowych jest napęd oparty na dwusuwowym, wolnoobrotowym, nawrotnym, wodzikowym silniku przekazującym moment obrotowy poprzez wał śrubowy do śruby o skoku stałym. Zmianę kierunku ruchu statku realizuje się poprzez zmianę kierunku obrotów wału korbowego silnika, a prędkość ruchu statku zmienia się poprzez zmianę prędkości obrotowej silnika. Występują również inne konfiguracje napędów statku z tego typu silnikiem, w tym na przykład ze śrubą nastawną. Silniki dwusuwowe charakteryzują się tym, że cały ich cykl pracy realizowany jest w dwóch suwach tłoka, czyli w czasie jednego obrotu wału korbowego. Silniki dwusuwowe osiągają wysoką sprawność ogólną (ponad 50%). Osiągają wartości znamionowej prędkości obrotowej w szerokich granicach od 54 do 250 obr/min i budowane są o średnicach cylindra od 260 do 980 mm. Stosunek skoku tłoka do średnicy cylindra zawiera się w granicach od 2,8 do 5,0. Określa się wtedy takie silniki terminem LONG STROKE, SUPER LONG STROKE lub ULTRALONG STROKE. W silnikach o największej mocy, skok tłoka wynosi powyżej 3 m. Są to silniki doładowane stałociśnieniowo, o przepłukaniu wzdłużnym szczelinowo -- zaworowym. Moc silników dwusuwowych wynosi nawet ponad 80 MW przy jednostkowym zużyciu paliwa od 151,6 do 189 g/kWh [92, 96, 97]. Charakterystyczną cecha tych silników jest oddzielny układ smarowania tulei cylindrowych. Olej cylindrowy doprowadzany jest na powierzchnię tulei cylindrowej za pomocą lubrykatorów. Tendencja rozwojowa silników dwusuwowych skierowana jest na zasilanie ich paliwami zawierającymi mniejsze ilości składników toksycznych i węgla oraz ulepszanie procesu spalania poprzez poprawę procesu wtrysku paliwa. Obecnie głównie produkuje się silniki okrętowe dwusuwowe elektronicznie sterowane, co odnosi się do sterowania wtryskiem paliwa, faz rozrządu zaworu wydechowego i układu rozruchowo - nawrotnego. Wiodącymi firmami na światowym rynku silników okrętowych dwusuwowych są WARTSILA (WIN GD) oraz MAN Diesel & Turbo. Oferują one odpowiednio silniki typu RT- FLEX, X oraz ME (litera "E" oznacza

20

ekonomiczny, elektroniczny, ekologiczny). Charakterystyczną cechą tych silników jest przede wszystkim brak wału rozrządu, który jest technologicznie trudny do wykonania i zwiększa koszt budowy silnika. Budowa silników WARTSILA RT-FLEX charakteryzuje się zespołem pomp wtryskowych, które podają paliwo do szyny paliwowej (cammon rail) o wysokim ciśnieniu dochodzącym do 100 MPa i zespołem pomp oleju sterującego, sprężających olej do ciśnienia 20 MPa, który steruje układem wtryskowym i zaworem wydechowym. Oba zespoły pomp napędzane są z wału korbowego za pomocą przekładni zębatej. Z szyny paliwowej paliwo trafia do układu monitorująco - sterującego WECS (WARTSILA ENGINE CONTROL SYSTEM), który między innymi steruje dawką paliwa w zależności od chwilowego zapotrzebowania mocy. W silnikach MAN Diesel & Turbo typu ME również został wykluczony wał rozrządu. Sterowanie pomp wtryskowych i zaworów wylotowych realizowane jest poprzez systemem hydrauliczno - elektroniczny. Zespół podwieszonych pomp hydraulicznych tłoczy olej sterujący do kolektora oleju sterującego pod ciśnieniem 25 MPa. Elektroniczny system CCU (CYLINDER CONTROL UNIT) odpowiada za dopływ tego oleju do jednostki sterującej HCU (HYDRAULIC CONTROL UNIT). Dla danego cylindra w skład HCU wchodzi hydraulicznie zasilana pompa wtryskowa i pompa sterowania zaworem wydechowym. W starszych rozwiązaniach silników WARTSILA typu RTA oraz MAN Diesel & Turbo typu MC na każdy cylinder przypadała jedna pompa wtryskowa i jedna pompa sterująca pracą zaworu wydechowego. Napędzane i sterowane one były za pomocą wału rozrządu.

Zaletami wprowadzenia elektronicznych rozwiązań sterowania silnikami firm MAN Diesel & Turbo i WARTSILA jest pominięcie w konstrukcji silnika drogiego i technologicznie trudnego do wykonania wału krzywkowego (wału rozrządu), pomp wtryskowych i pomp hydraulicznego sterowania zaworem wydechowym dla poszczególnych cylindrów. Udoskonalony został proces wtrysku paliwa poprzez możliwość dokładniejszego i ciągłego sterowania kątami początku i końca wtrysku paliwa w zależności od chwilowego obciążenia silnika. Tego rodzaju rozwiązania wpływają na poprawę procesu spalania paliwa w silniku i poprzez to zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa przy zwiększonej mocy z cylindra, ograniczenie emisji spalin do atmosfery, zmniejszenie kosztów eksploatacyjnych.

1.2.2. Czterosuwowe silniki napędu głównego i zespołów prądotwórczych

Okrętowe silniki tłokowe czterosuwowe średnioobrotowe o prędkości obrotowej do 1200 obr/min stosuje się do napędów głównych statków towarowych małych i średnich wielkości, statków pasażerskich, statków specjalistycznych. Pracują w układzie napędowym z przełożeniem mechanicznym lub elektrycznym najczęściej ze śrubą nastawną, w różnych wielosilnikowych, wielośrubowych konfiguracjach napędu. Coraz popularniejszy w ostatnich latach staje się też układ napędowy wykorzystujący silniki czterosuwowe z przekładniami elektrycznymi (DIESEL ELECTRIC) wykorzystywany najczęściej na statkach pasażerskich i statkach specjalnego przeznaczenia sektora OFFSHORE. Silniki czterosuwowe średnio i szybkoobrotowe najczęściej pełnią funkcję zespołów prądotwórczych, które zapewniają wytworzenie zapasu energii elektrycznej na statku. Tendencje rozwojowe silników czterosuwowych są podobne jak w przypadku silników dwusuwowych. Dąży się do zwiększania mocy z cylindra, poprawy procesu spalania poprzez wtrysk paliwa sterowany elektronicznie, zmniejszania emisji szkodliwych związków do atmosfery, obniżenie kosztów eksploatacyjnych. Silniki czterosuwowe mogą być zasilane paliwem destylowanym jak i pozostałościowym, ponadto np. WARTSILA oferuje silniki zasilane metanem. Głównymi światowymi producentami silników czterosuwowych są: europejski MAN Diesel & Turbo i WARTSILA, japońskie MITSUBISHI, JANMAR, amerykański CATERPILAR. Współczesne okrętowe silniki czterosuwowe osiągają moc do 1200 kW z cylindra, średnica tłoka dochodzi do 650 mm, a jednostkowe zużycie paliwa do 180 g/kWh. Pełny cykl pracy tych silników jest realizowany w czterech suwach tłoka, czyli w dwóch obrotach wału korbowego. Silniki czterosuwowe budowane są najczęściej w układzie cylindrów rzędowym lub widlastym.

1.3. Wybrane metody diagnozowania i monitorowania okrętowych silników tłokowych o zapłonie samoczynnym

W całym okresie eksploatacyjnym silnika, ważnym procesem jest jego diagnostyka. Diagnostyką nazywa się proces, który ma na celu określenie stanu technicznego i zdatności urządzenia do wykonywania swoich zadań, które zostały założone na etapie projektowania i budowy obiektu. Diagnostyka techniczna definiowana jest jako zespół metod i środków, które pozwalają sformułować (określić) ocenę stanu technicznego eksploatowanych maszyn i urządzeń, stanowiących obiekty diagnostyczne [31]. Według autorów [83] istotą diagnostyki jest określenie stanu maszyny w sposób pośredni tj. bez demontażu. Wnioskowanie diagnostyczne polega na pomiarze i analizowaniu generowanych przez maszynę sygnałów diagnostycznych i porównanie ich do wartości nominalnych tych sygnałów. Diagnostyka jest również oceną stanu technicznego maszyny poprzez badanie procesów roboczych, które towarzyszą pracy maszyny. Celem badań diagnostycznych jest określenie stanu technicznego maszyny lub procesu zachodzącego podczas jej pracy w chwili, która uważana jest za ważną. Takie badanie jest potrzebne do oceny dalszej przydatności i zdolności maszyny do wykonywania swoich zadań w sposób bezpieczny dla otoczenia. Celem tych badań jest również oszacowanie chwilowego stanu maszyny na podstawie porównania rzeczywistych symptomów diagnostycznych do ich wartości wzorcowych [83]. Trochę inaczej postrzegana jest diagnostyka w pracy [21] gdzie określono proces diagnostyczny, jako diagnostykę uszkodzeń. Diagnozowanie uszkodzeń to złożony proces obejmujący trzy podprocesy [21]:

- 1) wykrywanie (detekcja) uszkodzeń i określenie czasu wystąpienia,
- wyodrębnienie uszkodzeń, czyli określenie rodzaju i miejsca jego występowania,
- określenie postaci uszkodzeń tj. identyfikacja, określenie rozmiaru i charakteru zmienności w czasie.

Podsumowując, do podstawowych zadań diagnostyki w odniesieniu do konkretnego obiektu diagnostycznego należą:

- 1) wybór odpowiedniej metody i narzędzi diagnostycznych,
- określenie rodzaju uszkodzenia, jego rozmiaru lub charakteru zmienności w czasie,
- 3) określenie lokalizacji, miejsca uszkodzenia,
- 4) określenie genezy uszkodzenia,
- 5) ocenę przydatności eksploatacyjnej maszyny,
- 6) przedstawienie możliwych zagrożeń i skutków uszkodzenia,
- 7) zaproponowanie możliwych sposobów naprawy,
- 8) prognozowanie czasu do następnego uszkodzenia.

W literaturze technicznej dotyczącej diagnostyki maszyn często wyróżnia się dwa stany: stan zdatności, w którym maszyna może wykonywać swoje zadania oraz stan niezdatności gdzie urządzenie zostaje wyłączone z eksploatacji [14, 76, 77]. Takie

podejście do tematu może mieć uzasadnienie w niektórych dziedzinach nauk technicznych jak np. automatyka, elektronika czy elektrotechnika. Inaczej wydaje się to odnosić do silników okrętowych, gdzie powinno się wyróżnić pewne stany przejściowe np.: stan częściowej zdatności, niepoprawnego działania. Na przykład gromadzący się osad, nagar na ściankach komory spalania, który powoduje mniejszą przenikalność cieplną i pogorszenie warunków chłodzenia jednego czy kilku cylindrów i skutkuje wzrostem obciążenia cieplnego silnika nie musi w danym momencie wpływać na jego niezdatność. Jednak długotrwała praca w tym przypadku spowoduje skrócenie żywotności silnika lub jego awarię i wyłączenie z dalszej eksploatacji, ale nie musi to nastąpić natychmiast. W niektórych stanach eksploatacyjnych silnika okrętowego, chociażby ze względów bezpieczeństwa żeglugi, wyłączenie silnika napędu głównego jest niemożliwe. Powodem niezdatności lub częściowej niezdatności jest usterka lub uszkodzenie jakiegoś układu, podzespołu czy części w zależności od złożoności maszyny [21, 83]. Uszkodzenie może prowadzić do złomowania urządzenia, ale w porę zdiagnozowane może zostać usunięte poprzez wykonanie czynności naprawczych i regulacyjnych. Według Polskich Norm [23] uszkodzenie to utrata zdolności urządzenia do wypełniania swoich funkcji. Ta sama norma dzieli uszkodzenia na: uszkodzenia krytyczne, które stwarzają zagrożenia dla ludzi, środowiska, pociągają za sobą znaczne straty materialne i ich skutki są nieodwracalne, oraz uszkodzenia niekrytyczne, które nie stwarzają zagrożenia dla ludzi i nie powodują znaczących strat materialnych. Inna klasyfikacja uszkodzeń, przedstawiona przez autorów [33], jest klasyfikacja dzieląca uszkodzenia na dwa zbiory:

- uszkodzenia nagłe lub przeciążeniowe, które są wynikiem nagłej, skokowej zmiany parametrów elementu urządzenia; prawdopodobieństwo występowania takiego uszkodzenia jest niezależne od czasu eksploatacji, a przykładem może być pęknięcie pierścienia uszczelniającego tłoka na skutek przeciążenia danego cylindra, może być uszkodzeniem katastroficznym, jeśli powoduje całkowitą niezdatność urządzenia do dalszej eksploatacji,
- uszkodzenia stopniowe inaczej zużyciowe, które są związane z procesami zużycia tribologicznego, korozyjnego, cieplnego, zmęczeniowego.

Z wyżej wymienionych zbiorów uszkodzeń, można wyróżnić uszkodzenia parametryczne i awaryjne. Pierwsze z nich - parametryczne, to uszkodzenie, które powoduje przejście urządzenia ze stanu pełnej zdatności do stanu niezdatności parametrycznej. Oznacza to, że pewien parametr urządzenia przekroczył dopuszczalną

wartość zużycia. Uszkodzenie awaryjne oznacza przejście obiektu ze stanu zdatności do stanu pełnej niezdatności. Do wyżej wymienionych uszkodzeń, można dołączyć uszkodzenia degradacyjne, czyli uszkodzenia, które są jednocześnie uszkodzeniami stopniowymi i częściowymi (urządzenie może wypełniać część swoich funkcji).

Inna klasyfikacja uszkodzeń, proponowana przez autorów [33, 83], to klasyfikacja ze względu na przyczyny ich powstawania i należą do nich: uszkodzenia konstrukcyjne, produkcyjne, eksploatacyjne i starzeniowe. Uszkodzenia z przyczyn konstrukcyjnych powstają w wyniku błędów na etapie projektowania urządzenia (nieprawidłowe obliczenia wytrzymałościowe, źle dobrane pasowania, niedostateczna sztywność elementów maszyny, itp.). Uszkodzenia produkcyjne to takie, które wynikają z błędów produkcji, wad materiału, niedokładności procesów technologicznych. Do grupy uszkodzeń z przyczyn eksploatacyjnych należą uszkodzenia wywołane błędami eksploatacyjnymi np.: przeciążanie urządzenia, niestosowanie sie do instrukcji producenckiej, brak okresowej regulacji lub profilaktycznej wymiany elementów maszyny, itp. Występowanie uszkodzeń z przyczyn starzeniowych zwiększa się wraz z upływem czasu pracy i wynika z: zużycia tribologicznego, zmęczenia materiału, zmienności obciążenia, pełzania, zmian w strukturze materiału [33, 83].

Uszkodzenie może być destrukcyjne i niszczyć urządzenie w sposób natychmiastowy uniemożliwiając przy tym jego dalszą eksploatację. Może również nie powodować nagłych awarii. Urządzenie wówczas będzie mogło dalej być eksploatowane, ale pogorszą się jego walory funkcjonalne, co może wpływać na spadek sprawności, czy mieć negatywne skutki dla środowiska. W odniesieniu do spalinowego silnika tłokowego, przykładem takiego uszkodzenia może być zanieczyszczony filtr sprężarki, który powoduje zmniejszone przepływy powietrza doładowującego. Silnik w dalszym ciągu może być eksploatowany. Powoduje to jednak pogorszenie procesu spalania i spadek mocy silnika.

Na intensywność uszkodzenia i jego poziom mają wpływ następujące czynniki [33]:

- 1) wytrzymałość materiału,
- rodzaje obciążeń, a w tym obciążenia mechaniczne, tribologiczne, korozyjne, termiczne, mechaniczno - termiczne, chemiczne i inne,
- 3) szybkość pogarszania się właściwości materiału.

W niniejszej pracy pojęcie "uszkodzenie" lub "usterka" należy traktować, jako pogorszenie warunków pracy silnika, a nie jako stan niezdatności i unieruchomienia obiektu diagnostycznego. Uszkodzenie może być spowodowane zużyciem części silnika, błędami eksploatacyjnymi obsługi, błędami podczas wytwarzania i konstruowania obiektu diagnostycznego. Aby uniknąć nieplanowanych przestojów silnika, co w transporcie morskim może nieść za sobą duże straty finansowe, aby go eksploatować ekologicznie i ekonomicznie konieczne jest prowadzenie trudnego i złożonego procesu diagnostycznego. Ponadto wymaga się od obsługi stosowania do wymagań oraz do zaleceń instrukcji producenckiej, racjonalnej eksploatacji nieprzeciążającej silnik, respektowanie zaleceń producenta dotyczących regulacji i innych czynności obsługowych.

Do najczęściej stosowanych metod diagnostycznych w okrętownictwie należą [18]:

- metoda kontroli zewnętrznej polega na ocenie organoleptycznej wykorzystując zmysły ludzkie takie jak węch, słuch, dotyk, wzrok, smak,
- 2) metoda wartości granicznych parametrów diagnostycznych polega na pomiarze i obserwowaniu wartości parametrów diagnostycznych (np. temperatura, ciśnienie) i porównywaniu ich do wartości granicznych podanych przez producenta urządzenia; metoda jest bardzo przydatna przy diagnozowaniu stanów statycznych danego urządzenia, czyli dla ściśle określonych warunków pracy,
- metoda drzewa sprawdzeń stosuje się ją najczęściej do łatwo modelowanych układów elektrycznych i elektronicznych gdzie szybko i łatwo można odczytać parametr diagnostyczny np. napięcie prądu; polega na stosowaniu kolejnych sprawdzeń i w zależności od ich wyników stawiania diagnoz,
- 4) metoda analizy trendu polega na obserwowaniu wartości parametru diagnostycznego w funkcji czasu; dzieli się ją na dwie kolejne metody - jedna oparta jest o analizę bezpośrednią wartości parametru mierzonego w funkcji czasu, druga to analiza różnic pomiędzy wartością zmierzoną, a wzorcową danego parametru w funkcji czasu,
- 5) metoda rozpoznawania obrazów opiera się na pytaniu: czy opisywany za pomocą parametrów pracy aktualny stan techniczny urządzenia odpowiada wcześniej zarejestrowanemu, znanemu uszkodzeniu, a jeśli tak to, jakiego typu uszkodzeniu i jakiej części czy podzespołu to dotyczy,
- 6) metoda wibroakustyczna opiera się na rozbudowanym modelu matematycznym analizującym i opisującym odczytane widma hałasu i drgań urządzenia; w odniesieniu do okrętowych silników tłokowych jest bardzo trudna

do realizacji, ze względu na znaczną złożoność konstrukcyjną tych obiektów diagnostycznych.

Diagnostyka współczesnych okrętowych silników tłokowych opiera się na diagnostyce parametrycznej, w której wykorzystuje się monitorowanie parametrów pracy silnika, w tym parametrów indykowanych. Niniejsza rozprawa dotyczy problemów diagnostycznych wybranych układów funkcjonalnych okrętowych silników tłokowych o zapłonie samoczynnym, które są bezpośrednio odpowiedzialne za prawidłowy przebieg przemian termodynamicznych w komorze spalania. Problem diagnostyczny dotyczy diagnostyki parametrycznej wykorzystującej głównie parametry indykowane.

1.3.1. Okrętowy silnik tłokowy o zapłonie samoczynnym, jako obiekt diagnostyczny

Okrętowy silnik tłokowy to złożony obiekt techniczny, który można podzielić na szereg układów funkcjonalnych, co prowadzi do jego dekompozycji (rozdział 1.2). Tematem dekompozycji obiektu diagnostycznego zajmowało się wielu autorów, między innymi [21]. Taki podział ma istotne znaczenie z uwagi na cechy konstrukcyjne, niezawodność oraz podatność diagnostyczną i jest przydatny w rozwiązywaniu zadań diagnostycznych. Mówi się wówczas o diagnostyce w strukturach zdecentralizowanych, uzyskanych przez dekompozycję obiektu [73]. W takim przypadku na potrzeby diagnostyki możliwe jest wytypowanie przede wszystkim, w pierwszej kolejności tych układów, w których uszkodzenia występują częściej i te, których uszkodzenia mogą wywoływać istotne konsekwencje eksploatacyjne, aż po zagrożenie bezpieczeństwa statku, poważne straty ekonomiczne i ekologiczne.

Proces spalania w silniku tłokowym o zapłonie samoczynnym jest najważniejszym i najbardziej złożonym, od którego zależy trwałość, niezawodność oraz ekologiczna i ekonomiczna praca silnika okrętowego. Proces spalania jest uzależniony od warunków zewnętrznych, na które obsługa siłowni nie ma wpływu. Należą do nich: temperatura i ciśnienie otoczenia, wilgotność powietrza. Za optymalny, z punktu widzenia ekologii i ekonomii przebieg procesu spalania bezpośrednio odpowiadają następujące układy funkcjonalne silnika: układ zasilania cylindrów paliwem (układ wtryskowy) i powietrzem (układ doładowania), układ wymiany czynnika roboczego, układ TPC.

1.3.2. Statystyka uszkodzeń wybranych układów funkcjonalnych okrętowych silników tłokowych

W typowaniu do procesu diagnostycznego właściwych układów funkcjonalnych i ich elementów, pomocna może być statystyka uszkodzeń. Na podstawie badań statystycznych odnoszących się do całego statku, opracowanych przez autora [37] wynika, że najbardziej podatnymi na uszkodzenia są układy funkcjonalne siłowni okrętowej, a w tym silniki tłokowe dwu i czterosuwowe. Poniżej przedstawiono procentowy udział wybranych uszkodzeń wyposażenia statku:

- 1) siniki wolnoobrotowe 38,0%,
- 2) silniki średnioobrotowe 15,7%,
- 3) maszyny pokładowe 13,7%,
- 4) urządzenia pomocnicze siłowni 11,0%,
- 5) rurociągi i armatura 8,1%,
- 6) elementy automatyki 7,5%,
- 7) inne urządzenia 6,0%.

Analizując statystykę uszkodzeń silników tłokowych napędu głównego i elektrowni okrętowej według [37] można zauważyć, że najbardziej zawodnymi układami funkcjonalnymi silników są układ wtryskowy i wymiany czynnika roboczego. Stanowią odpowiednio 50% i 24,7% wszystkich uszkodzeń silników okrętowych. Najbardziej zawodne elementy układu wtryskowego paliwa to:

- 1) wtryskiwacze 41%,
- 2) pompy wtryskowe 38%,
- 3) wysokociśnieniowe przewody paliwowe 12%.

Rozpatrując uszkodzenia wtryskiwacza paliwa, do najczęstszych uszkodzeń tego elementu należą:

- 1) zużycie stożka iglicy 73%,
- 2) rozkalibrowanie i zakoksowanie otworów rozpylacza 12%,
- spadek ciśnienia otwarcia wtryskiwacza na skutek utraty sztywności sprężyny wtryskiwacza lub jej pęknięcie - 4%,
- 4) inne uszkodzenia 11%.

Procentowy udział uszkodzeń pomp wtryskowych przedstawia się następująco:

- 1) nieszczelność zaworu zwrotnego 42%,
- 2) nieszczelność pary precyzyjnej (tłok cylinder pompy wtryskowej) 24%,

- 3) zatarcie pary precyzyjnej 18%,
- 4) inne uszkodzenia 16%.

W układzie wymiany czynnika roboczego dochodzi najczęściej do zanieczyszczania kanałów przelotowych powietrza i spalin oraz urządzeń wchodzących w skład tego układu, co powoduje wzrost oporów przepływu przez ten układ i pogorszenie procesu spalania. Procentowy udział uszkodzeń układu wymiany ładunku przedstawia się następująco:

- 1) kanały przepływowe sprężarki 56%,
- 2) kanały przepływowe turbiny 22%,
- 3) chłodnice powietrza 11%,
- 4) filtry powietrza 6%,
- 5) organy rozrządu czynnika roboczego 4%,
- 6) inne elementy układu 1%.

Układ funkcjonalny tłok - pierścienie tłokowe - cylinder posiadają zdecydowanie korzystniejsze statystyki uszkodzeń, lecz takiego typu uszkodzenia jak np. pęknięte lub zapieczone pierścienie uszczelniające pogarszają proces samozapłonu i spalania. Obniżenie ciśnienia kompresji w silniku o zapłonie samoczynnym na skutek wyżej wymienionych uszkodzeń może powodować poważne problemy eksploatacyjne, a niewykryte w porę może prowadzić do unieruchomienia silnika i obniżenia bezpieczeństwa eksploatacji (pożar i/lub eksplozja w komorze podtłokowej lub w komorze korbowej).

Biorąc powyższe pod uwagę, w dalszej części pracy, analizowane będą wybrane uszkodzenia układu wtryskowego, wymiany ładunku i TPC.

1.3.3. Wybrane sposoby diagnozowania układu wtryskowego

Aby mówić o diagnostyce układów wtryskowych należy rozgraniczyć dwa rodzaje sterowania wtryskiem paliwa. Pierwszy z nich, wciąż rzadko spotykany okrętownictwie, to wtrysk sterowany elektronicznie, w którym parametry W charakteryzujące wtrysk paliwa pomocą urządzeń są sterowane za mikroprocesorowych. Drugi jest układem klasycznym, gdzie wtrysk paliwa sterowany jest w sposób "mechaniczny". Podstawowe elementy tego układu to: tłokowa pompa wtryskowa, wtryskiwacz, przewody wysokiego ciśnienia. Zadaniem pompy wtryskowej jest doprowadzenie paliwa do wtryskiwacza o odpowiedniej chwilowej dawce w zależności od aktualnego obciążenia, pod odpowiednim ciśnieniem i w odpowiednim czasie. Wtryskiwacz ma za zadanie rozpylić dostarczone za pomocą pompy wtryskowej paliwo w komorze spalania w taki sposób, aby wielkość kropel wtryskiwanego paliwa powodowała łatwe wymieszanie się paliwa z powietrzem. Przy czym zbyt duża i zbyt mała średnia wielkość kropel nie jest korzystna dla procesu spalania. Pompy wtryskowe i wtryskiwacze ulegają uszkodzeniom, które mogą wpływać na ich zadania funkcjonalne.

Uszkodzenia pomp wtryskowych powodują zazwyczaj zmniejszenie chwilowej dawki paliwa i opóźnienie początku wtrysku paliwa. Zmęczenie lub pęknięcie sprężyny wtryskiwacza obniża ciśnienie otwarcia wtryskiwacza powodując gorsze rozpylenie paliwa i jego przedwczesny wtrysk. Rozkalibrowane otwory rozpylacza wtryskiwacza powodują wzrost średniej wielkości kropel, co prowadzi do niecałkowitego i niezupełnego spalania paliwa. Uszkodzenie stożka iglicy może powodować tzw. kroplenie rozpylacza, co może przyczyniać się do osadzania nagaru na rozpylaczu i zatykania otworów wtryskiwacza. Zacieranie się pary precyzyjnej wtryskiwacza powoduje zawieszanie iglicy, a to z kolei powoduje tzw. "lanie" wtryskiwacza. Zwiększa się wówczas kąt wtrysku, do tego paliwo trafiające do cylindra nie jest rozpylone. Nieszczelności pary precyzyjnej rozpylacza wtryskiwacza podobnie jak pary precyzyjnej pompy wtryskowej powodują zmniejszenie chwilowej dawki paliwa i opóźnienie początku wtrysku paliwa. Zakoksowane (niedrożne) nagarem lub zanieczyszczeniami stałymi zawartymi w paliwie otwory wtryskiwacza powodują wzrost ciśnienia wtrysku paliwa. To prowadzi do wzrostu prędkości wypływu paliwa z pozostałych niezatkanych otworów i zmniejszenia średniej wielkości kropel paliwa oraz wzrostu długości strug wtryskiwanego paliwa. Zbyt mała średnica kropel prowadzi do przedwczesnego samozapłonu paliwa i spalania stukowego. Wzrost długości strug wtryskiwanego paliwa może prowadzić do natryskiwania go na denko tłoka i/lub ściany tulei cylindrowej i jego tam koksowanie. Potęguje się wówczas rozwój procesów nagarotwórczych ze wszystkimi negatywnymi tego następstwami. Ponadto w takim przypadku przez niezakoksowane otwory, wtryskiwana jest większa ilość paliwa z większą prędkością przepływu. Może to powodować wzmożone kawitacyjne zużycie drożnych otworów. Do tego strumienie wtryskiwanego paliwa nie są rozłożone równomiernie w komorze spalania, co skutkuje nierównym obciążeniem cieplnym komory spalania. Znaczący wzrost ciśnienia wtrysku wynikający z zatkanych otworów rozpylacza może doprowadzić do przecieków w połączeniach przewodów wysokiego

ciśnienia. Wymuszona wysoka precyzja wykonania elementów układu wtryskowego (pary precyzyjne, połączenia stykowe) przyczynia się do wrażliwości awaryjnej tego układu, jedno z uszkodzeń może generować kolejne. Wyżej wymienione uszkodzenia tego układu wpływają negatywnie na sam proces spalania i często generują usterki w układzie wydechowym, układzie TPC i skutkują następującymi nieprawidłowościami:

- 1) zwiększeniem jednostkowego zużycia paliwa,
- 2) zmniejszeniem mocy z cylindra z uszkodzonym układem wtryskowym,
- zwiększeniem mocy lub przeciążeniem pozostałych cylindrów bez uszkodzeń w układzie wtryskowym,
- 4) obniżeniem sprawności ogólnej silnika,
- 5) wzrostem temperatury gazów spalinowych,
- 6) zmianą wartości parametrów indykowanych,
- gromadzeniem się nagarów paliwowych w komorze spalania i układzie wydechowym,
- 8) wzrostem prawdopodobieństwa korozji elementów komory spalania,
- 9) zapiekaniem się pierścieni uszczelniających tłoka,
- 10) wzrostem intensywności zużywania układu TPC,
- 11) zwiększeniem obciążeń cieplnych elementów współtworzących komorę spalania,
- 12) wzrostem zawartości związków toksycznych, gazów cieplarnianych i zanieczyszczeń stałych w spalinach,
- 13) skracaniem okresów międzynaprawczych,
- 14) przyspieszeniem starzenia się obiegowego oleju smarnego w silnikach czterosuwowych,
- 15) obniżeniem możliwości wykorzystania utylizacji spalin.

Wpływ wybranych uszkodzeń układu wtryskowego na parametry indykowane oraz przyczyny i skutki powstawania uszkodzeń przedstawiono w tabeli 1.1. Uszkodzenia układu wtryskowego mogą występować pojedynczo, lecz w warunkach eksploatacyjnych może się zdarzyć, że będzie ich jednocześnie więcej. Powoduje to utrudnienie procesu diagnostycznego.

Metody diagnozowania elementów układu wtryskowego paliwa, można podzielić na bezpośrednie i pośrednie. Pierwsza z nich polega na odczycie parametrów związanych z wtryskiem paliwa np.: ciśnienia wtrysku paliwa, wzniosu iglicy wtryskiwacza. Mogą być stosowane metody optyczne pozwalające na ocenę rozprzestrzeniania się strugi wtryskiwanego paliwa w komorze spalania. Są to metody bardzo zaawansowane technicznie (specjalistyczny sprzęt endoskopowy wraz z oświetleniem komory spalania silnika), co powoduje pewne ograniczenia ich stosowalności [72]. W szczególności dotyczy to silników diagnozowanych w warunkach eksploatacyjnych. Zmierzone wartości ciśnienia wtrysku paliwa i graficzny jego przebieg w funkcji kąta obrotu wału korbowego umożliwiają odczyt następujących parametrów:

- 1) p_{maxwtr} maksymalne ciśnienie wtrysku,
- 2) potwwtr ciśnienie otwarcia wtryskiwacza,
- 3) α_{ww} kąt wyprzedzenia wtrysku,
- 4) α_{kw} kąt końca wtrysku,
- 5) α_{wtr} kąt trwania wtrysku.

Wyżej wymienione parametry pozwalają wnioskować o stanie technicznym aparatury wtryskowej. Inną bezpośrednią metodą jest ocena wizualna elementów układu wtryskowego paliwa, lecz tu konieczne jest zatrzymanie silnika i demontaż podzespołów. Można jej dokonać podczas cyklicznie powtarzającej się regulacji statycznej wtryskiwaczy i pomp wtryskowych zgodnie z zaleceniami producenta. Należy przy tym pamiętać, że stan techniczny elementów układu wtryskowego może ulegać zmianie podczas demontażu i w czasie powtórnego montażu [54].

Kolejną możliwość diagnostyczną daje metoda wykorzystująca sygnały emisji akustycznej. Wibroakustyczne symptomy diagnostyczne silników o zapłonie samoczynnym z wtryskiem paliwa sterowanym mechanicznie oraz układem wtryskowym zasobnikowym sterowanym elektronicznie opisane są między innymi w pracach [5, 7, 31]. Na sygnały emisji akustycznej składają się zakłócenia pochodzące od: ciśnienia sprężania w cylindrze, wtryskiwanego paliwa, stanu otworów dyszy wtryskiwacza. Tą metodą można wyznaczyć m.in. początek i koniec wtrysku paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Wymienione wyżej metody bezpośrednie nie są jednak w praktyce eksploatacyjnej siłowni okrętowej powszechnie wykorzystywane. Metody wibroakustyczne realizowane są z wykorzystaniem drogich urządzeń i wymagają dużej wiedzy i doświadczenia, niezbędnych w prawidłowej interpretacji uzyskanych wyników. Pomiary ciśnienia w układzie wtryskowym nie są zaś powszechnie realizowane, przede wszystkim z uwagi na bezpieczeństwo eksploatacji (możliwość uszkodzenia toru pomiarowego i powstanie siłowni okrętowej niekontrolowanego wypływu paliwa do przedziału siłowni okrętowej).

32

Uszkodzenie	Przyczyna powstawania	Skutek 1oddziaływanie na proces spalania	Skutek 2oddziaływanie na elementy układów funkcjonalnych	Skutek 3oddziaływanie na parametry indykowane
Rozkalibrowane otwory rozpylacza	Przekroczony czas pracy, zakoksowane pozostałe otwory, zanieczyszczone paliwo	Zwiększenie średniej wielkości kropel, przedłużone spalanie, niedopalanie paliwa	Rozkalibrowanie otworów, nagary, nieszczelności komory spalania, wzrost obciążeń cieplnych	$p_{\max} \downarrow, p_{i} \downarrow \uparrow, N_{i} \downarrow,$ $p_{exp} \uparrow, \alpha p_{\max} \uparrow, \frac{\Delta p}{\Delta \alpha} \downarrow, p_{wtr} \downarrow$
Zakoksowane otwory rozpylacza	Zanieczyszczone paliwo, nagary, uszkodzenie stożka iglicy, nieszczelność komory spalania	Spalanie stukowe, skrócenie procesu spalania	Szybsze rozkalibrowanie pozostałych otworów, nieszczelności układu wtryskowego, nierównomierne obciążenie cieplne komory spalania	$p_{\max} \downarrow \uparrow, p_i \downarrow \uparrow, N_i \downarrow,$ $p_{exp}\downarrow, \alpha p_{max}\downarrow, \frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\uparrow, p_{wtr}\uparrow$
Zużyta prowadnica iglicy	Przekroczony czas pracy, zanieczyszczone paliwo	Obniżona dawka paliwa, zwiększenie średniej wielkości kropel	Niedopalanie, nagary, zakoksowane otwory, przeciążenie pozostałych cylindrów	$\begin{array}{c} p_{\max}\downarrow, p_{i}\downarrow, N_{i}\downarrow,\\ p_{\exp}\downarrow\uparrow, \alpha p_{\max}\uparrow, \frac{\Delta p}{\Delta\alpha}\downarrow,\\ p_{wtr}\downarrow\end{array}$
Zużyty stożek iglicy rozpylacza	Przekroczony czas pracy, zanieczyszczone paliwo, nieprawidłowa regulacja statyczna wtryskiwacza	Obniżona dawka paliwa, zwiększenie średniej wielkości kropel	Niedopalanie, nagary, zakoksowane otwory, przeciążenie pozostałych cylindrów	$p_{\max}\downarrow, p_{i}\downarrow, N_{i}\downarrow,$ $p_{\exp}\uparrow, \alpha p_{\max}\uparrow, \frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\downarrow, p_{wtr}\downarrow$

Tabela 1.1. Możliwe przyczyny i skutki powstawania wybranych uszkodzeń w układzie wtryskowym

Tabela 1.1. Ciąg dalszy

Utrata własności sprężyny	Przekroczony czas pracy, pęknięcie sprężyny, nieprawidłowa regulacja statyczna wtryskiwacza, wady materiałowe	Przyspieszony wtrysk, zwiększona dawka paliwa, zwiększenie średniej wielkości kropel, opóźnienie samozapłonu	Niedopalanie, nagary, zakoksowane otwory, przyspieszenie zużycia układu TPC	$p_{\max} \downarrow, p_i \downarrow \uparrow, N_i \downarrow,$ $p_{exp} \uparrow, \alpha p_{max} \uparrow, \frac{\Delta p}{\Delta \alpha} \downarrow, p_{wtr} \downarrow$	
Nieszczelności przewodów wysokiego ciśnienia	Zmęczenie materiału, błędy montażowe	Brak lub niepełny wtrysk paliwa, pogorszenie rozpylania paliwa	Przeciążanie pozostałych cylindrów, nagary, możliwość pożaru	$p_{\max} \downarrow, p_i \downarrow, N_i \downarrow,$ $p_{\exp} \downarrow, \alpha p_{\max} \downarrow, \frac{\Delta p}{\Delta \alpha} \downarrow, p_{wtr} \downarrow$	
Nieszczelności pary precyzyjnej pompy wtryskowej	Zmęczenie materiału, błędy montażowe, zanieczyszczone paliwo, przekroczony czas pracy, niska lepkość paliwa	Niepełny wtrysk paliwa, opóźniony samozapłon, pogorszenie rozpylania paliwa	Przeciążanie pozostałych cylindrów, nagary, wzrost obciążeń cieplnych	$p_{\max}\downarrow, p_{i}\downarrow, N_{i}\downarrow,$ $p_{\exp}\downarrow, \alpha p_{\max}\uparrow\downarrow, \frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\downarrow,$ $p_{wtr}\downarrow$	
Uszkodzony zawór zwrotny pompy wtryskowej	Zmęczenie materiału, błędy montażowe, zanieczyszczone paliwo, przekroczony czas pracy, niska lepkość paliwa	Niepełny wtrysk paliwa, opóźniony samozapłon, pogorszenie rozpylania paliwa, skrócony czas wtrysku	Przeciążanie pozostałych cylindrów, nagary, wzrost obciążeń cieplnych	$p_{\max}\downarrow, p_{i}\downarrow, N_{i}\downarrow,$ $p_{exp}\downarrow, \alpha p_{max}\uparrow\downarrow, \frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\downarrow,$ $p_{wtr}\downarrow$	
Zacięty, zawieszony tłok pompy wtryskowej	Błędy montażowe, zanieczyszczone paliwo, przekroczony czas pracy, wysoka lepkość paliwa	Niepełny wtrysk paliwa, opóźniony samozapłon, pogorszenie rozpylania paliwa	Przeciążanie pozostałych cylindrów, nagary, wzrost obciążeń cieplnych	$p_{\max} \downarrow, p_i \downarrow, N_i \downarrow,$ $p_{\exp} \downarrow, \alpha p_{\max} \uparrow \downarrow, \frac{\Delta p}{\Delta \alpha} \downarrow,$ $p_{wtr} \downarrow$	
gdzie: p_{max} - maksymalne ciśnienie spalania, p_i - średnie ciśnienie indykowane, N_i - moc indykowana, p_{exp} - ciśnienie ekspansji (ciśnienie mierzone 36° za górnym martwym punktem GMP), αp_{max} - wartość kąta obrotu wału korbowego dla występowania maksymalnego ciśnienia spalania, $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ - prędkość narastania ciśnienia, p_{wtr} - ciśnienie wtrysku paliwa.					

Inne metody diagnostyki układów wtryskowych silników o zapłonie samoczynnym (silniki okrętowe i trakcyjne) opisane zostały w pracy [6]. Oprócz wspomnianych wcześniej metod, autorzy [6] wymieniają jeszcze pomiary:

- 1) drgań głowicy,
- 2) drogi tłoka pompy wtryskowej,
- 3) drogi (wzniosu) iglicy wtryskiwacza,
- 4) natężenia prądu na zaworach magnetycznych (dotyczy pompowtryskiwaczy).

Bardziej rozpowszechnionymi metodami diagnostyki układów wtryskowych okrętowych silników tłokowych są metody pośrednie polegające na wnioskowaniu diagnostycznym w oparciu o parametry pracy, w tym parametry indykowane. Ich analiza uzupełniana może być oględzinami zewnętrznymi i badaniami endoskopowymi układów funkcjonalnych związanych z procesem spalania. Wykorzystanie parametrów pracy i niektórych parametrów indykowanych w procesie diagnozowania uszkodzeń układu wtryskowego nie zawsze pozwala na postawienie właściwej diagnozy, ponieważ symptomy diagnostyczne mogą pochodzić nie od uszkodzeń układu wtryskowego, a od pozostałych układów funkcjonalnych silnika. Do najczęściej wykorzystywanych w eksploatacji parametrów do diagnozowania układu wtryskowego należą:

- temperatura gazów spalinowych (t_{sp}) mierzona na wylocie z poszczególnych cylindrów,
- 2) jednostkowe zużycie paliwa (ge),
- 3) godzinowe zużycie paliwa (Ge).

Ponieważ powyższe parametry do diagnostyki układu wtryskowego są niewystarczające, uzupełniane są one o mierzone parametry indykowane i obliczone za ich pomocą parametry energetyczne.

Należą do nich:

- 1) maksymalne ciśnienie spalania (pmax),
- 2) średnie ciśnienie indykowane (pi),
- 3) ciśnienie ekspansji (pexp),
- 4) ciśnienie sprężania (p_{spr}),
- 5) prędkość narastania ciśnienia $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)$ podczas spalania,
- 6) moc indykowana (N_i),
- wartość kąta obrotu wału korbowego występowania maksymalnego ciśnienia spalania (α_{pmax}).
Wyżej wymienione parametry indykowane wraz z analizą wykresów indykatorowych pozwalają ocenić stan techniczny układu wtryskowego danego cylindra silnika.

Do oceny stanu technicznego układu wtryskowego mogą być wykorzystywane również następujące metody:

- 1) ocena barwy gazów spalinowych,
- analiza składu chemicznego spalin i zawartości w nich zanieczyszczeń stałych [23],
- oględziny i badania endoskopowe ścianek komory spalania i układu wydechowego,
- 4) analiza funkcji wydzielania ciepła (ilości i intensywności wydzielania ciepła) sporządzonych na podstawie wykresów indykatorowych [75].

1.3.4. Metody diagnozowania układu wymiany czynnika roboczego

Układ wymiany czynnika roboczego ma wpływ na procesy zachodzące w komorze silnika, ponieważ jest odpowiedzialny za dostarczenie powietrza spalania o odpowiednich parametrach, za przepłukanie silnika, odprowadzenie spalin i szczelność komory spalania. Najczęściej występujące uszkodzenia w tym układzie (co wynika ze statystyki uszkodzeń) to blokowanie przepływu powietrza i spalin na wskutek osadzania się zanieczyszczeń w kanałach przelotowych, chłodnicy powietrza, na łopatkach wirnikowych turbiny i sprężarki, łopatkach kierowniczych oraz filtrach powietrza. Powoduje to obniżenie wydajności turbosprężarki i spadek ciśnienia powietrza doładowującego, a co za tym idzie zmniejszenie masowego natężenia przepływu powietrza doprowadzonego do komory spalania. Układ ten ma złożona budowę, lecz łatwo można go podzielić na podzespoły, co upraszcza jego diagnostykę. Do oceny stanu technicznego turbosprężarki wykorzystuje się diagnostykę parametryczną, ocenę wizualną, badania endoskopowe, badania wibroakustyczne. Pierwszym wskaźnikiem zmniejszenia masowego natężenia przepływu powietrza jest nadmierne dymienie silnika, lecz może to być również objaw, wadliwego działania układu wtryskowego. Ważnymi parametrami z punktu widzenia diagnostyki turbosprężarek jest ich prędkość obrotowa, wydajność, ciśnienie powietrza doładowującego, ciśnienie i temperatura gazów spalinowych mierzona na wlocie i wylocie z turbiny. W warunkach eksploatacyjnych wykorzystuje się najczęściej

36

metodę parametryczną polegającą na pomiarze różnicy ciśnień przed i za sprężarką, turbiną i chłodnicą powietrza. W tym przypadku wzrost różnicy ciśnienia przepływających gazów wskazuje na postępujące zanieczyszczenie poszczególnych elementów układu. Dokonuje się również pomiarów różnicy temperatury powietrza doładowującego, szczególnie dla chłodnicy powietrza, w celu określenia efektywności chłodzenia powietrza. Niedostateczne chłodzenie przyczynia się do wzrostu temperatury w komorze spalania i gazów wydechowych, co powoduje wzrost obciążeń cieplnych silnika. Przecieki wody chłodzącej z chłodnicy powietrza doładowującego, szczególnie w starszych rozwiązaniach gdzie stosowano chłodzenie wodą morską, powoduje osadzanie się soli w chłodnicy i blokowanie przepływu oraz korozyjne oddziaływanie na kanały dolotowe powietrza i układ TPC. W skład układu doładowania i wymiany ładunku wchodzą również zawory: zawór wydechowy dla silników dwusuwowych i najczęściej po dwa zawory wydechowe i dolotowe dla silników czterosuwowych. Prawidłowa regulacja i działanie zaworów zapewnia szczelność komory spalania, niezbędną do sprężenia świeżego ładunku do poziomu wartości ciśnienia i temperatury takiej, aby doszło do samozapłonu mieszaniny paliwowo -- powietrznej, w optymalnym momencie zależnym od położenia tłoka w cylindrze. Wskaźnikiem szczelności komory spalania jest ciśnienie sprężania p_{spr}, które zależy w głównej mierze od stanu technicznego układu TPC. Na prawidłową i długotrwałą bezawaryjną pracę zaworów znaczący wpływ ma prawidłowa praca i regulacja układu wtryskowego. Wyższe, przekraczające wartości krytyczne temperatury panujące w komorze spalania silnika mogą doprowadzić do wypalania gniazd zaworowych i grzybków zaworowych, co wiąże się z utratą szczelności komory spalania i utratą kompresji w cylindrze. W eksploatacji do oceny stanu technicznego zaworów stosuje się zazwyczaj oględziny zewnetrzne i pomiary poziomu zużycia przylgni zaworowych i prowadnic zaworów. Rzadziej wykorzystywana jest metoda endoskopowa.

Stan techniczny układu wymiany czynnika roboczego wpływa również na proces spalania w silniku. Niedostateczne doładowanie pogarsza zawirowanie powietrza w komorze spalania, gorsze wymieszanie paliwa z powietrzem i mniejszą koncentrację tlenu w ładunku oraz pogorszenie przepłukania. Tego rodzaju czynniki zwiększają zwłokę zapłonu. Zmniejszenie masowego przepływu powietrza doładowującego negatywnie wpływa na parametry indykowane w szczególności: spada wartość maksymalnego średniego ciśnienia indykowanego p_i oraz maksymalnego ciśnienia spalania p_{max}, a co za tym idzie mocy indykowanej N_i. Wraz ze zmniejszeniem

przepływu powietrza wzrasta prędkość narastania ciśnienia $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ podczas spalania, co zwiększa obciążenie mechaniczne układu korbowo - tłokowego. Zatem do diagnozowania układu wymiany czynnika roboczego silnika, można wykorzystać metodę pośrednią opartą na pomiarach parametrów indykowanych silnika.

1.3.5. Metody diagnozowania układu tłok - pierścienie - cylinder

Układ TPC odpowiada za szczelność komory spalania. Decyduje również o momencie dopływu świeżego ładunku powietrza do cylindra w silnikach dwusuwowych. Szczelność komory spalania przede wszystkim, zależy od szczelności przylgni zaworowych i gniazd zaworowych, stanu technicznego uszczelniających pierścieni tłokowych oraz od prawidłowego smarowania tulei cylindrowej. Do podstawowych uszkodzeń tego układu należą: zużycie pierścieni tłokowych, rowków pierścieni tłokowych, gładzi cylindrowej oraz pękanie pierścieni i wypalanie denka tłoka. Może dochodzić również do przecieków z układu chłodzenia do komory spalania przez pękniętą tuleję cylindrową lub przerwanie uszczelnienia pomiędzy tuleją a głowicą silnika. W tym przypadku rozpoznanie diagnostyczne jest stosunkowo łatwe, lecz sama usterka jest bardzo groźna. Prowadzi do intensywnego wzrostu procesu korozji elementów komory spalania. Woda może również dostać się do oleju smarnego, co może doprowadzić nawet do zatarcia silnika. Innym niebezpieczeństwem niewykrytego przecieku wody do komory spalania jest uderzenie hydrauliczne podczas rozruchu silnika, co może doprowadzić do zgięcia lub pęknięcia korbowodu oraz pęknięcia lub skręcenia wału korbowego. Przeciek wody chłodzącej do komory spalania, można zdiagnozować następującymi sposobami:

- 1) obserwując poziomu wody chłodzącej w zbiorniku grawitacyjnym,
- 2) przedmuchując silnik każdorazowo przed jego rozruchem,
- 3) dokonując okresowych oględzin wewnętrznej ściany tulei cylindrowej,
- 4) badając zawartość wody w oleju obiegowym,
- 5) kontrolując poziom oleju w zbiorniku obiegowym.

Przecieki gazów spalinowych poprzez zużyte lub uszkodzone elementy układu TPC do przestrzeni podtłokowej silników dwusuwowych i komory korbowej silników czterosuwowych są bardzo niebezpieczne, ponieważ mogą prowadzić do pożaru i/lub wybuchu w tych przestrzeniach. Nieszczelności wywołane uszkodzeniami

elementów tego układu powodują obniżenie ciśnienia sprężania p_{spr} , co znacząco wpływa na proces spalania. Obniżone ciśnienie sprężania powoduje gorsze odparowanie paliwa, słabsze wymieszanie paliwa z powietrzem, co powoduje opóźnienie samozapłonu, wydłużenie procesu spalania i wzrost temperatury gazów spalinowych oraz obniżenie mocy. Intensywne zużycie elementów układu TPC wywołują:

- nieprawidłowa regulacja układu wtryskowego a w tym: ciśnienie otwarcia wtryskiwacza i kąt początku tłoczenia pompy wtryskowej,
- wadliwe działanie układu wtryskowego, np. złe rozpylenie paliwa powodujące niedopalanie i powstawanie nagarów,
- 3) złej jakości, zanieczyszczone paliwo,
- 4) zasiarczone paliwo,
- 5) wadliwe działanie układu smarowania,
- 6) złej jakości lub zużyty olej smarny,
- 7) wadliwe działanie układu chłodzenia (wysoka temperatura),
- 8) wadliwe działanie układu wymiany czynnika roboczego.

Diagnostykę układu TPC silników dwusuwowych rozpoczyna się od pomiarów luzów w rowkach pierścieniowych i pomiaru zużycia pierścieni oraz od oględzin zewnętrznych tulei cylindrowej i denka tłoka. Pomiary i czynności diagnostyczne można dokonać przez okna dolotowe tulei cylindrowej na niepracującym silniku dwusuwowym. Bardziej skomplikowana jest kontrola układu TPC silników czterosuwowych. Tu można jedynie dokonać oględzin dolnej części tulei cylindrowej z komory korbowej silnika. Natomiast aby wykonać pomiary zużycia tulei cylindrowej niezbędne jest zdemontowanie głowicy silnika.

W warunkach eksploatacyjnych OST oględzin elementów układu TPC wykonuje się zazwyczaj za pomocą zmysłu wzroku (oka nieuzbrojonego). W wykrywaniu uszkodzeń rzadziej wykorzystuje się metodę endoskopową [20], czy skanowania skanerem 3D [17].

Do oceny szczelności komory silnika czterosuwowego można wykorzystać badanie ciśnienia statycznego w komorze spalania. Poprzez kurek indykatorowy napełnia się komorę spalania sprężonym powietrzem. Następnie odcina się dopływ powietrza i mierzy się czas spadku ciśnienia z wartości początkowej do wartości końcowej (obie wartości ciśnienia i czas spadku, podawane są w instrukcjach producenckich silnika). Jeżeli czas spadku ciśnienia mieści się w przedziale podanym przez producenta komorę

spalania uważa się za szczelną. Aby pomiar został przeprowadzony prawidłowo konieczne jest odpowiednie przygotowanie silnika: tłok badanego cylindra powinien znajdować się w górnym martwym położeniu na początku suwu pracy tak, aby zawory wydechowe i dolotowe były zamknięte oraz pompa olejowa wstępnego przesmarowania powinna być uruchomiona.

1.3.6. Systemy diagnostyczne stosowane w siłowniach okrętowych

Istnieje wiele systemów służących do diagnozowania układów funkcjonalnych silników okrętowych. Różnią się one przede wszystkim ilością i rodzajem analizowanych danych zebranych w czasie eksploatacji silnika. Korzystają najczęściej z analizy parametrycznej podstawowych parametrów pracy silnika. Wykorzystują takie wielkości jak: parametry indykowane, parametry energetyczne i ekonomiczne, temperatury i ciśnienia mediów obsługujących silniki, temperatury węzłów tribologicznych, wielkości zużycia (luzy). Systemy diagnostyczne najczęściej połączone są z systemami alarmowania o przekroczeniu wartości progowych mierzonych parametrów pracy. Analizują parametry diagnostyczne w oparciu o analizę trendów, przechowują, porównują ich wartości ze wzorcowymi, a niektóre z nich wysyłają komunikaty z zalecanymi czynnościami obsługowymi czy naprawczymi, a nawet prognozują czas do kolejnej usterki. Korzyści płynące ze stosowania takich systemów to możliwość ciągłej diagnostyki silnika bez jego wyłączania z eksploatacji. Do wad można zaliczyć konieczność budowania dodatkowych instalacji elektrycznych i elektronicznych, torów kablowych itp. Elementy aparatury pomiarowej systemów diagnostycznych są mało odporne na wilgoć, drgania, zmianę temperatury. Takie instalacje sa drogie w budowie i utrzymaniu. Wydaje się, że dla danego silnika okrętowego najlepszymi systemami diagnostycznymi będą te, które zostały zbudowane przez producenta danego silnika np.: MAN Diesel & Turbo, Wartsila, Pielstick, Mitsubishi, z tego względu, że to producenci silników posiadają największą wiedzę o ich uszkodzeniach. Na morskich statkach towarowych stosowane są również systemy diagnostyczne takich firm jak np.: Autronika, Norcontrol, ASEA, AEG, ABB, STL, które konkurują z producentami silników. Przykładem systemu diagnostycznego dedykowanego okrętowym silnikom tłokowym, który powstał dzięki kooperacji firmy AEG oraz jednego z wiodących producentów silników okrętowych, firmę MAN Diesel & Turbo jest MODIS-Geadit 03. Wykorzystuje on między innymi pomiar wzniosu iglicy wtryskiwacza. System MODIS-Geadit 03 może działać w trybie "on line" i umożliwia odczyt szeregu parametrów pracy silnika, takich jak: ciśnienie spalania i wtrysku, temperaturę spalin, temperaturę łożysk, temperatury i ciśnienia wody chłodzącej i oleju smarnego oraz wiele innych parametrów w tym energetycznych. Zebrane dane pomiarowe są analizowane i porównywane z danymi wzorcowymi. Dzięki wieloletniej praktyce w produkcji silników tłokowych firmy MAN Diesel & Turbo, system MODIS-Geadit 03 poprzez analizę zebranych danych (zebrane na podstawie wieloletniej praktyki budowy i eksploatacji dużej ilości silników) generuje informacje o przypuszczalnych uszkodzeniach i sugeruje obsłudze dalsze działania eksploatacyjne. W tabeli 1.2 zestawiono przykłady stosowanych w siłowniach okrętowych systemów diagnostycznych.

Nazwa	Producent	Obszar diagnostyki	Wybrane funkcje i mierzone wielkości
Data Trend	Norcontrol	Układ TPC, doładowania, aparatura wtryskowa, kocioł utylizacyjny	Temp. tulei, ciśnienie spalania i wtrysku, porastanie kadłuba, ciśnienie spalania i wtrysku paliwa
CC-10	B&W obecnie MAN Diesel & Turbo	Układ wymiany ładunku, TPC, wtryskowy, mechanizmy pomocnicze	Ciśnienie spalania, sygnalizacja wartości granicznych
SEDS	Wartsila	Kompleksowo silniki napędu głównego	Samokontrola przetworników pomiarowych
CAPA	MAN B&W	Kompleksowo silniki dwusuwowe	Opracowuje decyzje diagnostyczne, proponuje konkretne czynności obsługowe
MAPEX-RP	Sulzer	Tuleja cylindrowa	Temperatura ścianek tulei, wody,
		dwusuwowych silników o	oleju, powietrza doładowującego,
	-	dużym skoku tłoka	mierzy obciążenie
SIPWA-TP		Pierścienie tłokowe,	Odczytuje sygnały o pękniętych,
		optymalizuje zużycie oleju	zużytych, zapieczonych
	-	cylindrowego	pierścieniach tłokowych
MAPEX-CR	-	Komora spalania	Ciśnienie spalania
MAPEX-TV		Silnik i przekładnia	Drgania własne wypadania
	-	Cile:1	
MAPEA-AV		Silnik Silnila	Drgania wzdłużne
nierwszy	jova i EUB	SIIIIK	temperatury i ciśnienia
CDS poziom	mstytut	Wezły funkcionalne	Ciśnienie spalania wtrysku
drugi		silnika	położenie wału korbowego
CDS poziom		Części silnika: Pierścienie	Pomiar zmiany oporności
trzeci		tłokowe, tuleja	magnetycznej, położenie wału
		cylindrowa, fazy rozrządu	korbowego

Tabela 1.2. Zestawienie wybranych siłownianych systemów diagnostycznych

Tabela 1.2. Ciąg dalszy

CoCoS-EDS	MAN B&W	Kompleksowo	Parametry indykowane, podstawowe,
		cały silnik	energetyczne
MODIS-	MAN B&W	Kompleksowo	Monitoring, prognozowanie i doradztwo
Geadit cztery	i AEG	cały silnik	diagnostyczne. Ciśnienie spalania, wtrysku,
opcje		-	wznios iglicy wtryskiwacza, temperatury i
			ciśnienie mediów i łożysk

Alternatywą dla złożonych i kosztownych systemów diagnostycznych są prostsze konstrukcyjnie i tańsze indykatory elektroniczne. Są one obecnie coraz szerzej wykorzystywane w praktyce eksploatacyjnej siłowni okrętowych.

1.4. Przegląd urządzeń do pomiaru i obliczania parametrów indykowanych

1.4.1. Indykatory elektroniczne

Z wcześniejszych rozważań wynika, że diagnozowanie układów silnika okrętowego odpowiedzialnych za proces spalania opiera się głównie na pomiarach i obliczeniach parametrów indykowanych. Urządzenia do rejestrowania ciśnienia spalania nazywane są indykatorami lub kalkulatorami średniego ciśnienia indykowanego albo mocy indykowanej. W przeszłości na statkach wykorzystywane były indykatory mechaniczne. Pomiary sporządzane tymi urządzeniami były trudne i nieprecyzyjne. Jedynym wiarygodnym parametrem porównawczym rejestrowanym przez indykatory mechaniczne było maksymalne ciśnienie spalania. Ograniczenia indykatorów mechanicznych i rozwój techniki cyfrowej doprowadziły do stopniowego wypierania ich przez indykatory elektroniczne. W chwili obecnej na rynku światowym można znaleźć wiele rodzajów indykatorów elektronicznych. Ogólnie można je podzielić na indykatory przenośne i stacjonarne. Indykatory przenośne cechują się niższym kosztem zakupu w porównaniu do indykatorów stacjonarnych, dla których konieczna jest budowa specjalnej instalacji. Różnią się one wieloma cechami: sposobem użytkowania, sposobem mocowania czujnika ciśnienia, sposobem odwzorowania GMP na wykresie indykatorowym, możliwościami pomiarowymi. Dzięki indykatorom stacjonarnym stale można śledzić procesy zachodzące w cylindrze, ale ich czujniki ciśnienia narażone są na ciągłe oddziaływanie gazów spalinowych i osadzające się nagary. Ze względów ekonomicznych indykatory przenośne są częściej stosowane niż stacjonarne. Indykatory przenośne i stacjonarne posiadają wspólny element, którym jest czujnik ciśnienia. Za pomocą czujnika ciśnienia indykator rejestruje chwilowe, szybkozmienne wartości ciśnienia w cylindrze. Dlatego czujnik musi być tak skonstruowany, aby wytrzymywał oddziaływanie wysokiej temperatury (ponad 450°C), ciśnienie dochodzące nawet do 25 MPa i korozyjne działanie gazów spalinowych. Narażone na to są szczególnie czujniki ciśnienia zainstalowane na stałe na kurku indykatorowym lub w głowicy. Z tego względu czujniki ciśnienia są najbardziej awaryjnymi i najdroższymi elementami indykatorów.

Do podstawowych zalet indykatorów elektronicznych w porównaniu do indykatorów mechanicznych należą:

- 1) łatwa obsługa i małe wymagania, co do manualnych kwalifikacji osób korzystających,
- łatwa, dokładna i szybka analiza wykresów indykatorowych, ich wizualizacja wraz z pomierzonymi i obliczonymi parametrami indykowanymi,
- 3) większa dokładność pomiaru i odwzorowania przebiegu ciśnienia w cylindrze,
- możliwość wielokrotnego indykowania danego cylindra, uśredniania wyników pomiarów, co znacznie zwiększa wiarygodność wyniku,
- możliwość zapisywania i przechowywania danych pomiarowych i porównywania ich wartości z wzorcowymi np. odczytanymi podczas prób morskich nowego statku.

Indykatory przenośne.

W indykatorach przenośnych zazwyczaj stosuje się jeden czujnik ciśnienia, który podczas pomiarów jest przenoszony na kurki indykatorowe kolejnych cylindrów. Czujniki tych indykatorów są tylko krótkotrwale narażone na agresywne oddziaływanie gazów spalinowych, co wydłuża ich żywotność, w porównaniu do czujników indykatorów stacjonarnych podlegających takiemu oddziaływaniu w sposób ciągły. Pozycjonowanie GMP w indykatorach przenośnych może odbywać się bezpośrednio za pomocą czujników położenia wału korbowego lub pośrednio za pomocą przebiegu ciśnienia sprężania. Na rysunku 1.1 został przedstawiony, jako wybrany przykład, indykator przenośny DOKTOR DK-20, pracujący doraźnie z pozycjonowaniem GMP za pomocą czujników magnetycznych. Składa się on z czujnika ciśnienia, dwóch magnetycznych czujników położenia wału korbowego i kompaktowego urządzenia elektronicznego, które pozwala na rejestrowanie i przetwarzanie wykonywanych pomiarów ciśnień w kolejnych cylindrach silnika. Czujnik ciśnienia tego indykatora

montuje się na kurku indykatorowym. Urządzenie to jest przenośne i rejestrowane są na nim wyniki pomiarów. Po wykonaniu serii pomiarów urządzenie to łączy się z komputerem, na który dane są przenoszone. Na komputerze, za pomocą specjalnego oprogramowania dane pomiarowe są wizualizowane między innymi w postaci wykresów indykatorowych rozwiniętych - ciśnienie cylindrowe w funkcji położenia wału korbowego. Obliczane są również parametry indykowane katowego i energetyczne diagnozowanego silnika. Urządzenia tego typu są dużo tańsze w porównaniu z urządzeniami stacjonarnymi, gdyż nie ma potrzeby montowania dodatkowych instalacji przesyłowych. Dodatkowo dzięki standardowemu adapterowi (adapter THOMPSONA, Rys. 1.1, 1.3), w którym zamontowany jest czujnik ciśnienia, można je wykorzystać do indykowania pozostałych silników np. silników zespołów pradotwórczych.



Rys. 1.1. Indykator elektroniczny DOKTOR DK-20 [93]

Innym przykładem indykatora przenośnego, który do wyznaczenia GMP wykorzystuje metodę pośrednią jest indykator MALIN 6000 firmy DIWE TIME. Za pomocą tego indykatora można rejestrować ciśnienie w cylindrze oraz kąt obrotu wału korbowego silników dwu i czterosuwowych o prędkościach obrotowych silnika od 40

do 1800 obr/min. Położenie wału korbowego może być odczytywane opcjonalnie na dwa sposoby: za pomocą czujników magnetycznych odczytujących sygnały z uzębienia koła zamachowego silnika lub za pomocą czujników laserowych i specjalnej przystawki z kołem ciernym sprzęgniętym z wałem śrubowym. Firma DIWE TIME planuje w przyszłości wyposażyć indykator MALIN 6000 w dodatkowy kanał pomiarowy. Będzie on połączony z czujnikiem drgań (przyspieszeń), a uzyskany sygnał po odpowiedniej obróbce ma służyć do zarejestrowania momentu początku i końca wtrysku paliwa. Rysunek 1.2 prezentuje indykator MALIN 6000 i jego starsze rozwiązanie MALIN 3000. Na rysunku 1.3 przedstawiono przykłady kolejnych rozwiązań indykatorów elektronicznych przenośnych, w których pozycjonowanie GMP realizowane jest za pomocą metody pośredniej.



Rys. 1.2. Przenośny indykator elektroniczny: a) MALIN6000, b) MALIN 3000 [87]



Rys. 1.3. Przykłady przenośnych indykatorów elektronicznych wykorzystujących metodę pośrednią pozycjonowania GMP: a) 2516B1 KISTLER z piezoelektrycznym czujnikiem ciśnienia 7613C Piezotron® [91], b) EPM-XP firmy IMES zainstalowany na silniku dwusuwowym [95]

Indykatory stacjonarne.

Indykatory stacjonarne pozwalają na ciągłe monitorowanie procesów zachodzących w komorze spalania silnika tłokowego. Czujniki ciśnienia tych indykatorów instalowane mogą być: na kurkach indykatorowych (co utrudnia przedmuchanie silnika przed jego rozruchem), w specjalnych adapterach w kurkach indykatorowych lub w kanałach pomiarowych wydrążonych w głowicach silników. Wadą tego typu rozwiązań jest konieczność wyposażenia statku w specjalną instalację przesyłową oraz wyposażenie siłowni w odpowiednią liczbę czujników ciśnienia, co wiąże się z dodatkowymi kosztami. Pozycjonowanie GMP w takich indykatorach odbywa się zazwyczaj metodą bezpośrednią z wykorzystaniem różnego typu czujników położenia wału korbowego.

Jednym z wielu przykładów indykatorów stacjonarnych może być proponowany przez firmę ABB indykator CYLMATE SYSTEM, który składa się z: czujników ciśnienia na stałe zamocowanych za pomocą specjalnych adapterów na poszczególnych głowicach cylindrów silnika, czujnika położenia wału korbowego, przetworników analogowo - cyfrowych sygnałów pochodzących z czujników, lokalnych panelów operacyjnych, komputerów i torów kablowych do przesyłania danych do komputera. Analogowy sygnał ciśnienia z czujników ciśnienia, przesyłany jest wysoko izolowanymi przewodami do przetworników analogowo - cyfrowych. Podobnie odbywa się to z sygnałem położenia wału korbowego. Następnie sygnały cyfrowe ciśnienia z poszczególnych cylindrów i położenia wału korbowego przekazywane są do kontrolera, który synchronizuje przebiegi ciśnienia poszczególnych cylindrów z położeniem wału korbowego. Gotowy wynik badania, wysyłany jest do komputerów np. w kabinie Starszego Oficera Mechanika i statkowego systemu alarmowego. Za pomoca komputerowych programów sygnały ciśnienia przetwarzane są w wykresy indykatorowe i obliczane są parametry indykowane. Rejestrowane dane z poszczególnych cylindrów mogą być porównywane z danymi wzorcowymi, zestawiane z wykresami z pozostałych cylindrów i archiwizowane. Proces indykowania może być inicjowany zarówno z poziomu komputera jak i z poziomu lokalnego panelu kontrolnego. Schemat ideowy indykatora CYLMATE SYSTEM dla siłowni wyposażonej w jeden silnik napędu głównego przedstawia rysunek 1.4.



Rys. 1.4. Schemat blokowy indykatora stacjonarnego CYLMATE SYSTEM firmy ABB [88]

Innym przykładem urządzenia stacjonarnego jest indykator PMI firmy MAN Diesel & Turbo (MAN - B&W) (Rys. 1.6). Dokładny pomiar ciśnienia cylindrowego uzyskiwany jest dzięki zastosowaniu piezoelektrycznego czujnika ciśnienia i zaawansowanego systemu pozycjonowania GMP każdego cylindra. Czujnik ciśnienia jest mocowany na kurku indykatorowym cylindra, na którym wykonywany jest aktualnie pomiar. Aby dokonać pomiaru na kolejnym cylindrze należy przenieść i zamocować czujnik na kurku indykatorowym kolejnego cylindra. W ten sposób czujnik ciśnienia jest narażony krótkotrwale na szkodliwe działanie gazów spalinowych (tylko w czasie wykonywania pomiarów). Ponadto takie rozwiązanie umożliwia przedmuchanie silnika przed jego rozruchem w przypadku, gdy czujniki ciśnienia montowane są na kurkach indykatorowych. Rejestrowane ciśnienie spalania silnika jest przetwarzane i przekazywane do pamięci komputera, gdzie mogą być obliczane pozostałe parametry indykowane i prezentowane wykresy indykatorowe. Indykator PMI może być doposażony w system generujący wskazówki diagnostyczne i informacje sugerujące o konieczności przeprowadzenia regulacji lub naprawy układów silnika w celu dostosowania wskaźników pracy do aktualnych warunków pływania, stanu technicznego silnika czy jakości paliwa. Wskazówki diagnostyczne powstają w oparciu o analizę zmian wartości parametrów indykowanych w stosunku do ich wartości wzorcowych, z uwzględnieniem dopuszczalnych różnic określonych np. przez producenta silnika. Do pozycjonowania GMP tłoka w cylindrze w indykatorze PMI mogą być wykorzystywane czujniki magnetyczne lub optyczne odczytujące sygnały ze znaczników zamontowanych na kole zamachowym silnika (Rys. 1.5).



Rys. 1.5. Element pomiarowy pozycjonowania GMP indykatora PMI firmy MAN Diesel & Turbo [92]



Rys. 1.6. Schemat ideowy stacjonarnego indykatora elektronicznego PMI firmy MAN Diesel & Turbo [92]

Opisane w rozdziale indykatory stanowią tylko kilka wybranych przykładów. Obecnie na rynku światowym istnieje wiele firm oferujących indykatory przenośne i stacjonarne. Do najbardziej znanych oprócz wyżej wymieniony należą także: Autronika, Unitest, Imes, CMT, Kyma, Norcontrol, Sulzer i inne. Właściwie wszystkie oferowane indykatory elektroniczne dają możliwość monitoringu, rejestracji i podglądu parametrów indykowanych silników okrętowych i sporządzania wykresów indykatorowych. Pod tym względem właściwości indykatorów elektronicznych są podobne. Różnią się najczęściej sposobem wyznaczenia GMP, rodzajem zastosowanego czujnika ciśnienia, sposobem prezentacji wyników badań diagnostycznych. Większość z nich jest uniwersalna, a po wprowadzeniu parametrów technicznych badanego silnika do ich oprogramowania, można za ich pomocą indykować silniki dwu i czterosuwowe o różnych prędkościach obrotowych. Posiadają także negatywną cechę wspólną - wyniki pomiarów obarczone są błędami pomiarowymi wnoszonymi przez kanały pomiarowe łączące komorę spalania z czujnikiem ciśnienia, szczególnie jeśli czujnik ciśnienia instalowany jest na kurku indykatorowym.

1.4.2. Czujniki ciśnienia cylindrowego

W indykatorach elektronicznych stosowane są czujniki:

- 1) piezoelektryczne (piezokwarcowe),
- 2) oporowe, a w nich tensometryczne i piezorezystancyjne,
- 3) optyczne (światłowodowe),
- 4) magnetoelastyczne.

Czujniki piezoelektryczne (piezokwarcowe)

W czujnikach piezokwarcowych, wykorzystywane jest zjawisko piezoelektryczne kryształu kwarcu. Na powierzchni kryształu, pod wpływem jego rozciągania lub ściskania, indukuje się ładunek elektryczny, który odbierany jest za pomocą elektrody i przenoszony do przetwornika. Do tych czujników, wykorzystywany jest najczęściej kryształ kwarcu, z uwagi na jego właściwości, w tym odporność na wysoką temperaturę, dobre własności wytrzymałościowe oraz dobre własności izolacyjne. Ważną zaletą tego czujnika jest to, że posiada w całym swoim przedziale pracy charakterystykę liniową. Ilość wytworzonego ładunku jest proporcjonalna do odkształceń sprężystych kryształu. Element pomiarowy czujnika piezoelektrycznego od strony przestrzeni pomiarowej jest szczelnie oddzielony membraną, która przekazuje naprężenia wywołane siłą ciśnienia na kryształ kwarcu. Membrana powinna charakteryzować się, w porównaniu z kryształem kwarcu, dużo mniejszą sztywnością tak, aby nie powodowała tłumienia siły gazowej.

Na rysunku 1.7 przedstawiona została budowa i zasada działania piezoelektrycznego czujnika ciśnienia. Wkładka kwarcowa w tym czujniku, złożona jest z trzech słupków powstałych z przecięcia walca na trzy równe części trzema płaszczyznami

równoległymi do osi walca. Części te są umieszczone w tulei wywierającej wstępny nacisk. Ładunek elektryczny odbierany jest z wewnętrznych ścian słupków. Jednym z producentów czujników piezoelektrycznych powszechnie stosowanych w eksploatacji silników okrętowych jest firma Kistler. Czujniki te przeznaczone są do współpracy z indykatorami przenośnymi i stacjonarnymi do badań silników dwu i czterosuwowych. Wykorzystywane są zarówno w indykatorach firmy Kistler, ale również przez innych producentów indykatorów np. Optrand. Czujniki te montowane są na kurkach indykatorowych przy pomocy adapterów Thompsona i spełniają wszystkie istotne wymagania, w tym dotyczące zakresu pomiarowego, wytrzymałości i niezawodności [30, 84].



Rys. 1.7. Zasada działania i budowa piezoelektrycznego czujnika ciśnienia [86]

Oporowe czujniki ciśnienia.

Czujniki oporowe dzielą się na:

- 1) piezorezystancyjne,
- 2) tensometryczne.

Czujniki piezorezystancyjne zbudowane są z szeregu ściśniętych płytek grafitowych lub krzemowych, przez które przepływa prąd o początkowych parametrach elektrycznych. Badana w obwodzie rezystancja zmienia się pod wpływem zmian odkształcenia płytek. Płytki tak jak w przetworniku piezoelektrycznym ściskane są siłą gazową pośrednio przez membranę. Sztywność membrany musi być mniejsza niż sztywność płytek. Wzrost ciśnienia powoduje ściskanie płytek, a rezystancja prądu płynącego przez układ maleje. Wadą tego typu przetworników jest nieliniowa charakterystyka. Przy szybkim wzroście i spadku ciśnienia wartość rezystancji nie powraca do wartości zerowej, występuje wówczas tzw. zjawisko niestabilności punktu zero.

Czujnik tensometryczny (Rys. 1.8) zbudowany jest z mostka tensometrycznego przyklejonego do elastycznej, sprężystej powierzchni. Ciśnienie panujące w cylindrze silnika działa bezpośrednio lub pośrednio na sprężystą powierzchnię czujnika powodując jej odkształcenie. Mostek tensometryczny pod wpływem odkształcenia zmienia swoje własności prądowe. Pod wpływem rozciągania elastycznej powierzchni i co za tym idzie mostka tensometrycznego rezystancja płynącego przez mostek prądu rośnie. Impuls przyrostu rezystancji, rejestrowany jest za pomocą wzmacniacza indykatora i przesyłany jest do przetworników analogowo - cyfrowych. Za pomocą czujników impuls przyrostu rezystancji, przetwarzany jest na sygnał napięcia lub natężenia, a ich wartości są proporcjonalne do ciśnienia gazu. Przetworniki tensometryczne można podzielić na:

- 1) ze względu na kształt powierzchni sprężystej na:
 - a) cylindryczne,
 - b) membranowe,
- 2) ze względu na sposób ochrony termicznej na:
 - a) czujniki niechłodzone,
 - b) czujniki chłodzone wodą,
 - c) czujniki chłodzone sprężonym powietrzem,
 - d) czujniki z separatorem olejowym.



Rys. 1.8. Przykłady czujników tensometrycznych: a) rozmieszczenie mostków tensometrycznych na membranie pomiarowej - czujnik z komorą separacyjną [79], b) przykład mostka tensometrycznego [95], c) tensometryczny czujnik ciśnienia firmy IMES [95]

Czujniki cylindryczne mogą być tak skonstruowane, że sprężysta komora cylindryczna może być ściskana lub rozpychana przez siłę gazową. Przetworniki chłodzone mają wbudowane w konstrukcje otwory, płaszcze wodne lub kanały powietrzne, którymi przepływa woda chłodząca lub sprężone powietrze.

Czujniki światłowodowe.

Ciśnienie w czujniku światłowodowym mierzone jest pośrednio poprzez pomiar odkształcenia membrany wskutek działania gazów w cylindrze. Na powierzchnię membrany wysyłany jest przez światłowód sygnał świetlny emitowany za pomocą diody LED, następnie sygnał ten odbija się od wewnętrznej części membrany i wraca do odbiornika. Odbiornikiem jest fotodioda, która mierzy rozproszenie światła. Kąt wysłania sygnału świetlnego jest stały, natomiast zmienia się kąt padania światła odbitego od membrany na fotodiodę. Kąt ten zależny jest liniowo od odkształcenia sprężystego membrany w funkcji panującego ciśnienia w cylindrze. Elektroniczny układ zasilany jest napięciem od 9 do 18 V i prądem 85 mA. Zaletą tych czujników jest niska cena wykonania, bardzo małe gabaryty, co znacznie ułatwia montaż w specjalnych adapterach kurków indykatorowych. Należy jednak zwrócić uwagę, aby czujnik był instalowany w takim miejscu gdzie nie będą się gromadziły osady spowodowane niezupełnym spalaniem mieszaniny paliwowo - powietrznej, ponieważ jest on wrażliwy na zanieczyszczenia, co jest znaczącą wadą tych czujników. Na rysunku 1.9 przedstawiono czujnik ciśnienia firmy Optrand.



Rys. 1.9. Czujnik światłowodowy firmy OPTRAND: a) czujnik ciśnienia, b) czujnik wraz z wzmacniaczem i kurkiem indykatorowym [79]

Czujniki magneto - elastyczne.

Prekursorem w produkcji magneto - elastycznych czujników ciśnienia jest firma ABB (Rys. 1.10 i 1.11). Gdy czujnik jest obciążony siłą gazową generuje sygnał w rezultacie zmian w polu elektromagnetycznym. Obciążana siła gazowa membrana, wywiera nacisk na obudowe, powoduje to zmiany w naprężeniu metalu i zmianę zdolności niektórych stali do przenoszenia pola elektromagnetycznego. W obudowie czujnika są zainstalowane dwa uzwojenia wykonane z miedzianego drutu (uzwojenie wtórne i pierwotne). Uzwojenie pierwotne nawinięte jest prostopadle do uzwojenia wtórnego wokół stalowego rdzenia. Pole elektromagnetyczne tworzone jest przez nieustanne doprowadzenie napięcia do uzwojenia pierwotnego, a gdy do czujnika nie jest przesyłana siła gazowa obydwa uzwojenia są do siebie prostopadłe. Na uzwojenie wtórne nie oddziałuje pole elektromagnetyczne. Gdy czujnik jest obciążony ciśnieniem cylindrowym, sprężysty cylinder powoduje odkształcenie sprężyste obudowy. Powoduje to zmianę kąta oddziaływania siły elektromagnetycznej między uzwojeniami i pole elektromagnetyczne wytworzone w uzwojeniu pierwotnym powoduje pojawienie się sygnału elektrycznego w uzwojeniu wtórnym. Sygnał przekazywany czujnika ciśnienia do przetwornika jest proporcjonalny do ciśnienia panującego w cylindrze.



Rys. 1.10. Zasada działania czujnika magneto - elastycznego [88]

Czujniki tego typu mają konstrukcję "otwartą", przelotową. Umożliwia to ich przedmuchanie, po otwarciu kurka indykatorowego, co skutkuje ich oczyszczeniem z osadów (nagary, sadza). Wcześniej omawiane konstrukcje czujników ciśnienia cylindrowego, takiej możliwości nie miały i oczyszczanie z osadów wymagało ich demontażu. Wadą tego rodzaju rozwiązania czujnika ciśnienia cylindrowego jest wprowadzenie dodatkowej przestrzeni, która ma szkodliwy, podobny do kanałów

indykatorowych, wpływ na realizowane pomiary. Z tej przyczyny powstają błędy pomiarowe, o czym będzie mowa w dalszej części pracy, w tym w badaniach.



Rys. 1.11. Budowa czujnika magneto - elastycznego firmy ABB [88]

1.5. Wykresy indykatorowe

Jak wynika z treści poprzednich rozdziałów, w procesie eksploatacji okrętowych silników tłokowych, w tym dla potrzeb diagnostycznych, istotne znaczenie ma pozyskiwanie informacji o przebiegu procesu roboczego w oparciu o analizę wykresów indykatorowych i wartości parametrów indykowanych. Analiza zmienności wartości parametrów indykowanych oraz innych wybranych parametrów pracy silnika stanowi na statku istotę diagnostyki parametrycznej.

Wykresem indykatorowym nazywa się graficzne przedstawienie przebiegów ciśnienia p panującego w komorze spalania w funkcji objętości skokowej cylindra. Można to odnieść do skoku tłoka S lub dziedziny czasu t, co może być transformowane do dziedziny kąta obrotu wału korbowego. Istnieje także możliwość sporządzenia wykresów indykatorowych bezpośrednio w funkcji kąta obrotu wału korbowego za pomocą indykatorów elektronicznych. Do badań diagnostycznych w eksploatacji wykorzystuje się obecnie trzy rodzaje wykresów indykatorowych ciśnień cylindrowych: zamknięte nazywane również wykresami pracy lub normalnymi, rozwinięte i słupkowe.

W przeszłości posługiwano się wyłącznie indykatorami mechanicznymi. W pełnej procedurze indykowania danego cylindra okrętowego silnika dwusuwowego niezbędne

było odwzorowanie drogi tłoka. Poprzez skorelowanie ruchu tłoka indykatora (odzwierciedlenie ciśnienia w cylindrze) i ruchu obrotowo - zwrotnego bębna (odzwierciedlenie drogi tłoka silnika), można wykreślić za pomocą tego rodzaju indykatora wykresy indykatorowe zamknięte i rozwinięte. Dlatego też konieczne było wyposażanie silników okrętowych w specjalne mechanizmy odwzorowujące ruch tłoka na każdym cylindrze. Dotyczy to tylko silników dwusuwowych starszej generacji (silniki średnioobrotowe nie były i nie są wyposażane w tego rodzaju mechanizmy). Procedura pomiarowa za pomocą indykatorów mechanicznych była trudna, czasochłonna i obarczona dużymi błędami. Za pomocą indykatorów mechanicznych bez napędu bębna odwzorowującego ruch tłoka, można jedynie odczytać maksymalne ciśnienie spalania p_{max} lub ciśnienie sprężania p_{spr} (wykresy słupkowe). Przykłady wykresów indykatorowych sporządzonych za pomocą indykatora mechanicznego przedstawione zostały na rysunku 1.12.



Rys. 1.12. Wykresy indykatorowe zarejestrowany za pomocą indykatora mechanicznego [39] a) zamknięty (normalny), b) rozwinięty, c) słupkowy ciśnienia spalania, d) słupkowy ciśnienia sprężania

Błędy pomiarowe wykresów indykatorowych sporządzanych za pomocą indykatorów mechanicznych powodowane są:

- 1) nieprecyzyjnością urządzenia,
- 2) koniecznością posiadania dużych umiejętności manualnych przez obsługę,

- brakiem możliwości odwzorowania przebiegu ciśnienia cylindrowego w funkcji obrotu wału korbowego,
- możliwością określenia tylko wartości ciśnienia spalania, sprężania i średniego ciśnienia indykowanego (średnie ciśnienie indykowane dodatkowo obarczone błędem podczas planimetrowania wykresu zamkniętego),
- brakiem możliwości uśredniania wyników pomiarów; wykres zamknięty lub otwarty odzwierciedla tylko jeden cykl roboczy.

Dzięki rozwojowi techniki cyfrowej i techniki pomiarowej zaczęto wprowadzać do eksploatacji indykatory elektroniczne, które są obecnie powszechnie stosowane w procesach diagnostycznych okrętowych silników tłokowych. Do wypierania indykatorów mechanicznych przez indykatory elektroniczne przyczynił się również rozwój diagnostyki parametrycznej, rosnące ceny paliw żeglugowych, względy ekonomiczne i ekologiczne.

Pojawiła się możliwość i konieczność precyzyjnego odwzorowywania wykresów przebiegu ciśnienia cylindrowego w funkcji kąta obrotu wału korbowego, co za pomocą indykatorów mechanicznych było niemożliwe. Z wykresów indykatorowych sporządzonych za pomocą indykatorów elektronicznych w funkcji kąta obrotu wału korbowego można odczytać oprócz wspomnianych wcześniej następujące parametry: ciśnienie ekspansji odczytywane najczęściej 36°OWK po GMP, wartość kąta OWK względem GMP uzyskania w cylindrze maksymalnego ciśnienia spalania, wartość kąta wyprzedzenia wtrysku paliwa, przyrost ciśnienia spalania w danym przedziale przyrostu kąta obrotu wału korbowego. Takie wykresy indykatorowe można również poddać pogłębionej analizie chociażby poprzez obliczane na ich podstawie funkcje wydzielania ciepła. Właściwie za pomocą wszystkich indykatorów elektronicznych obecnie oferowanych na rynku światowym można obliczyć ciśnienie indykowane i moc indykowaną danego cylindra, dlatego też często nazywane są one kalkulatorami ciśnienia indykowanego lub też mocy indykowanej.

1.5.1. Błędy eksploatacyjne występujące w trakcie pozyskiwania wykresów indykatorowych i parametrów indykowanych

Na podstawie przebiegu ciśnienia cylindrowego najczęściej wyznacza się następujące parametry indykowane:

1) średnie ciśnienie indykowane,

- 2) maksymalne ciśnienie spalania,
- 3) ciśnienie sprężania,
- 4) moc indykowaną.

Wyżej wymienione parametry wsparte parametrami pomocniczymi są zazwyczaj wystarczające do diagnostyki wybranych uszkodzeń, oraz planowania przeglądów i remontów silników okrętowych. Porównuje się również kształt i przebieg wykresu indykatorowego, czyli przebieg ciśnienia panującego w cylindrze w funkcji czasu lub częściej w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Przydatność wykresów indykatorowych może być zadawalająca, o ile w procedurze pomiarowej wyeliminowane będą błędy. Do najczęstszych błędów eksploatacyjnych popełnianych podczas indykowania okrętowego silnika tłokowego za pomocą indykatora elektronicznego należą:

- 1) nieprawidłowo skalibrowany indykator,
- nieszczelności spowodowane nieprawidłowym połączeniem przetwornika ciśnienia z zaworem indykatorowym,
- brak przepływu gazu lub jego dławienie w kanałach łączących na skutek ich zakoksowania,
- naprężenia wewnętrzne przetwornika ciśnienia spowodowane różnicą temperatur podczas kolejnych pomiarów,
- 5) zmiany obciążenia silnika podczas trwania pomiaru,
- różnica temperatury otoczenia i ciśnienia atmosferycznego pomiędzy okresowymi pomiarami.

Błędów eksploatacyjnych można uniknąć i nie stanowią poważnych problemów w procesie diagnostycznym. Istotniejsze znaczenie mają błędy powstające w torach pomiarowych. Dotyczy to między innymi błędów odwzorowania GMP na wykresie indykatorowym.

1.5.2. Wpływ błędów odwzorowania GMP na wykresie indykatorowym, na jakość obliczanych parametrów indykowanych

Wykresy indykatorowe typu rozwiniętego, czyli przebieg ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego, są powszechnie stosowane w diagnostyce okrętowych silników spalinowych. Sporządzenie takiego wykresu daje możliwość bardziej szczegółowej analizy np. określenia średniego ciśnienia indykowanego. Konieczne jest jednak naniesienie na wykres skali kątowej obrotu wału korbowego silnika i dokładne odwzorowanie na wykresie górnego martwego położenia tłoka w cylindrze (GMP). Współcześnie do określenia GMP wykorzystuje się dwie metody. Obie obarczone są błędami. Jedną z metod określenia położenia GMP na wykresie indykatorowym są znaczniki zamocowane na wolnym końcu wału korbowego lub na kole zamachowym silnika. Jest to metoda droga, wymaga dodatkowej aparatury, nie zawsze konstrukcyjnie łatwa do zrealizowania na istniejącym silniku. Obarczona jest zakłóceniami pochodzącymi od skręcania wału korbowego i opóźnieniem wnoszonym przez objętość kanałów łączących cylinder z czujnikiem ciśnienia. Druga metoda jest pośrednią, matematyczną. Polega na aproksymacji krzywej ciśnienia spalania do krzywej sprężania i wyznaczenia maksimum sprężania jako GMP. Ta metoda również obarczona jest zakłóceniami, wynikającymi z opóźnień ciśnienia gazu, przepływającego przez kanały pomiarowe.

Błędy spowodowane kanałami pomiarowymi podczas pomiaru ciśnienia cylindrowego.

W wielu ośrodkach badawczo - naukowych prowadzono badania nad wpływem kanałów pomiarowych łączących komorę spalania silnika z czujnikiem ciśnienia na sporządzane wykresy indykatorowe. Wykazano, że położenie czujnika ciśnienia oraz kształt i długość kanałów pomiarowych ma wpływ na jakość wykonanych wykresów indykatorowych.

W Laboratorium Silników Okrętowych Katedry Siłowni Okrętowej Uniwersytetu Morskiego w Gdyni przeprowadzone zostały badania na temat wpływu lokalizacji czujnika ciśnienia na jakość parametrów termodynamicznych wyliczonych na podstawie wykresu indykatorowego silnika okrętowego Sulzer AL25/30. Do pomiarów wykorzystano trzy czujniki ciśnienia marki Kistler typ 6353A24 i zamontowano je: na zaworze indykatorowym, w adapterze przed zaworem indykatorowym i w miejscu nieczynnego zaworu rozruchowego (Rys. 1.13) [53]. Badany silnik był obciążony prądnicą (bieg jałowy, 40% i 70% mocy znamionowej) i pracował ze stałą prędkością obrotową 750 obr/min. Pozycje GMP wyznaczono w oparciu o punkt zerowy pierwszej pochodnej przebiegu ciśnienia spalania. Na rysunku 1.13 widoczna jest bardzo duża złożoność kanałów łączących (załamania, zmiana objętości, długość kanału).



Rys. 1.13. Sposób umiejscowienia czujników ciśnienia na silniku Sulzer AL25/30 [53]: p_1 - czujnik ciśnienia zamontowany na zaworze indykatorowym, p_2 - czujnik ciśnienia zamontowany w specjalnym adapterze przed zaworem indykatorowym, p_3 - czujnik ciśnienia zamontowany w zaworze startowym, 1 - zawór indykatorowy, 2 - zawór startowy, 3 - zawór bezpieczeństwa głowicy, 4 - kanał łączący cylindra, 5 - kanał pomiarowy, 6 - głowica cylindra, 7 - rozpylacz zaworu wtryskowego, 8 - komora spalania.

W ramach przeprowadzonych badań wykonano również pomiar przebiegu ciśnienia sprężania. Wykresy indykatorowe ciśnienia sprężania przedstawiono na rysunku 1.14 [53].



Rys. 1.14. Wykres indykatorowy ciśnienia sprężania [53]: Nn – moc znamionowa

Porównując wykresy przebiegu ciśnień sprężania (Rys. 1.14) można zauważyć, że wykresy sporządzone na podstawie pomiarów ciśnienia czujnikami zainstalowanymi przed i za zaworem indykatorowym przesunęły się w prawo w stosunku do odczytu ciśnienia w kanale zaworu startowego. Oznacza to, że strumień ciśnienia gazów dotarł do czoła czujników p_2 i p_1 z opóźnieniem. Autorzy badań wykazali, że położenie czujnika ciśnienia miało również wpływ na wyznaczane położenie GMP. Pozycje GMP wyznaczono w oparciu o punkt zerowy pierwszej pochodnej przebiegu ciśnienia i wynosiły odpowiednio: 180,4°OWK dla pomiaru czujnikiem umiejscowionym w miejscu zaworu startowego p₃, 179,3°OWK dla pomiaru przed zaworem indykatorowym p₂ i 179,8°OWK dla pomiaru za zaworem indykatorowym p₁ [53]. Są to istotne różnice, które mają wpływ na prawidłowe obliczenie średniego ciśnienia indykowanego. Przyjmuje się, że błąd w wyznaczeniu GMP wynoszący 1°OWK powoduje błąd wyznaczenia parametrów indykowanych rzędu 3 do 8% [65, 68].

W tym samym laboratorium przeprowadzono badania eksperymentalne nad wpływem wielkości kanałów pomiarowych na wyniki indykowania dwusuwowego okrętowego silnika tłokowego. Badanym obiektem był jednocylindrowy, dwusuwowy silnik laboratoryjny L22 o mocy nominalnej 73,5 kW, obciążony hamulcem wodnym Junkers H4m. Do pomiaru ciśnienia i rejestracji danych pomiarowych wykorzystano indykator Unitest 2000. Pomiary były przeprowadzone przy dwóch prędkościach obrotowych silnika 220 obr/min i 320 obr/min oraz przy zmiennym obciążeniu. W pierwszej kolejności dokonano pomiaru wzorcowego tj. czujnik ciśnienia zamontowano na zaworze indykatorowym. Następnie wprowadzono kolejno trzy zakłócenia w postaci dodatkowego kanału pomiarowego pomiędzy przestrzenią wewnątrzcylindrową, a zaworem indykatorowym.

Na podstawie uzyskanych wyników z przeprowadzonych pomiarów, autorzy [59] zauważyli, że:

- średnie ciśnienie indykowane wzrasta wraz ze wzrostem objętości kanałów łączących,
- 2) im dłuższy kanał łączący tym większe jest przesunięcie wykresu w prawo,
- 3) długość kanału powoduje zakłócenia w odwzorowaniu GMP,
- 4) wraz ze wzrostem długości, a co za tym idzie objętości kanałów łączących maksymalne ciśnienie spalania zmalało,
- wraz ze wzrostem prędkości obrotowej silnika zwiększały się odchyłki wartości parametrów indykowanych.

Powyższe zakłócenia spowodowane były przez zjawiska falowe występujące w kanałach łączących czujnik ciśnienia z przestrzenią pomiarową. Przewody łączące powodowały dławienie i odbicia falowe zniekształcając sygnał pomiarowy [9,65].

Podobne badania przeprowadzono w Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni [48]. Tym razem czujnik ciśnienia zamontowano na zaworze indykatorowym

i w głowicy cylindrowej (Rys. 1.15). Długość kanału łączącego cylinder z elementem pomiarowym wynosił 10 cm i był załamany pod kątem prostym. Obiektem badawczym był silnik okrętowy Sulzer AL20/24, który został obciążony momentem obrotowym, zadawanym hamulcem wodnym. Przebiegi ciśnień zarejestrowano jednocześnie przy prędkości obrotowej silnika 750 obr/min. Badania wykazały znaczącą deformację przebiegu ciśnień przez kanał gazowy i zawór indykatorowy. Wystąpiło również opóźnienie sygnału pomiarowego, które wynosiło 2,7°OWK. Opóźnienie sygnału spowodowane było różnicą długości kanałów pomiarowych (Rys. 1.15) [48].



Rys. 1.15. Sposób montażu czujników ciśnienia na silniku Sulzer AL 20/24 [48]: p_1 - czujnik ciśnienia zamontowany na zaworze indykatorowym, p_2 - czujnik ciśnienia zamontowany w głowicy, 1 - głowica cylindra, 2 - zawór startowy, 3 - zawór indykatorowy.

Innym przykładem badań nad wpływem kanałów pomiarowych na pomiar przebiegu ciśnień cylindrowych są badania wykonane w Politechnice Częstochowskiej. Obiektem badań był silnik specjalnie zbudowany na bazie silnika Sulzer AL 20/24. Silnik był zasilany paliwem gazowym. Czujniki ciśnienia w tym przypadku zamontowano w miejscu zaworu rozruchowego i w miejscu zaworu indykatorowego. Zaobserwowano zbliżone wartości średniego ciśnienia indykowanego i mocy indykowanej. Wynika to z przybliżonych długości i objętości kanałów pomiarowych, ponieważ zawór indykatorowy został pominięty [8].

2. TEZA, CEL I ZAKRES PRACY

Najczęściej stosowane źródła energii w międzynarodowym transporcie morskim (elektrownie okrętowe i układy napędowe statku) to tłokowe silniki spalinowe o zapłonie samoczynnym. Okrętowe silniki tłokowe generują duże koszty zastosowania i eksploatacji. Powyższe wynika z: dużego kosztu budowy, dużego obciążenia silników, ich intensywnej eksploatacji i trudnych warunków, w których są one eksploatowane (środowisko morskie, paliwa o niskiej jakości). Wymaganiami nadrzędnymi stawianymi układom napędowym statku i elektrowniom okrętowym są bezpieczeństwo żeglugi i eksploatacji. W ostatnich latach zwiększone są również wymagania dotyczące ochrony środowiska, w tym przede wszystkim zmniejszenie emisji szkodliwych gazów do atmosfery ze statków, o czym mówi Aneks VI Konwencji MARPOL. Dąży się również do wzrostu energetycznej efektywności statku, co wiąże się z ograniczeniem emisji gazów cieplarnianych. Wszystkie wymienione uwarunkowania i wymagania wymuszają stosowanie **systemów zabezpieczeń, monitorowania i diagnostyki** okrętowych silników tłokowych.

W celu monitorowania i diagnozowania silników tłokowych w eksploatacji wykorzystuje się najczęściej następujące metody:

- 1) oględziny i pomiary poszczególnych elementów i układów silnika,
- pomiary parametrów pomocniczych (temperatury i ciśnienia płynów eksploatacyjnych),
- pomiary parametrów głównych i ekonomicznych (moc, moment obrotowy, zużycie paliwa),
- pomiary parametrów indykowanych (średnie ciśnienie indykowane, moc indykowana, maksymalne ciśnienie spalania).

W eksploatacji silników okrętowych, dopóki nie są wymagane oględziny korzysta się z analizy parametrycznej, w tym głównie, z wykorzystaniem parametrów indykowanych.

Ekologiczna, ekonomiczna, niezawodna i efektywna energetycznie praca silnika z zapłonem samoczynnym jest możliwa tylko wtedy, gdy układy funkcjonalne odpowiadające za wymianę czynnika termodynamicznego są utrzymane w optymalnym stanie technicznym. Do tych układów należą: układ doładowania i wymiany ładunku, układ wtrysku paliwa, układ TPC. W ostatnich latach do oceny stanu technicznego wyżej wymienionych układów wykorzystuje się w eksploatacji silników indykatory elektroniczne. Wykresy indykatorowe, sporządzone za pomocą indykatorów elektronicznych są podstawowym źródłem informacji diagnostycznej o stanie technicznym układów TPC, wtrysku i wymiany ładunku. Oprogramowanie indykatorów elektronicznych umożliwia odczyt parametrów indykowanych. W niektórych indykatorach elektronicznych oferuje się możliwość pomiaru ciśnienia wtrysku paliwa, lecz ze względów bezpieczeństwa pożarowego na statkach nie jest to powszechnie stosowane.

Przydatność wykresów indykatorowych może być zadawalająca, o ile w procedurze pomiarowej wyeliminowane zostaną zakłócenia spowodowane kanałami łączącymi (pomiarowymi). Do zakłóceń generowanych przez kanały pomiarowe należą:

- opóźnienie impulsu ciśnienia w skutek czasu potrzebnego do przemieszczenia się fali ciśnienia przez kanał,
- 2) drgania rezonansowe słupa gazów w kanale łączącym,
- spadek ciśnienia działającego na węzeł pomiarowy przetwornika, spowodowany dławieniem przepływu przez kanał,
- przyspieszenie prędkości gazu, spowodowane zmianą przekroju kanału pomiarowego.

Można uniknąć zakłóceń spowodowanych kanałami pomiarowymi montując czujnik ciśnienia cylindrowego bezpośrednio w komorze spalania [103].

W dostępnej literaturze przedmiotu, można odnaleźć wiele publikacji i opracowań dotyczących indykowania silników okrętowych [4, 8, 9, 13, 18, 28, 31, 46, 48, 62, 68, 74, 79]. Nieliczne z nich dotyczą zakłóceń pomiaru ciśnienia cylindrowego [48, 53, 59, 74]. Nie odnaleziono do tej pory opracowań związanych z pomiarem ciśnienia bezpośrednio w komorze spalania okrętowego silnika tłokowego.

Studia literaturowe, jak i dotychczas wykonane prace badawcze prowadzą do stwierdzenia, iż przydatność wykresów indykatorowych w procesie diagnostycznym może być zadawalająca, o ile w procedurze pomiarowej wyeliminowane zostaną zakłócenia spowodowane kanałami pomiarowymi. W tym kontekście, zasadne wydaje się być postawienie poniższych tez:

- pomiar ciśnień cylindrowych, bez wpływu zakłóceń generowanych przez kanały i kurki indykatorowe, poprawia jakość wykresów indykatorowych i przydatność diagnostyczną parametrów indykowanych odczytywanych z wykresów indykatorowych i charakterystyk wydzielania ciepła,
- poprawę stanu diagnostyki silników okrętowych można uzyskać przez zwiększenie jakości (dokładności) pozyskiwania wykresów indykatorowych i pogłębioną ich analizę w oparciu o charakterystyki wydzielania ciepła,
- charakterystyki wydzielania ciepła zawierają informacje o stanie technicznym silnika w tym układów wtryskowych, wymiany ładunku i układu tłok - pierścienie tłokowe - cylinder (TPC).

Głównym celem pracy było wykazanie przydatności diagnostycznej wykresów indykatorowych i parametrów indykowanych, oraz pogłębionej analizy tych wykresów sprowadzającej się do wyznaczania funkcji wydzielania ciepła, do rozpoznawania wybranych uszkodzeń tłokowego silnika okrętowego. Celem pracy było również wykazanie, w oparciu o badanie porównawcze, że wyeliminowanie bezpośredniego wpływu kanałów pomiarowych skutkuje wzrostem jakości procesu diagnostycznego silnika, przeprowadzanego na podstawie wykresów i parametrów indykatorowych oraz funkcji wydzielania ciepła.

3. ZAKRES PRAC POPRZEDZAJĄCYCH BADANIA EKSPERYMENTALNE

3.1. Budowa stanowiska badawczego

Pomiary przebiegów ciśnień w cylindrach okrętowych silników tłokowych dokonywane są za pomocą czujników ciśnienia, montowanych na zaworach lub przed zaworami indykatorowymi. Jak wykazano wcześniej pomiary te obarczone są znaczącymi błędami opóźnień fazowych i zakłóceń falowych. Nie uzyskano także pozytywnych wyników w przypadku zamocowania czujnika ciśnienia w komorze nieczynnego zaworu rozruchowego. Ewentualne umieszczenie czujnika w głowicy silnika stwarza znaczne trudności natury technicznej. Uwzględniając dotychczasowe doświadczenia zdecydowano się na montaż czujnika w kołnierzu tulei cylindrowej licząc się z możliwością występowania fali stojącej w kanale łączącym czoło czujnika z przestrzenią wewnątrzcylindrową.

Stanowiskiem badawczym jest zespół prądotwórczy (Rys. 3.1). W skład zespołu wchodzi trzycylindrowy, średnioobrotowy silnik SULZER 3AL25/30 z wtryskiem bezpośrednim, obciążony prądnicą GD8 - 500 - 50. Wytworzoną energię elektryczną prądnica oddaje do opornika nożowego. Silnik jest doładowany i wyposażony w turbosprężarkę typu VTR 160 Brown - Boveri i chłodnicę powietrza. Silnik jest przystosowany do symulowania uszkodzeń w układzie doładowania, wtrysku paliwa, wymiany ładunku i układzie TPC.

Urządzeniem pomiarowo - rejestrującym przebiegi ciśnień jest indykator elektroniczny, stacjonarny Unitest 2008. W skład systemu pomiarowego wchodzi rejestrator wraz z zasilaczem, 3 czujniki ciśnienia spalania, 3 czujniki ciśnienia wtrysku i dekoder położenia kątowego wału korbowego z czujnikiem zintegrowanym o rozdzielczości próbkowania 720 impulsów na obrót wału korbowego. Rejestrator komunikuje się z komputerem PC za pomocą złącza USB 2.0. Indykator rejestruje ciśnienie spalania co 0,5 °OWK, z szesnastu pełnych cykli pracy silnika tj. 32 obrotów wału korbowego co daje 1440 pomiarów ciśnienia na jeden cykl pracy silnika (720 °OWK). Do pomiaru ciśnienia cylindrowego służą piezoelektryczne czujniki ciśnienia firmy KISTLER typu 6353 A24, zainstalowane w adapterze KISTLER 7524B przed zaworem indykatorowym na każdym z trzech cylindrów silnika laboratoryjnego.

65

System diagnostyczny UNITEST 2008 dodatkowo jest wyposażony w czujniki do pomiaru ciśnienia wtrysku paliwa. Czujniki zamocowane są w specjalnych adapterach na przewodach wysokiego ciśnienia układu wtryskowego [16, 89].



Rys. 3.1. Zdjęcie silnika tłokowego SULZER 3AL25/30

3.2. Przygotowanie stanowiska pomiarowego

W celu wyeliminowania omawianych wcześniej zakłóceń, czujnik ciśnienia powinien być zamontowany najbliżej komory spalania jak jest to tylko możliwe, bez pośredniczących kanałów gazowych w taki sposób, aby oś symetrii membrany pomiarowej czujnika była prostopadła do ścianki komory spalania silnika [48]. Zaproponowanym przez autora rozwiązaniem jest montaż czujnika w kołnierzu tulei cylindrowej (Rys. 3.2 i 3.3). Otwór pomiarowo - montażowy czujnika ciśnienia, w tulei cylindrowej wykonano według własnego projektu zgodnie z zaleceniami producenta czujnika ciśnienia. Wykonany otwór pomiarowo - montażowy znajduje się po tej samej stronie co zawór dolotowy powietrza w głowicy cylindrowej. Na wybór miejsca montażu czujnika miała wpływ temperatura panująca w komorze spalania. Założono, że montaż czujnika ciśnienia po stronie zaworu dolotowego będzie korzystniejszy ze względu na mniejsze oddziaływanie wysokiej temperatury gazów spalinowych, na co ma między innymi istotny wpływ temperatura powietrza doładowującego podczas każdorazowego napełnienia cylindra. Zalecana temperatura powietrza doładowania mierzona za chłodnicą powietrza powinna wynosić 45°C. W przypadku montażu czujnika po przeciwnej stronie tulei cylindrowej, w pobliżu zaworu wydechowego, czujnik ciśnienia byłby z wyższym prawdopodobieństwem, narażony na wyższe temperatury, dochodzące nawet do 500 - 600°C oraz korozyjne i kawitacyjne oddziaływanie spalin. Najbardziej obciążony termicznie okres pracy badanego silnika trwa od początku samozapłonu mieszaniny paliwowo - powietrznej do czasu otwarcia zaworu wydechowego czyli przez 109,5°OWK po GMP w suwie pracy. Okres najwyższych obciążeń cieplnych wynosi więc około 15% stopni obrotu wału korbowego cyklu roboczego. Po otwarciu zaworu wydechowego dochodzi do wypływu gazów wydechowych ze znaczną prędkością, rozprężenia i nagłego przechłodzenia komory spalania. Intensywnie chłodzone są również wszystkie ścianki komory spalania za pomoca wody chłodzacej i oleju obiegowego. Woda odbiera ciepło z głowicy cylindrowej i zewnętrznych ścianek cylindra. Temperatura wody chłodzącej po stronie dolotu do silnika nie powinna przekraczać 75°C. Olej smarny odbiera ciepło z wewnętrznych ścianek cylindra, ze ścianek tłoka i denka tłoka, dzięki wewnętrznej wężownicy. Temperatura oleju obiegowego nie przekracza 65°C.



Rys. 3.2. Miejsce zamocowania czujnika ciśnienia w tulei cylindrowej: p₁ - miejsce instalacji czujnika ciśnienia



Rys. 3.3. Miejsce montażu i wymiary otworu montażowego czujnika ciśnienia

Długość kanału pomiarowego łączącego przestrzeń wewnątrzcylindrową i membranę czujnika wynosi 16 mm, a jego średnica 4 mm.

3.3. Badania wstępne

Wskazany wybór miejsca montażu przetwornika ciśnienia oraz możliwe zagrożenie jego uszkodzeniem na skutek wysokich temperatur spowodowały, że przeprowadzono badania temperatury w wykonanym w kołnierzu tulei cylindrowej kanale pomiarowym cylindra pierwszego. Zamontowano tam wysokiej jakości termoparę (TP-204N-1b-200-2,5-MT-N, KLASA 1 PN-EN-60584-1, N-NiCrSi-NiSi o zakresie pomiarowym od -50°C do 1250°C) [85] współpracującą z miernikiem temperatury EMT-50-N [85], następnie stopniowo obciążano silnik aż do uzyskania 75% N_n. Następnie symulowane były uszkodzenia w układzie wtrysku paliwa. Wybór symulowanych uszkodzeń ukierunkowany był w taki sposób, aby uzyskać najwyższą temperaturę spalin badanego uszkodzeń cylindra pierwszego. Do symulowanych należały: zakoksowany wtryskiwacz cylindra pierwszego (częściowo zatkane cztery z dziewięciu otworów dyszy wtryskiwacza), przecieki pary precyzyjnej pompy wtryskowej cylindra drugiego, obniżone ciśnienie otwarcia wtryskiwacza cylindra nr. 1 (ustawiono ciśnienie otwarcia wtryskiwacza na wartość 15 MPa, gdzie norma wynosi 25 MPa). Wyniki badań wstępnych prezentują rysunki od 3.4 do 3.9.



Rys. 3.4. Przebieg wartości temperatur mierzonych w miejscu montażu czujnika ciśnienia w kołnierzu cylindra 1 w funkcji obciążenia silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulowanymi uszkodzeniami



Rys. 3.5. Zestawienie wartości temperatur gazów spalinowych cylindra 1, zmierzonych w różnych miejscach silnika w tym w miejscu montażu czujnika ciśnienia dla silnika pracującego bez symulowanych uszkodzeń w funkcji obciążenia



Rys. 3.6. Zestawienie wartości temperatur gazów spalinowych cylindra 1, zmierzonych w różnych miejscach silnika w tym w miejscu montażu czujnika ciśnienia dla silnika z zakoksowanym wtryskiwaczem w funkcji obciążenia



Rys. 3.7. Zestawienie wartości temperatur gazów spalinowych cylindra 1, zmierzonych w różnych miejscach silnika w tym w miejscu montażu czujnika ciśnienia dla silnika pracującego z przeciekami pompy wtryskowej cylindra drugiego w funkcji obciążenia



Rys. 3.8. Zestawienie wartości temperatur gazów spalinowych cylindra 1, zmierzonych w różnych miejscach silnika w tym w miejscu montażu czujnika ciśnienia dla silnika pracującego z uszkodzonym wtryskiwaczem w funkcji obciążenia



Rys. 3.9. Zestawienie wartości temperatur zmierzonych w miejscu montażu czujnika ciśnienia w odniesieniu do symulowanych uszkodzeń silnika dla wybranych obciążeń silnika
Na podstawie wyników uzyskanych w badaniach wstępnych można stwierdzić, że najwyższa temperatura zmierzona w kanale pomiarowym umiejscowionym w kołnierzu tulei cylindrowej nie przekroczyła wartości dopuszczalnej podanej przez producenta czujnika ciśnienia. Najwyższa temperatura, którą uzyskano wyniosła 295°C [80], dopuszczalna zaś temperatura podana przez producenta czujników ciśnienia wynosi 350°C [89]. Z powyższego wynika, że jest możliwe wykorzystanie obecnie stosowanych czujników ciśnienia do pomiaru ciśnienia spalania bezpośrednio w komorze spalania.

3.4. Wybór modelu obliczeniowego charakterystyk wydzielania ciepła na podstawie wykresów indykatorowych

Wykrywanie uszkodzeń silników tłokowych i ich układów funkcjonalnych bezpośrednio z wykresów indykatorowych za pomocą ich porównywania do wykresów wzorcowych i między sobą jest niewystarczające i trudne, a wnioski diagnostyczne często są obarczone błędami (szczególnie w warunkach eksploatacyjnych) [48]. Nietrafne wnioski diagnostyczne w okrętownictwie powodują generowanie dużych kosztów eksploatacyjnych armatorów statków handlowych. Jakość diagnostyki bazującej na parametrach i wykresach indykatorowych można znacząco poprawić nie poprzez wyeliminowanie wpływu kanałów indykatorowych i kurka tylko indykatorowego, ale także poprzez pogłębioną analizę wykresów indykatorowych wykorzystującą charakterystyki wydzielania ciepła. Możliwości wykorzystania charakterystyki wydzielania ciepła w diagnostyce procesu spalania w silniku tłokowym opisane zostały już w 1966 roku przez [67]. Jednakże jak stwierdza [48] w praktyce diagnostycznej okrętowych silników tłokowych zagadnienie to nie zostało zrealizowane, żaden oferowany obecnie indykator nie umożliwia analizowania charakterystyk wydzielania ciepła. Przyczyn ograniczeń tej możliwości jest kilka i należą do nich między innymi:

- brak rozpoznania zagadnienia wyznaczania charakterystyk wydzielania ciepła w oparciu o wykres indykatorowy,
- 2) brak efektywnych metod do obróbki danych,
- 3) trudności z wyznaczeniem GMP na skali kątowej wykresu indykatorowego,
- 4) trudności z "wygładzaniem" wykresów indykatorowych,
- 5) trudności z wyznaczeniem przebiegów pochodnych wykresów indykatorowych,

 c) zniekształcenia sygnału ciśnienia spowodowane kanałami pomiarowymi i kurkami indykatorowymi.

Dzięki pojawieniu się możliwości komputerowej obróbki danych i symulacji komputerowych we wszystkich dziedzinach nauki, w drugiej połowie XX wieku rozpoczął się szybki rozwój teoretycznych oraz eksperymentalnych metod modelowania i obliczania, w tym procesów spalania w silnikach o zapłonie samoczynnym [13, 27, 28]. Pierwszym autorem opisującym współczesne metody obliczeniowe procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym jest [29], natomiast za pierwszych twórców modelu wydzielania ciepła uważa się [56, 58]. Pogłębioną analizą wykresów indykatorowych silników w oparciu o charakterystyki wydzielania ciepła w badaniach zjawisk zachodzących w procesie spalania w silniku zajmowali się również naukowcy krajowi [1, 2, 32, 48, 61, 62, 64, 73, 75]. W badaniach laboratoryjnych procesu spalania wykorzystuje się złożone modele wydzielania ciepła [3, 12, 15, 22, 56, 69] oraz modele uproszczone nazywane jednostrefowymi [15, 56, 67, 69,].

Dla potrzeb tej rozprawy do pogłębionej analizy wykresów indykatorowych za pomocą analizy charakterystyk wydzielania ciepła wykorzystany został jednostrefowy model wydzielania ciepła [15, 25, 29, 56, 60, 67]. Modelowanie wydzielania ciepła rozpoczyna się od równania pierwszej zasady termodynamiki, które dla układu otwartego według [56] przedstawia się następująco:

$$d\mathbf{U} = \mathbf{d}\mathbf{Q} - \mathbf{d}\mathbf{W} - \sum \mathbf{d}\mathbf{m}_i \mathbf{h}_i, \tag{3.1}$$

ponieważ:

$$d = d Q_{\rm sp} - d Q_{\rm ch}, \tag{3.2}$$

więc pierwszą zasadę termodynamiki dla układu otwartego można zapisać następująco:

$$d Q_{sp} = d U + d W + d Q_{ch} + \sum d m_i h_i, \qquad (3.3)$$

gdzie:

dU – zmiana energii wewnętrznej ładunku w cylindrze,

đQ – elementarne ciepło dostarczone do układu,

đW – elementarna praca wykonana przez układ,

đm_i – elementarna ilość substancji wymienionej przez granice układu tj.
 przedmuchy i doprowadzenie paliwa,

h_i – entalpia właściwa gazu,

đQ_{sp} – elementarne ciepło wydzielone w wyniku spalania paliwa,

đQ_{ch} – elementarne ciepło chłodzenia.

Jednostrefowy model wydzielania ciepła opracowany przez [25, 48] jest powszechnie stosowany do wyznaczania przebiegu wydzielania ciepła na podstawie wykresów indykatorowych w silnikach o zapłonie samoczynnym. Prawidłowość modelu [25] potwierdzona została na podstawie badań przeprowadzonych przez [15, 56]. Wykorzystując równanie (3.3) i zależności funkcyjne na energię wewnętrzną i stałą gazową za pomocą różniczkowania, pochodne biorące udział w bilansie cieplnym mogą zostać wyrażone jako funkcje temperatury, ciśnienia i współczynnika nadmiaru powietrza. Wymianę ciepła przez ściany komory spalania można obliczyć ze wzorów empirycznych, a danymi wejściowymi są: ciśnienie spalania i jego pochodne w funkcji czasu, masa początkowa ładunku i współczynnik nadmiaru powietrza [48].

Dla celów diagnostycznych dokonywanych za pomocą charakterystyk wydzielania ciepła przyjmuje się założenia upraszczające i określa się wydzielane ciepło, jako ciepło wydzielone netto. Ciepło wydzielone netto jest to suma energii wewnętrznej i pracy układu. Założenia upraszczające wynikają z trudności obliczenia ciepła chłodzenia oraz strat ładunku poprzez przedmuchy gazów. Uproszczenie dotyczące ciepła chłodzenia dotyczy założenia, że ciepło chłodzenia przyjmuje taką samą wartość dla wszystkich cylindrów i ma mały wpływ na funkcje wydzielania ciepła oraz zależy współliniowo od temperatury czynnika roboczego i powierzchni chłodzonych ścian komory spalania [15, 56]. Natomiast założenia upraszczające straty ładunku powinny uwzględniać między innymi: skład chemiczny paliwa, masowe natężenie wtrysku paliwa, ilość ładunku powietrza. Z równania pierwszej zasady termodynamiki (3.1) możemy wyznaczyć wzór na ciepło wydzielania netto Q_n :

$$dQ_n = dQ_{sp} - dQ_{ch} - \sum dm_i h_i = dU + dW, \qquad (3.4)$$

gdzie:

đQ_n – elementarne ciepło wydzielone netto.

Zakładając następujące uproszczenia:

- 1) gaz jest gazem doskonałym,
- 2) straty ładunku nie istnieją,

i na podstawie rozważań autorów [8, 22, 56, 73] równanie (3.4) przyjmie następującą postać:

$$dQ_n = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p dV + \frac{\kappa}{\kappa - 1} V dp, \qquad (3.5)$$

gdzie:

 $\kappa = constans - wykładnik izentropy.$

Następnie można wyznaczyć intensywność wydzielania ciepła netto [73].

Chwilowa objętość gazu w cylindrze wynosi:

$$V = V_s - V_{sx} + V_c + V_z + V_{px},$$
 (3.6)

gdzie:

Vs - całkowita objętość cylindra,

Vsx - objętość cylindra odpowiadająca drodze przebytej przez tłok od DMP,

Vc - objętość komory spalania,

- $V_z\,$ zmiana objętości cylindra z uwagi na zużycie elementów układu korbowo -
 - tłokowego i wpływ montażu,
- V_{px} pozorna zmiana objętości cylindra wynikająca z przedmuchów gazów (funkcja drogi tłoka).

Przyjmując że $V_z = 0$ i $V_{px} = 0$, to bieżąca objętość gazu w cylindrze wyrażona jest następującym wzorem:

$$\mathbf{V} = \mathbf{V}_{s} \cdot \mathbf{V}_{sx} + \mathbf{V}_{c} + \mathbf{V}_{z} \,. \tag{3.7}$$

Jeżeli wyrażenie (3.7) zostanie podzielone przez objętość skokową V_s to otrzyma się objętość w formie bezwymiarowej:

$$\mathbf{v} = 1 \cdot \mathbf{v}_{\mathrm{sx}} + \mathbf{v}_{\mathrm{c}},\tag{3.8}$$

gdzie:

$$v_{sx} = \frac{V_{sx}}{V_s} = s_x, \tag{3.9}$$

$$s_x = \frac{1}{2} (1 - \lambda^{-1} + \sqrt{\lambda^{-2} - \sin^2 \alpha} - \cos \alpha),$$
 (3.10)

$$\lambda = \frac{R}{L},\tag{3.11}$$

gdzie:

- s_x bezwymiarowa droga tłoka: stosunek drogi s_x tłoka przebytej przez tłok do skoku tłoka S ($s_x = 0$ w DMP i $s_x = 1$ w GMP),
- R promień korby,
- L długość korbowodu.

Ponieważ wzór na bezwymiarową objętość komory spalania przyjmuje postać:

$$V_{c} = \frac{V_{c}}{V_{s}} = \frac{V_{c}}{(V_{s} + V_{c}) - V_{c}} = (\varepsilon - 1)^{-1},$$
(3.12)

gdzie:

ε - stopień sprężania,

to objętość w formie bezwymiarowej (równanie (3.8)) ostatecznie przyjmie postać:

$$v = 1 - s_x + v_c = 1 - s_x + (\varepsilon - 1)^{-1}.$$
 (3.13)

Jeżeli podzieli się równanie na ciepło wydzielone netto (równanie (3.5)) przez objętość skokową cylindra i uwzględni równanie (3.12) otrzyma się wzór na intensywność wydzielania ciepła q:

$$q = \frac{dq}{d\alpha} = (\kappa - 1)^{-1} \left[v \frac{dq}{d\alpha} + \kappa p \left(\frac{dv}{d\alpha} \right) \right], \left[\frac{MPa}{^{\circ}OWK} \right] \equiv 10^4 \cdot \left[\frac{J}{^{\circ}OWK \cdot m^3} \right]. \quad (3.14)$$

Ostatecznie ciepło wydzielone netto Q_n do punktu α_n kąta obrotu wału korbowego wyraża całka:

$$Q_{n} = \int_{0}^{\alpha_{n}} q d\alpha \, [MPa] \equiv 10^{4} \cdot \left[\frac{J}{m^{3}}\right], \qquad (3.15)$$

gdzie początek całkowania został przyjęty w DMP tłoka, w którym kąt obrotu wału korbowego $\alpha = 0^{\circ}$ OWK.

Na wybrany model obliczeniowy charakterystyk wydzielania ciepła mają wpływ zastosowane uproszczenia i błędy. Należą do nich:

- 1) założenie stałej wartości wykładnika izentropy,
- 2) błędy lokalizacji GMP,
- 3) błędy wyznaczenia stopnia sprężania ε,
- 4) błąd oceny ciśnienia początku sprężania,
- 5) błędy pomiarowe wprowadzone przez czujniki ciśnienia,
- 6) błędy pomiarowe wprowadzone przez kanały pomiarowe i kurki indykatorowe.

Wpływ uproszczeń i błędów pomiarowych (adnotacja 1 do 5) na charakterystyki wydzielania ciepła sporządzone na podstawie wykresów indykatorowych zostały szczegółowo przedstawione między innymi w pracach: [67, 69, 71, 73]. Natomiast wpływ błędów pomiarowych, spowodowanych kanałami pomiarowymi i kurkami indykatorowymi na charakterystyki wydzielania ciepła są tematem tej rozprawy. Autor [73] stwierdza, że błędy wyznaczanych parametrów indykowanych nie wpływają znacząco na charakterystyki wydzielania ciepła, a zwłaszcza na stromość narastania i opadania przebiegu charakterystyk q. Na podstawie rozważań autora [73] można stwierdzić, że charakterystyki wydzielania ciepła netto mogą być przydatne w procesie diagnostycznym procesu roboczego okrętowego silnika tłokowego. Dlatego też do wyznaczenia charakterystyk wydzielania ciepła autor rozprawy wybrał model obliczeniowy w postaci równań (3.13) i (3.14), a pomiar ciśnienia, który jest niezbędny do wyznaczenia charakterystyk wydzielania ciepła, bezpośrednio w komorze spalania może wykluczyć błędy spowodowane kanałami pomiarowymi. Wykluczenie jednego ze źródeł błędów pomiarowych może przyczynić się do poprawy wnioskowania podczas złożonego procesu diagnostycznego silników o zapłonie samoczynnym.

3.5. Wybór metody wygładzania wykresów indykatorowych w celu wyznaczenia pierwszej pochodnej przebiegu ciśnienia

Analizowane przebiegi ciśnień spalania, czy to w warunkach eksploatacyjnych czy laboratoryjnych, obarczone są wieloma zakłóceniami i błędami, które zależą między innymi od: aparatury pomiarowej, szybkozmiennych ciśnień, niestaranności w wykonywaniu pomiarów, kanałów pomiarowych, zakłóceń zewnętrznych i innych. W celu wyznaczenia charakterystyk wydzielania ciepła konieczne jest wyznaczenie pierwszej pochodnej przebiegu ciśnienia spalania. Jakkolwiek dla potrzeb diagnostycznych uśredniony z kilku lub kilkunastu przebiegów cykli pracy danego cylindra silnika wynik pomiarów ciśnienia spalania może być wystarczający, to do wyznaczenia pierwszej pochodnej taki pomiar jest zbyt nieczytelny i należy go poddać filtracji, wygładzeniu lub aproksymacji. Wszystkie te procesy prowadzą do otrzymania przybliżonego przebiegu danych, które zachowują informacje o funkcji wynikającej z pomiarów, nie powodują utraty symptomów diagnostycznych, a niwelują powstałe zakłócenia [55]. Sama filtracja danych pomiarowych nie wymaga modelu matematycznego, ale dla potrzeb diagnostycznych jest niewystarczająca. Dlatego jak twierdzi [48] oprócz filtracji zbioru danych konieczne jest dokonanie przybliżenia przebiegu danych za pomocą modelu matematycznego, czyli aproksymacja analizowanych przebiegów. Aproksymację przebiegu danych nazywamy wygładzaniem [48]. Należy przy tym postępować ostrożnie, aby nie doprowadzić do utraty informacji diagnostycznych. W pracy do wyznaczania pierwszej pochodnej przebiegu ciśnienia spalania wykorzystano algorytmy ruchomej aproksymacji wielomianami potęgowymi trzeciego stopnia w trzech krokach opracowanymi przez Profesora Stanisława Polanowskiego [42, 44, 45, 46, 47, 48, 49, 52]. Podstawa do powstania algorytmu było opracowanie algorytmów ruchomej aproksymacji średniokwadratowej wielomianami potęgowymi wyższych stopni przez Savitzky'ego - Golaya (filtr Savitzky'ego - Golaya) [57], który do dnia dzisiejszego jest wykorzystywany w powszechnie znanych programach obliczeniowych takich jak Matlab, Mathematica. Podążając tokiem rozważań autora [48] można stwierdzić, że pożądany poziom wygładzenia, bez utraty symptomów diagnostycznych, można uzyskać za pomocą aproksymacji wielomianami potęgowymi trzeciego stopnia w trzech krokach tzn. każdy przebieg ciśnienia jest aproksymowany trzykrotnie.

Wielomian potęgowy 3 stopnia ma następującą postać:

$$y = a + bx + cx^2 + dx^3.$$
 (3.16)

W celu dokonania aproksymacji w punkcie "i" przebiegu poszukuje się minimum funkcjonału:

$$\mathbf{MINF} = \mathbf{MIN}\left[\sum_{i=k}^{i+k} (\widetilde{y}_i - y_i)^2\right],$$
(3.17)

gdzie:

 \tilde{y}_i – wynik pomiaru w punkcie i,

y_i – wynik aproksymacji w punkcie i (wielomian aproksymujący).

Po wstawieniu wyrażenia na wielomian 3-ego stopnia (równanie (3.16)) do wyrażenia (3.17) otrzymamy:

$$MINF = MIN\left[\sum_{i=k}^{i+k} \left[\tilde{y}_i - (a+bx_i + cx_i^2 + dx_i^3)\right]^2\right].$$
(3.18)

Równanie (3.18) jest modelem matematycznym wykorzystanym w pracy do wygładzenia przebiegu ciśnienia spalania, a funkcja aproksymująca przyjmuje postać:

$$y = a + bi + ci^2 + di^3.$$
 (3.19)

Równanie na pochodną pierwszego rzędu przyjmuje postać:

$$y' = b + 2ci + 3di^2,$$
 (3.20)

a w punkcie i = 0 mamy:

$$y' = b.$$
 (3.21)

Parametrem wejściowym \tilde{y}_i jest wartość ciśnienia cylindrowego. Jest to parametr uśredniony arytmetycznie z szesnastu występujących po sobie cykli pracy silnika.

3.6. Wybór metody określania górnego martwego położenia tłoka (GMP) w funkcji obrotu wału korbowego (OWK)

Błędne wyznaczenie GMP na wykresie indykatorowym, czyli nieprecyzyjne zestawienie zmierzonego przebiegu ciśnienia z przebiegiem zmian objętości w cylindrze, jest głównym źródłem zniekształceń wyników parametrów indykatorowych i charakterystyk wydzielania ciepła. Jak dowodzą autorzy np. [4, 10, 19, 24, 26, 36, 38, 40, 41, 48, 63, 65, 66, 68] błąd w wyznaczeniu GMP wynoszący +/–1°OWK może powodować błąd przy określaniu średniego ciśnienia indykatorowego pi w przedziale od 3 do 8%. Ponadto aby błąd w czasie obliczeń parametrów

indykatorowych nie przekraczał 1% konieczne jest wyznaczenie położenia GMP z dokładnością +/-0,1 °OWK.

Do wyznaczenia położenia GMP w funkcji kata OWK wykorzystano przebieg ciśnienia sprężania, czyli pracę silnika z wyłaczona pompa wtryskowa badanego cylindra numer jeden. Przebiegi ciśnienia cylindrowego badanego silnika Sulzer 3AL25/30 rejestrowano z rozdzielczością 0,5°OWK dzięki zastosowaniu specjalnego impulsatora napędzanego od wału wyjściowego silnika współpracującego z indykatorem elektronicznym, stacjonarnym Unitest 2008. W pierwszej kolejności przebiegi ciśnień sprężania zostały uśrednione arytmetycznie. Wykorzystano do tego występujące po sobie kolejno szesnaście cykli pracy silnika. Następnie do wyznaczenia wykorzystano model procesu sprężania, bazujący wykładniku GMP na wielomianowym. Przyjęto, że w każdym punkcie procesu sprężania przebieg ma charakter politropowy. Założono, że zmienny wykładnik krzywej sprężania m_x można w rozpatrywanym przedziale przybliżyć wielomianem potęgowym, np. trzeciego stopnia, w dziedzinie bezwymiarowej drogi tłoka s_x [34, 35, 43, 48, 50, 51]:

$$m_x = m_0 + m_1 s_x + m_2 s_x^2 + m_3 s_x^3$$
(3.22)

gdzie:

 m₀ ÷ m₃ - współczynniki wyznaczane w wyniku aproksymacji przebiegu ciśnienia metodą najmniejszych kwadratów.

Zgodnie z dokonanym wyżej założeniem proces sprężania może być opisany modelem o postaci:

$$pV_x^{m_x} = const = c, (3.23)$$

gdzie:

p - ciśnienie,

V_x - bieżąca bezwymiarowa objętość gazu,

c - stała.

Następnie należało sprowadzić model do funkcji objętości bezwymiarowej. Chwilową objętość gazu w cylindrze można zapisać następująco:

$$\mathbf{V} = \mathbf{V}_{\mathrm{s}} - \mathbf{V}_{\mathrm{sx}} + \mathbf{V}_{\varepsilon} + \mathbf{V}_{\mathrm{z}} + \mathbf{V}_{\mathrm{px}},\tag{3.24}$$

gdzie:

Vs - objętość skokowa cylindra,

V_{sx} - objętość cylindra odpowiadające drodze przebytej przez tłok od DMP,

 $V_\epsilon\,$ - geometryczna objętość komory sprężania,

 V_{z} - zmiana objętości cylindra w wyniku zużycia elementów układu korbowo -

- tłokowego i wpływu montażu,

 V_{px} - pozorna zmiana objętości cylindra z powodu przedmuchów gazów.

Dzieląc równanie (3.24) przez Vs, objętość gazu przyjmuje wartość bezwymiarową:

$$v = 1 - v_{sx} + v_{\varepsilon} + v_{z} + v_{px},$$
 (3.25)

gdzie:

$$v_{sx} = \frac{v_{sx}}{v_s} = s_x , \qquad (3.26)$$

gdzie:

 s_x - bezwymiarowa droga tłoka (stosunek drogi tłoka S_x przebytej przez tłok do skoku tłoka: $s_x = 0$ w DMP, $s_x = 1$ w GMP).

$$v_{\varepsilon} = \frac{v_{\varepsilon}}{v_{s}} = \frac{v_{\varepsilon}}{(v_{s} + v_{\varepsilon}) - v_{\varepsilon}} = (\varepsilon - 1)^{-1}, \qquad (3.27)$$

$$v_z = \frac{Vz}{Vs}, \qquad (3.28)$$

$$v_{px} = \frac{V_{px}}{V_s} \,. \tag{3.29}$$

Jeżeli wprowadzi się:

 $v_{xs} = 1 - v_{sx} = 1 - s_x, \tag{3.30}$

oraz:

$$\mathbf{v}_{\mathrm{cx}} = \mathbf{v}_{\mathrm{\epsilon}} + \mathbf{v}_{\mathrm{z}} + \mathbf{v}_{\mathrm{px}},\tag{3.31}$$

to model krzywej sprężania może być zapisany jako funkcja objętości bezwymiarowych w postaci:

$$p(v_{xs} + v_{cx})^{m_x} = const = c.$$
 (3.32)

Dla układu korbowego bezwymiarowa droga tłoka odbyta od DMP wyznaczana jest ze wzoru:

$$s_x = 0,5 (1 - \lambda^{-1} + \sqrt{\lambda^{-2} - \sin^2 \alpha} - \cos \alpha),$$
 (3.33)

$$\lambda = R/L, \tag{3.34}$$

gdzie:

R - promień wykorbienia,

L - długość korbowodu,

α - kąt obrotu wału korbowego od DMP tłoka (rzeczywista oś kątowa).

Oś kątowa OWK jest przesunięta w odniesieniu do przebiegu ciśnienia o błąd położenia GMP:

$$\alpha_{\rm GMP} = \alpha_{\rm r} - \alpha, \tag{3.35}$$

gdzie:

 α_r - oś kątowa zarejestrowana.

Ostatnim parametrem ujętym w modelu jest błąd ucięcia wykresu indykatorowego charakterystyczny dla czujników dynamicznych, a więc praktycznie dla wszystkich czujników stosowanych do indykowania silników [35]. Skorygowana wartość ciśnienia wynosi:

$$\mathbf{p} = \mathbf{p}_{\mathrm{a}} + \mathbf{p}_{\mathrm{u}},\tag{3.36}$$

gdzie:

- pa przebieg ciśnienia zmierzonego i aproksymowanego (wygładzonego) bez składowej stałej, który stanowi dane wejściowe,
- pu ciśnienie ucięcia wykresu indykatorowego (przyjęto wartość absolutnego ciśnienia doładowania).

Uwzględniając wielkości współczynnika konstrukcyjnego silnika λ (jest stała dla danego silnika i wynosi 0,24 dla badanego silnika) i ciśnienie ucięcia wykresu pu (przyjmowane jako ciśnienie doładowania) wygładzano przebieg ciśnienia sprężania wielomianem trzeciego stopnia. Następnie wyznaczana była pierwsza pochodna przebiegu ciśnienia sprężania, a jej wartość zerowa traktowana jest jako miejsce położenia GMP na osi kątowej OWK (poszukiwana wartość α_{GMP} (3,34)). Ponieważ do wyznaczenia GMP wykorzystane zostały przebiegi ciśnienia sprężania, a nie spalania, dla uproszczenia pominięto całkowity stopień sprężania ε_c tzn. pominięto wpływ funkcji przedmuchów i zmian objętości komory spalania. Deklarowany przez autorów [34, 35, 48, 48, 50, 51] bład w pozycjonowaniu GMP na wykresie indykatorowym przedstawiona metoda nie powinien przekraczać 0,05°OWK. Poszukiwana wartość α_{GMP} wyznaczona w oparciu o punkt zerowy pierwszej pochodnej ciśnienia sprężania przenoszona jest do dalszych obliczeń parametrów indykowanych, wyznaczania wykresów indykatorowych przebiegu ciśnienia spalania i pierwszych pochodnych przebiegów ciśnienia spalania w celu uzyskania charakterystyk wydzielania ciepła. Ci autorzy oraz inni twierdzą również, że głównym źródłem błędów sami w pozycjonowaniu GMP na wykresie indykatorowym podczas indykowania silnika są błędy spowodowane kanałami łączącymi komorę spalania z czujnikiem ciśnienia.

4. BADANIA EKSPERYMENTALNE

4.1. Cel i zakres badań eksperymentalnych

Głównym celem badań eksperymentalnych było wykazanie, czy uzyskane przy pomocy: parametrów indykowanych, wykresów indykatorowych i charakterystyk wydzielania ciepła symptomy diagnostyczne są bardziej czytelne, przydatne i obarczone mniejszymi błędami jeżeli w procedurze pomiarowej zostaną pominięte kanały pomiarowe i kurki indykatorowe. W celu potwierdzenia tego konieczne było zebranie odpowiednio dużej liczby danych w postaci: parametrów indykowanych, przebiegów ciśnień spalania cyklu roboczego silnika przy różnym obciążeniu i symulowanych uszkodzeniach układów: wtrysku paliwa, wymiany ładunku i TPC. Uzyskane zbiory danych zostały zarejestrowane przy pomocy indykatora elektronicznego jednocześnie w trzech różnych miejscach jednego cylindra silnika: na kurku indykatorowym, pomiędzy kanałem łączącym w głowicy a kurkiem indykatorowym oraz w specjalnie przygotowanym otworze pomiarowym w kołnierzu tulei cylindrowej.

W zakres badań eksperymentalnych wchodziły kolejno:

- eksperymenty czynne obejmujące pomiary przebiegów ciśnień cylindrowych jednocześnie w trzech miejscach pomiarowych, dla różnych obciążeń silnika pracującego bez i z symulowanymi uszkodzeniami,
- przygotowanie zbiorów danych do analizy (wyznaczenie GMP w funkcji kąta OWK i wygładzenie przebiegów ciśnień spalania),
- 3) przygotowanie i analiza wykresów indykatorowych,
- 4) obliczenie i analiza parametrów indykowanych (p_i, p_{max}, α_{pmax} , $\frac{\Delta p}{\Lambda \alpha}$),
- 5) wyznaczenie i analiza charakterystyk wydzielania ciepła,
- 6) porównanie symptomów diagnostycznych opracowanych na podstawie wykresów indykatorowych, parametrów indykatorowych i charakterystyk wydzielania ciepła dla trzech miejsc pomiarowych.

4.2. Opis stanowiska badawczego i obiektu badań

Na stanowisko badawcze składa się kilka podstawowych elementów. Pierwszym z nich jest okrętowy silnik tłokowy, który częściowo został opisany w rozdziale

3 (Rys. 3.1). Jest nim czterosuwowy, średnioobrotowy, doładowany okrętowy silnik tłokowy SULZER 3 AL 25/30 o zapłonie samoczynnym, z wtryskiem bezpośrednim, sprzężony z prądnicą synchroniczną, samowzbudną typu GD8-500-50. Charakterystyczne dane techniczne silnika przedstawiono w tabeli 4.1.

Sulzer 3 AL 25/30					
Moc z cylindra	136 kW				
Prędkość obrotowa	750 obr/min				
Średnie ciśnienie efektywne	1,575 MPa				
Stopień sprężania	13				
Jednostkowe zużycie paliwa	204 g/kWh				
Skok tłoka	300 mm				
Średnica tłoka	250 mm				
Doładowanie turbosprężarką	System pulsacyjny				

Tabela 4.1. Dane techniczne silnika SULZER 3AL 25/30

Energia elektryczna wytworzona przez prądnicę przesyłana jest poprzez rozdzielnię elektryczną RK-73 do opornika nożowego chłodzonego za pomocą wieżowej chłodnicy wentylatorowej. Układ sterowania rozdzielni wraz z opornikiem nożowym umożliwia obciążanie zespołu prądotwórczego w sposób płynny w pełnym zakresie tj. od biegu jałowego do obciążenia znamionowego silnika. Układ zasilania paliwem silnika umożliwia pomiar godzinowego zużycia paliwa metodą wagową i objętościową. Silnik przystosowany jest do symulowania uszkodzeń w układzie wtrysku paliwa, układzie doładowania, wylotu spalin, układzie doładowania i układzie TPC. Silnik wyposażony jest w układ kontrolno - pomiarowo - rejestrujący za pomocą którego można odczytywać standardowo mierzone parametry pracy. Dodatkowo silnik wyposażony jest w stacjonarny indykator elektroniczny za pomocą którego rejestrowane są parametry indykowane oraz ciśnienie wtrysku paliwa.

4.3. Charakterystyka aparatury pomiarowej

Aparatura pomiarowa wykorzystana do badań składa się ze stacjonarnego indykatora elektronicznego Unitest 2008, wykorzystującego czujniki ciśnienia typu 6353A24 do pomiaru przebiegu ciśnienia spalania renomowanej firmy Kistler, oraz z centralnej konsoli kontrolnej monitorującej i rejestrującej zarówno parametry indykowane jak i standardowo mierzone parametry pracy silnika. Indykator Unitest 2008 umożliwia sporządzenie wykresów ciśnienia cylindrowego oraz ciśnienia wtrysku paliwa, a za pomocą oprogramowania indykatora, obliczane są parametry indykowane. Sposób przedstawiania wyników pomiarów parametrów indykowanych i wykresów indykatorowych został przedstawiony na rysunku 4.1. Czujniki ciśnienia mogą być montowane w specjalnych adapterach w kanałach pomiarowych przed zaworem indykatorowym (Rys. 4.3 b) lub w kanale pomiarowym kurka indykatorowego (Rys. 4.3 a).



Rys. 4.1. Sposób prezentacji wyników indykowania silnika za pomocą indykatora UNITEST 2008: a) prezentacja wykresów indykatorowych rozwiniętych wszystkich cylindrów w funkcji kąta OWK; 1 - ciśnienie spalania, 2 - ciśnienie wtrysku paliwa, b) wartości parametrów indykowanych poszczególnych cylindrów w formie tabeli, c) wykres indykatorowy zamknięty jednego cylindra, d) prezentacja wykresu indykatorowego rozwiniętego wybranego cylindra w funkcji kąta OWK; 1 - ciśnienie spalania, 2 - ciśnienie wtrysku paliwa

Na rysunku 4.2 przedstawiono widok ogólny czujnika ciśnienia z przewodem i wzmacniaczem sygnału, a w tabeli 4.2 jego dane techniczne.



Rys. 4.2. Czujnik ciśnienia Kistler 6353 A24 użyty w czasie badań eksperymentalnych [89]



Rys. 4.3. Sposoby montażu czujnika ciśnienia: a) w korpusie kurka indykatorowego, b) w specjalnym adapterze Kistler 7523B [89]

Zakres pomiarowy	MPa	Od 0 do 20				
Czułość	mA/MPa	0,005				
Maksymalne ciśnienie	MPa	35				
Liniowość w temperaturze 23°C	%	Poniżej +/- 0,75				
Zakresy tempe	ratury pracy	1				
Czoło czujnika	°C	-50 do 350				
Okablowanie	°C	-20 do 200				
Wzmacniacz sygnału	°C	-10 do 85				
Błąd czułości w ten	nperaturach	[°C]:				
23 do 350	%	Poniżej ± 2				
200 ± 20	%	Poniżej $\pm 0,5$				
Zakres częstotliwości	Hz	Od 0,01 do 15000				
Sygnał wyjściowy	mA	Od 8 do 20				
Napięcie zasilania	V DC	Od 16 do 30				

Tabela 4.2. Dane techniczne czujnika ciśnienia Kistler 6353A24 [89]

4.4. Program przeprowadzonych badań eksperymentalnych

Przyjęto następujący program badań eksperymentalnych.

- Wszystkie zarejestrowane przebiegi ciśnień zostały odczytane z pierwszego cylindra silnika okrętowego Sulzer 3 AL 25/30.
- 2) Pomiary ciśnień cylindrowych zostały wykonane jednocześnie w trzech miejscach pomiarowych tj.: p1 w adapterze pomiędzy kurkiem indykatorowym i kanałem pomiarowym w głowicy silnika rysunek 4.3b i 4.4, p2 na kurku indykatorowym, czyli miejsce standardowo wykorzystywane w badaniach eksploatacyjnych rysunek 4.4, p3 w kołnierzu tulei cylindrowej rysunek 3.2, 4.4 i 4.5 (oznaczenia miejsc montażu czujników ciśnienia: p1, p2, i p3 zostały wykorzystane do prezentacji wyników badań eksperymentalnych). Sposób montażu czujnika ciśnienia i wybór miejsca jego montażu w kołnierzu tulei cylindrowej został opisany w podrozdziałach 3.2 i 3.3. Jednoczesny pomiar ciśnienia spalania cylindra pierwszego był możliwy dzięki wykorzystaniu trzech takich samych czujników ciśnienia Kistler 6353 A24.
- 3) Pomiary ciśnień cylindrowych odbywały się dla różnych obciążeń silnika: od biegu jałowego, co odpowiada 0% obciążenia znamionowego silnika, co 15% mocy znamionowej, aż do osiągnięcia 75% mocy (75% N_n), co dało sześć poziomów obciążenia silnika.
- 4) Dla każdego poziomu obciążenia silnika wykonany został pomiar ciśnienia cylindrowego, silnika pracującego bez symulowanych uszkodzeń oraz wprowadzane zostały symulacje uszkodzeń silnika w układach: wtryskowym, wymiany ładunku i TPC.
- 5) W celu określenia pozycjonowania GMP na wykresie indykatorowym wykonanych zostało kilka pomiarów ciśnienia sprężania cylindra pierwszego z wyłączoną pompą wtryskową.
- 6) Przed rozpoczęciem badań eksperymentalnych badany silnik został skontrolowany i wyregulowany statycznie, zgodnie z zaleceniami producenta silnika.
- Przed rozpoczęciem badań eksperymentalnych zostały odnotowane warunki otoczenia tj. ciśnienie atmosferyczne, temperatura otoczenia, wilgotność powietrza.



Rys. 4.4. Rozmieszczenie czujników ciśnienia cylindrowego w głowicy silnika dla celów badań eksperymentalnych: p_1 - czujnik zamocowany w specjalnym adapterze pomiędzy zaworem indykatorowym a kanałem łączącym, p_2 - czujnik ciśnienia zamontowany za zaworem indykatorowym, p_3 - czujnik ciśnienia zamocowany w przygotowanym otworze montażowym kołnierza tulei cylindrowej, 1 - zawór indykatorowy, 2 - zawór startowy, 3 - zawór bezpieczeństwa, 4, 5 - kanał łączący (pomiarowy) w głowicy, 6 - głowica cylindra, 7 - wtryskiwacz, 8 - komora spalania



Rys. 4.5. Schemat rozmieszczenia czujników ciśnienia w głowicy cylindra pierwszego: a) czujnik ciśnienia w adapterze pomiędzy kanałami pomiarowymi w głowicy a kurkiem indykatorowym, b) czujnik ciśnienia w kołnierzu tulei cylindrowej, c) czujnik ciśnienia w adapterze Thomsona na kurku indykatorowym

4.5. Opis symulowanych uszkodzeń

Symulowane uszkodzenia silnika w trakcie prowadzonych eksperymentów czynnych wprowadzane były w układach: wtryskowym, wymiany ładunku oraz układzie TPC. W doborze uszkodzeń do badań eksperymentalnych kierowano się statystyką uszkodzeń według [37] i własnych doświadczeń zawodowych.

4.5.1. Symulacje uszkodzeń w układzie TPC

Symulowana była nieszczelność komory spalania za pomocą uchylania zaworu zainstalowanego w nieczynnym zaworze startowym (Rys. 4.6). Zawór upustu spalin był otwierany w trzech poziomach: 0,125 obrotu, 0,25 obrotu i 0,375 obrotu wrzeciona zaworu. Spaliny za pomocą przygotowanego rurociągu były odprowadzane na zewnątrz laboratorium.



Rys. 4.6. Zawór upustu spalin z komory spalania, symulacja nieszczelności komory spalania

4.5.2. Symulacja uszkodzeń w układzie wymiany ładunku

Dla układu wymiany ładunku wprowadzono trzy uszkodzenia, które oddziaływały negatywnie na cały silnik, w tym na badany cylinder. Były to:

- symulacja zanieczyszczonego filtra na dolocie powietrza do sprężarki lub/i łopatek sprężarki,
- symulacja zanieczyszczonych kanałów wylotowych, krat ochronnych przed turbiną lub/i łopatek turbiny,
- 3) symulacja zanieczyszczonej chłodnicy powietrza doładowania i jej kanałów.

Symulację zanieczyszczonego filtra wprowadzono poprzez zastosowanie specjalnie przygotowanych metalowych przesłon montowanych na wlocie do sprężarki, które powodowały ograniczenie przekroju czynnego kanału dolotowego do sprężarki. Stosowane przesłony zmniejszały przekrój czynny w kanale dolotowym w czterech poziomach o 50%, 60%, 70% oraz o 80% jego całkowitego przekroju. Takie

uszkodzenie może powodować ograniczenie dopływu powietrza do cylindra, co prowadzi między innymi do zmniejszenia ciśnienia doładowania, pogorszenia warunków procesu spalania i wzrostu temperatury spalin.

Dławienie spalin w kanałach wylotowych odbyło się poprzez odpowiednie ustawienie przepustnicy zainstalowanej w kanale wylotowym spalin za turbiną. Dławienie spalin w czasie badań eksperymentalnych odbyło się w trzech poziomach: 25%, 50% i 75% zamknięcia przepustnicy. Wprowadzone uszkodzenie odzwierciedla w rzeczywistości osadzanie się zanieczyszczeń, nagarów pochodzących od niezupełnego spalania mieszaniny paliwowo - powietrznej podczas procesu spalania na: łopatkach kierowniczych turbiny, łopatkach wirnika, kanałach przepływowych turbiny, kanałach wylotu spalin, kracie ochronnej przed turbiną. Dławienie spalin na wylocie z turbiny może doprowadzić do spadku prędkości wypływu spalin z turbiny, a co za tym idzie spadku prędkości obrotowej turbiny i sprężarki, zmniejszenie wydajności sprężarki i pogorszenie procesu napełniania i płukania wszystkich cylindrów silnika.

Symulację zanieczyszczonej chłodnicy powietrza doładowania i kanałów dolotowych świeżego ładunku wprowadzono poprzez upust powietrza z kanału dolotowego przed chłodnicą powietrza za pomocą zaworu upustowego. Do kolektora łączącego sprężarkę i chłodnicę powietrza doładowania podłączono areometr i upuszczano z niego powietrze za pomocą zaworu upustowego, co przedstawia rysunek 4.7a i 4.7b. Ilość upuszczanego powietrza z układu doładowania silnika, zmierzona za pomocą areometru, odpowiadająca rożnym obciążeniom silnika, dla trzech stopni wartości początkowych upuszczanego powietrza, przedstawia tabela 4.3. Tego typu symulacja uszkodzenia może odpowiadać nie tylko utracie drożności chłodnicy powietrza i kanałów dolotowych, ale również spadkowi wydajności sprężarki, czego przyczyną mogą być różne uszkodzenia układu wymiany ładunku. Uszkodzenia w układzie wymiany ładunku mogą powodować zakłócenia procesu spalania we wszystkich cylindrach silnika.

Nn	Ilość upuszczanego powietrza					
[%]	[m ³ /h]					
75	15,0	20,0	25,0			
60	11,5	17,0	21,0			
45	8,5	13,5	17,5			
30	6,0	11,0	14,0			
15	4,5	8,0	10,5			
0	2,5	5,5	7,0			

Tabela 4.3. Ilość upuszczanego powietrza przy różnych obciążeniach silnika



Rys. 4.7. Sposób realizacji upustu powietrza z układu doładowania silnika: a) areometr, b) miejsce podłączenia areometru w kolektorze dolotowym chłodnicy powietrza doładowania i zawór upustowy powietrza

4.5.3. Symulacja uszkodzeń w układzie wtryskowym paliwa

W układzie wtrysku paliwa symulowano uszkodzenia w pompie wtryskowej i wtryskiwaczu zawsze na cylindrze pierwszym, co skutkowało przeciążeniem lub rzadziej odciążeniem pozostałych cylindrów.

W pompie wtryskowej symulowano nieszczelności pary precyzyjnej poprzez upust paliwa zaworem przelewowym z przestrzeni ciśnieniowej do kanału przelewowego pompy wtryskowej. Wprowadzone uszkodzenie pary precyzyjnej odbywało się w trzech położeniach zaworu upustowego pompy wtryskowej. Zawór przelewowy został uchylony o: 20°, 40° i 60° obrotu dla każdego obciążenia silnika. Tym sposobem część paliwa swobodnie wypływała do kanału przelewowego zamiast przewodem paliwowym do wtryskiwacza. Spodziewanym skutkiem tego uszkodzenia oprócz obniżenia ciśnienia wtrysku i zmniejszenia dawki paliwa podawanej do cylindra pierwszego, było opóźnienie wtrysku paliwa z uwagi na późniejsze osiągnięcie ciśnienia otwarcia wtryskiwacza. Opóźnienie wtrysku paliwa wynika z konstrukcji tłoka pompy wtryskowej i sposobu regulacji chwilowej dawki paliwa. Regulacja chwilowej dawki paliwa pompy wtryskowej zastosowanej na badanym silniku odbywa się za pomocą końca tłoczenia pompy wtryskowej, przy stałym początku tłoczenia. Kolejne uszkodzenia symulowane były we wtryskiwaczu. Wtryskiwaczem wzorcowym jest wtryskiwacz z dyszą rozpylacza o oznaczeniach 158/9/0,320. Do symulowanych uszkodzeń wtryskiwacza należały:

- 1) obniżone ciśnienie otwarcia wtryskiwacza,
- 2) niedrożne otwory wtryskiwacza,
- 3) rozkalibrowane otwory wtryskiwacza,
- 4) zmiana kąta rozwarcia strug i zmniejszona średnia wielkość kropel wtryskiwanego paliwa.

Obniżone ciśnienie otwarcia wtryskiwacza, czyli symulacja pękniętej lub osłabionej sprężyny wtryskiwacza, realizowane było poprzez zmianę wzorcowego ciśnienia otwarcia wtryskiwacza. Wtryskiwacz wzorcowy jest wyregulowany statycznie na wartość ciśnienia otwarcia 25 MPa. W celu wykonania eksperymentalnych serii pomiarowych wymontowywano wtryskiwacz z silnika, dokonywano regulacji jego ciśnienia otwarcia i ponownie montowano go w głowicy silnika. Dla celów badań eksperymentalnych na stanowisku prób wtryskiwaczy ustawiano ciśnienie 15 MPa i 10 MPa. Skutkiem takiej symulacji może być pogorszenie rozpylania paliwa (szczególnie w początkowej fazie wtrysku), wzrost średniej średnicy kropel i przyspieszenie początku wtrysku paliwa.

Zakoksowane (niedrożne) otwory wtryskiwacza symulowano poprzez wymianę rozpylacza wzorcowego na rozpylacze uszkodzone. Wykorzystano do tego specjalnie sprefabrykowane rozpylacze z częściowo niedrożnymi czterema, trzema i dwoma otworami. Wzorcowy, fabryczny rozpylacz posiada dziewięć drożnych otworów o średnicy 0,320 mm. Rysunek 4.8 pokazuje ślad wtrysku paliwa wtryskiwacza na kartce papieru podczas wykonywania testów na stanowisku prób wtryskiwaczy z częściowo zakoksowanymi czterema otworami. Dla tego typu uszkodzenia spodziewanym skutkiem był wzrost wartości ciśnienia wtrysku, ponieważ następuje dławienie w rozpylaczu i wzrost prędkości narastania ciśnienia spalania w cylindrze w wyniku zmniejszenia średniej wielkości kropel, a co za tym idzie przyspieszonego samozapłonu. Przy długotrwałej pracy z w taki sposób uszkodzonym rozpylaczem istnieje ryzyko przyspieszonego rozkalibrowania drożnych otworów. Skutkiem takiego uszkodzenia może być również natryskiwanie paliwa na ściany komory spalania, poprzez wydłużanie się strug paliwa wypływającego z drożnych otworów rozpylacza, co wynika ze zwiększonej prędkości wypływu paliwa z tych

91

otworów. Prowadzić może to do koksowania paliwa na ścianach komory spalania i miejscowych przeciążeń termicznych komory spalania.



Rys. 4.8. Ślady wtrysku paliwa wtryskiwacza 158/9/0,320 z częściowo zakoksowanymi czterema otworami

Kolejne symulowane uszkodzenie dotyczyło rozkalibrowanych otworów rozpylacza. W tym celu użyto rozpylacza o tym samym kącie rozpylania, różną od rozpylacza wzorcowego liczbą otworów i ich średnicą. Dla potrzeb tego eksperymentu wykorzystano rozpylacz o oznaczeniu 158/10/0,350, gdzie całkowity przekrój czynny wszystkich otworów rozpylacza wynosi 0,9616 mm², a dla rozpylacza wzorcowego przekrój ten wynosi 0,7234 mm². Spodziewanym oddziaływaniem na proces spalania w cylindrze silnika było opóźnienie samozapłonu ze względu na zwiększoną średnią wielkość kropel wtryskiwanego paliwa, niedopalanie paliwa oraz spadek wartości maksymalnego ciśnienia spalania. Ponadto możliwe jest przeciążenie badanego cylindra i odciążenie pozostałych układów cylindrowych.

W tabeli 4.4 zestawione zostały oznaczenia rozpylaczy, które zostały wykorzystane w badaniach eksperymentalnych wraz z ich całkowitym przekrojem czynnym wszystkich otworów danego rozpylacza.

Tabela 4.4. Zestawienie rozpylaczy wykorzystanych w symulacjach uszkodzonego wtryskiwacza

Nr. rozpylacza	Symbol rozpylacza	Całkowite przekrój czynny otworów
1.	150/9/0,285	0,5738 mm ²
2. (wzorcowy)	158/9/0,320	0,7234 mm ²
3.	158/10/0,350	0,9616 mm ²

Ostatnia symulacja uszkodzenia dotyczyła zmniejszenia przekroju czynnego wszystkich otworów do wartości wynoszącej 0,5738 mm², przy kącie rozwarcia strug wtryskiwanego paliwa 150° (oznaczenie rozpylacza 150/9/0,285). W tym przypadku zmniejszenie średnicy otworów wtryskowych może powodować przy tej samej dawce paliwa wzrost prędkości wypływu paliwa z rozpylacza, zmniejszenie średniej wielkości kropel. To z kolei może powodować przyrost prędkości narastania ciśnienia $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ i przeciążenie układu tłokowo - korbowego. Istnieje również ryzyko, że strugi wtryskiwanego paliwa będą dłuższe niż w przypadku zastosowania rozpylacza wzorcowego i będą sięgać ścianek komory spalania, tym bardziej, że inny jest kąt rozwarcia strug wtryskiwanego paliwa w porównaniu do rozpylacza wzorcowego.

4.6. Opis sposobu sporządzania wyników badań

Wynikami badań eksperymentalnych są: przebiegi ciśnienia cylindrowego w funkcji kąta obrotu wału korbowego (wykresy indykowane), charakterystyki wydzielania ciepła, również w funkcji kąta obrotu wału korbowego oraz parametry indykowane silnika. Operacje na zbiorach wyników badań wykonywane były w następującej kolejności:

- uśrednianie arytmetycznie szesnastu przebiegów ciśnienia pełnych cykli pracy silnika,
- 2) wyznaczanie GMP na podstawie ciśnienia sprężania,
- wygładzanie przebiegów ciśnień (w tym miejscu uzyskiwane są gotowe wykresy indykatorowe i wyliczane parametry indykowane),
- 4) wyznaczanie pierwszych pochodnych przebiegów ciśnień,
- 5) wyznaczenie charakterystyk wydzielania ciepła.

Wszystkie wymienione wyżej operacje wykonane są z wykorzystaniem algorytmów opisanych w podrozdziałach 3.4, 3.5 i 3.6. Do obliczeń, obróbki i prezentacji zbiorów danych w postaci wykresów wykorzystano program stworzony przez autora [48] w oprogramowaniu komputerowym Excel.

Wyniki badań zestawiono w tabelach i pokazano na wykresach. W prezentacji graficznej wyników badań, poszczególnym charakterystykom odnoszącym się do różnych miejsc pomiaru przyporządkowano kolory:

- kolor czarny wykresu (miejsce oznaczone jako p₃) pomiar ciśnienia w kołnierzu tulei cylindrowej silnika bez uszkodzeń, a odcienie koloru czarnego dla silnika z symulowanymi uszkodzeniami,
- kolor zielony wykresu i jego odcienie (miejsce oznaczone jako p₂) pomiar ciśnienia na kurku indykatorowym,
- kolor czerwony wykresu i jego odcienie (miejsce oznaczone jako p1) pomiar ciśnienia pomiędzy kanałem pomiarowym a kurkiem indykatorowym.

Na osi odciętych wykresów naniesiono wartość kąta obrotu wału korbowego (°OWK), a wartości 180°OWK na tej osi odpowiada górnemu martwemu położeniu tłoka (GMP) w danym cylindrze.

Naniesione w tabelach oznaczenia: \downarrow , \leftrightarrow , \uparrow oznaczają odpowiednio: \downarrow - spadek wartości parametru, \leftrightarrow - brak zmiany wartości parametru, \uparrow - wzrost wartości parametru w stosunku do parametru wzorcowego.

Prezentowane w rozdziale piątym wartości względne wybranych parametrów zostały obliczone jako stosunek różnicy wartości bieżącej (silnik pracujący z uszkodzeniem) i wartości wzorcowej (silnik pracujący bez uszkodzeń) do wartości wzorcowej (silnik pracujący bez uszkodzeń) i wyrażone są każdorazowo w procentach. Sposób obliczenia wartości względnej wybranego parametru przedstawia równanie (4.1):

$$x = \frac{x_b - x_w}{x_w} \cdot 100\%,$$
 (4.1)

gdzie:

x – wartość względna wybranego parametru,

x_w – wartość wzorcowa wybranego parametru silnika pracującego bez uszkodzeń,

x_b – wartość bieżąca wybranego parametru silnika pracującego z uszkodzeniem.

5. WYNIKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH

5.1. Analiza wyników badań eksperymentalnych dla silnika pracującego bez symulowanych uszkodzeń

Na rysunku 5.1a pokazano wykresy indykatorowe ciśnienia cylindrowego, wykonane odpowiednio w trzech miejscach pomiarowych (p₁, p₂, p₃). Na rysunku 5.1b przedstawiono tylko fragment wykresów, w zakresie kąta obrotu wału korbowego od 173 do 177°OWK.



Rys. 5.1a. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra silnika pracującego bez uszkodzeń przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.1b. Fragment wykresów indykatorowych (w powiększeniu przedstawiony obszar samozapłonu) rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra silnika pracującego bez uszkodzeń przy obciążeniu 75% N_n z zaznaczonym miejscem przegięcia (\downarrow) przebiegu ciśnienia cylindrowego p_3 , (początek spalania, samozapłon)

Na podstawie powyższych rysunków można zauważyć wyraźne różnice w przebiegu ciśnienia cylindrowego. Do tych różnic należą:

- maksymalna wartość ciśnienia spalania zmierzona w punkcie p₃ jest zdecydowanie niższa od ciśnień zmierzonych w pozostałych miejscach (Rys. 5.1a),
- wykres odpowiadający punktowi pomiarowemu p₃ jest przesunięty względem GMP w lewo w stosunku do pozostałych punktów pomiarowych (Rys. 5.1a),
- przebieg ciśnienia spalania p₃ jest w mniejszym stopniu zakłócony w porównaniu do przebiegów p₂ i p₁ (Rys. 5.1a),
- 4) na przebiegu ciśnienia spalania p3 (Rys. 5.1a) można jednoznacznie zauważyć moment nagłego przyrostu ciśnienia na skutek samozapłonu mieszaniny paliwowo powietrznej (przegięcie krzywej); z rysunku 5.1b wynika, że przegięcie to występuje dla 175,5°OWK, co można z dużym prawdopodobieństwem przyjąć jako moment samozapłonu w komorze spalania; na pozostałych przebiegach jest to niewidoczne (Rys. 5.1b),

5) przebiegi ciśnienia spalania p₁ i p₂ są zbliżone za wyjątkiem obszaru przejścia przez najwyższe wartości ciśnienia tj. w przedziale kąta obrotu wału korbowego od około 185 do 205°OWK (Rys. 5.1a).

Na szczególną uwagę zasługuje to, że dzięki umieszczeniu czujnika ciśnienia w kołnierzu tulei cylindrowej (miejsce pomiaru p₃) można zaobserwować moment samozapłonu w badanym cylindrze bez dodatkowej obróbki wykresu indykatorowego. Może to prowadzić do wykorzystywania kąta OWK w momencie samozapłonu, jako wskaźnika diagnostycznego, który jest znany, lecz niestosowany powszechnie w diagnostyce silników okrętowych czterosuwowych ze względu na brak możliwości odczytania wartości tego kąta w czasie pomiarów ciśnienia spalania na i przed kurkiem indykatorowym.

Analizując parametry indykowane można zauważyć (Tab. 5.1):

- zbliżoną wartość średniego ciśnienia indykowanego (p_i) i mocy indykowanej (N_i) dla pomiarów w punktach p₃ i p₁, wartość ciśnienia i mocy indykowanej odczytanej na kurku indykatorowym jest większa,
- wartość ciśnienia maksymalnego spalania (p_{max}) jest najwyższa w punkcie pomiarowym p₁ a najniższa w punkcie p₃, a różnice tych wartości są znaczące,
- wartość ciśnienia ekspansji (p_{exp}) jest zdecydowanie najniższa w punkcie pomiarowym p₃,
- kąt OWK przy występowaniu maksymalnego ciśnienia spalania (αp_{max}) jest zdecydowanie najniższy dla p₃, jednocześnie duże różnice wartości tego parametru można zauważyć w pozostałych punktach pomiarowych,
- 5) najszybszy przyrost ciśnienia w przedziale od 170° do 180°OWK ($\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$) występuje w punkcie pomiarowym p₃, a najniższy na kurku indykatorowym.

mejseden eymetra sinika praedjącego bez uszkodzen przy oberązenia 7576 ru					
Parametry indykowane	\mathbf{p}_1	p ₂	p ₃		
$p_i \cdot 10^{-1} [MPa]$	7,9	8,1	7,9		
N _i [kW]	73,42	75,28	73,29		
$p_{max} \cdot 10^{-1}$ [MPa]	81,8	85,3	79,6		
$p_{exp} \cdot 10^{-1}$ [MPa]	50,0	51,7	44,3		
αp _{max} [°OWK]	16,5	18,0	13,5		
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}(\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ}\text{OWK}) \text{ [MPa/}^{\circ}\text{OWK]}$	0,16	0,14	0,19		

Tab. 5.1. Wartości parametrów indykowanych wzorcowych rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra silnika pracującego bez uszkodzeń przy obciążeniu 75% N_n

Znaczące różnice parametrów αp_{max} i ciśnień p_i, p_{max}, p_{exp} (N_i wynika z p_i) mierzonych w trzech punktach są zauważalne już na podstawie analizy wykresów indykatorowych. Szczególną uwagę należy zwrócić na parametr αp_{max} , gdzie różnice wartości są bardzo duże. Parametr $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ również wskazuje duży rozrzut wartości. Należałoby go poddać dokładniejszej analizie np. podzielić na więcej przedziałów [78]. W pracy [78] zaproponowano trzy przedziały analizy parametru $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ i należały do nich: przedział 1 - 20÷10°OWK przed GMP, przedział 2 - 10÷0°OWK przed GMP, przedział 3 - 5° przed i 5°OWK za GMP. Z badań przeprowadzonych przez autora [78] wynika, że największe rozbieżności w wartościach $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ występują w przedziałe trzecim tj. przy "przejściu" tłoka przez GMP i dla odpowiednich punktów pomiarowych wynosiły: dla p₁ - 0,2178 MPa/°OWK, p₂ - 0,2226 MPa/°OWK i dla p₃ - 0,1848 MPa/°OWK.

Rysunek 5.2 przedstawia charakterystyki wydzielania ciepła: ilość wydzielonego ciepła netto Q_n i intensywność wydzielania ciepła q dla trzech miejsc pomiarowych p₁, p₂ i p₃. Na przebiegach charakterystyk wydzielania ciepła podobnie jak dla przebiegów ciśnień można zauważyć zróżnicowanie poszczególnych charakterystyk. Dla Q_n należą do nich:

- 1) znacznie mniejsze wartości Q_n w punkcie pomiarowym p₃,
- 2) mniejsza prędkość narastania Q_n w miejscu pomiarowym p_3 w stosunku do pozostałych miejsc pomiarowych.

Natomiast dla charakterystyki q można zauważyć:

- znacznie mniejsze wartości q w miejscu pomiaru p₃ w porównaniu do pozostałych miejsc pomiarowych,
- znacznie łagodniejsze przejście przez wartości maksymalne krzywej q w punkcie pomiarowym p₃ w porównaniu do pozostałych,
- znaczące zakłócenie w obszarze od około 200 do 210°OWK dla punktów pomiarowych p1 i p2,
- mniejszy przyrost wartości q w miejscu pomiaru p₃ w obszarze od około 160 do 175°OWK w porównaniu do pozostałych miejsc pomiarowych,
- załamanie krzywej q w punkcie pomiarowym p₃ przy przejściu przez GMP, niewidoczne dla p₁ i p₂.



Rys. 5.2. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra silnika pracującego bez uszkodzeń przy obciążeniu 75% N_n

W tabeli 5.2 przedstawiono wartości wybranych parametrów charakterystyk wydzielania ciepła, takich jak:

 $Q_{n max}$ - maksymalna wartość Q_n ,

 αQ_{nmax} - kąt OWK, w którym Q_n osiąga wartość maksymalną,

 q_{max} - maksymalna wartość q,

αq_{max} - kąt OWK, w którym q osiąga wartość maksymalną.

Parametry charakterystyk	\mathbf{p}_1	p ₂	p ₃
$Q_{n max} \cdot 400 [J/m^3]$	64,55	66,41	54,44
$\alpha Q_{n \max}$ [°OWK]	127	123	143,5
$q_{max} \cdot 10 [J/(m^{3.\circ}OWK)]$	95,88	99,99	72,47
αq_{max} [°OWK]	14,0	14,0	13,5

Tab. 5.2. Wartości parametrów charakterystyk wydzielania ciepła rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra silnika pracującego bez uszkodzeń przy obciążeniu 75% N_n

Również w przypadku charakterystyk wydzielania ciepła q i Q_n , wyznaczonych na podstawie wykresów indykatorowych zauważalne są różnice wartości wielkości charakterystycznych Q_{nmax} , αQ_{nmax} w zależności od punktu pomiarowego (Tab. 5.2). Dla tych wielkości w punkcie pomiarowym p₃ różnice są duże w porównaniu do pozostałych punktów pomiarowych. Natomiast względem siebie różnice wartości dla punktów p_1 i p_2 są nieznaczne. Miejsce pomiaru ma niewielki wpływ na wartość parametru αq_{max} .

5.2. Analiza wyników badań dla silnika pracującego z symulacją nieszczelnej komory spalania

Wyniki indykowania silnika technicznie sprawnego, pracującego bez uszkodzenia i pracującego z symulowanym uszkodzeniem - nieszczelnością cylindra przedstawiono na rysunkach od 5.3 do 5.5 i w tabeli 5.3. Symulację nieszczelnej komory spalania realizowano poprzez uchylenie zaworu upustu spalin z komory spalania do atmosfery.



Rys. 5.3. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją nieszczelności komory spalania (uchylenie zaworu upustu spalin o 0,125 obrotu), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.4. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją nieszczelności komory spalania (uchylenie zaworu upustu spalin o 0,25 obrotu), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.5. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją nieszczelności komory spalania (uchylenie zaworu upustu spalin o 0,375 obrotu), przy obciążeniu 75% N_n

Na podstawie analizy przebiegu wykresów indykowanych trudno jest wyłonić jednoznacznie symptomy diagnostyczne dla silnika z symulacją nieszczelnej komory spalania. Krzywe przebiegów ciśnienia zmierzone w trzech punktach pomiarowych przesuwają się w dół względem osi p wraz ze wzrostem poziomu nieszczelności, ale ich kształt jest zbliżony do krzywych wzorcowych dla silnika bez uszkodzeń. Również nie można jednoznacznie zauważyć przesunięcia wykresów indykatorowych odpowiadających pracy silnika z uszkodzeniem względem wzorcowych, wzdłuż osi rzędnych (osi kątowej OWK).

Nieszczelność wprowadzona do układu TPC powinna powodować obniżenie ciśnienia w cylindrze we wszystkich cyklach pracy silnika. Na podstawie przeprowadzonej analizy ciśnień cylindrowych (Tab. 5.3) można jednoznacznie stwierdzić, że wartości takich parametrów jak: p_i, p_{max} i p_{exp} maleją prawie proporcjonalnie wraz ze wzrostem poziomu wprowadzonego uszkodzenia, we wszystkich punktach pomiarowych.

Inaczej niż wartości ciśnień cylindrowych kształtują się wartości parametru $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$. Wartości względne parametru $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ dla silnika pracującego z uszkodzeniami, w stosunku do wartości wzorcowych przedstawiają się następująco:

- 1) dla pierwszego poziomu uszkodzenia: $\Delta p/\Delta \alpha \le p_1 = +0,27\%$; $\Delta p/\Delta \alpha \le p_2 = +6,73\%$; $\Delta p/\Delta \alpha \le p_3 = -2,36\%$,
- 2) dla drugiego poziomu uszkodzenia: $\Delta p/\Delta \alpha \ w \ p_1 = -12,02\%$; $\Delta p/\Delta \alpha \ w \ p_2 = -9,10\%$; $\Delta p/\Delta \alpha \ w \ p_3 = -4,13\%$,
- 3) dla trzeciego poziomu uszkodzenia: $\Delta p/\Delta \alpha \ w \ p_1 = -11,31\%$; $\Delta p/\Delta \alpha \ w \ p_2 = -14,19\%$; $\Delta p/\Delta \alpha \ w \ p_3 = -11,37\%$.

Stałą tendencję zniżkową parametru $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ można zaobserwować jedynie w punkcie pomiarowym p₃. W pozostałych punktach pomiarowych wartość względna tego parametru najpierw rośnie następnie maleje wraz ze wzrostem poziomu uszkodzenia, przy czym zauważyć można znaczne zakłócenia w trakcie pomiaru na kurku indykatorowym (p₂), przypuszczalnie spowodowane kanałami pomiarowymi i kurkiem indykatorowym. Zmiany wartość kąta αp_{max} również nie są jednoznaczne, a więc nie powinny być brane pod uwagę przy rozpoznawaniu takiej symulacji uszkodzenia.

Bez uszkodzeń						
Parametry ind.		\mathbf{p}_1		p ₂		p ₃
p _i · 10 ⁻¹ [MPa]		0,79		0,81		0,79
N _i [kW]		73,45		75,28		73,29
$p_{max} \cdot 10^{-1} [MPa]$		8,18		8,53		7,96
p _{exp} · 10 ⁻¹ [MPa]		5,00		5,17		4,43
αp _{max} [°OWK]		16,5		18,0		13,5
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ} \text{OWK}) \text{ [MPa/}^{\circ} \text{OWK]}$		0,16252		0,14664		0,19047
	uchy	lenie zaworu upu	stu s	palin o 0,125 obrotu		
Parametry ind.		p _{1u}		p_{2u}		p _{3u}
$p_i \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	0,76	\downarrow	0,78	\downarrow	0,76
N _i [kW]	\downarrow	70,50	\downarrow	71,98	\downarrow	70,46
$p_{max} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	7,73	\downarrow	8,07	\downarrow	7,51
$p_{exp} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	4,64	\downarrow	4,81	\downarrow	4,12
αp_{max} [°OWK]	\downarrow	16,0	\downarrow	17,0	\leftrightarrow	13,5
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ} \text{OWK}) [\text{MPa/}^{\circ} \text{OWK}]$	1	0,16296	1	0,15652	\rightarrow	0,18597
	uch	ylenie zaworu upi	ustu	spalin o 0,25 obrotu		
Parametry ind.		p _{1u}		p _{2u}		p _{3u}
$p_i \cdot 10^{-1} [MPa]$	↓	0,76	\downarrow	0,77	\downarrow	0,77
N _i [kW]	\downarrow	70,12	\downarrow	71,54	\downarrow	71,04
$p_{max} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	7,78	\downarrow	7,99	\downarrow	7,50
$p_{exp} \cdot 10^{-1} [MPa]$	↓	4,73	\downarrow	4,88	\downarrow	4,29
αp _{max} [°OWK]	1	17,5	1	18,5	\downarrow	12,5
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ} \text{OWK}) \text{ [MPa/}^{\circ} \text{OWK]}$	↓	0,14297	\downarrow	0,13329	\downarrow	0,18258
uchylenie zaworu upustu spalin o 0,375 obrotu						
Parametry ind.		p _{1u}		p_{2u}		p _{3u}
p _i · 10 ⁻¹ [MPa]	\downarrow	0,74	\downarrow	0,75	\downarrow	0,73
N _i [kW]	\downarrow	68,71	\downarrow	69,47	\downarrow	67,52
p _{max} [MPa]	\downarrow	7,54	\downarrow	7,79	\downarrow	7,24
$p_{exp} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	4,58	\downarrow	4,71	\downarrow	4,16
αp _{max} [°OWK]	\uparrow	17,0	\downarrow	17,5	\leftrightarrow	13,5
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ}\text{OWK}) \text{ [MPa/}^{\circ}\text{OWK]}$	↓	0,14412	↓	0,12582	↓	0,16879

Tab. 5.3. Wartości parametrów indykowanych odniesione do wartości wzorcowych rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego z symulacją nieszczelności komory spalania, przy obciążeniu 75% N_n

Na rysunkach od 5.6 do 5.8 pokazano przebiegi charakterystyk wydzielania ciepła, a w tabeli 5.4 zestawiono ich parametry charakterystyczne.



Rys. 5.6. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją nieszczelności komory spalania (uchylenie zaworu upustu spalin o 0,125 obrotu), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.7. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją nieszczelności komory spalania (uchylenie zaworu upustu spalin o 0,25 obrotu), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.8. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją nieszczelności komory spalania (uchylenie zaworu upustu spalin o 0,375 obrotu), przy obciążeniu 75% N_n

Analizując charakterystyki wydzielania ciepła Q_n można zaobserwować obniżenie wartości tego parametru równomiernie dla wszystkich punktów pomiarowych. Ponadto można zauważyć pewne zakłócenie (falowanie krzywych Q_n) od około 250°OWK dla przebiegów Q_n w p₁ i Q_n w p₂ i wcześniej, bo dla około 235°OWK dla Q_n w p₃ przy pierwszym poziomie uszkodzenia. Dla drugiego poziomu uszkodzenia falowanie krzywych Q_n zanika i pojawia się w trzecim poziomie uszkodzenia, z tym że dla Q_n w p₁ i Q_n w p₂ falowanie krzywych rozpoczyna się od około 235°OWK, a dla Q_n w punkcie pomiarowym p₃ od około 250°OWK. Przebieg charakterystyki Q_n zależy od miejsca pomiaru, ale jej przebieg nie pozwoli na wyłonienie symptomów diagnostycznych dla tego uszkodzenia.

Inne spostrzeżenia powstają z obserwacji charakterystyk intensywności wydzielania ciepła q. Kształt krzywej q dla p_3 jest zdecydowanie inny niż q dla p_1 i p_2 dla wszystkich poziomów uszkodzeń. Od 220°OWK można zauważyć na charakterystyce q w p_3 duże zakłócenia, które nie są widoczne dla silnika bez symulowanych uszkodzeń. Wraz ze wzrostem poziomu uszkodzenia zwiększa się kąt αq_{max} na charakterystyce q w p_3 czego nie można jednoznacznie stwierdzić na podstawie wykresów dla pozostałych miejsc pomiarowych.

Zmiany wartości maksymalnych Q_n (Tab. 5.4) dla wszystkich punktów pomiarowych są podobne, a znacząco zmienia się kąt αQ_{nmax} i dla najwyższego poziomu uszkodzenia dla poszczególnych punktów pomiarowych zmiany wynoszą: dla punktu pomiarowego p₁ wzrost o 20,4%, dla p₂ wzrost o 12,56%, dla p₃ spadek o 1,04% w odniesieniu do wartości wzorcowych. Są to duże różnice wartości tego parametru, przy czym dla mniejszego poziomu uszkodzenia różnice są mniejsze.

Tab. 5.4. Porównanie parametrów charakterystyk wydzielania ciepła silnika wzorcowego i silnika pracującego z symulacją nieszczelności komory spalania, rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, przy obciążeniu 75% N_n

Bez uszkodzeń						
Parametry		\mathbf{p}_1		p ₂		p ₃
Q _{n max} ·400 [J/m ³]		64,55		66,41		54,44
αQ _{n max} [°OWK]		127		123		143,5
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3.°OWK)]$		95,88		99,99		72,47
αq _{max} [°OWK]		14,0		14,0		13,5
1	uchyl	lenie zaworu upu	stu s	spalin o 0,125 obrotu		
Parametry		p _{1u}		p _{2u}		p _{3u}
$Q_{n max} \cdot 400 [J/m^3]$	\downarrow	62,08	\downarrow	64,61	\downarrow	52,39
$\alpha Q_{n \max}$ [°OWK]	\downarrow	121	1	123,5	\downarrow	140,5
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3.°OWK)]$	\downarrow	83,54	→	88,21	\downarrow	63,46
αq _{max} [°OWK]	\downarrow	13,0	↓	13,0	\leftrightarrow	13,5
	uchy	lenie zaworu upu	ıstu	spalin o 0,25 obrotu		
Parametry		p _{1u}		p_{2u}		p _{3u}
$Q_{n max} \cdot 400 [J/m^3]$	\downarrow	62,33	\downarrow	63,46	\downarrow	52,66
$\alpha Q_{n \max}$ [°OWK]	1	127,5	\downarrow	119	\downarrow	138
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3 \cdot OWK)]$	\downarrow	90,89	\downarrow	93,99	\downarrow	66,95
αq_{max} [°OWK]	\downarrow	13,5	\downarrow	13,5	1	16,0
uchylenie zaworu upustu spalin o 0,375 obrotu						
Parametry		p _{1u}		p_{2u}		p _{3u}
$Q_{n max} \cdot 400 [J/m^3]$	\downarrow	61,29	\downarrow	62,57	\downarrow	52,21
$\alpha \overline{Q_{n \max}} [^{\circ}OWK]$	\uparrow	153	\uparrow	138,5	\downarrow	142
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3 \cdot ^{\circ}OWK)]$	↓	87,83	\downarrow	91,29	↓	66,59
αq_{max} [°OWK]	\leftrightarrow	14,0	\downarrow	13,0	1	15,5

Zmiany wartości q_{max} są podobne dla wszystkich poziomów uszkodzenia, zmieniają się wartości αq_{max} w zależności od miejsca pomiaru w następujący sposób:

- 1) dla pierwszego poziomu uszkodzenia: $\alpha q_{max} \le p_1 = -7,14\%$; $\alpha q_{max} \le p_2 = -7,14\%$; $\alpha q_{max} \le p_3 = 0\%$;
- 2) dla drugiego poziomu uszkodzenia: $\alpha q_{max} \le p_1 = -3,57\%$; $\alpha q_{max} \le p_2 = -3,57\%$; $\alpha q_{max} \le p_3 = +18,52\%$;

3) dla trzeciego poziomu uszkodzenia: $\alpha q_{max} \le p_1 = 0\%$; $\alpha q_{max} \le p_2 = -7,14\%$; $\alpha q_{max} \le p_3 = +14,81\%$.

Duże różnice wartości parametru αq_{max} w punkcie pomiarowym p₃ w odniesieniu do pozostałych punktów może wskazywać na istotną wartość diagnostyczną dla rozpoznawania tego typu uszkodzenia.

5.3. Analiza wyników badań eksperymentalnych dla silnika pracującego z symulowanymi uszkodzeniami w układzie wymiany ładunku

5.3.1. Symulacja brudnego filtra turbosprężarki

W czasie badań eksperymentalnych podjęto próbę zastosowania przysłony na dolocie powietrza do sprężarki zmniejszającej przekrój czynny rurociągu w 80%. Ze względu na wysoką temperaturę spalin, przekraczającą dopuszczalne normy, udało się wykonać rejestrację danych przy przesłonie 80% jedynie dla obciążenia silnika 60% i mniejszych.

Na rysunkach od 5.9 do 5.11 zostały przedstawione wykresy indykatorowe przedstawiające przebieg ciśnień cylindrowych silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją zanieczyszczonego filtra powietrza. Kształty tych wykresów silnika pracującego z uszkodzeniami są zbliżone dla wszystkich punktów pomiarowych. Obniżają się względem osi ciśnienia proporcjonalnie do wzrostu poziomu uszkodzenia. Zmniejsza się ciśnienie spalania w całym zakresie na skutek obniżenia ciśnienia powietrza doładowania i przez to dochodzi do pogorszenia się warunków powstawania i składu mieszaniny paliwowo - powietrznej. Na podstawie kształtu wykresów indykatorowych można jedynie zauważyć większe odchylenie krzywej ciśnienia w kierunku osi odciętych w punkcie pomiarowym p₃ w porównaniu do pozostałych punktów w przedziale kątowym do 5°OWK przed GMP (w przedziale sprężania przed początkiem samozapłonu widocznym tylko na krzywej p₃). Może to być symptomem diagnostycznym dla tego uszkodzenia. Dlatego dokonano szczegółowej analizy tego zjawiska i obliczono współczynnik $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ MPa/°OWK w przedziale od 160 do 175°OWK. Wyniki przedstawiają się następująco:

1) silnik pracujący bez uszkodzeń: $\Delta p/\Delta \alpha \ w \ p_1 = 0,126 \ MPa/^{\circ}OWK;$ $\Delta p/\Delta \alpha \ w \ p_2 = 0,131 \ MPa/^{\circ}OWK; \ \Delta p/\Delta \alpha \ w \ p_3 = 0,122 \ MPa/^{\circ}OWK;$
- 2) pierwszy poziom uszkodzenia: $\Delta p/\Delta \alpha \ w \ p_1 = 0,12 \ MPa/^{\circ}OWK;$ $\Delta p/\Delta \alpha \ w \ p_2 = 0,124 \ MPa/^{\circ}OWK; \ \Delta p/\Delta \alpha \ w \ p_3 = 0,114 \ MPa/^{\circ}OWK;$
- 3) drugi poziom uszkodzenia: $\Delta p/\Delta \alpha \le p_1 = 0,118 \text{ MPa/°OWK};$ $\Delta p/\Delta \alpha \le p_2 = 0,122 \text{ MPa/°OWK}; \Delta p/\Delta \alpha \le p_3 = 0,10 \text{ MPa/°OWK};$
- 4) trzeci poziom uszkodzenia: $\Delta p/\Delta \alpha \ w \ p_1 = 0,103 \ MPa/^{\circ}OWK;$

 $\Delta p/\Delta \alpha \text{ w } p_2 = 0,11 \text{ MPa/°OWK}; \Delta p/\Delta \alpha \text{ w } p_3 = 0,102 \text{ MPa/°OWK}.$

Z powyższego wynika, że parametr $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ w przyjętym przedziale kątowym najlepiej reaguje na to uszkodzenie, gdy pomiar ciśnienia realizowany jest w punkcie pomiarowym p₃ i przy niższych poziomach uszkodzenia. Natomiast przy pomiarze ciśnienia cylindrowego na kurku indykatorowym istotne zmiany wartości tego parametru występują dopiero przy trzecim, najwyższym poziomie uszkodzenia.



Rys. 5.9. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją zanieczyszczonego filtra powietrza turbosprężarki (przesłona 50%), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.10. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją zanieczyszczonego filtra powietrza turbosprężarki (przesłona 60%), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.11. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją zanieczyszczonego filtra powietrza turbosprężarki (przesłona 70%), przy obciążeniu 75% N_n

Wartości poszczególnych parametrów indykowanych nie są w istotny sposób zróżnicowane, niezależnie od punktu pomiaru ciśnień cylindrowych (Tab. 5.5). Nie odnosi się to tylko do parametru $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ w przedziale od 170 do 180°OWK. W tym przedziale kątowym największy rozrzut wartości $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$, sięgający 15,53% względem wartości wzorcowej (silnik pracujący bez uszkodzenia), dotyczy pomiaru na kurku indykatorowym.

Tab. 5.5. Wartości parametrów indykowanych odniesione do wartości wzorcowychrejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego z symulacjązanieczyszczonego filtra powietrza turbosprężarki, przy obciążeniu 75% Nn

Bez uszkodzeń (wzorcowy)							
Parametry ind.		\mathbf{p}_1		p_2		\mathbf{p}_3	
p _i · 10 ⁻¹ [MPa]		7,9		8,1		7,9	
N _i [kW]		73,42		75,28		73,29	
$p_{max} \cdot 10^{-1} [MPa]$		81,8		85,3		79,6	
$p_{exp} \cdot 10^{-1} [MPa]$		50,0		51,7		44,3	
αp _{max} [°OWK]		16,5		18,0		13,5	
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ} \text{OWK}) [\text{MPa}/^{\circ} \text{OWK}]$		0,16252		0,14664		0,19047	
		przesł	ona	50%			
Parametry ind.		p _{1u}		p _{2u}		p _{3u}	
$p_{i} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	7,5	\downarrow	7,7	\downarrow	7,6	
N _i [kW]	\downarrow	69,37	\downarrow	71,35	\downarrow	70,17	
p _{max} · 10 ⁻¹ [MPa]	\downarrow	77,6	\downarrow	80,6	\downarrow	75,4	
p _{exp} · 10 ⁻¹ [MPa]	↓	47,6	\downarrow	49,5	↓	42,5	
αp_{max} [°OWK]	1	17,0	1	18,5	1	14,0	
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ} \text{OWK}) [\text{MPa}/^{\circ} \text{OWK}]$	↓	0,14643	\downarrow	0,13127	↓	0,19046	
		przesł	ona	60%			
Parametry ind.		p _{1u}		p _{2u}		p _{3u}	
p _i · 10 ⁻¹ [MPa]	\downarrow	7,3	\downarrow	7,5	\downarrow	7,4	
N _i [kW]	↓	67,38	\downarrow	69,34	↓	68,26	
$p_{max} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	75,8	\downarrow	78,5	\downarrow	73,5	
$p_{exp} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	45,3	\downarrow	46,5	\downarrow	40,3	
αp _{max} [°OWK]	\downarrow	16,0	\leftrightarrow	18,0	\downarrow	13,0	
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ} \text{OWK}) [\text{MPa}/^{\circ} \text{OWK}]$	↓	0,15428	\downarrow	0,14082	↓	0,18894	
		przesł	ona	70%			
Parametry ind.		p _{1u}		p _{2u}		p _{3u}	
$p_{i} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	7,0	\downarrow	7,1	\downarrow	7,1	
N _i [kW]	\downarrow	64,53	\downarrow	66,09	\downarrow	65,86	
$p_{max} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	73,3	\downarrow	75,2	\downarrow	70,4	
$p_{exp} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	44,4	\downarrow	44,8	\downarrow	39,6	
αp _{max} [°OWK]	\uparrow	17,0	\leftrightarrow	18,0	\uparrow	14,5	
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ} \text{OWK}) [\text{MPa}/^{\circ} \text{OWK}]$	↓	0,15127	↓	0,12387	↓	0,18029	

Na rysunkach od 5.12 do 5.14 zostały przedstawione wykresy charakterystyk wydzielania ciepła Q_n i q, a w tabeli 5.6 charakterystyczne parametry funkcji wydzielania ciepła dla silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją brudnego filtra turbosprężarki. Analizując przebieg Q_n na wykresach charakterystyk wydzielania ciepła zauważalna jest wyraźna zmiana wartości tego parametru - dla silnika pracującego z uszkodzeniami wartości te są mniejsze z tym, że różnice są mniejsze dla punktu pomiarowego p₃. Przy najwyższym poziomie uszkodzenia zauważyć można pewne zakłócenia od około 255°OWK na krzywych Q_n we wszystkich punktach pomiarowych. Krzywe q silnika bez uszkodzeń w przybliżeniu pokrywają się z krzywymi silnika wzorcowego w przedziale od około 175 do 190°OWK dla punktów pomiarowych p₁ i p₂. Zupełnie inaczej przebiega q₃ w tym przedziale. Warto przyjrzeć się dokładniej wartościom q w GMP, które przedstawiają się następująco:

- 1) silnik pracujący bez uszkodzeń: $q_{GMP} \le p_1 = 33,51 \cdot 10 \ J/(m^3 \cdot OWK);$ $q_{GMP} \le p_2 = 36,65 \cdot 10 \ J/(m^3 \cdot OWK); \ q_{GMP} \le p_3 = 40,13 \cdot 10 \ J/(m^3 \cdot OWK);$
- 2) pierwszy poziom uszkodzenia: $q_{GMP} \le p_1 = 32,29 \cdot 10 \text{ J/(m}^3 \cdot \text{OWK)};$ $q_{GMP} \le p_2 = 35,23 \cdot 10 \text{ J/(m}^3 \cdot \text{OWK)}; q_{GMP} \le p_3 = 37,45 \cdot 10 \text{ J/(m}^3 \cdot \text{OWK)};$
- 3) drugi poziom uszkodzenia: $q_{GMP} \le p_1 = 32,94 \cdot 10 \text{ J/(m}^{3.\circ}\text{OWK)};$ $q_{GMP} \le p_2 = 36,43 \cdot 10 \text{ J/(m}^{3.\circ}\text{OWK)}; q_{GMP} \le p_3 = 36,98 \cdot 10 \text{ J/(m}^{3.\circ}\text{OWK)};$
- 4) trzeci poziom uszkodzenia: $q_{GMP} \le p_1 = 33,19 \cdot 10 \text{ J/(m}^3 \cdot ^\circ \text{OWK)};$ $q_{GMP} \le p_2 = 35,31 \cdot 10 \text{ J/(m}^3 \cdot ^\circ \text{OWK)}; q_{GMP} \le p_3 = 34,26 \cdot 10 \text{ J/(m}^3 \cdot ^\circ \text{OWK)}.$

Wartości q w GMP są prawie identyczne dla przebiegów q mierzonych w punktach pomiarowych p1 i p2, a dla przebiegu mierzonego w punkcie p3 różnią się znacząco.



Rys. 5.12. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją zanieczyszczonego filtra powietrza turbosprężarki (przesłona 50%), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.13. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją zanieczyszczonego filtra powietrza turbosprężarki (przesłona 60%), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.14. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją zanieczyszczonego filtra powietrza turbosprężarki (przesłona 70%), przy obciążeniu 75% N_n.

Wartości parametrów Q_{nmax} i q_{max} (Tab. 5.6) zmierzone w punkcie pomiarowym p₃ charakteryzują się znacznie niższymi wartościami w porównaniu do pozostałych punktów pomiarowych, zarówno dla silnika pracującego bez uszkodzeń jak i dla silnika z uszkodzeniami. Wartości kątów $\alpha Q_{n max}$ i αq_{max} , przy których występują maksymalne wartości Q_n i q, nie wykazują znaczących różnic w porównaniu z ich wartościami dla silnika pracującego bez uszkodzeń. Na ich podstawie nie można jednoznacznie wyłonić symptomów diagnostycznych dla tego uszkodzenia.

Bez uszkodzeń								
Parametry		\mathbf{p}_1		\mathbf{p}_2		p ₃		
Q _{n max} ·400 [J/m ³]		64,55		66,41		54,44		
αQ _{n max} [°OWK]		127,0		123,0		143,5		
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3 \cdot °OWK)]$		95,88		99,99		72,47		
αq _{max} [°OWK]		14,0		14,0		13,5		
		przes	lona	50%				
Parametry		\mathbf{p}_{1u}		p_{2u}		p_{3u}		
Q _{n max} ·400 [J/m ³]	\downarrow	63,58	\downarrow	65,54	\downarrow	54,42		
αQ _{n max} [°OWK]	1	130,0	1	128,5	↓	142,5		
$q_{max} \cdot 10[J/(m^{3.\circ}OWK)]$	\downarrow	91,55	\downarrow	94,68	\downarrow	68,27		
αq _{max} [°OWK]	\leftrightarrow	14,0	\leftrightarrow	14,0	\leftrightarrow	13,5		
		przes	łona	60%				
Parametry		\mathbf{p}_{1u}		p_{2u}		p_{3u}		
$Q_{n max} \cdot 400 \ [J/m^3]$	\downarrow	60,26	\downarrow	62,62	\downarrow	52,44		
$\alpha Q_{n max}$ [°OWK]	1	145,0	\uparrow	148,0	1	152,5		
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3 \cdot °OWK)]$	\downarrow	83,84	\downarrow	87,99	\downarrow	62,89		
αq _{max} [°OWK]	↓	13,0	\rightarrow	13,0	\downarrow	12,5		
	przesłona 70%							
Parametry		\mathbf{p}_{1u}		p_{2u}		p_{3u}		
$Q_{n max} \cdot 400 [J/m^3]$	\downarrow	59,66	\downarrow	61,18	\downarrow	52,16		
$\alpha \overline{Q_{n \max}} [^{\circ}OWK]$	1	139,0	\uparrow	142,5	\downarrow	143,0		
$q_{max} \cdot \overline{10[J/(m^3 \cdot \circ OWK)]}$	\downarrow	84,03	\downarrow	86,98	\downarrow	64,01		
αq _{max} [°OWK]	\downarrow	13,0	\downarrow	13,0	\uparrow	14,0		

Tab. 5.6. Porównanie parametrów charakterystyk wydzielania ciepła silnika wzorcowegoi silnika pracującego z symulacją zanieczyszczonego filtra powietrza turbosprężarki,rejestrowane w trzech różnych miejscach, przy obciążeniu 75% N_n

5.3.2. Symulacja zwiększania oporu przepływu spalin w wyniku zanieczyszczonych łopatek wirnika i kierownicy turbiny oraz kanałów wylotowych spalin

Symulacja zanieczyszczonych łopatek wirnika i kierownicy turbiny oraz kanałów wylotowych spalin była realizowana poprzez dławienie spalin w trzech poziomach (25%, 50% i 75%) położenia przepustnicy w kanale wylotowym za turbiną.

Na rysunkach 5.15 do 5.20 i w tabelach 5.7 i 5.8 zostały przedstawione wyniki indykowania oraz przebiegi i charakterystyczne parametry funkcji wydzielania ciepła silnika pracującego bez i z uszkodzeniami.

Analizując wykresy indykatorowe silnika pracującego bez uszkodzeń i silnika z symulacją blokowania przepływu spalin w i za turbiną można zauważyć, że:

1) obniżają się wartości ciśnień spalania dla wszystkich punktów pomiarowych,

 wraz ze wzrostem poziomu uszkodzenia krzywa sprężania przesuwa się w "lewo" na wykresie.

Powyższe symptomy diagnostyczne nie są jednoznaczne i trudno je wykorzystać do wnioskowania diagnostycznego dla tego rodzaju uszkodzenia.

Analizowane parametry indykowane (Tab. 5.7) również nie wykazują jednoznacznych symptomów diagnostycznych wskazujących na korzyści diagnostyczne w danym punkcie pomiarowym. Wartości ciśnień cylindrowych p_i, p_{max} i p_{exp} maleją, a parametr $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ naprzemian rośnie i maleje wraz ze wzrostem poziomu uszkodzenia dla wszystkich punktów pomiarowych.



Rys. 5.15. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją blokowania przepływu spalin za turbiną (przesłona 25%), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.16. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją blokowania przepływu spalin za turbosprężarką (przesłona 50%), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.17. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją blokowania przepływu spalin za turbosprężarką (przesłona 75%), przy obciążeniu 75% N_n

Tab. 5.7. Wartości parametrów indykowanych odniesione do wartości wzorcowych rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego z symulacją blokowania przepływu spalin za turbosprężarką, przy obciążeniu 75% N_n

	Bez uszkodzeń (wzorcowy)								
Parametry ind.		\mathbf{p}_1		p ₂		p ₃			
p _i · 10 ⁻¹ [MPa]		7,9		8,1		7,9			
N _i [kW]		73,42		75,28		73,29			
p _{max} · 10 ⁻¹ [MPa]		81,8		85,3		79,6			
p _{exp} · 10 ⁻¹ [MPa]		50,0		51,7		44,3			
αp _{max} [°OWK]		16,5		18,0		13,5			
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do } 180^{\circ} \text{OWK}) \text{ [MPa/°OWK]}$		0,16252		0,14664		0,19047			
		przesł	ona	25%					
Parametry ind.		$\mathbf{p}_{1\mathrm{u}}$		p_{2u}		p _{3u}			
p _i · 10 ⁻¹ [MPa]	\downarrow	7,5	↓	7,7	\downarrow	7,7			
N _i [kW]	\downarrow	69,70	↓	71,11	\downarrow	70,86			
$p_{max} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	77,9	\downarrow	79,9	\downarrow	75,8			
$p_{exp} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	48,1	\downarrow	49,1	\downarrow	43,4			
αp _{max} [°OWK]	1	17,0	\leftrightarrow	18,0	1	14,5			
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do } 180^{\circ} \text{OWK}) \text{ [MPa/°OWK]}$	↓	0,14377	↓	0,12680	↓	0,18998			
		przesł	ona	50%					
Parametry ind.		p _{1u}		p _{2u}		p _{3u}			
$p_i \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	7,6	\downarrow	7,8	\downarrow	7,7			
N _i [kW]	\downarrow	70,75	\downarrow	71,76	\downarrow	71,01			
$p_{max} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	78,4	\downarrow	80,4	\downarrow	76,2			
$p_{exp} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	46,5	↓	47,5	↓	41,5			
αp _{max} [°OWK]	\leftrightarrow	16,5	↓	17,5	↓	12,5			
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do } 180^{\circ} \text{OWK}) \text{ [MPa/}^{\circ} \text{OWK]}$	1	0,16850	1	0,15082	1	0,20564			
		przesł	ona	75%					
Parametry ind.		$\mathbf{p}_{1\mathrm{u}}$		p_{2u}		p _{3u}			
$p_i \cdot 10^{-1} [MPa]$	↓	7,6	↓	7,8	↓	7,7			
N _i [kW]	↓	70,82	Ļ	72,44	↓	71,53			
$p_{max} \cdot 10^{-1} [MPa]$	↓	79,1	↓	80,4	↓	76,9			
$p_{exp} \cdot 10^{-1} [MPa]$	↓	47,5	↓	48,0	↓	42,2			
αp _{max} [°OWK]	\downarrow	16,0	↓	17,0	\leftrightarrow	13,5			
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do } 180^{\circ} \text{OWK}) \text{ [MPa/°OWK]}$	↓	0,15917	1	0,15447	1	0,20126			

Przebiegi charakterystyki wydzielania ciepła Q_n (Rys. 5.18, 5.19 i 5.20) mierzone w trzech różnych punktach mają podobny przebieg, przy czym dla silnika z uszkodzeniami przyjmują mniejsze wartości.



Rys. 5.18. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją blokowania przepływu spalin za turbosprężarką (przesłona 25%), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.19. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją blokowania przepływu spalin za turbosprężarką (przesłona 50%), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.20. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją blokowania przepływu spalin za turbosprężarką (przesłona 75%), przy obciążeniu 75% N_n

Na uwagę zasługuje to, że krzywe Q_n dla wszystkich punktów pomiarowych do około 10°OWK za GMP pokrywają się dla silnika pracującego z i bez uszkodzeń, a następnie "odrywają" się od krzywych silnika bez uszkodzeń i ich przebieg jest bardziej płaski. Charakterystyka Q_n sporządzona w punkcie pomiarowym p₃ silnika z uszkodzeniem "odrywa" się od charakterystyki silnika bez uszkodzenia kilka stopni OWK szybciej.

Przebiegi charakterystyki wydzielania ciepła q, zmierzone w punkcie p₃ są bardziej łagodne w obszarze ich ekstremów zarówno dla silnika bez i z uszkodzeniami (im większy poziom uszkodzenia tym przebieg bardziej płaski). Na przebiegu charakterystyki q mierzonego w punkcie p₃ pojawiają się zakłócenia od około 210°OWK dla pierwszego poziomu uszkodzenia, im większy poziom uszkodzenia tym zakłócenia te występują później. Na uwagę zasługuje również odmienny charakter krzywej q zmierzonej w punkcie p₃ w obszarze przed GMP (po stronie sprężania) na wykresie w porównaniu do pozostałych punktów pomiarowych i zależny od poziomu uszkodzenia. Na przebiegu charakterystyki q w punkcie pomiarowym p₂ można zaobserwować duże zniekształcenie w obszarze q_{max} i duże zakłócenie pomiędzy 200 a 220°OWK, które występuje tylko w pierwszym poziomie uszkodzenia, co może być spowodowane wpływem kurka indykatorowego.

Tab.	5.8.	Porównanie	parametrów	charakterystyk	wydzielania	ciepła	silnika	wzorcowego
i silni	ika pr	acującego z s	ymulacją blo	kowania przepły	wu spalin za	turbosp	orężarką,	rejestrowane
w trze	ech rć	óżnych miejsc	ach cylindra,	przy obciążeniu	75% N _n			

Bez uszkodzeń								
Parametry		\mathbf{p}_1		p ₂		p ₃		
Q _{n max} ·400 [J/m ³]		64,55		66,41		54,44		
αQ _{n max} [°OWK]		127,0		123,0		143,5		
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3.°OWK)]$		95,88		99,99		72,47		
αq _{max} [°OWK]		14,0		14,0		13,5		
		przesło	na 2	25%				
Parametry		p _{1u}		p_{2u}		p_{3u}		
$Q_{n max} \cdot 400 \ [J/m^3]$	\downarrow	64,19	\downarrow	64,59	↓	54,37		
αQ _{n max} [°OWK]	\downarrow	120,5	\downarrow	107,0	1	146,5		
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3.°OWK)]$	\downarrow	89,83	\downarrow	91,38	\downarrow	69,56		
αq _{max} [°OWK]	\downarrow	13,5	1	14,5	↓	13,0		
		przesło	na :	50%				
Parametry		p _{1u}		p_{2u}		p_{3u}		
$Q_{n max} \cdot 400 \ [J/m^3]$	\downarrow	60,91	\downarrow	61,95	\downarrow	51,38		
$\alpha Q_{n max} [^{\circ}OWK]$	\downarrow	117,0	\downarrow	108,5	\downarrow	129,0		
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3 \cdot \circ OWK)]$	\downarrow	85,57	\downarrow	88,85	\downarrow	63,00		
αq _{max} [°OWK]	\downarrow	12,5	\downarrow	12,5	\leftrightarrow	13,5		
przesłona 75%								
Parametry		p _{1u}		p _{2u}		р _{3и}		
$Q_{n max} \cdot 400 \ [J/m^3]$	\downarrow	63,67	\downarrow	63,93	\downarrow	53,20		
$\alpha Q_{n \max} [^{\circ}OWK]$	1	154,5	\downarrow	116,0	\downarrow	138,5		
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3 \cdot \circ OWK)]$	\downarrow	87,21	\downarrow	87,10	\downarrow	63,47		
αq _{max} [°OWK]	\downarrow	12,5	\downarrow	12,5	\downarrow	12,5		

Analizując wyniki badań zawarte w tabeli 5.8 można zaobserwować znaczne różnice kątowe występowania wartości maksymalnych q i Q_n oraz znaczne różnice ich wartości w zależności od punktu pomiaru.

5.3.3. Symulacja zanieczyszczonej chłodnicy powietrza doładowującego

Na rysunkach 5.21 do 5.26 i w tabelach 5.9 i 5.10 zostały przedstawione wyniki indykowania oraz przebiegi i charakterystyczne parametry funkcji wydzielania ciepła silnika wzorcowego i pracującego z uszkodzeniami w układzie ładowania silnika.



Rys. 5.21. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z upustem powietrza doładowania za sprężarką, przed chłodnicą powietrza (upust 15 m³/h), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.22. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z upustem powietrza doładowania za sprężarką, przed chłodnicą powietrza (upust 20 m³/h), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.23. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z upustem powietrza doładowania za sprężarką, przed chłodnicą powietrza (upust 25 m³/h), przy obciążeniu 75% N_n

Symulację dławienia powietrza w wyniku zanieczyszczenia chłodnicy powietrza doładowującego zrealizowano poprzez kontrolowany za pomocą areometru upust tego powietrza pomiędzy sprężarką, a chłodnicą powietrza.

Upust powietrza przed chłodnicą wpływa podobnie na zasilanie silnika świeżym ładunkiem jak symulacja brudnego filtra sprężarki - objętościowo mniej powietrza trafia do komory spalania. Wykresy przebiegów ciśnień spalania zmierzone w trzech punktach pomiarowych cylindra są podobne dla silnika pracującego bez oraz z uszkodzeniami, a więc wnioski diagnostyczne również są podobne. Analizując wartości parametrów indykowanych zawartych w tabeli 5.9 można zauważyć:

- wartości ciśnień indykowanych p_i zmierzone w trzech różnych punktach pomiarowych są zbliżone i maleją nieznacznie wraz ze wzrostem poziomu uszkodzenia,
- wartość p_{max} jest większa w drugim poziomie uszkodzenia niż w trzecim dla punktu pomiarowego p₃,
- wartość p_{exp} w stosunku do silnika pracującego bez uszkodzeń dla punktów pomiarowych p₂, p₃ maleje wraz ze wzrostem poziomu uszkodzenia
- wartość αp_{max} jest stała i niezależna od poziomu uszkodzenia dla punktu pomiarowego p₃,

5) wartość $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ w punkcie pomiarowym p₃ jest niewiele wieksza od wartości wzorcowej tego parametru (o 0,23%) dla pierwszego poziomu uszkadzenia, a dla kolejnych stopni maleje.

Tab. 5.9. Wartości parametrów indykowanych odniesione do wartości wzorcowych rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego z symulacją upustu powietrza doładowania za sprężarką przed chłodnicą powietrza, przy obciążeniu 75% N_n

Bez uszkodzeń (wzorcowy)							
Parametry ind.		\mathbf{p}_1		p_2		p ₃	
p _i · 10 ⁻¹ [MPa]		7,9		8,1		7,9	
N _i [kW]		73,42		75,28		73,29	
p _{max} · 10 ⁻¹ [MPa]		81,8		85,3		79,6	
$p_{exp} \cdot 10^{-1} [MPa]$		50,0		51,7		44,3	
αp _{max} [°OWK]		16,5		18,0		13,5	
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ} \text{OWK}) [\text{MPa}/^{\circ} \text{OWK}]$		0,16252		0,14664		0,19047	
		Upust pow	ietrz	a 15 m ³ /h			
Parametry ind.		p _{1u}		p_{2u}		p _{3u}	
$p_{i} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	7,5	\downarrow	7,6	\downarrow	7,5	
N _i [kW]	\downarrow	69,05	\downarrow	70,20	\downarrow	69,73	
p _{max} · 10 ⁻¹ [MPa]	\downarrow	77,0	\downarrow	79,0	\downarrow	75,7	
$p_{exp} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\rightarrow	47,7	\rightarrow	48,6	\downarrow	42,4	
αp _{max} [°OWK]	1	18,0	1	18,5	1	14,0	
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ} \text{OWK}) [\text{MPa}/^{\circ} \text{OWK}]$	\rightarrow	0,13229	\downarrow	0,12467	1	0,19091	
Upust powietrza 20 m ³ /h							
Parametry ind.		p _{1u}		p_{2u}		p _{3u}	
$p_{i} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	7,5	\downarrow	7,6	\downarrow	7,5	
N _i [kW]	\downarrow	69,50	\downarrow	70,14	\downarrow	69,28	
p _{max} · 10 ⁻¹ [MPa]	\downarrow	76,1	\downarrow	78,1	\downarrow	73,9	
$p_{exp} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	47,3	\downarrow	48,1	↓	42,5	
αp _{max} [°OWK]	1	17,5	\leftrightarrow	18,0	1	14,0	
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ} \text{OWK}) \text{ [MPa/}^{\circ} \text{OWK]}$	\downarrow	0,14790	\downarrow	0,12775	↓	0,18025	
		Upust pow	ietrz	a 25 m ³ /h			
Parametry ind.		p _{1u}		p_{2u}		p _{3u}	
$p_{i} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	7,5	\downarrow	7,6	\downarrow	7,5	
N _i [kW]	\downarrow	69,73	\downarrow	70,38	\downarrow	69,55	
p _{max} · 10 ⁻¹ [MPa]	\downarrow	76,8	\downarrow	77,9	\downarrow	74,3	
$p_{exp} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	45,9	\downarrow	46,9	\downarrow	40,5	
αp _{max} [°OWK]	\leftrightarrow	16,5	\downarrow	17,0	1	14,0	
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ} \text{OWK}) [\text{MPa}/^{\circ} \text{OWK}]$	↓	0,15776	\downarrow	0,14533	↓	0,18729	



Rys. 5.24. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z upustem powietrza doładowania za sprężarką przed chłodnicą powietrza (upust 15 m³/h), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.25. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z upustem powietrza doładowania za sprężarką przed chłodnicą powietrza (upust 20 m³/h), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.26. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z upustem powietrza doładowania za sprężarką przed chłodnicą powietrza (upust 25 m³/h), przy obciążeniu 75% N_n

Analizując przebiegi charakterystyk wydzielania ciepła silnika pracującego bez i z uszkodzeniami dla trzech punktów pomiarowych można zauważyć:

- różnica wartości q w GMP rośnie wraz ze wzrostem poziomu uszkodzenia dla punktu pomiarowego p₃ w stosunku do silnika wzorcowego i może stanowić symptom diagnostyczny dla tego uskodzenia,
- zakłócenia przebiegu q punktu pomiarowego p₃ od 205°OWK maleją wraz ze wzrostem poziomu uszkodzenia i odsuwają się w prawo (od GMP) na wykresie,
- przyrost wartości q w punktach pomiarowych p1 i p2 w przedziale kątowym od 175 do 190°OWK jest niemalże liniowy zarówno dla silnika z i bez uszkodzeń,
- różnica wartości Q_n są zmienne i zależne od poziomu uszkodzenia, dla drugiego poziomu uszkodzenia różnice te są mniejsze niż dla pierwszego i trzeciego,
- 5) krzywa Q_n silnika z uszkodzeniem "odrywa" się bliżej GMP (około 5°OWK za GMP przy trzecim poziomie uszkodzenia) w punkcie pomiarowym p₃ w odniesieniu do pozostałych punktów.

Bez uszkodzeń							
Parametry		\mathbf{p}_1		\mathbf{p}_2		p ₃	
Q _{n max} ·400 [J/m ³]		64,55		66,41		54,44	
αQ _{n max} [°OWK]		127,0		123,0		143,5	
$q_{max} \cdot 10[J/(m^{3.\circ}OWK)]$		95,88		99,99		72,47	
αq _{max} [°OWK]		14,0		14,0		13,5	
	•	upust 1	5 m^3	/h			
Parametry		p _{1u}		p_{2u}		p_{3u}	
Q _{n max} ·400 [J/m ³]	\downarrow	62,07	→	62,83	\downarrow	52,34	
$\alpha Q_{n \max} [^{\circ}OWK]$	\downarrow	122,5	→	113,5	\downarrow	127,0	
$q_{max} \cdot 10[J/(m^{3.\circ}OWK)]$	\downarrow	91,12	↓	93,21	\downarrow	68,37	
αq _{max} [°OWK]	1	14,5	1	14,5	\downarrow	13,0	
	•	upust 2	20 m^3	/h			
Parametry		p _{1u}		p_{2u}		p _{3u}	
$Q_{n max} \cdot 400 [J/m^3]$	\downarrow	63,19	\downarrow	64,46	1	54,54	
$\alpha Q_{n max} [^{\circ}OWK]$	1	151,5	1	153,5	\downarrow	139,5	
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3 \cdot ^{\circ}OWK)]$	\downarrow	88,27	\downarrow	90,95	\downarrow	67,73	
αq _{max} [°OWK]	\leftrightarrow	14,0	↓	13,5	1	14,5	
upust 25 m ³ /h							
Parametry		p _{1u}		p_{2u}		p _{3u}	
$Q_{n max} \cdot 400 \ [J/m^3]$	\downarrow	61,06	\downarrow	61,62	\downarrow	50,85	
$\alpha \overline{Q_{n \max}} [^{\circ}OWK]$	1	136,0	\downarrow	115,0	\downarrow	139,5	
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3 \cdot ^{\circ}OWK)]$	\downarrow	85,29	\downarrow	85,13	\downarrow	62,76	
αq _{max} [°OWK]	\downarrow	13,0	\downarrow	12,5	\downarrow	12,5	

Tab. 5.10. Porównanie parametrów charakterystyk wydzielania ciepła silnika wzorcowegoi pracującego z upustem powietrza doładowania za sprężarką przed chłodnicą powietrza,rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, przy obciążeniu silnika 75% Nn

5.4. Analiza wyników badań eksperymentalnych dla silnika pracującego z symulowanymi uszkodzeniami w układzie wtryskowym paliwa

5.4.1. Symulacje nieszczelnej pary precyzyjnej pompy wtryskowej

Symulacja nieszczelnej pary precyzyjnej pompy wtryskowej zrealizowana została poprzez upust paliwa z przestrzeni tłoczącej pary precyzyjnej do przestrzeni przelewowej za pomocą zaworu (śruby) odpowietrzającej pompy wtryskowej. Symulacja była realizowana w trzech poziomach (odkręcenie śruby odpowietrzającej o 20° , 40° i 60° obrotu). Na rysunkach od 5.27 do 5.32 zostały przedstawione wyniki badań eksperymentalnych w postaci wykresów indykatorowych i przebiegów charakterystyk wydzielania ciepła Q_n i q, a w tabelach 5.11 i 5.12 parametry indykowane i wielkości charakterystyczne funkcji wydzielania ciepła.



Rys. 5.27. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulowaną nieszczelnością pary precyzyjnej pompy wtryskowej (upust 20°), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.28. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulowaną nieszczelnością pary precyzyjnej pompy wtryskowej (upust 40°), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.29. Wykresy indykatorowe spalania rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulowaną nieszczelnością pary precyzyjnej pompy wtryskowej (upust 60°), przy obciążeniu 75% N_n

Analiza porównawcza wykresów indykatorowych (Rys. 5.27 do 5.29) silnika pracującego bez i z uszkodzeniami oraz z pomiarem ciśnienia w trzech różnych miejscach daje dużo cennych informacji diagnostycznych. Znaczne obniżenie krzywych ciśnień spalania względem osi rzędnych, różne w zależności od miejsca pomiaru wraz ze wzrostem poziomu uszkodzenia w porównaniu do przebiegów wzorcowych - to zjawisko oczekiwane dla tego rodzaju uszkodzenia. Niezwykle cenne informacje diagnostyczne pochodzą jednak z punktu pomiarowego p₃ i należą do nich:

- zauważalne na wykresach indykatorowych (szczególnie przy drugim i trzecim poziomie uszkodzenia) opóźnienie samozapłonu, które jest charakterystycznym syndromem diagnostycznym szczególnie dla typu pomp wtryskowych zastosowanych na badanym silniku,
- przegięcie narastającej krzywej spalania silnika pracującego z uszkodzeniem tuż przed GMP w kierunku spadku wartości przyrostu ciśnienia - moment przegięcia krzywej ciśnienia występuje bliżej GMP im wyższy jest poziom uszkodzenia,
- 3) łagodne przejście przez p_{max} krzywej silnika pracującego z uszkodzeniem w odniesieniu do pozostałych punktów pomiarowych,

4) zauważalne na wykresach bez dodatkowej ich obróbki różnice wartości ciśnienia spalania odczytane w GMP (p_{GMP}) silnika pracującego bez symulowanych uszkodzeń w stosunku do silnika pracującego z uszkodzeniem - w punkcie pomiarowym p₃ zdecydowanie większe różnice wartości p_{GMP} niż w pozostałych punktach pomiarowych.

Tab. 5.11. Wartości parametrów indykowanych odniesione do wartości wzorcowych rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego z symulowaną nieszczelnością pary precyzyjnej pompy wtryskowej, przy obciążeniu 75% N_n

Bez uszkodzeń (wzorcowy)									
Parametry ind.		\mathbf{p}_1		p ₂		p ₃			
p _i · 10 ⁻¹ [MPa]		7,9		8,1		7,9			
N _i [kW]		73,42		75,28		73,29			
p _{max} · 10 ⁻¹ [MPa]		81,8		85,3		79,6			
$p_{exp} \cdot 10^{-1} [MPa]$		50,0		51,7		44,3			
αp _{max} [°OWK]		16,5		18,0		13,5			
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ} \text{OWK}) [\text{MPa}/^{\circ} \text{OWK}]$		0,16252		0,14664		0,19047			
		Upust pompy	wtr	yskowej 20°					
Parametry ind.		p _{1u}		p_{2u}		p_{3u}			
$p_{i} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	7,2	\downarrow	7,7	\downarrow	7,6			
N _i [kW]	\downarrow	67,03	\downarrow	71,04	\downarrow	70,35			
p _{max} · 10 ⁻¹ [MPa]	\rightarrow	72,9	\rightarrow	74,7	\rightarrow	70,9			
$p_{exp} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	44,2	\downarrow	45,5	\downarrow	39,4			
αp _{max} [°OWK]	\downarrow	15,0	\downarrow	16,5	\downarrow	12,5			
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ} \text{OWK}) [\text{MPa}/^{\circ} \text{OWK}]$	\rightarrow	0,15754	\rightarrow	0,14136	\rightarrow	0,16728			
	Upust pompy wtryskowej 40°								
Parametry ind.		p1u		p _{2u}		p _{3u}			
$p_{i} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	7,4	\downarrow	7,6	\downarrow	7,3			
N _i [kW]	\downarrow	68,73	\downarrow	69,98	\downarrow	67,34			
p _{max} · 10 ⁻¹ [MPa]	\downarrow	72,6	\downarrow	74,3	\downarrow	70,0			
$p_{exp} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	46,1	\downarrow	47,2	\downarrow	40,7			
αp _{max} [°OWK]	\downarrow	16,0	\downarrow	17,5	\leftrightarrow	13,5			
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ} \text{OWK}) [\text{MPa}/^{\circ} \text{OWK}]$	\rightarrow	0,14301	\rightarrow	0,13638	\rightarrow	0,15784			
		Upust pompy	wtr	yskowej 60°					
Parametry ind.		p _{1u}		p_{2u}		p_{3u}			
$p_{i} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	6,7	\downarrow	7,7	\downarrow	6,8			
N _i [kW]	\downarrow	62,51	\downarrow	71,59	\downarrow	63,23			
$p_{max} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	65,3	\downarrow	67,3	\downarrow	62,6			
$p_{exp} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	40,7	\downarrow	42,0	\downarrow	36,6			
αp _{max} [^o OWK]	\downarrow	16,0	\downarrow	14,5	\downarrow	12,5			
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ} \text{OWK}) [\text{MPa}/^{\circ} \text{OWK}]$	↓	0,12874	↓	0,12431	↓	0,14632			

Wszystkie analizowane parametry indykowane reagują na zmianę poziomu uszkodzenia i ich wartości bezwzględne przyjmują tendencje spadkowe (Tab. 5.11). Różnice wartości ciśnień cylindrowych p_i, p_{max} i p_{exp} zmieniają się chaotycznie w punktach pomiarowych p₁ i p₂ wraz ze wzrostem poziomu uszkodzenia np. p_{max} zmierzone w punkcie pomiarowym p₁ dla pierwszego poziomu uszkodzenia maleje o 8,7%, dla drugiego poziomu 6,38%, 14,86% dla trzeciego, w stosunku do wartości wzorcowych. Najsłabiej reagującym parametrem na to uszkodzenie jest parametr αp_{max}, którego zmiany wartości są niejednoznaczne dla wszystkich punktów pomiarowych. Najbardziej wartościowym parametrem indykowanym dla tej symulacji uszkodzenia wydaje się $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$. Największe różnice wartości względne tego parametru maleją wraz ze wzrostem poziomu uszkodzenia w stosunku do wartości wzorcowych i w zależności od miejsca pomiaru i poziomu uszkodzenia przedstawiają się następująco:

- 1) pierwszy poziom uszkodzenia: $\Delta p/\Delta \alpha \le p_1 = -3,06\%$; $\Delta p/\Delta \alpha \le p_2 = -3,59\%$; $\Delta p/\Delta \alpha \le p_3 = -12,17\%$;
- 2) drugi poziom uszkodzenia: $\Delta p/\Delta \alpha \ w \ p_1 = -11,99\%$; $\Delta p/\Delta \alpha \ w \ p_2 = -6,99\%$; $\Delta p/\Delta \alpha \ w \ p_3 = -17,13\%$;
- 3) trzeci poziom uszkodzenia: $\Delta p/\Delta \alpha \ w \ p_1 = -20,78\%$; $\Delta p/\Delta \alpha \ w \ p_2 = -15,22\%$; $\Delta p/\Delta \alpha \ w \ p_3 = -23,18\%$.

Z powyższego wynika, że parametr $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ reaguje na uszkodzenie pary precyzyjnej pompy wtryskowej bardziej przy niskim poziomie uszkodzenia w punkcie pomiarowym p₃, niż w pozostałych punktach p₁ i p₂.



Rys. 5.30. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulowaną nieszczelnością pary precyzyjnej pompy wtryskowej (upust 20°), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.31. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulowaną nieszczelnością pary precyzyjnej pompy wtryskowej (upust 40°), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.32. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulowaną nieszczelnością pary precyzyjnej pompy wtryskowej (upust 60°), przy obciążeniu 75% N_n

Analizując wykresy charakterystyk wydzielania ciepła (Rys. 5.30 do 5.32) można stwierdzić, że:

 krzywe charakterystyk Q_n znacząco opadają w kierunku osi odciętych dla silnika pracujacego z uszkodzeniami, tym bardziej im większy jest poziom uszkodzenia,

 pojawiają się zakłócenia na krzywych Q_n od około 260°OWK dla pierwszego i drugiego poziomu uszkodzenia, a od około 240°OWK dla trzeciego poziomu uszkodzenia,

3) krzywe charakterystyk q znacząco opadają w kierunku osi odciętych dla silnika pracujacego z uszkodzeniami tym bardziej, im większy jest poziom uszkodzenia,

 pojawiają się znaczące zakłócenia na krzywych q od około 255°OWK dla pierwszego i drugiego poziomu uszkodzenia, dla trzeciego poziomu uszkodzenia zakłócenia te są mniejsze ale rozpoczynają się od około 210°OWK,

5) przebiegi charakterystyk q odczytane w punktach pomiarowych p_1 i p_2 mają przebieg zbliżony do liniowego od około 175°OWK do 190°OWK dla silnika pracującego z uszkodzeniem, dla punktu p_3 przebiek charakterystyk q nie jest liniowy,

6) zauważalne są różnice wartości q w GMP silnika pracującego bez uszkodzeń

oraz z uszkodzeniami bez dodatkowej obróbki wykresu, rożne dla różnych punktów pomiarowych:

- a) silnik bez uszkodzeń: $q_{GMP} \le p_1 = 33,51 \cdot 10 \text{ J/(m}^3 \circ \text{OWK});$ $q_{GMP} \le p_2 = 36,65 \cdot 10 \text{ J/(m}^3 \circ \text{OWK}); q_{GMP} \le p_3 = 40,13 \cdot 10 \text{ J/(m}^3 \circ \text{OWK});$
- b) pierwszy poziom uszkodzenia: $q_{GMP} \le p_1 = 27,20 \cdot 10 \text{ J/(m}^3 \cdot \text{OWK)};$ $q_{GMP} \le p_2 = 30,78 \cdot 10 \text{ J/(m}^3 \cdot \text{OWK)}; q_{GMP} \le p_3 = 30,61 \cdot 10 \text{ J/(m}^3 \cdot \text{OWK)};$
- c) drugi poziom uszkodzenia: $q_{GMP} \le p_1 = 29,26 \cdot 10 \text{ J/(m}^3 \circ \text{OWK)};$ $q_{GMP} \le p_2 = 33,50 \cdot 10 \text{ J/(m}^3 \circ \text{OWK)}; q_{GMP} \le p_3 = 29,12 \cdot 10 \text{ J/(m}^3 \circ \text{OWK)};$
- d) trzeci poziom uszkodzenia: q_{GMP} w $p_1 = 25,61 \cdot 10 J/(m^3.\circ OWK);$ q_{GMP} w $p_2 = 25,01\cdot 10 J/(m^3.\circ OWK);$ q_{GMP} w $p_3 = 23,88\cdot 10 J/(m^3.\circ OWK)$ -- wynika z tego, że wartości tego parametru reagują na uszkodzenie najbardziej w punkcie pomiarowym p_3 , pomiary sporządzone w pozostałych punktach obarczone są błędami i z dużym prawdopodobieństwem można stwierdzić, że są one spowodowane wpływem kanałów pomiarowych i kurkiem indykatorowym.

Wartości parametrów charakterystycznych q i Q_n podane w tabeli 5.12 zmniejszają się pod wpływem wzrostu poziomu uszkodzenia podobnie w trzech różnych miejscach pomiarowych i trudno jest wyłonić jednoznaczny syndrom diagnostyczny dla tego rodzaju uszkodzenia, który by wskazywał na większe korzyści diagnostyczne danego punktu pomiarowego. Wartości parametru $\alpha Q_n \max$ w punktach pomiarowych p₁ i p₂ zmieniają się chaotycznie i w dużym stopniu wraz ze wzrostem poziomu uszkodzenia, natomiast w punkcie p₃ zmiany wartości tego parametru nie są tak intensywne. Inaczej jest w przypadku parametru αq_{max} gdzie w punkcie pomiarowym p₃ można zaobserwować największe zmiany jego wartości w porównaniu do wzorcowej (3,5°OWK), ponieważ największa różnica w pozostałych punktach pomiarowych wynosi tylko 1,5°OWK.

Bez uszkodzeń								
Parametry		\mathbf{p}_1		p ₂		p ₃		
$Q_{n max} \cdot 400 [J/m^3]$		64,55		66,41		54,44		
αQ _{n max} [°OWK]		127,0		123,0		143,5		
$q_{max} \cdot 10[J/(m^{3.\circ}OWK)]$		95,88		99,99		72,47		
αq _{max} [°OWK]		14,0		14,0		13,5		
		upu	st 20°					
Parametry		p _{1u}		p_{2u}		p_{3u}		
Q _{n max} ·400 [J/m ³]	\downarrow	59,87	\downarrow	62,46	\downarrow	51,78		
αQ _{n max} [°OWK]	1	128,5	1	131,5	\downarrow	136,5		
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3 \cdot ^{\circ}OWK)]$	↓	80,29	\downarrow	82,98	↓	61,18		
αq _{max} [°OWK]	\leftrightarrow	14,0	\downarrow	13,5	1	15,5		
		upu	st 40°)				
Parametry		p _{1u}		p_{2u}		p _{3u}		
$Q_{n max} \cdot 400 [J/m^3]$	\downarrow	56,48	\downarrow	56,80	\downarrow	49,17		
$\alpha Q_{n max} [^{\circ}OWK]$	\downarrow	116,0	\downarrow	120,5	1	144,0		
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3 \cdot ^{\circ}OWK)]$	\downarrow	76,96	\downarrow	78,58	\downarrow	58,18		
αq_{max} [°OWK]	\downarrow	12,5	\downarrow	13,0	\downarrow	13,0		
		upu	st 60°)				
Parametry		p _{1u}		p_{2u}		p _{3u}		
O 400 FT/ 31								
$Q_{n max} \cdot 400 [J/m^3]$	↓	49,81	\downarrow	51,37	\downarrow	41,58		
$\frac{Q_{n \max} \cdot 400 [J/m^{\circ}]}{\alpha Q_{n \max} [^{\circ}OWK]}$	\downarrow \downarrow	49,81 99,5	$\begin{array}{c} \downarrow \\ \downarrow \end{array}$	51,37 102,5	$\begin{array}{c} \downarrow \\ \leftrightarrow \end{array}$	41,58 143,5		
$\frac{Q_{n \max} \cdot 400 \text{ [J/m}^{-1}\text{]}}{\alpha Q_{n \max} \text{ [°OWK]}}$ $q_{\max} \cdot 10 \text{[J/(m}^{3} \cdot \text{°OWK)]}$	$\downarrow \\ \downarrow \\ \downarrow$	49,81 99,5 65,65	$\begin{array}{c} \downarrow \\ \downarrow \\ \downarrow \\ \downarrow \end{array}$	51,37 102,5 71,11	$\begin{array}{c} \downarrow \\ \leftrightarrow \\ \downarrow \end{array}$	41,58 143,5 55,78		

Tab. 5.12. Porównanie parametrów charakterystyk wydzielania ciepła silnika wzorcowego i pracującego z symulowaną nieszczelnością pary precyzyjnej pompy wtryskowej, w trzech różnych miejscach cylindra, przy obciążeniu silnika 75% N_n

5.4.2. Symulacje uszkodzonej sprężyny wtryskiwacza

Symulacje uszkodzonej sprężyny wtryskiwacza zrealizowano poprzez zmianę ciśnienia otwarcia wtryskiwacza. Na stanowisku prób wtryskiwaczy ustawiano ciśnienie 15 MPa i 10 MPa (25 MPa to wartość zalecana dla tego silnika). Spodziewany skutek uszkodzenia to pogorszenie rozpylenia (wzrost średniej wielkości kropel paliwa, skrucona długość strugi wtryskiwanego paliwa, zmiana kąta początku wtrysku). Na rysunkach od 5.33 do 5.36 przedstawiono wykresy indykatorowe i charakterystyki wydzielania ciepła, a w tabelach 5.13 i 5.14 parametry indykowane i wielkości charakterystyczne funkcji wydzielania ciepła silnika pracującego bez i z symulacją uszkodzenia sprężyny wtryskiwacza.



Rys. 5.33. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z z symulacją uszkodzenia sprężyny wtryskiwacza (ciśnienie otwarcia wtryskiwacza 15 MPa), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.34. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją uszkodzenia sprężyny wtryskiwacza (ciśnienie otwarcia wtryskiwacza 10 MPa), przy obciążeniu 75% N_n

Porównując wykresy indykatorowe można zauważyć, że:

- dla pierwszego poziomu uszkodzenia wykresy odczytane w punktach pomiarowych p₁ i p₂ przebiegają poniżej wykresów wzorcowych (silnik pracujący bez symulowanego uszkodzenia), ewentualnie się pokrywają, a w punkcie pomiarowym p₃ od około 225°OWK krzywa ciśnienia spalania przecina krzywą wzorcową ciśnienia i dalej przebiega ponad nią,
- tendencje zakłóceń przebiegu ciśnienia spalania silnika pracującego z uszkodzeniem odczytane w punktach pomiarowych p₁ i p₂ są podobne w stosunku do silnika pracującego bez uszkodzeń w przedziale od GMP do uzyskania wartości p_{max},
- widoczny przede wszystkim dla drugiego poziomu uszkodzenia wcześniejszy samozapłon dla pomiaru w punkcie pomiarowym p₃ i przy niższym ciśnieniu cylindrowym, co może sugerować wyraźnie przedwczesny wtrysk paliwa w wyniku wprowadzonej symulacji uszkodzenia,
- widoczne przede wszystkim dla drugiego poziomu uszkodzenia przegięcie krzywej ciśnienia w kierunku przyspieszenia narastania ciśnienia spalania około 175°OWK, a następnie nagły spadek przyrostu ciśnienia dla około 178°OWK, dla pomiaru w punkcie pomiarowym p₃.

Analizując parametry indykowane zgromadzone w tabeli 5.13 zarejestrowane podczas pracy silnika bez uszkodzenia i z symulacją uszkodzenia sprężyny wtryskiwacza można zauważyć, że:

- średnie ciśnienie indykowane bardzo słabo reaguje na wprowadzaną symulację w punkcie pomiarowym p₃ (spadek wartości tylko o 0,96% dla p₃, a dla czujnika umieszczonego na kurku indykatorowym (punkt p₂) spadek wynosi aż 4,89% względem wartości wzorcowej przy drugim poziomie uszkodzenia),
- wartość p_{max} dla wszystkich punktów pomiarowych maleje wraz ze wzrostem poziomu uszkodzenia,
- wartości p_{exp} maleją wraz ze wzrostem poziomu uszkodzenia dla wszystkich punktów pomiarowych,
- wartości αp_{max} zmieniają się chaotycznie i w niewielkim stopniu wraz ze wzrostem poziomu uszkodzenia dla wszystkich punktów pomiarowych,
- 5) wartości $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ zmieniają się chaotycznie wraz ze wzrostem poziomu uszkodzenia dla wszystkich punktów pomiarowych, a dla pomiaru na kurku indykatorowym

zmiany wartości tego parametru są bardzo duże i dla drugiego poziomu uszkodzenia rosną aż o 19,4% w stosunku do wartości wzorcowej.

Tab. 5.13. Wartości parametrów indykowanych odniesione do wartości wzorcowych rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego z symulacją uszkodzenia sprężyny wtryskiwacza, przy obciążeniu 75% N_n

Bez uszkodzeń (wzorcowy)								
Parametry ind.		p_1		p ₂		p ₃		
p _i · 10 ⁻¹ [MPa]		7,9		8,1		7,9		
N _i [kW]		73,42		75,28		73,29		
p _{max} · 10 ⁻¹ [MPa]		81,8		85,3		79,6		
$p_{exp} \cdot 10^{-1} [MPa]$		50,0		51,7		44,3		
αp _{max} [°OWK]		16,5		18,0		13,5		
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ} \text{OWK}) [\text{MPa/}^{\circ} \text{OWK}]$		0,16252		0,14664		0,19047		
Ciśnienie otwarcia wtryskiwacza 15 MPa								
Parametry ind.		\mathbf{p}_{1u}		p _{2u}		p _{3u}		
p _i · 10 ⁻¹ [MPa]	↓	7,8	\downarrow	8,0	↓	7,9		
N _i [kW]	\downarrow	72,39	\downarrow	73,83	\downarrow	72,79		
$p_{max} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	78,8	\downarrow	80,7	\downarrow	76,3		
$p_{exp} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	48,6	\downarrow	49,4	\downarrow	44,1		
αp _{max} [°OWK]	1	17,0	\leftrightarrow	18,0	1	14,0		
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ} \text{OWK}) [\text{MPa/}^{\circ} \text{OWK}]$	↓	0,15035	↓	0,13962	1	0,19775		
	С	iśnienie otwarcia	wtry	skiwacza 10 MPa				
Parametry ind.		p_{1u}		p_{2u}		p _{3u}		
$p_i \cdot 10^{-1} [MPa]$	↓	7,7	↓	7,7	↓	7,8		
N _i [kW]	\downarrow	71,59	\downarrow	71,59	\downarrow	72,59		
$p_{max} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	77,2	\downarrow	81,1	\downarrow	75,9		
$p_{exp} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	46,5	\downarrow	48,7	\downarrow	42,3		
αp_{max} [°OWK]	\downarrow	16,0	\downarrow	16,5	\downarrow	12,5		
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ} \text{OWK}) [\text{MPa/}^{\circ} \text{OWK}]$	¢	0,16682	¢	0,17509	↓	0,18769		

Analiza diagnostyczna z wykorzystaniem tylko parametrów indykatorowych dla tego rodzaju uszkodzenia układu wtryskowego jest niemożliwa; konieczne jest rozszerzenie wiedzy o inne parametry i wielkości charakteryzujące pracę silnika. Na rysunkach 5.35 i 5.36 pokazano przebieg charakterystyk wydzielania ciepła silnika pracującego z symulacją uszkodzenia sprężyny wtryskiwacza.



Rys. 5.35. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją uszkodzenia sprężyny wtryskiwacza (ciśnienie otwarcia wtryskiwacza 15 MPa), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.36. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją uszkodzenia sprężyny wtryskiwacza (ciśnienie otwarcia wtryskiwacza 10 MPa), przy obciążeniu 75% N_n

Przebieg funkcji wydzielania ciepła Q_n jest zmienny i zależy od miejsca pomiaru i poziomu uszkodzenia. Dla pierwszego poziomu uszkodzenia i dla odczytanych danych na kurku indykatorowym (p₂) przebiegi Q_n prawie się pokrywają z wzorcowymi (brak reakcji na symulowane uszkodzenie). Dla tego samego punktu pomiarowego (p₂) przy drugim poziomie uszkodzenia wartość ta jest dużo mniejsza w całym prezentowanym na wykresie przedziale (od 160° do 280°OWK). Dla pierwszego poziomu uszkodzenia w punktach pomiarowych p₁ i p₃ wartości wzorcowe Q_n od około 240°OWK są mniejsze niż dla silnika pracującego z uszkodzeniem. Ponadto przy tym poziomie uszkodzenia w punkcie pomiarowym p₃ pojawiają się niewielkie zakłócenia od 240°OWK, w punkcie p₁ od 255°OWK, a w punkcie p₂ zakłócenia są niewidoczne. Dla drugiego poziomu uszkodzenia zakłócenia pojawiają się później, ale w tym przypadku są również widoczne dla rejestrowanego sygnału w punkcie pomiarowym p₂.

Przebieg funkcji wydzielania ciepła q w przedziale "przejścia" przez GMP jest niemal liniowy (linie funkcji są prawie równoległe dla silnika pracującego z i bez uszkodzenia) w punktach pomiarowych p_1 i p_2 w odróżnieniu do punktu pomiarowego p3. Przejście przez wartości maksymalne tej funkcji jest łagodniejsze w punkcie pomiarowym p3 w porównaniu do pozostałych punktów. Zauważalne są również pewne zakłócenia dla punktu pomiarowego p3. Dla pierwszego poziomu rozpoczynają się już od 200°OWK i stopniowo narastają, dla drugiego poziomu uszkodzenia rozpoczynają się od 240°OWK i ich amplituda jest duża. Może to być syndromem diagnostycznym tym bardziej, że w pozostałych punktach pomiarowych zakłócenia te są słabsze i zbliżone do zakłóceń dla silnika pracującego bez uszkodzeń. Dla punktu pomiarowego p₃ w przebiegu funkcji q zauważyć można wyraźne przegłębienie przebiegu w obszarze od 165 do 170°OWK tym silniejsze, im większy jest poziom uszkodzenia. Podobnie jak we wcześniejszych symulacjach uszkodzeń, można zauważyć znaczne różnice wartości q w GMP w odniesieniu do wzorcowych w punkcie pomiarowym p3, a nie jest to zauważalne w pozostałych punktach pomiarowych. Różnice q_{GMP} narastają wraz ze wzrostem poziomu uszkodzenia.

cymura, przy obciążemu	1570	1 ¶n					
		Bez u	szkoc	lzeń			
Parametry		\mathbf{p}_1		\mathbf{p}_2		p ₃	
$Q_{n max} \cdot 400 [J/m^3]$		64,55		66,41		54,44	
αQ _{n max} [°OWK]		127,0		123,0		143,5	
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3.\circ OWK)]$		95,88		99,99		72,47	
αq _{max} [°OWK]		14,0		14,0		13,5	
	ciś	nienie otwarcia	wtrys	skiwacza 15 MPa			
Parametry		$\mathbf{p}_{1\mathrm{u}}$	lu p _{2u}			p _{3u}	
Q _{n max} ·400 [J/m ³]	1	65,91	1	67,00	1	56,75	
$\alpha Q_{n \max}$ [°OWK]	1	133,5	1	143,5	1	146,5	
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3.°OWK)]$	\downarrow	90,64	\downarrow	91,69	\downarrow	66,66	
αq _{max} [°OWK]	\downarrow	13,5	\leftrightarrow	14,0	\downarrow	12,5	
	ciś	nienie otwarcia	wtrys	skiwacza 10 MPa			
Parametry		$\mathbf{p}_{1\mathrm{u}}$		p_{2u}		p_{3u}	
$Q_{n max} \cdot 400 [J/m^3]$	\downarrow	64,02	\downarrow	64,81	1	55,78	
$\alpha Q_{n \max}$ [°OWK]	1	130,0	1	133,0	\downarrow	137,0	
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3 \cdot ^{\circ}OWK)]$	\downarrow	79,92	\downarrow	86,91	\downarrow	62,09	
αq _{max} [°OWK]	\downarrow	13,0	\downarrow	13,0	\downarrow	12,5	

Tab. 5.14. Porównanie parametrów charakterystyk wydzielania ciepła silnika wzorcowego i pracującego z symulacją uszkodzenia sprężyny wtryskiwacza, w trzech różnych miejscach cylindra, przy obciążeniu 75% N_n

Wartości parametrów charakterystyk wydzielania ciepła ulegają zmianie chaotycznie, np.:

- wartość Q_{n max} dla pierwszego poziomu uszkodzenia najpierw rośnie, a następnie maleje dla wszystkich punktów pomiarowych z tym, że w punkcie pomiarowym p₃ wartość Q_{nmax} jest zawsze większa dla silnika pracującego z uszkodzeniem, w stosunku do wartości wzorcowej,
- największa różnica kąta αQ_{nmax} występuje podczas pomiaru ciśnienia na kurku indykatorowym pomiędzy silnikiem pracującym bez symulowanego uszkodzenia i z uszkodzeniem pierwszego poziomu,
- 3) wartości q_{max} maleją równomiernie we wszystkich punktach pomiarowych,
- 4) wartości kąta αq_{max} nie wykazują znaczących różnic.

Jednoznaczne określenie syndromów diagnostycznych tylko na podstawie parametrów charakterystycznych funkcji wydzielania ciepła wydaje się niemożliwe dla tego rodzaju uszkodzenia.

5.4.3. Symulacje niedrożnych otworów wtryskiwacza

Symulacje niedrożnych otworów wtryskiwacza została zrealizowana w trzech poziomach poprzez montaż do korpusu wtryskiwacza rozpylaczy z niedrożnymi dwoma, trzema i czterema otworami. Przed montażem wtryskiwacza na silniku za każdym razem był on sprawdzany i regulowane było prawidłowe ciśnienie otwarcia wtryskiwacza na stanowisku prób wtryskiwaczy.

Na rysunkach od 5.37 do 5.42 przedstawiono wykresy indykatorowe i charakterystyki wydzielania ciepła, a w tabelach 5.15 i 5.16 parametry indykowane i wielkości charakterystyczne funkcji wydzielania ciepła silnika pracującego bez i z symulacją uszkodzenia sprężyny wtryskiwacza.

Analizując wykresy indykatorowe (Rys. 5.37 do 5.39) można zauważyć przesuwanie się krzywych ciśnienia spalania silnika pracującego z uszkodzeniami w stosunku do wykresów wzorcowych wzdłuż osi odciętych w kierunku rzędnych (w lewo) dla drugiego i trzeciego poziomu uszkodzenia (dla trzech punktów pomiarowych), zaś w pierwszym poziomie uszkodzenia przesunięcie w prawo.



Rys. 5.37. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją niedrożnych otworów wtryskiwacza (niedrożne dwa otwory wtryskiwacza), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.38. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją niedrożnych otworów wtryskiwacza (niedrożne trzy otwory wtryskiwacza), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.39. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją niedrożnych otworów wtryskiwacza (niedrożne cztery otwory wtryskiwacza), przy obciążeniu 75% N_n

Widoczne jest również znaczne obniżenie wartości ciśnienia w obrębie spalania dla wszystkich punktów pomiarowych z tym, że wartości maksymalne spalania są większe w trzecim poziomie uszkodzenia niż w drugim.

Na podstawie analizy parametrów indykowanych (Tab. 5.15) można stwierdzić, że:

- wartość średniego ciśnienia indykowanego p_i rośnie wraz ze wzrostem poziomu uszkodzenia, tylko w punkcie pomiarowym p₃ reakcja parametru jest w przybliżeniu proporcjonalna, procentowe różnice tego parametru w stosunku do pomiarów wzorcowych przedstawiają się następująco:
 - a) pierwszy poziom uszkodzenia: $p_i w p_1 = -6,06\%$; $p_i w p_3 = -6,61\%$; $p_i w p_3 = -5,57\%$;
 - b) drugi poziom uszkodzenia: $p_i w p_1 = -5,51\%$; $p_i w p_3 = -6,13\%$; $p_i w p_3 = -3,96\%$;
 - c) trzeci poziom uszkodzenia: $p_i w p_1 = -0,67\%$; $p_i w p_3 = -1,37\%$; $p_i w p_3 = -0,69\%$;
- wartość maksymalnego ciśnienia spalania p_{max} jest większa w trzecim poziomie uszkodzenia niż w pierwszym i drugim, podobnie dotyczy to wartości ciśnienia ekspansji,
- 3) wartość kąta αp_{max} odczytany w punkcie pomiarowym p₃ i p₂ zwiększa się łagodnie dla pierwszego poziomu uszkodzenia w porównaniu do wartości wzorcowej, a przy kolejnych poziomach gwałtownie spada,
- 4) wartości $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ są zmienne, różnią się od wartości wzorcowych w taki sposób, że w pierwszym poziomie uszkodzenia dla wszystkich punktów pomiarowych przyjmują wartości mniejsze od wartości wzorcowych następnie rosną z tym, że już w drugim poziomie uszkodzenia dla pomiaru na kurku indykatorowym (p₂) wartość $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ jest większa od pomiaru wzorcowego, a w najwyższym poziomie uszkodzenia wartość tego parametru jest większa o ponad 30% od pomiaru wzorcowego,
- 5) wartości $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ w punkcie pomiarowym p₃ narastają niemalże liniowo zbliżając się do wartości wzorcowej.
Tab. 5.15. Wartości parametrów indykowanych odniesione do wartości wzorcowych rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego z symulacją niedrożnych otworów wtryskiwacza, przy obciążeniu 75% N_n

Bez uszkodzeń (wzorcowy)							
Parametry ind.		\mathbf{p}_1		p ₂		p ₃	
$p_i \cdot 10^{-1} [MPa]$		7,9		8,1		7,9	
N _i [kW]		73,42		75,28		73,29	
$p_{max} \cdot 10^{-1} [MPa]$		81,8		85,3		79,6	
p _{exp} · 10 ⁻¹ [MPa]		50,0		51,7		44,3	
αp _{max} [°OWK]		16,5		18,0		13,5	
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ} \text{OWK}) [\text{MPa/}^{\circ} \text{OWK}]$		0,16252		0,14664		0,19047	
		Niedrożne dwa o	twor	y wtryskiwacza			
Parametry ind.		p _{1u}		p _{2u}		p _{3u}	
$p_i \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	7,4	\downarrow	7,6	\downarrow	7,5	
N _i [kW]	\downarrow	68,97	\downarrow	70,31	\downarrow	69,20	
$p_{max} \cdot 10^{-1} [MPa]$	↓	74,8	\downarrow	76,3	\downarrow	72,5	
p _{exp} · 10 ⁻¹ [MPa]	\downarrow	45,9	\downarrow	46,7	\downarrow	41,4	
αp _{max} [°OWK]	1	17,0	\downarrow	17,5	1	14,5	
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ} \text{OWK}) [\text{MPa/}^{\circ} \text{OWK}]$	↓	0,14826	↓	0,13935	↓	0,16650	
		Niedrożne trzy o	twor	y wtryskiwacza			
Parametry ind.		p _{1u}		p_{2u}		p _{3u}	
$p_i \cdot 10^{-1} [MPa]$	↓	7,5	\downarrow	7,6	\downarrow	7,6	
N _i [kW]	\downarrow	69,37	\downarrow	70,66	\downarrow	70,38	
$p_{max} \cdot 10^{-1} [MPa]$	↓	74,2	↓	75,6	\downarrow	71,7	
p _{exp} · 10 ⁻¹ [MPa]	↓	43,5	↓	43,9	\downarrow	39,0	
αp _{max} [°OWK]	↓	14,0	↓	15,5	\downarrow	12,5	
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ} \text{OWK}) [\text{MPa}/^{\circ} \text{OWK}]$	↓	0,15961	1	0,15612	↓	0,17829	
Niedrożne cztery otwory wtryskiwacza							
Parametry ind.		p_{1u}		p _{2u}		p _{3u}	
$p_i \cdot 10^{-1} [MPa]$	↓	7,9	↓	8,0	\downarrow	7,9	
N _i [kW]	↓	72,92	↓	74,25	\downarrow	72,79	
$p_{max} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	76,7	\downarrow	78,8	↓	74,0	
$p_{exp} \cdot 10^{-1} [MPa]$	↓	44,5	↓	44,7	↓	39,7	
αp _{max} [°OWK]	\downarrow	13,5	↓	13,0	↓	9,5	
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do}$	1	0,17304	↑	0,19144	Ļ	0,18311	



Rys. 5.40. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją niedrożnych otworów wtryskiwacza (niedrożne dwa otwory wtryskiwacza), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.41. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją niedrożnych otworów wtryskiwacza (niedrożne trzy otwory wtryskiwacza), przy obciążeniu 75% N_n



Rys. 5.42. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją niedrożnych otworów wtryskiwacza (niedrożne cztery otwory wtryskiwacza), przy obciążeniu 75% N_n

Wartości charakterystyk wydzielania ciepła Q_n widoczne na rysunkach 5.40 do 5.42 są mniejsze od wartości wzorcowych tym bardziej, im większy jest poziom uszkodzenia. Krzywe charakterystyk Q_n silnika pracującego z uszkodzeniami "odrywają" się od krzywych wzorcowych w pewnym punkcie. Dla punktów pomiarowych p₁ i p₂ miejsce "oderwania" krzywych jest niemalże identyczne, znajduje się w okolicy 190°OWK i nie zmienia swojego położenia pod wpływem zmiany poziomu uszkodzenia. Tylko w punkcie pomiarowym p₃ miejsce "oderwania" krzywych Q_n silnika pracującego z uszkodzeniami od krzywych wzorcowych Q_n przesuwa się w prawo w kierunku GMP wraz ze zmianą poziomu uszkodzenia.

Przebiegi krzywych intensywności wydzielania ciepła q sporządzone na podstawie pomiarów w punktach p_1 i p_2 mają podobny charakter. Ich zakłócenia są podobne i ich kształt jest zbliżony do krzywych q sporządzonych dla silnika pracującego z niedrożnymi otworami wtryskiwacza, jak również do innych uszkodzeń w odniesieniu do zebranych danych wzorcowych. Analizując przebiegi funkcji intensywności wydzielania ciepła q w punkcie pomiarowym p_3 można zauważyć, że:

 wartości q odczytane na wykresach w GMP (Rys. 5.40 do 5.42) dla silnika pracującego z uszkodzeniami są zdecydowanie mniejsze niż wartości dla silnika pracującego bez uszkodzeń, czego nie można zaobserwować dla pozostałych miejsc pomiarowych,

- pojawiają się pewne zakłócenia przebiegu krzywych q po przejściu przez wartości maksymalne w tym punkcie pomiarowym w porównaniu do silnika wzorcowego, tym szybciej (bliżej GMP) im wyższy jest poziom wprowadzonego uszkodzenia,
- 3) w okolicy 165°OWK pojawia się pewne "przegłębienie" (nagły spadek wartości q) tym bardziej widoczny, im wyższy jest poziom uszkodzenia.

Tab. 5.16. Porównanie parametrów charakterystyk wydzielania ciepła silnika wzorcowego i pracującego z symulacją niedrożnych otworów wtryskiwacza w trzech różnych miejscach cylindra, przy obciążeniu 75% N_n

Bez uszkodzeń							
Parametry		\mathbf{p}_1		p ₂		p ₃	
$Q_{n max} \cdot 400 [J/m^3]$		64,55		66,41		54,44	
αQ _{n max} [°OWK]		127,0		123,0		143,5	
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3 \cdot °OWK)]$		95,88		99,99		72,47	
αq _{max} [°OWK]		14,0		14,0		13,5	
	1	niedrożne dwa o	twory	v wtryskiwacza			
Parametry		$\mathbf{p}_{1\mathrm{u}}$		p_{2u}		p _{3u}	
$Q_{n max} \cdot 400 [J/m^3]$	\downarrow	60,06	\rightarrow	61,23	\rightarrow	50,59	
$\alpha Q_{n \max}$ [°OWK]	1	130,0	1	124,0	\Leftrightarrow	143,5	
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3 \cdot \circ OWK)]$	\downarrow	83,67	\rightarrow	86,91	\rightarrow	62,42	
αq _{max} [°OWK]	\downarrow	13,5	\downarrow	13,0	\downarrow	13,0	
	1	niedrożne trzy o	twory	v wtryskiwacza			
Parametry		\mathbf{p}_{1u}	p _{2u} p _{3u}		p _{3u}		
Q _{n max} ·400 [J/m ³]	\downarrow	60,50	\downarrow	60,59	\rightarrow	50,37	
$\alpha Q_{n \max}$ [°OWK]	1	139,5	1	141,5	1	144,5	
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3 \cdot °OWK)]$	\downarrow	75,14	\downarrow	76,20	\downarrow	54,27	
αq _{max} [°OWK]	\downarrow	12,0	\downarrow	12,5	\downarrow	12,5	
niedrożne cztery otwory wtryskiwacza							
Parametry		$\mathbf{p}_{1\mathrm{u}}$	p _{2u}			p_{3u}	
$Q_{n max} \cdot 400 [J/m^3]$	\downarrow	58,63	\downarrow	59,01	\downarrow	49,50	
$\alpha Q_{n max}$ [°OWK]	\uparrow	137,0	\uparrow	141,0	\downarrow	129,0	
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3 \cdot ^{\circ}OWK)]$	\downarrow	66,74	\downarrow	69,28	\downarrow	50,94	
αq_{max} [°OWK]	\downarrow	10,5	\downarrow	10,5	\leftrightarrow	13,5	

Wartości charakterystyczne funkcji wydzielania ciepła Q_{nmax} i q_{max} oraz $\alpha Q_{n max}$ i αq_{max} (Tab. 5.16) odczytane w trzech różnych punktach pomiarowych nie wskazują jednoznacznie korzyści płynących z wykorzystania któregokolwiek punktu pomiarowego podczas diagnostyki tego rodzaju uszkodzenia. Pomimo to różnice ich wartości dla silnika pracującego z i bez uszkodzeń, a szczególnie wartości q_{max} stanowią cenny wskaźnik diagnostyczny.

5.4.4. Symulacja rozkalibrowanych otworów wtryskiwacza

Symulacja rozkalibrowanych otworów wtryskiwacza została zrealizowana w jednym poziomie uszkodzenia poprzez montaż do korpusu wtryskiwacza rozpylacza ze zwiększonym przekrojem czynnym otworów. Użyty został rozpylacz o oznaczeniu 158/10/0,350 i przekroju czynnym otworów 0,9616 mm², gdzie dla rozpylacza wzorcowego przekrój czynny wynosi 0,7234 mm². Przed montażem wtryskiwacza na silniku był on sprawdzany i wyregulowane zostało prawidłowe ciśnienie otwarcia wtryskiwacza.

Analizując wykresy indykatorowe (Rys. 5.43) sporządzone na podstawie pomiarów ciśnienia cylindrowego w trzech różnych miejscach pomiarowych można zauważyć, że w punkcie pomiarowym p₃ pojawia się pewne "wypłaszczenie" krzywej przebiegu ciśnienia tuż po przekroczeniu wartości maksymalnej p_{max} (od 191°OWK do około 198°OWK).



Rys. 5.43. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją rozkalibrowanych otworów wtryskiwacza (rozpylacz oznaczony 158/10/0,350, przekrój czynny otworów 0,9616 mm²), przy obciążeniu 75% N_n

W pozostałych punktach pomiarowych takie "wypłaszczenie" jest niewidoczne. Sugerować to może przewlekłe, niezupełne i niecałkowite spalanie paliwa w cylindrze z powodu większej średniej wielkości kropel, co powoduje zwiększenie obciążenia termicznego danego cylindra. Powodować to może, co również jest widoczne tylko na przebiegu ciśnienia p₃, obniżenie ciśnienia sprężania w kolejnym cyklu pracy.

W tabeli 5.17 zestawione zostały parametry indykowane odczytane w trzech różnych miejscach cylindra silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją rozkalibrowanych otworów wtryskiwacza.

Tab. 5.17. Wartości parametrów indykowanych odniesione do wartości wzorcowych rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego z symulacją rozkalibrowanych otworów wtryskiwacza, przy obciążeniu 75% N_n

Bez uszkodzeń (wzorcowy)							
Parametry ind.		\mathbf{p}_1		p ₂		p ₃	
$p_{i} \cdot 10^{-1} [MPa]$		7,9		8,1		7,9	
N _i [kW]		73,42		75,28		73,29	
p _{max} · 10 ⁻¹ [MPa]		81,8		85,3		79,6	
p _{exp} · 10 ⁻¹ [MPa]		50,0		51,7		44,3	
αp _{max} [°OWK]		16,5		18,0		13,5	
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} $ 180°OWK) [MPa/°OWK]		0,16252 0,14664			0,19047		
Rozpylacz ozr	naczo	ony 158/10/0,350,	prze	ekrój czynny otworó	w 0,9	9616 mm ²	
Parametry ind.		$\mathbf{p}_{1\mathrm{u}}$	p _{1u} p _{2u}			p _{3u}	
p _i · 10 ⁻¹ [MPa]	\downarrow	7,6	\rightarrow	7,8	\downarrow	7,7	
N _i [kW]	\downarrow	70,76	\rightarrow	71,81	\downarrow	71,67	
p _{max} · 10 ⁻¹ [MPa]	\downarrow	77,4	\rightarrow	79,7	\downarrow	76,7	
$p_{exp} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\downarrow	46,5	\rightarrow	46,8	\downarrow	41,4	
αp _{max} [°OWK]	↓	15,5	\rightarrow	17,0	\downarrow	11,5	
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ} \text{OWK}) [\text{MPa/}^{\circ} \text{OWK}]$	ſ	0,24736	↓	0,14367	¢	0,20436	

Analizując wartości ciśnień cylindrowych (p_i, p_{max}, p_{exp}) zawartych w tabeli 5.17 trudno jest jednoznacznie określić, które miejsce pomiarowe jest najbardziej przydatne podczas diagnostyki dla tego rodzaju uszkodzenia (rozkalibrowane otwory wtryskiwacza). Pomimo tego najmniejsze różnice wartości parametrów (p_i, p_{max}, p_{exp}) pomiędzy danymi wzorcowymi, a danymi silnika pracującego z uszkodzeniem zauważyć można w punkcie pomiarowym p₃. Natomiast wartość parametru αp_{max} wykazuje największą czułość na zadane uszkodzenie i zmniejsza się aż o ponad 14% w punkcie pomiarowym p₃, a dla pozostałych punktów pomiarowych: αp_{max} w p₁ = -6,06%; αp_{max} w p₂ = -5,55%. Z kolei wartość parametru $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ jest większa aż o 52,2 % dla pomiaru przed kurkiem indykatorowym, mniejsza o 2,02% dla pomiaru na kurku indykatorowym i większa o 7,29% dla pomiaru w kołnierzu tulei cylindrowej w porównaniu do pomiarów wzorcowych. W tym przypadku konieczna jest analiza parametru $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ dla innych przedziałów kątowych.

Z przebiegów charakterystyk wydzielania ciepła Q_n i q (Rys. 5.44) rejestrowanych w trzech różnych miejscach pomiarowych z symulacją rozkalibrowanych otworów rozpylacza, zauważyć można znaczne obniżenie ich wartości w porównaniu do pomiarów na silniku pracującym bez uszkodzeń w całym prezentowanym przedziale.



Rys. 5.44. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z symulacją rozkalibrowanych otworów wtryskiwacza (rozpylacz oznaczony 158/10/0,350, przekrój czynny otworów 0,9616 mm²), przy obciążeniu 75% N_n

Poza obniżeniem wartości Q_n dla silnika pracującego z uszkodzeniami, trudno jest wyłonić inne symptomy diagnostyczne. Dla przebiegu q zauważalne są pewne narastające zakłócenia, które rozpoczynają się od 20°OWK za GMP w punkcie p₃. Interesujące wydaje się "przegięcie" krzywej (q)p₃ w przedziale od 160 do 170°OWK silnika pracującego z uszkodzeniem, które nie występuje w punktach p₁ i p₂ i charakter tego przegięcia jest inny niż w omawianych wcześniej uszkodzeniach. Tabela 5.18 prezentuje wartości parametrów charakterystycznych funkcji wydzielania ciepła. Wartości tych parametrów są różne w zależności od punktu pomiaru, a ich wartości zmieniają się dość chaotycznie dla silnika z omawianym uszkodzeniem. Nie pozwala to na jednoznaczne określenie za pomocą, którego punktu pomiarowego p_1 , p_2 czy p_3 można najdokładniej odzwierciedlić procesy zachodzące w komorze spalania silnika pracującego z rozkalibrowanymi otworami rozpylacza. Nie zmienia to faktu, że są to cenne i przydatne dane w diagnostyce okrętowego silnika tłokowego.

Tab. 5.18. Porównanie parametrów charakterystyk wydzielania ciepła silnika wzorcowego i pracującego z symulacją rozkalibrowanych otworów wtryskiwacza, rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, przy obciążeniu 75% N_n

Bez uszkodzeń								
Parametry		p 1 p 2 p 3						
Q _{n max} ·400 [J/m ³]		64,55		66,41		54,44		
αQ _{n max} [°OWK]		127,0		123,0		143,5		
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3 \cdot ^{\circ}OWK)]$		95,88		99,99		72,47		
αq _{max} [°OWK]		14,0		14,0		13,5		
wtryskiwa	wtryskiwacz 158/10/0,350, przekrój czynny otworów 0,9616 mm ²							
Parametry		piu p _{2u} p _{3u}				p_{3u}		
$Q_{n max} \cdot 400 [J/m^3]$	\downarrow	62,08	\rightarrow	62,26	\downarrow	52,81		
αQ _{n max} [°OWK]	1	141,5	\rightarrow	113,5	1	145,0		
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3 \cdot °OWK)]$	↓	83,05	\rightarrow	86,72	↓	61,24		
αq _{max} [°OWK]	↓	12,5	\downarrow	12,5	↓	11,0		

5.4.5. Symulacja zmiany kąta rozchylenia strug paliwa i zmniejszonej wielkości kropel wtryskiwanego paliwa

W trakcie pracy wtryskiwacza, wypływające z bardzo dużą prędkością i w sposób burzliwy przez otwory rozpylacza strugi paliwa powodują kawitację i rozkalibrowanie jego otworów (zwiększenie przekroju czynnego otworów). Towarzyszyć temu zjawisku może również zmiana kąta rozwarcia strugi paliwa. Częściowe zakoksowanie otworów może być również powodem zmiany kąta rozwarcia strugi paliwa. Symulacja zmiany kąta rozwarcia strug paliwa i zmniejszona wielkość kropel wtryskiwanego paliwa została zrealizowana z jednym poziomem symulacji, poprzez montaż do korpusu wtryskiwacza rozpylacza ze zmniejszonym przekrojem czynnym otworów i innym od wzorcowego kątem rozwarcia strugi paliwa. Użyty został rozpylacz o oznaczeniu 150/9/0,285, o kącie rozwarcia strug paliwa wynoszącym 150° i przekroju czynnym otworów 0,5738 mm², gdzie dla rozpylacza wzorcowego kąt rozwarcia strug paliwa wynosi 158°, a przekrój czynny otworów 0,7234 mm². Przed montażem wtryskiwacza na silniku był on sprawdzany i wyregulowane zostało prawidłowe ciśnienie otwarcia wtryskiwacza.

Analizując wykresy indykatorowe przedstawione na rysunku 5.45 można zauważyć, że otrzymane z pomiaru w punkcie p_1 i p_2 znacząco różnią się od wykresów w punkcie p_3 . Na wykresach p_3 i p_{3u} wyraźnie zauważalny jest charakterystyczny punkt przejścia od sprężania do dalszego narastania ciśnienia na skutek spalania - punkt odpowiadający samozapłonowi mieszaniny paliwowo - powietrznej, który nie jest widoczny na pozostałych wykresach - p_1 , p_1u , p_2 i p_2u . Symulowane uszkodzenie nie miało istotnego wpływu na różnice pomiędzy wykresem p_3 i p_3u , aż do GMP. Po GMP widoczna jest mniejsza dynamika przyrostu ciśnienia i w konsekwencji p_{max} dla symulowanego uszkodzenia ma wartość niższą. Powyższa zmiana nie jest tak wyraźnie widoczna dla pozostałych rejestracji: p_1 , p_1u i p_2 , p_2u , co spowodowane jest prawdopodobnie zakłóceniami generowanymi przez kanały pomiarowe i kurek indykatorowy. We wszystkich jednak przypadkach ciśnienie maksymalne na skutek symulowanego uszkodzenia ma wartość niższą od wzorcowej.



Rys. 5.45. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i ze zmniejszonym przekrojem czynnym otworów oraz kątem rozchylenia strug wtryskiwanego paliwa (wtryskiwacz 150/9/0,285, przekrój czynny otworów 0,5738 mm²), przy obciążeniu 75% N_n

Symulowane uszkodzenie prowadzi do zmiany długości i kształtu strug wtryskiwanego paliwa w wyniku dławienia przepływu przez mniejszy od wzorcowego czynny przekrój otworów rozpylacza. Powyższe jak i większy kąt rozpylania mogą wpływać, przy danym kształcie komory spalania, na skuteczność powstawania mieszaniny paliwowo -

 powietrznej. Konsekwencją tego jest spadek wartości ciśnienia maksymalnego w cylindrze, spadek energii spalin i ostatecznie spadek wartości ciśnienia powierza doładowującego. Tym można tłumaczyć nieznaczne obniżenie wartości ciśnienia sprężania. Ostatecznie należy stwierdzić, że na podstawie analizy zmian wykresów indykatorowych trudno jest określić wpływ tego uszkodzenia na proces spalania.

Przedstawione w tabeli 5.19 wartości ciśnień cylindrowych p_i, p_{max} i p_{exp} silnika pracującego z omawianym uszkodzeniem maleją względem silnika pracującego bez uszkodzenia z tym, że parametry zmierzone w punkcie pomiarowym p₃ charakteryzują się najmniejszym spadkiem wartości. Wartość kąta αp_{max} odczytana przed kurkiem indykatorowym jest większa dla silnika pracującego z uszkodzeniem niż bez uszkodzenia.

Tab. 5.19. Wartości parametrów indykowanych odniesione do wartości wzorcowych rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego z mniejszym kątem rozchylenia strugi paliwa i mniejszą wielkością kropel wtryskiwanego paliwa, przy obciążeniu silnika 75% N_n

Bez uszkodzeń (wzorcowy)							
Parametry ind.	Piu P2u					p_{3u}	
$p_{i} \cdot 10^{-1} [MPa]$		7,9		8,1		7,9	
N _i [kW]		73,42		75,28		73,29	
$p_{max} \cdot 10^{-1} [MPa]$		81,8		85,3		79,6	
$p_{exp} \cdot 10^{-1} [MPa]$		50,0		51,7		44,3	
αp _{max} [°OWK]		16,5		18,0		13,5	
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ} \text{OWK}) [\text{MPa}/^{\circ} \text{OWK}]$		0,16252	0,14664			0,19047	
wtryskiw	acz	150/9/0,285, przel	krój	czynny otworów 0,5	738	mm ²	
Parametry ind.		$\mathbf{p}_{1\mathrm{u}}$	u P2u			p_{3u}	
$p_{i} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\rightarrow	7,6	\rightarrow	7,7	\rightarrow	7,6	
N _i [kW]	\rightarrow	70,43	\rightarrow	71,52	\rightarrow	70,82	
p _{max} · 10 ⁻¹ [MPa]	\rightarrow	76,0	\rightarrow	78,3	\rightarrow	74,5	
$p_{exp} \cdot 10^{-1} [MPa]$	\rightarrow	47,6	\rightarrow	48,2	\rightarrow	42,7	
αp _{max} [°OWK]	↑	17,0	\rightarrow	17,0	\rightarrow	13,0	
$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} (\alpha \text{ w przedziale od } 170^{\circ} \text{ do} \\ 180^{\circ} \text{OWK}) [\text{MPa/}^{\circ} \text{OWK}]$	↓	0,14839	↓	0,13624	↓	0,18300	

Może to wynikać z prostopadłego położenia czujnika ciśnienia względem kierunku przepływu gazu w kanałach pomiarowych i różnicy kształtu i objętości poszczególnych ich odcinków. Różnica przyrostu ciśnienia spalania względem przyrostu kąta obrotu wału korbowego $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ silnika pracującego z i bez uszkodzeń jest najmniejsza w punkcie pomiarowym p₃, co wynika ze znacznego przesunięcia krzywej ciśnienia odczytanej w punkcie pomiarowym p₃, w lewo względem GMP, wzdłuż osi kątowej oraz zmniejszonej średniej wielkości kropel wtryskiwanego paliwa.

Na podstawie wykresów funkcji wydzielania ciepła (Rys. 5.46) przy omawianym uszkodzeniu można stwierdzić:

- wartości Q_n mają najmniejsze odchyłki w porównaniu do wartości wzorcowych w punkcie pomiarowym p₃,
- różnice wartości q pomiędzy silnikiem pracującym bez uszkodzenia i pracującym z uszkodzeniem odczytane w GMP są większe w punkcie pomiarowym p₃ w porównaniu do pozostałych miejsc pomiarowych,
- w przebiegu q w punkcie pomiarowym p₃ brak jest charakterystycznego dla innych uszkodzeń przegięcia w obszarze 170°OWK.



Rys. 5.46. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez uszkodzeń i z zmniejszonym przekrojem czynnym otworów oraz kątem rozwarcia strug wtryskiwanego paliwa (wtryskiwacz 150/9/0,285, przekrój czynny otworów 0,5738 mm²), przy obciążeniu 75% N_n

Analizując parametry charakterystyczne funkcji wydzielania ciepła (Tab. 5.20) można zaobserwować:

- 1) parametr Q_{nmax} reaguje najsłabiej na zadane uszkodzenie w punkcie pomiarowym p₃, bo tylko o -1,53% wartości względnej, a w pozostałych punktach Q_{nmax} w p₁ = -3,28%; $Q_{n max}$ w p₂ = -4,49% wartości względnej w porównaniu do silnika wzorcowego,
- 2) parametr αQ_{nmax} reaguje najsłabiej na zadane uszkodzenie w punkcie pomiarowym p₃: αQ_{nmax} w p₁ = 15,35%; αQ_{nmax} w p₂ = 20,32%; αQ_{nmax} w p₃ = 4,87%;
- 3) różnice wartości q_{max} silnika pracującego z i bez uszkodzeń są zbliżone,
- parametr αq_{max} najbardziej reaguje w punkcie pomiarowym p₃ przesuwając się w kierunku GMP o 1°OWK.

Tab. 5.20. Porównanie parametrów charakterystyk wydzielania ciepła silnika wzorcowego i pracującego ze zmniejszonym przekrojem czynnym otworów wtryskiwacza oraz kątem rozchylenia strug wtryskiwanego paliwa w trzech różnych miejscach cylindra, przy obciążeniu silnika 75% N_n

Bez uszkodzeń							
Parametry		p 1 p 2 p 3					
Q _{n max} ·400 [J/m ³]		64,55		66,41		54,44	
αQ _{n max} [°OWK]		127,0		123,0		143,5	
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3 \cdot ^{\circ}OWK)]$		95,88		99,99		72,47	
αq _{max} [°OWK]		14,0		14,0		13,5	
wtryskiw	acz	150/9/0,285, przel	crój	czynny otworów 0,5	738	mm ²	
Parametry		p _{1u} p _{2u}		p_{2u}	p _{3u}		
Q _{n max} ·400 [J/m ³]	\downarrow	62,43	\rightarrow	63,42	\rightarrow	53,58	
$\alpha Q_{n \max} [^{\circ}OWK]$	1	146,5	↑	148,0	↑	150,5	
$q_{max} \cdot 10[J/(m^3 \cdot ^{\circ}OWK)]$	\downarrow	86,64	\downarrow	89,81	\downarrow	63,92	
αq _{max} [°OWK]	\downarrow	13,5	\downarrow	13,5	\downarrow	12,5	

5.5. Analiza porównawcza wyników badań dla silnika pracującego bez symulowanych uszkodzeń z uwzględnieniem zmiany obciążenia

Istotą indykowania okrętowego silnika tłokowego, czyli pomiaru ciśnienia cylindrowego w obrębie końca sprężania, spalania i początku wydechu, zarówno silników dwu i czterosuwowych (w warunkach eksploatacyjnych nie analizuje się ciśnienia panującego w cylindrze w okresie końca wydechu, wymiany ładunku i początku sprężania, chociaż współczesne indykatory dają takie możliwości) jest

porównywanie aktualnych wyników badań indykowania z badaniami wzorcowymi np. odczytanymi podczas prób morskich statku nowego oraz porównanie wyników z poszczególnych cylindrów. Celem takich badań jest wykrycie uszkodzeń w układach funkcjonalnych silnika takich jak: TPC, układ wtryskowy, układ wymiany ładunku, bezpośrednio odpowiedzialnych za warunki do spalania mieszaniny paliwowo -- powietrznej w cylindrze silnika. Aby wynik indykowania był miarodajny muszą być stworzone porównywalne do panujących podczas pomiarów wzorcowych warunki; silnik obciążony na podobnym poziomie np.: mocą na wale, momentem obrotowym, mocą elektryczną, nastawą listwy paliwowej. Czyli w warunkach eksploatacyjnych indykowanie powinno się odbywać zawsze przy tym samym obciążeniu silnika napędu głównego lub napędzającego prądnicę.

Dla potrzeb badawczych w niniejszej pracy w celu pokazania różnicy wyników pomiarowych odczytanych z trzech różnych miejsc montażu czujników ciśnienia, wykonano pomiar przy różnych obciążeniach zaczynając od biegu jałowego i kończąc na 75% N_n zmieniając obciążenie, co 15% N_n. Wyniki indykowania silnika przy zmiennym obciążeniu symulowania uszkodzeń postaci wykresów bez W indykatorowych prezentują rysunki od 5.47 do 5.51 i tabela 5.21, a funkcje wydzielania ciepła sporządzone na podstawie tych samych wykresów indykatorowych prezentują rysunki od 5.52 do 5.57. W tabeli 5.22 zebrano parametry charakterystyczne funkcji wydzielania ciepła.



Rys. 5.47. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez symulowanych uszkodzeń, przy obciążeniu 0% N_n (bieg jałowy silnika)



Rys. 5.48. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez symulowanych uszkodzeń, przy obciążeniu 15% N_n



Rys. 5.49. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez symulowanych uszkodzeń, przy obciążeniu 30% N_n



Rys. 5.49. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez symulowanych uszkodzeń, przy obciążeniu 45% N_n



Rys. 5.50. Wykresy indykatorowe spalania rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez symulowanych uszkodzeń, przy obciążeniu 60% N_n



Rys. 5.51. Wykresy indykatorowe rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez symulowanych uszkodzeń, przy obciążeniu 75% N_n

Analizując wykresy indykatorowe przedstawione na rysunkach od 5.47 do 5.51, które wcześniej zostały takim samym sposobem i poziomem wygładzone można zaobserwować, że:

- dla wszystkich obciążeń silnika na wykresach indykatorowych widoczny jest moment samozapłonu tylko na przebiegu ciśnienia odczytanym w punkcie pomiarowym p₃, co stanowi bardzo cenny symptom diagnostyczny (dla badanego silnika nigdy dotąd nie udało się jednoznacznie określić momentu samozapłonu w cylindrze, również z wykorzystaniem innych indykatorów i czujników ciśnienia),
- 2) dla wszystkich obciążeń silnika na wykresach indykatorowych bez dodatkowej ich obróbki widoczne są znaczące różnice parametrów indykowanych takich jak: p_{max}, p_{exp}, αp_{max}, ^{Δp}/_{Δα} pomiędzy przebiegami ciśnień cylindrowych odczytanych w trzech różnych punktach pomiarowych,
- 3) dla wszystkich obciążeń silnika kształty wykresów indykatorowych, które zostały uzyskane w miejscach pomiarowych p₁ i p₂ są zbliżone a różnią się znacznie od wykresu uzyskanego w punkcie p₃,
- 4) dla wszystkich obciążeń silnika wykresy indykatorowe uzyskane w miejscach pomiarowych p1 i p2 przesunięte są w "prawo" względem wykresu indykatorowego uzyskanego w punkcie pomiarowym p3, co sugeruje opóźnienie impulsu ciśnienia cylindrowego docierającego do czujnika ciśnienia przez długie kanały pomiarowe i kurek indykatorowy,
- 5) dla wszystkich obciążeń silnika wykresy indykatorowe uzyskane w miejscach pomiarowych p₁ i p₂ wykazują, że krzywe ciśnienia spalania obarczone są dużymi zakłóceniami spowodowanymi długością i zmianą kształtów kanałów pomiarowych oraz kurkiem indykatorowym, zakłócenia te utrudniają proces diagnostyczny układów funkcjonalnych silnika,
- 6) dla wszystkich obciążeń silnika wykresy indykatorowe uzyskane w miejscach pomiarowych p₁ i p₂ charakteryzują się tym, że kształt krzywej ciśnienia podczas przejścia przez maksymalne wartości ciśnienia jest różny; w odróżnieniu do wykresu uzyskanego w punkcie p₃, gdzie widoczne jest podobieństwo "wierzchołków" wykresów dla silnika pracującego na biegu jałowym i niskim obciążeniu (Rys. 5.47 i 5.48) i dla silnika pracującego z wyższymi obciążeniami (Rys. 5.49 do 5.51),

7) dla wszystkich obciążeń silnika wykresy indykatorowe uzyskane w punkcie pomiarowym p₃ wykazują pewne przegięcie krzywej spalania tuż za GMP, świadczące o tym, że mimo wzrostu ciśnienia w wyniku spalania paliwa, prędkość narastania ciśnienia spalania maleje w wyniku zwiększania objętości komory spalania spowodowanego rozpoczęciem ruchu tłoka z GMP w kierunku do DMP, a na wykresach indykatorowych uzyskanych w miejscach pomiarowych p₁ i p₂ jest to niewidoczne.

Rysunki 5.52 do 5.56 prezentują wartości wybranych parametrów indykowanych odczytanych w trzech różnych miejscach pomiarowych silnika z uwzględnieniem zmian obciążenia bez symulowanych uszkodzeń. Na ich podstawie można stwierdzić, że:

- wartości p_{max} dla trzech największych obciążeń silnika są zdecydowanie najniższe w punkcie pomiarowym p₃, a przy trzech najniższych obciążeniach silnika porównywalne z odczytem przed kurkiem indykatorowym, a niższe niż odczytane na kurku,
- wartości ciśnienia indykowanego odczytane w punkcie pomiarowym p₃ są porównywalne z wartościami odczytanymi przed kurkiem indykatorowym, a zdecydowanie niższe za kurkiem w całym przedziale obciążeń,
- ciśnienie ekspansji przyjmuje najniższe wartości w punkcie pomiarowym p₃ w całym zakresie obciążeń silnika,
- 4) parametr αp_{max} w punkcie pomiarowym p₃ stopniowo narasta wraz ze wzrostem obciążenia, przy 75% N_n minimalnie maleje, a w porównaniu do pozostałych punktów pomiarowych ma wartość najniższą, co wynika z przesunięcia wykresu indykatorowego w punkcie pomiarowym p₃ w "lewo" względem pozostałych na skutek szybszego rozprzestrzeniania się fali ciśnienia w zdecydowanie krótszym kanale pomiarowym,
- 5) przyrosty ciśnienia $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ wykazują największe wartości w punkcie pomiarowym p₃, lecz wynika to z przesunięcia wykresów i doboru przez autora przedziału kątowego dla tego parametru.



Rys. 5.52 Zmiany wartości maksymalnego ciśnienia spalania p_{max} rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra w zależności od obciążenia silnika, bez symulowania uszkodzeń



Rys. 5.53 Zmiany wartości średniego ciśnienia indykowanego p_i rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra w zależności od obciążenia silnika, bez symulowania uszkodzeń







Rys. 5.55 Zmiany wartości kąta obrotu wału korbowego dla maksymalnej wartości ciśnienia spalania rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra w zależności od obciążenia silnika, bez symulowania uszkodzeń



Rys. 5.56 Zmiany przyrostu ciśnienia względem przyrostu kąta obrotu wału korbowego rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra w zależności od obciążenia silnika, bez symulowania uszkodzeń

Analizując wykresy funkcji wydzielania ciepła q i Q_n (Rys. 5.57 do 5.62) sporządzone na podstawie wykresów indykatorowych otrzymanych za pomocą czujników ciśnienia zamocowanych w trzech różnych miejscach pomiarowych cylindra silnika można zauważyć, że:

- wartości Q_n otrzymane z trzech punktów pomiarowych rosną w przybliżeniu proporcjonalnie wraz ze wzrostem obciążenia silnika z tym, że wartości Q_n w p₃ są zdecydowanie niższe od wartości Q_n pozostałych punktów pomiarowych, a kształt i wartości Q_n w p₁ oraz Q_n w p₂ są zbliżone,
- kształt przebiegu krzywej q odczytany w punkcie pomiarowym p₃ jest zmienny i zależy od obciążenia,
- wartości q_{GMP} i q_{max} uzyskane w punkcie pomiarowym p₃ są zdecydowanie niższe od wartości q uzyskanych z pozostałych punktów pomiarowych p₁ i p₂,
- 4) wartości q otrzymane z trzech punktów pomiarowych rosną w przybliżeniu proporcjonalnie wraz ze wzrostem obciążenia silnika z tym, że wartości q w p₃ są zdecydowanie niższe od wartości q pozostałych punktów pomiarowych, a kształt i wartości q w p₁ oraz q w p₂ są zbliżone,

 w obszarze 20° do 10° przed GMP zauważalne jest obniżenie wartości q w p₃ w porównaniu do pozostałych miejsc pomiarowych.



Rys. 5.57. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez symulowanych uszkodzeń, przy obciążeniu 0% N_n



Rys. 5.58. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez symulowanych uszkodzeń, przy obciążeniu 15% N_n



Rys. 5.59. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez symulowanych uszkodzeń, przy obciążeniu 30% N_n



Rys. 5.60. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez symulowanych uszkodzeń, przy obciążeniu 45% N_n



Rys. 5.61. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez symulowanych uszkodzeń, przy obciążeniu 60% N_n



Rys. 5.62. Charakterystyki wydzielania ciepła Q_n i q rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego bez symulowanych uszkodzeń, przy obciążeniu 75% N_n

W tabeli 5.21 przedstawione zostały wartości parametrów charakterystycznych funkcji wydzielania ciepła. Wartości Q_{nmax} , q_{max} rosną w przybliżeniu proporcjonalnie wraz ze wzrostem obciążenia silnika niezależnie od punktu pomiarowego, ale odczytane w punkcie pomiarowym p₃ są wyraźnie niższe od pozostałych (jest to już widoczne na podstawie wykresów funkcji wydzielania ciepła). Miejsce występowania ekstremum funkcji Q_n jest zmienne i zależne od obciążenia silnika i punktu pomiaru (w punkcie pomiarowym p₃ ekstremum funkcji Q_n jest najbardziej oddalone od GMP). Ekstrema funkcji q są położone bliżej GMP dla punktu pomiarowego p₃ w porównaniu do pozostałych, a zmiany ich wartości są chaotyczne wraz ze wzrostem obciążenia silnika.

Tab. 5.21.Porównanie parametrów charakterystyk wydzielania ciepła silnika wzorcowego rejestrowanych w trzech różnych miejscach cylindra przy zmiennym obciążeniu

	p_1	\mathbf{p}_2	p ₃						
Silnik bez symulowanych uszkodzeń 0% N _n									
$Q_{n max} \cdot 400 [J/m^3]$	18,73	19,08	11,10						
$\alpha Q_{n \max}$ [°OWK]	97,0	84,5	111,5						
$q_{max} \cdot 10 \left[J/(m^{3.\circ}OWK) \right]$	33,91	36,48	24,96						
αq _{max} [°OWK]	8,0	7,0	2,0						
Silnik bez syn	ulowanych uszkodzeń 15% N _n								
$Q_{n max} \cdot 400 \ [J/m^3]$	26,76	26,56	18,80						
$\alpha Q_{n \max}$ [°OWK]	99,5	96,0	128,0						
$q_{max} \cdot 10 \left[J/(m^{3.\circ}OWK) \right]$	44,88	46,27	32,32						
αq _{max} [°OWK]	9,0	8,0	2,5						
Silnik bez syn	nulowanych uszko	dzeń 30% N _n							
$Q_{n max} \cdot 400 \ [J/m^3]$	37,30	37,58	28,73						
$\alpha Q_{n \max}$ [°OWK]	96,0	104,0	120,0						
$q_{max} \cdot 10 \left[J/(m^{3.\circ}OWK) \right]$	62,48	64,70	45,65						
αq_{max} [°OWK]	11,5	11,5	4,5						
Silnik bez syn	nulowanych uszko	dzeń 45% N _n							
$Q_{n max} \cdot 400 [J/m^3]$	46,34	46,90	37,71						
$\alpha Q_{n \max}$ [°OWK]	101,0	98,0	152,5						
$q_{max} \cdot 10 \left[J/(m^{3.\circ}OWK) \right]$	73,65	76,17	52,78						
αq _{max} [°OWK]	12,5	12,5	12,0						
Silnik bez syn	nulowanych uszko	dzeń 60% N _n							
$Q_{n max} \cdot 400 [J/m^3]$	55,67	56,63	45,59						
$\alpha Q_{n \max}$ [°OWK]	107,5	108,5	117,0						
$q_{max} \cdot 10 \left[J/(m^3 \cdot ^{\circ}OWK) \right]$	82,97	86,17	62,16						
αq _{max} [°OWK]	13,5	13,0	14,0						
Silnik bez symulowanych uszkodzeń 75% N _n									
$Q_{n max} \cdot 400 [J/m^3]$	64,55	66,41	54,44						
$\alpha Q_{n \max}$ [°OWK]	127,0	123,0	143,5						
$q_{max} \cdot 10 [J/(m^{3.\circ}OWK)]$	95,88	99,99	72,47						
αq _{max} [°OWK]	14,0	14,0	13,5						

5.6. Wykresy ciśnienia sprężania i ich analiza porównawcza dla silnika pracującego z podwieszoną pompą wtryskową cylindra pierwszego

Na rysunku 5.63 zostały przedstawione wykresy indykatorowe ciśnienia sprężania zarejestrowane w trzech różnych miejscach pomiarowych cylindra pierwszego.



Rys. 5.63. Wykresy indykatorowe ciśnienia sprężania badanego cylindra, rejestrowane w trzech różnych miejscach cylindra, silnika pracującego na biegu jałowym

Wykresy ciśnienia sprężania zostały przefiltrowane w ten sam sposób, co wykresy indykatorowe silnika obciążonego i pracującego z symulowanymi uszkodzeniami. Podczas rejestracji tych danych cylinder pierwszy silnika pracował z wyłączoną pompą wtryskową. Przeprowadzone badanie miało na celu wykazanie niekorzystnego wpływu kanałów pomiarowych głowicy silnika na wykres indykatorowy. Okazało się, że przesunięcie wykresów ciśnienia sprężania mierzonego przed kurkiem indykatorowym (p₁) wyniosło aż 4°OWK, a na kurku indykatorowym (p₂) 4,5°OWK względem pomiaru w kołnierzu tulei cylindrowej (p₃). Są to bardzo duże różnice, istotne chociażby ze względu na obliczenie mocy indykowanej. Wartości maksymalnego ciśnienia sprężania również się różnią i wynoszą odpowiednio: p_{sprmax} w $p_1 = 3,26$ MPa; p_{sprmax} w $p_2 =$ = 3,39 MPa i p_{sprmax} w $p_3 = 3,24$ MPa. Są to istotne różnice, a szczególnie duże dotyczą pomiaru na kurku indykatorowym. Jest to spowodowane negatywnym wpływem zjawisk zachodzących podczas przepływu gazów w kanałach indykatorowych i kurku indykatorowym, istotnie rzutujących na uzyskiwane wyniki, co wykazały przedstawione powyżej porównania. Kanały pomiarowe negatywnie wpływają na wartości odczytywanych i obliczanych z wykresów indykatorowych parametrów indykowanych. Uzyskane wyniki są zbieżne z badaniami innych autorów, o czym była mowa w podrozdziale 1.5.2.

6. PODSUMOWANIE

6.1. Wnioski z przeprowadzonych badań

Głównym celem pracy było wykazanie przydatności diagnostycznej wykresów indykatorowych i parametrów indykowanych, oraz pogłębionej analizy tych wykresów sprowadzającej się do wyznaczania funkcji wydzielania ciepła, do rozpoznawania wybranych uszkodzeń tłokowego silnika okrętowego. Celem pracy było również wykazanie, w oparciu o badanie porównawcze, że wyeliminowanie bezpośredniego wpływu kanałów pomiarowych skutkuje wzrostem jakości procesu diagnostycznego silnika, przeprowadzanego na podstawie wykresów i parametrów indykatorowych oraz funkcji wydzielania ciepła.

W wyniku analizy literatury stwierdzono, że kanały pomiarowe łączące komorę spalania z czujnikiem ciśnienia cylindrowego wprowadzają zakłócenia podczas indykowania silnika. Do najważniejszych zakłóceń tym spowodowanych należą:

- opóźnienia sygnału pomiarowego skutkujące przesuwaniem wykresu przebiegu ciśnienia spalania w prawo względem górnego martwego położenia tłoka,
- zmiana wartości ciśnienia cylindrowego, co powoduje błędne obliczenie parametrów indykatorowych,
- zniekształcenie wykresów ciśnienia cylindrowego.

Z tego względu najkorzystniejszym miejscem pomiarowym do wykonywania pomiarów ciśnienia cylindrowego jest montaż czujnika ciśnienia najbliżej komory spalania z pominięciem kanałów pomiarowych i kurka indykatorowego. Badania literaturowe dowodzą również tego, że pogłębiona analiza wykresów indykatorowych na podstawie funkcji wydzielania ciepła niesie za sobą dodatkowe informacje diagnostyczne.

Przeprowadzone badania eksperymentalne potwierdziły sformułowane tezy pracy. Pomiar ciśnień cylindrowych, z pominięciem wpływu zakłóceń generowanych przez kanały pomiarowe i kurki indykatorowe, poprawia jakość wykresów indykatorowych i przydatność diagnostyczną parametrów indykowanych i parametrów odczytywanych z charakterystyk wydzielania ciepła. Wykresy indykatorowe są mniej zakłócone, dzięki temu pojawiają się nowe symptomy diagnostyczne, które w trakcie pomiarów na kurku indykatorowym i przed nim były nieczytelne lub niewidoczne. Najwięcej symptomów diagnostycznych uzyskano podczas symulowania uszkodzeń w układach wtrysku paliwa i wymiany ładunku. Do symptomów tych zaliczyć można: znaczące różnice wartości parametrów indykowanych oraz różnice w kształcie wykresu indykatorowego. Pomiar ciśnień cylindrowych z pominięciem wpływu zakłóceń generowanych przez kanały pomiarowe i kurki indykatorowe miał natomiast mniejsze znaczenie dla rozpoznawania uszkodzeń w układzie TPC.

Poprawę stanu diagnostyki okrętowych silników tłokowych można uzyskać przez zwiększenie jakości (dokładności) pozyskiwania wykresów indykatorowych i pogłębioną ich analizę w oparciu o charakterystyki wydzielania ciepła. W zależności od rodzaju i miejsca uszkodzenia, na charakterystykach wydzielania ciepła pojawiają się symptomy diagnostyczne, szczególnie gdy pomiar ciśnienia cylindrowego realizowany jest w kołnierzu tulei cylindrowej. Należą do nich: maksymalne wartości ilości wydzielonego ciepła netto, maksymalne wartości intensywności wydzielania ciepła, wartość kata obrotu wału korbowego przy osiągnięciu przez te parametry swoich wartości maksymalnych a także wartość intensywności wydzielania ciepła w górnym martwym położeniu tłoka i kształt przebiegu charakterystyk wydzielania ciepła. Charakterystyki wydzielania ciepła zawierają informacje o stanie technicznym silnika, w tym układów wtryskowych, wymiany ładunku i układu tłok - pierścienie tłokowe -- cylinder. Najwięcej informacji diagnostycznych uzyskano podczas symulowania uszkodzeń w układzie wtryskowym, a najmniej w układzie TPC.

6.2. Poznawcze wyniki badań

Istotny wpływ na informacje diagnostyczne, uzyskiwane pośrednio poprzez analizę zmian wykresów indykatorowych i parametrów indykowanych powstających pod wpływem danego uszkodzenia, ma eliminacja negatywnego wpływu kanałów indykatorowych i kurka indykatorowego na mierzone sygnały. Dlatego do badań porównawczych wybrano trzy różne punkty pomiaru ciśnienia cylindrowego: p_1 - na końcu kanału indykatorowego, p_2 - na kurku indykatorowym i p_3 - na kołnierzu tulei cylindrowej.

Badania wykazały, że najlepszym rozwiązaniem, z diagnostycznego punktu widzenia, jest umieszczanie czujników pomiarowych możliwe najbliżej komory

172

spalania silnika, z pozbawieniem wpływu na sygnał pomiarowy dodatkowych przestrzeni.

Badania porównawcze sygnałów uzyskiwanych z trzech różnych punktów pomiarowych, w tym czujnikiem umieszczonym w kołnierzu tulei cylindrowej (punkt pomiarowy p₃), gdzie nie ma wpływu kanału pomiarowego i kurka indykatorowego, pozwalają sformułować wnioski szczegółowe.

- Na wszystkich wykresach indykatorowych, bez symulowanych uszkodzeń jak i z uszkodzeniami, pomiar ciśnienia cylindrowego w punkcie pomiarowym p₃ charakteryzuje się zauważalnie niższą wartością maksymalnego ciśnienia spalania.
- 2) Wartości maksymalnego ciśnienia spalania występują bliżej w stosunku do górnego martwego położenia tłoka (mniejsza jest wartość kąta α_{pmax}) w punkcie pomiarowym umieszczonym w kołnierzu tulei cylindrowej p₃. Wykresy z pomiarów w punkcie pomiarowym p₁ i p₂ są "przesunięte" nieco w prawo, co może świadczyć o opóźnieniu tych sygnałów w stosunku do pomiarów w p₃, na skutek wpływu długości kanałów pomiarowych. Jednocześnie daje się zauważyć, że pomiary w punkcie p₁ różnią się mniej, od p₃, a największe różnice dotyczyły pomiar na kurku (p₂), co dowodzi łącznego wpływu długości kanału pomiarowego i kurka, na jakość sygnału i uzyskiwane wartości poszczególnych parametrów.
- 3) Powyższe wpływa na obliczone charakterystyki wydzielania ciepła. Dla silnika bez symulowanych uszkodzeń wykazano, że wartości maksymalne Q_n i q są dla punktu p₃ wyraźnie niższe niż dla punktów p₁ i p₂.
- Podobne spostrzeżenia dotyczą obliczonych wartości Q_n i q dla poszczególnych punktów pomiarowych podczas pracy silnika z symulowanymi uszkodzeniami.
- 5) Obliczone charakterystyki q w oparciu o wykresy indykatorowe uzyskane z pomiarów w punkcie p₂ mają, co do przebiegu po GMP nieco inny charakter dla wartości kąta obrotu wału korbowego wynoszącej ponad 20°OWK (na wykresach ponad 200°OWK) - widoczne jest charakterystyczne "przegłębienie", które nie jest tak wyraźnie widoczne dla pomiarów w punkcie p₁, a praktycznie nie występuje dla punktu pomiarowego p₃ (charakterystyki q₃).
- 6) Dla wybranych symulowanych uszkodzeń na krzywych q widoczne są również wyraźne nieregularności (chwilowe, falowe wzrosty i spadki wartości) od wartości około 220° OWK do 280°OWK, które dla niektórych uszkodzeń są

znaczące. Dla punktu $p_{3,}$ jeśli są widoczne, to mają znacznie łagodniejszy charakter.

- Należy także zwrócić uwagę na różnice w przebiegu q₃ w stosunku do q₁ i q₂ podczas narastania wartości q w zakresie miary kątowej od około 170° OWK do 180° OWK.
- 8) Można przyjąć, iż widoczne "przegięcie" na krzywej narastania ciśnienia spalania przed GMP dla punktu pomiarowego p₃ odpowiada punktowi samozapłonu. Jest to bardzo cenne spostrzeżenie, które może być przydatne w analizie przebiegu procesu roboczego. W rejestracjach ciśnień w punktach pomiarowych p₁ i p₂ takiego spostrzeżenia dla silnika Sulzer 3AL 25/30 nie można było poczynić.
- 9) Różnice wartości q w GMP są prawie identyczne dla przebiegów mierzonych w punktach pomiarowych p1 i p2 silnika pracującego z i bez uszkodzeń, a dla przebiegu mierzonego w punkcie p3 różnią się znacząco, szczególnie dla niektórych symulowanych uszkodzeń w układzie wymiany ładunku: zanieczyszczony filtr sprężarki, zanieczyszczona chłodnica powietrza doładowującego oraz w układzie wtryskowym: nieszczelność pary precyzyjnej pompy wtryskowej, uszkodzenie sprężyny wtryskiwacza, niedrożne otwory wtryskiwacza oraz zmniejszony kąt rozwarcia strug paliwa wraz ze zmniejszonym przekrojem czynnym otworów wtryskiwacza.
- 10) Dla niektórych uszkodzeń układów silnika wnioskowanie diagnostyczne tylko na podstawie wykresów i parametrów indykatorowych jest niewystarczające. Na tej podstawie nie można jednoznacznie wskazać symptomu diagnostycznego. Rozszerzenie procesu diagnostycznego o funkcje wydzielania ciepła zwiększa możliwości diagnostyczne.

6.3. Utylitarne wyniki badań

Od wielu lat w diagnostyce okrętowych silników tłokowych wykorzystuje się pomiary wartości parametrów indykowanych używając do tego celu indykatory. Indykowanie silnika okrętowego nie jest łatwe i na jakość tego procesu ma wpływ wiele czynników, które omówiono w pracy. Należy do nich zaliczyć przede wszystkim negatywny wpływ kanałów pomiarowych łączących komorę spalania silnika z czujnikiem ciśnienia lub z kurkiem indykatorowym i czujnikiem ciśnienia, na jakość pozyskiwanych wykresów indykatorowych oraz odczytanych i obliczonych parametrów indykatorowych.

Wobec tego producenci indykatorów elektronicznych i producenci silników powinni wszędzie tam gdzie jest to możliwe, uwzględniać powyższe wnioski, przygotowując optymalne miejsce do montażu czujników pomiarowych.

Jakość diagnostyki parametrycznej tłokowego silnika okrętowego można również zwiększyć poszerzając zbiory parametrów indykowanych o parametry odczytywane z obliczanych na podstawie wykresów indykatorowych funkcji wydzielania ciepła (np.: Q_{nmax}, αQ_{nmax}, Q_{n200°OWK}, q_{max}, αq_{max}, q_{GMP}).

Powyższe powinno zaowocować powszechnym stosowaniem w praktyce eksploatacyjnej siłowni okrętowych indykatorów typu elektronicznego z takimi algorytmami (ich oprogramowaniem), które np. w oparciu o relatywnie proste modele zaproponowane w pracy, pozwalałyby na obliczanie funkcji wydzielania ciepła.

Proponowany przez autora sposób zwiększania jakości pozyskiwania informacji diagnostycznych nie wymaga projektowania i budowania nowych, drogich urządzeń pomiarowych. W oferowanych rozwiązaniach użytkowych indykatorów elektronicznych wystarczy wybrać odpowiednie punkty pomiarowe ciśnienia cylindrowego i rozszerzyć algorytmy obliczeniowe indykatorów o funkcje wydzielania ciepła. Zabiegi te nie powinny wpływać istotnie na koszty zakupu aparatury pomiarowej, a mogłyby przynieść armatorowi korzyści wynikające ze wzrostu prawdopodobieństwa skutecznego wykrywania różnych uszkodzeń elementów silnika już na wczesnym etapie ich powstawania. Poprawiłoby to bezpieczeństwo eksploatacji silników okrętowych, ułatwiło unikanie awarii, co przełożyłoby się na spadek kosztów eksploatacyjnych.

6.4. Kierunki dalszych prac

Kanał łączący komorę spalania z czujnikiem ciśnienia punktu pomiarowego oznaczonego jako p₃ ma 16 mm długości i 4 mm średnicy. Planowane jest przeprowadzenie podobnych badań z całkowicie wyeliminowanym kanałem pomiarowym (membrana czujnika ciśnienia na styku ze ścianą wewnętrzną tulei cylindrowej). Otrzymane w ten sposób wyniki zostaną skonfrontowane z wynikami badań zawartymi w tej pracy.

175

Należałoby także sprawdzić, czy spełnienie takich warunków jak w badaniach okrętowego silnika czterosuwowego średnioobrotowego, opisanych w pracy, przyniesie porównywalne rezultaty w odniesieniu do silnika dwusuwowego.

Planowane jest zaprojektowanie i wytworzenie "nowego indykatora elektronicznego", który umożliwiałby indykowanie silnika okrętowego wraz z jednoczesną prezentacją nie tylko wykresów indykatorowych, ale także funkcji wydzielania ciepła i obliczanie charakterystycznych parametrów indykowanych i parametrów funkcji wydzielania ciepła. Do zrealizowania tego celu wydaje się być potrzebny partner z przemysłu. Prawdopodobnie będzie to firma Info Marine, z przedstawicielami której przeprowadzono wstępne rozmowy.

Spis literatury

- 1. Ambrozik A., Łagowski P.: *Wybrane metody sporządzania charakterystyk wydzielania ciepła w silnikach spalinowych*, Journal of KONES, Vol. 12, No. 1-2, 2005.
- 2. Ambrozik A., Sobociński R.: *Analiza procesu spalania tłokowego silnika spalinowego na podstawie wykresu indykatorowego*, Prace Instytutu Transportu Politechniki Warszawskiej, nr 21, 1983.
- 3. Ambrozik A.: *Wybrane zagadnienia procesów cieplnych w tłokowych silnikach spalinowych*, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2003.
- 4. Angström H. E.: Cylinder pressure indicating with multiple transducers, accurate *TDC-evaluating, zero levels and analise of mechanical vibration, Darmstadt: III Internationales Indiziee symposium AVL, 1998.*
- 5. Bestimmung des Kolbenringverschleiβes von Zweitakt-Schiffsdieselmotoren. Schiff & Hafen 7/2002.
- Bielawski P., Jankowski M., Tomaszewski F.: *Inżynieria diagnostyki maszyn, Część 3 Rozdział 2, Diagnozowanie silników spalinowych,* Biblioteka Problemów Maszyn, Warszawa, Bydgoszcz, Radom 2004.
- 7. Bielawski P.: *Elementy diagnostyki drganiowej mechanizmów tłokowo-korbowych maszyn okrętowych.* WSM Studia nr.39, Szczecin 2002.
- 8. Cupiał K., Dużyński A., Gruca M., Grzelka J.: *Some errors of gas engine indication,* Journal of Kones, Vol. 8, No. 1-2, 2001.
- 9. Gałecki W., Tomczak L.: *Indykowanie okrętowych silników spalinowych*, Wydawnictwo Akademii Morskiej w Gdyni, Gdynia 2002.
- 10. Gartner U., Oberacker H., König G.: *Combustion analisis of modern HD Diesel engines using pressure indication and film technique*, Darmstadt: III Internationales Indiziersymposium AVL, 1998.
- 11. Giernalczyk M., Górski Z.: Siłownie Okrętowe, część I, Podstawy napędu i energetyki okrętowej, Akademia Morska w Gdyni, Gdynia 2013.
- 12. Girtler J.: Model procesu spalania oleju napędowego w silniku spalinowym o zapłonie samoczynnym, Materiały konferencyjne Expo-Sil' 92.
- 13. Hayes I. K., Savage L. D., Sorenson S. C.: Cylinder pressure data acquisition and heat release analysis on a personal computer, SAE Paper 860029, 1986.
- 14. Hebda M., Mazur T., Pelc H.: Teoria eksploatacji pojazdów. WKŁ, Warszawa 1978.
- 15. Heywood J. B.: Internal combustion engine fundamentals, McGraw-Hill Company, 1988.
- 16. Instrukcja obsługi programu Unitest 2008.
- 17. Karczewski M., Koliński K., Walentynowicz J.: *Wykorzystanie skanera 3D do analizy uszkodzeń silników spalinowych*, Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej, R. 52 nr 1 (184), Gdynia 2011.
- 18. Kluj S.: *Diagnostyka urządzeń okrętowych*, Studium Doskonalenia Kadr WSM w Gdyni, Gdynia 2000.
- 19. Kochanowski H. A.: Totpunktfehlerbei der Bestimmung des indizierten Mitteldrucks von Verbrennungsmotoren, MTZ Motortechnische Zeitschrift 37/1976

- 20. Korczewski Z., Pojawa B.: *Diagnostyka endoskopowa silników okrętowych*, Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej, nr. 3 (158), Gdynia 2004.
- 21. Kościelny J.M.: *Diagnostyka zautomatyzowanych procesów przemysłowych*. Akademicka oficyna Wydawnicza EXIT, Warszawa 2001.
- 22. Kowalewicz A.: Podstawy procesów spalania, WNT, Warszawa, 2000.
- Kowalski J.: Wykorzystanie składu spalin w diagnostyce czterosuwowych silników okrętowych. Wydawnictwo Naukowe Instytutu Technologii Eksploatacji Państwowego Instytutu Badawczego, Radom 2015.
- 24. Kraβnig G.: *Fehlerbei der Druckindizierung und der Auswertung*, Darmstadt: I DarmstadterIndizier Symposium AVL, 1994.
- 25. Kriger R.B., Borman G.L.: *The computation of apparent heat release for internal combustion engines*, Proc. Diesel Gas Power, ASME 1966.
- 26. Kuratle R. H., Marki B.: Influencing parameters and errors sources during indication on internal combustion engines, SAE Paper No 920233, 1992.
- 27. Lange W., Woschni G.: *Thermodynamischeauswertung von indikator-grammen,* Elektronischgerechnet, MTZ 25 Motortechnische Zeitschrift, nr 7, 1964.
- 28. Lejda K.: Analiza komputerowa wykresów indykatorowych spalania i wtrysku paliwa, Journal of KONES, Vol. 1, No 1, 1994.
- 29. Lyn W.T.: Calculations of the Effect of Rate of Heat Release on the Shape of Cylinder-Pressure Diagram and Cycle Efficiency, Proc. ImechE, No 1, 1960.
- 30. Łutowicz M., Polanowski S.: Zagadnienie doboru czujników ciśnienia spalania do zastosowań na silnikach okrętowych, materiały konferencji KONES, 1999.
- 31. Mazuruk P.: Diagnostyka zasobnikowych układów paliwowych na podstawie fazowości procesu wtrysku, Rozprawa Doktorska, Akademia Morska w Szczecinie Wydział Mechaniczny, Szczecin 2013.
- 32. Michalecki M.: Badanie procesu wydzielania ciepła w dwusuwowym wysokoprężnym silniku na podstawie wykresu indykatorowego, Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej, Mechanika V, 1973.
- 33. Michalski R., Wierzbicki S.: *Diagnostyka Maszyn Roboczych detekcja, relacje, wnioskowanie hybrydowe, rozdział 2*, Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Olsztyn 2004.
- 34. Pawletko R., Polanowski S.: Research of the influence of marine diesel engine Sulzer AL25/30 load on the TDC position on the indicationgraph, Journal of KONES 2010.
- 35. Pawletko R., Polanowski S.: *Wyznaczanie GMP silników okrętowych z zastosowaniem wielomianowego modelu wykładnika krzywej sprężania*, Silniki Spalinowe, Tom R.50, nr 3, 2011.
- 36. Perger W.: Isstesmöglich, mittels der Dtuckindizierung Ausserhalb des Brennraumes Eine Verbrennungsanaliste fur Motrdiagnosen an Schiffsmotoren Durchzufuhren, Darmstadt: I Darmstadter Indizier Symposium AVL, 1994.
- 37. Piaseczny L., Ocena niezawodności okrętowych silników spalinowych w aspekcie tworzenia ich systemów diagnostycznych i obsługowych, Materiały Konferencji Naukowo-Technicznej, ITEO AMW, Gdynia 1992.

- 38. Pinchon Ph.: *Calage thermodynmique du point mort haut des moteurs a piston,* Institut Francais du Petrole Nr 1, 1984.
- 39. Piotrowski I., Witkowski K.: *Eksploatacja okrętowych silników spalinowych*, Fundacja rozwoju WSM, Gdynia 2001.
- 40. Pischinger R.: *Thermodinamikdesverbrennungs Kraftmachine*, Springer-Verlag, Vien, New York, 1989.
- 41. Polanowski S., Zellma M.: *The peak value determination of cylinder pressure rate* with the basic splines or follow-up approximation, Journal of KONES, Conference of Combustion Engines, Bielsko Biała, 1997.
- 42. Polanowski S.: Application of movable approximation and wavelet decomposition to smoothing out procedure of the ship engine indicator diagram, Polish Maritime Research, No2, 2007.
- 43. Polanowski S.: Determination of location of Top Dead Centre and compression ratio value on the basis of ship engine indicator diagram, Polish Maritime Research № 2(56), Vol. 15, 2008.
- 44. Polanowski S.: Determination of the Peak Value of a Cylinder Pressure Rate by Means of the Follow-Up Approximation or Basic Splines, Machine Dynamics Problems, Vol. 23, No 4, 1999.
- 45. Polanowski S.: Following Approximation of Cylinder Pressure Run and Generation of Derivatives and Integrals, Journal of International Symposium on Small Diesel Engines, Warsaw 1992.
- 46. Polanowski S.: Pozyskiwanie informacji diagnostycznej z wykresów indykatorowych silników okrętowych z zastosowaniem zaawansowanych metod obróbki danych, Zeszyty naukowe AMW, nr 162 K/2, Gdynia 2005.
- 47. Polanowski S.: Run up Approximation of Cylinder Pressure Run and Generation of Derivatives and Integrals, Journal of Polish CIMAC, Warsaw 1996.
- 48. Polanowski S.: Studium metod analizy wykresów indykatorowych w aspekcie diagnostyki silników okrętowych, Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni, Nr. 169A, Gdynia 2007.
- 49. Polanowski S.: Szybka obróbka wykresu indykatorowego do celów kontroli i sterowania, Materiały III Sympozjum Naukowego EKODIESEL'96, Warszawa 1996.
- 50. Polanowski S.: T.D.C. Determination on Indicator Diagram with Combustion, Journal of KONES, Vol. 6, No 1-2, 1999.
- 51. Polanowski S.: Wieloparametrowy model przebiegu ciśnienia sprężania w cylindrze silnika okrętowego, Zeszyty Naukowe nr 1, Akademia Marynarki Wojennej, Gdynia 2005.
- 52. Polanowski S.: Wygładzanie wykresów indykatorowych ruchomymi obiektami aproksymującymi z więzami łamanymi, Zeszyty Naukowe AWM, nr. 1, Gdynia 2006.
- 53. Polanowski S., Pawletko R., Witkowski K.: *Influence of pressure sensor location on the quality of thermodynamic parameters calculated from the marine engine indicator diagram*, Combustion Engines 154(3), 2013.
- 54. Rajewski M., Walentynowicz J.: *Methodology of Durability Test of Diesel Engine Injection Systems*, Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 13, No. 4, 2006.
- 55. Ralston A.: Wstęp do analizy numerycznej, PWN, Warszawa 1983.
- 56. Rychter T., Teodorczyk A.: *Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika*, PWN, Warszawa, 1990.
- 57. Savitzky A., Golay M. J. E.: Smoothing and Differentiation of Data by Simplified Least Squares Procedures, Analytical Chemistry, Vol.36, 1964.
- 58. Schweitzer P.: *The tangent method of analysis of indicator cards of internal combustion engines*, Bulletin No 35, Pennsylvania State University, 1926.
- 59. Skuza P.: Ocena wpływu długości kanału indykatora na wartość średniego ciśnienia indykowanego - praca doświadczalna w oparciu o wybrane stanowisko silnikowe, Praca Dyplomowa Magisterska, Akademia Morska w Gdyni, Wydział Mechaniczny, Katedra Siłowni Okrętowych, Gdynia 2008.
- 60. Sothern J.W.M.: *Marine diesel oil engines, a manual of marine oil engine practice,* 5th edition, Vol. 1, 1999.
- 61. Staś M. J., Wajand J.A.: Niektóre problemy analizy oraz interpretacji wykresu przebiegu wydzielania ciepła w silnikach z zapłonem samoczynnym i wtryskiem bezpośrednim, Silniki Spalinowe, nr 1, 1973.
- 62. Staś M. J.: *Preparation of diesel engine indicator diagrams for cycle calculations,* Journal of KONES Powertrain and Transport, Zakopane, 1999.
- 63. Staś M. J.: *Przygotowanie wykresu indykatorowego silnika o ZS do obliczeń cieplnych*, Journal of KONES, Conference of Combustion Engines, Zakopane, 1999.
- 64. Teisseyre A.: *Obliczanie przebiegu spalania w silniku wysokoprężnym na podstawie wykresu indykatorowego*, Silniki Spalinowe, nr 1, 1973.
- 65. Tomczak L.: *Wykorzystanie pośredniej metody określania położenia wału korbowego w indykatorze elektronicznym*, Praca doktorska, Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny, Gdańsk 2001.
- 66. Ullrich W.: *The influence of error in finding TDC on the determination of mean indicated* pressure, MTZ Motortechnische Zeitschrift 44, 1983.
- 67. Wajand J.: *Możliwość wykorzystania wykresów indykatorowych do określania przebiegu wydzielania ciepła w cylindrze silnika spalinowego*, Silniki Spalinowe, nr 2, 1966.
- 68. Wajand J.: *Pomiary szybkozmiennych ciśnień w maszynach tłokowych,* Wydawnictwo Naukowo Techniczne, Warszawa 1974.
- 69. Wajand J.: Silniki o zapłonie samoczynnym, WNT, Warszawa, 1988.
- 70. Walentynowicz J.: *Historia rozwoju silników cieplnych,* Monografia, Wydawnictwa Naukowe Instytutu Lotnictwa, Warszawa 2011.
- 71. Wenszeidt T. D.: *Sudowyje dwigatieliwnutrienniegosgoranija*, Sudostrojenije, Leningrad 1977.
- 72. Wisłocki K.: Studium wykorzystania badań optycznych do analizy wtrysku i spalania w silniku o zapłonie samoczynnym, Politechnika Poznańska, Rozprawy nr. 387, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2004.

- 73. Witkowski K.: *Wykorzystanie analizy charakterystyk wydzielania ciepła do oceny stanu technicznego aparatury wtryskowej silnika okrętowego*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Rozprawy nr. 490, Poznań 2013.
- 74. Wysocki J., Witkowski K.: *The impact of a place for the measurement of cylinder pressure of marine piston engine on the indicator diagrams and indicator parameters*, Journal of KONES, Powertrain and Transport, Vol. 26, No. 2, 2019.
- 75. Witkowski K., Wysocki J.: *The Possibilities of Detecting Failures and Defects in the Injection System of a Marine Diesel Engine*, SAE International J. Engines/ Volume 13, Issue 5, USA 2020.
- 76. Woropay M.: *Niezawodnościowa wielostanowość systemu w ujęciu teorii zbiorów rozmytych.* Zagadnienia Eksploatacji Maszyn PAN. PWN, z.2, 1984.
- 77. Woropay M.: *Podstawy racjonalnej eksploatacji maszyn*. Instytut Technologii Eksploatacji, Bydgoszcz, Radom 1996.
- 78. Wysocki J.: Badania porównawcze wykresów indykatorowych i parametrów indykatorowych okrętowych silników tłokowych dla różnych punktów pomiaru ciśnienia cylindrowego, Journal of Polish CIMEEAC Vol. 14, No1, Gdańsk 2019.
- 79. Wysocki J.: Analiza wpływu konstrukcji czujnika ciśnienia na wyniki pomiaru uzyskanego ciśnienia cylindrowego w okrętowych silnikach spalinowych, Praca dyplomowa magisterska, Akademia Morska w Gdyni, Gdynia 2006.
- 80. Wysocki J.: *Modyfikacja układu do pomiaru przebiegu ciśnienia spalania okrętowego silnika tłokowego Sulzer AL25/30,* Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Gdyni nr.108/2018, Gdynia 2018.
- 81. Zeńczak W.: *Alternatywne paliwa żeglugowe*, Konferencja PRS: Globalne wyzwania dotyczące redukcji emisji GHG dla żeglugi międzynarodowej i przemysłu stoczniowego, Gdańsk 2020.
- 82. Zeńczak W.: *Biogaz jako paliwo okrętowe*, Journal of Polish CIMEEAC Vol. 14 No1/21, Gdańsk 2019.
- 83. Żółtowski B., Cempel Cz. (redakcja): *Inżynieria diagnostyki maszyn*, Biblioteka Problemów Maszyn, Warszawa, Bydgoszcz, Radom 2004.
- 84. https://www.cmtechnologies.de/en/ Indykatory Premet
- 85. https://www.czaki.pl
- 86. https://www.elektronikab2b.pl/technika/489-zastosowania-piezoelektrycznychczujnikow-cisnienia
- 87. https://www.iconresearch.co.uk/
- 88. https://www.imes.de/index.html
- 89. https://www.kistler.com/en/
- 90. https://www.kistler.com/en/
- 91. https://www.malin.co.uk/malin6000/malin6000.html
- 92. https://www.man-es.com
- 93. https://www.mshs.com/premet.htm
- 94. https://www.new.abb.com/products/measurement-products/diesel-enginemonitoring
- 95. https://www.spais.pl/
- 96. https://www.wartsila.com

97. https://www.wingd.com