

WPŁYW PODWYŻSZONEJ TEMPERATURY I CIŚNIENIA PŁYNU CHŁODZĄCEGO NA PARAMETRY PRACY TŁOKOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO I DZIAŁANIE JEGO UKŁADU CHŁODZENIA

W artykule przedstawiono bilans cieplny tłokowego silnika spalinowego. Zaprezentowano modelowe i eksperymentalne stanowiska badawcze do badań układu chłodzenia o podwyższonej temperaturze płynu chłodzącego. Na stanowisku modelowym, w wyniku przeprowadzonych badań, wyznaczono charakterystyki przebiegów temperatury i ciśnienia cieczy chłodzącej przy 0,3 MPa. Wykazano, że istnieje możliwość utrzymania założonego stałego ciśnienia w układzie i uzyskania przy tym podwyższonej temperatury cieczy, prowadzącej do zwiększenia ekonomiczności silnika. Następnie wykonano charakterystyki prędkościowe i obciążeniowe silnika 4CT90 ze standardowym i ciśnieniowym układem chłodzenia. Wyniki badań potwierdziły korzyści wynikające ze zwiększenia temperatury cieczy chłodzącej. Z przedstawionych charakterystyk wynika, że zastosowanie ciśnieniowego układu chłodzenia wpływa na mniejsze zużycie paliwa, szczególnie przy dużej prędkości obrotowej, co przyczynia się do wzrostu sprawności ogólnej silnika. Zmalała również ilość związków toksycznych w spalinach, szczególnie przy małym obciążeniu silnika, poza tlenkami azotu. Wzrost tlenków azotu oznacza, że zastosowanie ciśnieniowego układu chłodzenia wymaga użycia dodatkowego i efektywnego układu redukującego tlenki azotu.

WSTĘP

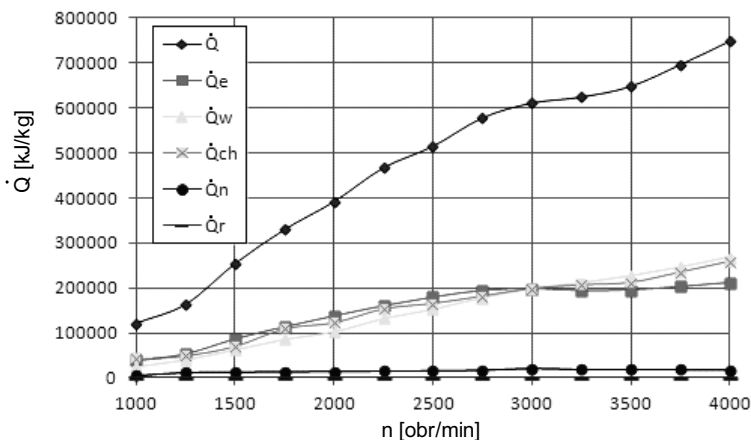
Efektywność cieczowych układów chłodzenia można zwiększyć przez zastosowanie elektronicznego sterowania pracą zespołów tych układów i podwyższenie temperatury płynu chłodzącego. Jednak w układach, w których stosowana jest ciecz chłodząca na bazie wody, wymaga to jednoczesnego zwiększenia ciśnienia w układzie chłodzenia. Dotychczasowe badania takiego układu wskazują na możliwość zwiększenia sprawności ogólnej i zmniejszenie ilości toksycznych składników w spalinach [2]. Na potrzeby niniejszego artykułu zbadano wpływ podwyższonej temperatury i ciśnienia cieczy chłodzącej na parametry pracy tłokowego silnika spalinowego.

1. BILANS CIEPLNY TŁOKOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO

Energia dostarczona do tłokowego silnika spalinowego w paliwie i powietrzu, traktowana w ogólnym bilansie wewnętrznym jako $Q = 100\%$, tylko częściowo zamieniana jest na pracę użyteczną odbieraną z wału korbowego silnika. Pozostała ilość ciepła rozprasza się w otoczeniu.

Z analizy bilansu cieplnego różnych rozwiązań silników wynika, że bezpośrednio na pracę efektywną można przetworzyć około $25\div 49\%$ wydzielonej energii podczas spalania paliwa. Około $18\div 35\%$ energii dostarczanej z paliwem jest odprowadzane przez układ chłodzenia, czy też na skutek promieniowania i przewodzenia przez kadłub, głowicę, miskę olejową i inne elementy silnika. Znaczną część, tzn. ok. $25\div 35\%$ ciepła wydzielonego podczas spalania paliwa wypływa wraz z gorącymi spalinami. Część energii wynikająca ze strat mechanicznych (ok. $8\div 12\%$) jest dodatkowo zamieniana na ciepło w wyniku tarcia mechanizmów silnika, które również musi być odprowadzone na zewnątrz silnika. Powoduje to powstawanie w obrębie kadłuba silnika dużej liczby różnorodnych strumieni ciepła, które są przedstawiane często w formie uproszczonych lub bardziej szczegółowych wykresów Sankeya [3, 6, 7].

Bardzo zbliżone wartości strumieni ciepła uzyskano podczas badań dla silnika 4CT90 przy maksymalnym obciążeniu w funkcji jego prędkości obrotowej. Strumienie te przedstawiono na rysunku 1 [7].



Rys. 1. Zestawienie strumieni ciepła silnika 4CT90: Q_p – ciepło wydzielone podczas spalania paliwa, Q_e – ciepło zamienione na pracę użyteczną, Q_{ch} – ciepło odprowadzane przez układ chłodzenia, Q_w – ciepło unoszone ze spalinami, Q_r – reszta bilansu, a w tym ciepło odprowadzane do otoczenia od gorących ścianek silnika oraz inne straty [7]

Fig. 1. Comparison of heat streams of the engine 4CT90: Q_p – heat from the combustion of fuel spilled, Q_e – heat converted into useful work, Q_{ch} – dissipate heat to the cooling system, Q_w – convection heat from the exhaust gases, Q_r – the rest of the balance, and the heat discharged into the environment from the hot walls of the engine and other losses [7]

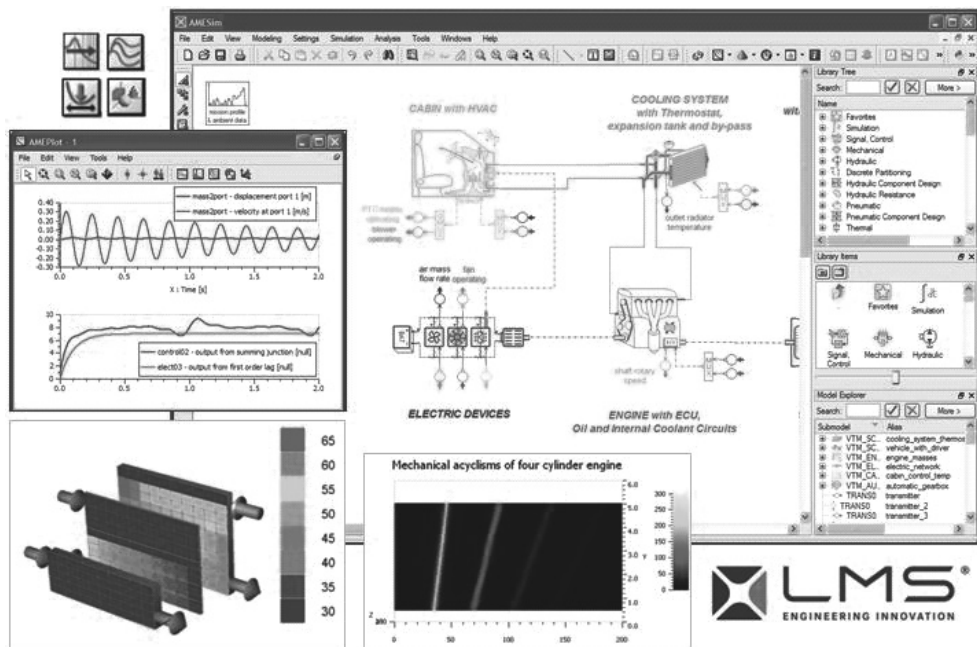
Szczególnie istotne jest to, że udziały procentowe strat ciepła zmieniają się wraz ze zmianą obciążenia. Na przykład ciepło odprowadzone z układem chłodzenia Q_{ch} maleje w miarę zmniejszania się obciążenia silnika, jednak w stosunku do innych strumieni ciepła straty ciepła przez układ chłodzenia są największe. Sytuacja taka występuje dla silników o zapłonie samoczynnym i iskrowym [4].

2. BADANIA SYMULACYJNE UKŁADU CHŁODZENIA PRZY PODWYŻSZONYM CIŚNIENIU PŁYNU CHŁODZĄCEGO

Badania układu chłodzenia silnika 4CT90 przeprowadzono w dwóch etapach. W pierwszym etapie wykonano badania symulacyjne układu chłodzenia na stanowisku modelowym, wykorzystując program AMESIM. W drugim etapie badania wykonano na stanowisku dynamometrycznym silnika 4CT90.

2.1. Program AMESIM i jego zastosowanie

Platforma Imagine.Lab AMESim to oprogramowanie symulacyjne do modelowania i analizy wielodyscyplinarnych systemów mechatronicznych (rys. 2).



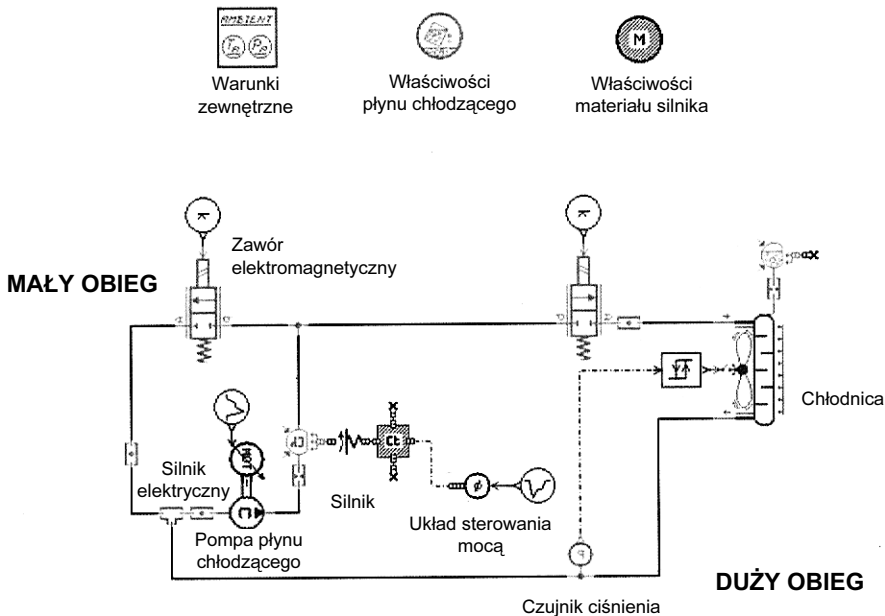
Rys. 2. Modelowanie i symulacja w programie AMESIM [9]

Fig. 2. Modeling and simulation in AMESIM [9]

Oprogramowanie AMESim pozwala na rozwiązywanie wielu problemów inżynierskich we wczesnej fazie projektowania. Elementy systemu są opisane przez modele analityczne, reprezentujące zachowanie elementów systemu: hydraulicznych, pneumatycznych, elektrycznych lub mechanicznych. Jest on oparty na teorii grafów wiązań, gdzie przyczynowość jest wymuszana poprzez łączenie wejść jednego podmodelu do wyjścia innego podmodelu (i odwrotnie).

2.2. Stanowisko modelowe układu chłodzenia silnika 4CT90

Schemat stanowiska badawczego z obiektem badań, jakim był układ chłodzenia, wyrażony za pomocą schematów blokowych w oprogramowaniu AMESIM, przedstawiono na rysunku 3. Każdy blok w postaci obrazka zawiera matematyczne odwzorowanie cech fizycznych poszczególnego elementu badanego układu. Model zawarty w tym programie odwzorowuje funkcje zespołu modelowego stanowiska badawczego z układem chłodzenia, jakie zostało zaprojektowane i zbudowane przy wykorzystaniu kadłuba i głowicy oraz zespołów fabrycznego układu chłodzenia silnika o zapłonie samoczynnym 4CT90 [8].



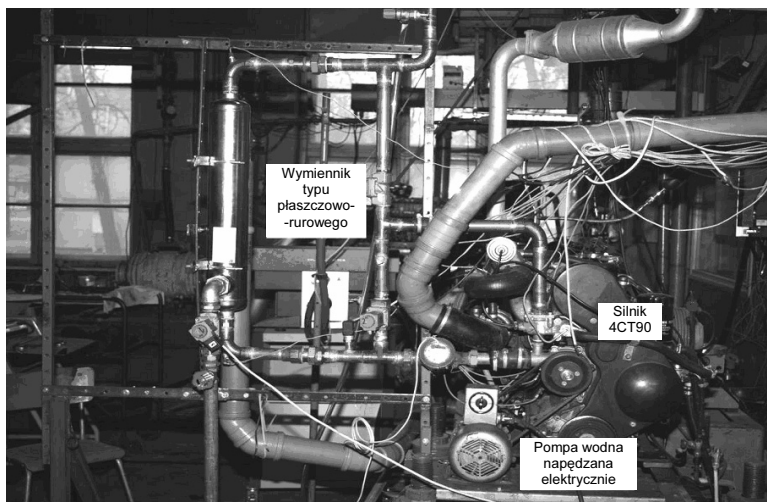
Rys. 3. Schemat stanowiska układu chłodzenia zamodelowany w oprogramowaniu AMESIM

Fig. 3. The scheme of the cooling system modeled in the software AMESIM

Aby wykonać obliczenia parametrów pracy obiegu chłodzenia, należy wprowadzić odpowiednie dane do programu, w tym właściwości cieczy i materiału, z którego wykonano kadłub silnika, parametry otoczenia, objętość cieczy w małym i dużym obiegu, masę silnika itp. Szczegółowe dane wprowadzono do programu zgodnie z wymaganiami [1, 5].

2.3. Stanowisko dynamometryczne silnika 4CT90

Obiektem badań był turbodoładowany silnik o zapłonie samoczynnym 4CT90 produkcji Wytwórni Silników Wysokoprężnych „ANDORIA” S.A. Jest to czterosylindrowy silnik z pośrednim wtryskiem paliwa do komory wirowej (RICARDO COMET VB) wykonanej w głowicy silnika. Widok silnika na stanowisku dynamometrycznym przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 4. Ciśnieniowy układ chłodzenia na stanowisku dynamometrycznym z silnikiem 4CT90

Fig. 4. Pressure cooling system on the dynamometerstand with the engine 4CT90

Podczas badań silnik obciążony był hamulcem elektrowirowym Schenck W 230 o maksymalnej mocy 230 kW. Hamulec ten działał na zasadzie wzajemnego znoszącego oddziaływania stałego pola magnetycznego stojana z zespołem cewek oraz pola magnetycznego wirnika, wywołanego przez prądy wirowe Foucaulta indukujące się w wirniku, który porusza się w polu magnetycznym stojana.

Między obudową hamulca i jego podstawą umocowany był momentomierz tensometryczny, za pomocą którego mierzono moment obrotowy silnika. Hamulec okresowo był wzorcowany za pomocą mas wzorcowych umieszczonych na tarczach znajdujących się nad czujnikiem tensometrycznym. Prędkość obrotową silnika mierzono za pomocą przetwornika impulsowego współpracującego z wieńcem zębatym znajdującym się na wale hamulca.

Do analizy składu spalin zastosowano zestaw analizatorów umożliwiających pomiar zadymienia i udziałów gazowych składników spalin. Analizatory te znajdowały się w kabinie pomiarowej i były połączone z grzanym systemem przesyłania próbek spalin. Spaliny wypływające z cylindrów napędzały turbinę sprężarki powietrza, a następnie przepływały przez utleniający reaktor katalityczny spalin do komina hamowni. W prostym odcinku rury wylotowej za turbiną umieszczono sondy poboru spalin do systemu analizy składu spalin CEB-II oraz do dymomierza AVL-486.

2.4. Zakres i przebieg badań

Symulacje w oprogramowaniu AMESIM oraz badania na stanowisku dynamometrycznym wykonano dla ciśnienia zwiększonego do 0,3 MPa przy 90-procentowym wypełnieniu układu cieczą, przy całkowitej objętości tego układu 11 dm³. Aby przebiegi były bardziej ustabilizowane i równomierne, układ chłodzenia od początku pracował na obiegu dużym, co skutkowało nieco niższą temperaturą cieczy chłodzącej, ale bez gwałtownych skoków temperatury i ciśnienia, jakie występowały podczas przełączania przepływu między obiegami małym i dużym. Poza tym pompę cieczy chłodzącej załączano dopiero po rozgrzaniu układu chłodzenia, czyli po osiągnięciu założonego nadciśnienia. Powodowało to przyspieszone rozgrzewanie układu, po czym można było sterować intensywnością chłodzenia w początkowym okresie poprzez regulację wydatku pompy bez użycia wentylatorów. Podczas symulacji wyznaczono charakterystyki przebiegów ciśnienia i temperatury w układzie chłodzenia. Wykazały one możliwość utrzymania stabilnej temperatury cieczy chłodzącej badanego obiektu w dłuższym okresie za pomocą sterowania pracą wentylatorów oraz prędkością obrotową pompy wodnej przy założonym nadciśnieniu w układzie chłodzenia.

Podczas badań na stanowisku dynamometrycznym w ustalonych stanach pracy silnika wyznaczono charakterystyki prędkościowe i obciążeniowe ze standardowym i ciśnieniowym układem chłodzenia.

3. WYNIKI BADAŃ

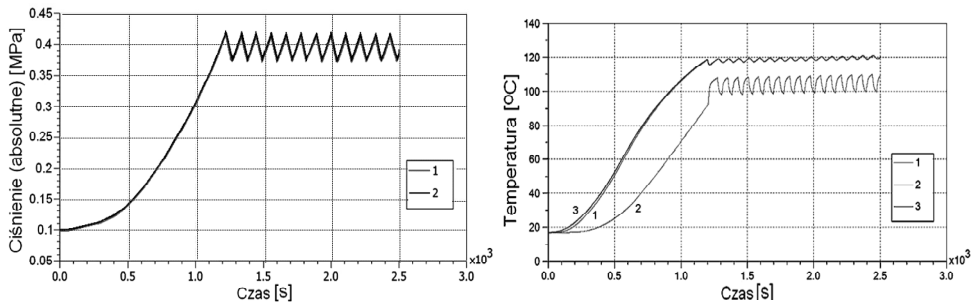
W czasie symulacji dla ciśnienia 0,3 MPa i przy 90-procentowym wypełnieniu układu w ciecz nadciśnienie utrzymywało się w granicach 0,28÷0,32 MPa.

Do momentu uzyskania założonego ciśnienia, czyli do ok. 23 minut, następował łagodny wzrost ciśnienia. Przebieg ciśnienia odznaczał się równomiernością oraz możliwością utrzymania go na stabilnym poziomie (rys. 5a).

Charakterystyki przebiegów temperatury na wyjściu z bloku silnika i wejściu do chłodnicy po uzyskaniu założonego nadciśnienia kształtowały się na poziomie 120°C przy 90-procentowym wypełnieniu układu chłodzenia w ciecz chłodzącą.

Natomiast temperatura na wyjściu z chłodnicy zawierała się w granicach $100^{\circ}\text{C} \div 110^{\circ}\text{C}$ (rys. 5b).

Podczas badań na stanowisku dynamometrycznym w ustalonych stanach pracy silnika wyznaczono charakterystyki prędkościowe i obciążeniowe ze standardowym i ciśnieniowym układem chłodzenia przy ciśnieniu 0,3 MPa.

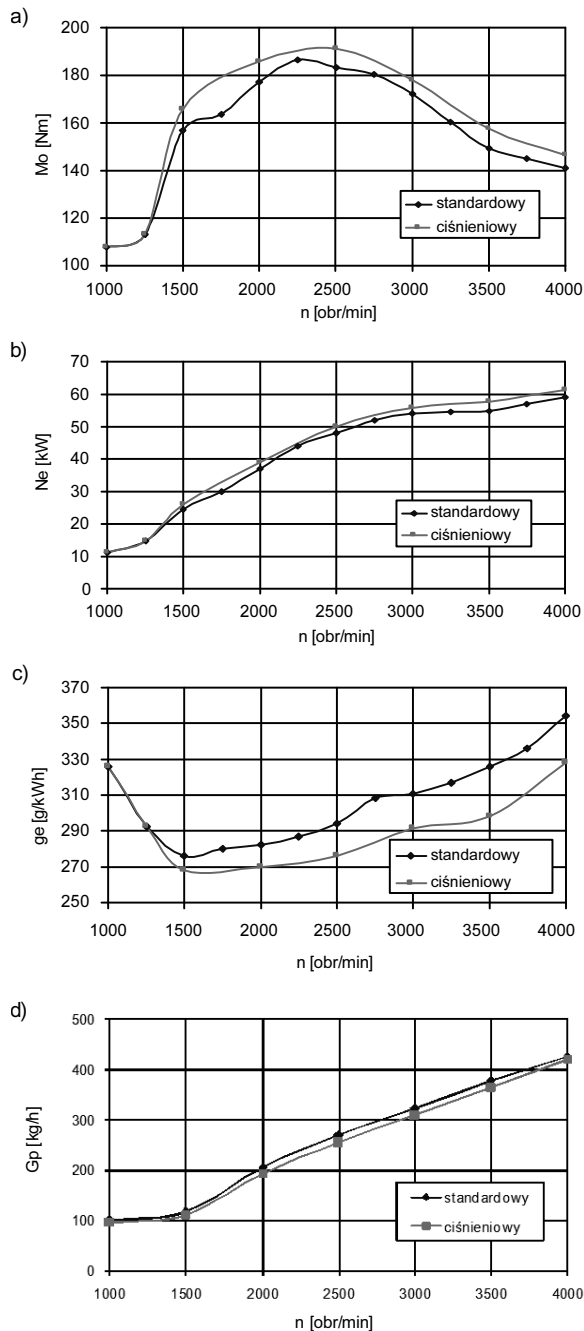


Rys. 5. Charakterystyki przebiegów temperatury i ciśnienia przy ciśnieniu 0,3 MPa i 90% wypełnienia układu w ciecz chłodzącą: a) ciśnienia: 1 – w małym obiegu, 2 – w dużym obiegu, b) temperatury: 1 – wejście do chłodnicy, 2 – wyjście z chłodnicy, 3 – wyjście z bloku cylindrów

Fig. 5. Course characteristics of temperature and pressure at the pressure of 0.3 MPa and 90% of the filling with coolant: a) pressure: 1 – small circuit, 2 – large circuit, b) temperature: 1 – entrance to the radiator, 2 – out of the radiator, 3 – out of the cylinder block

Przebiegi maksymalnego momentu obrotowego w funkcji prędkości obrotowej silnika wskazują, że zastosowanie ciśnieniowego układu chłodzenia i zwiększenie temperatury cieczy chłodzącej silnika do ok. 115°C osiągnięto przy ciśnieniu około 0,3 MPa. Spowodowało to wzrost maksymalnego momentu obrotowego w całym zakresie częstotliwości obrotowej silnika (rys. 6a). Przy częstotliwości obrotowej silnika 1500 min^{-1} i powyżej tej częstotliwości wzrost momentu obrotowego osiągał średnio ok. $8 \div 10 \text{ Nm}$, co stanowi wzrost o około $5 \div 6\%$. Jedynie przy małej częstotliwości obrotowej silnika poniżej 1250 min^{-1} zmiany momentu obrotowego nie były zauważalne. Jednocześnie ze wzrostem momentu obrotowego wzrosła także moc silnika o około $3 \div 5 \text{ kW}$ (rys. 6b).

Przyrost momentu obrotowego nastąpił przy wyraźnie niższym zużyciu paliwa (nawet o ok. 1 kg/h w górnym zakresie częstotliwości obrotowej silnika) przy porównywalnym zużyciu paliwa w zakresie małej częstotliwości obrotowej silnika (rys. 6d). Z tego względu znacznie poprawiła się ekonomiczność pracy silnika, szczególnie przy dużej częstotliwości obrotowej silnika, powyżej 2500 min^{-1} (rys. 6c).



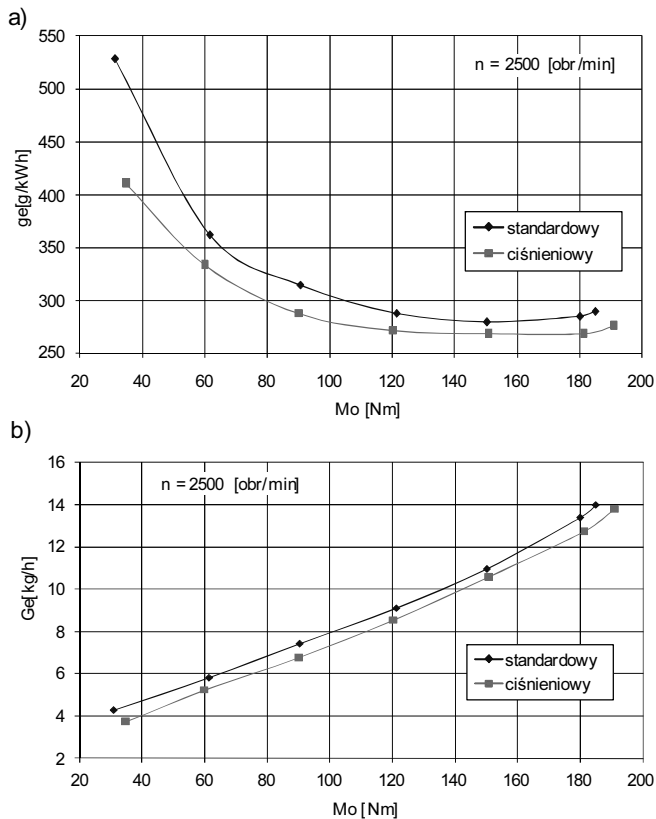
Rys. 6. Charakterystyki prędkościowe silnika 4CT90 ze standardowym i ciśnieniowym układem chłodzenia: a) moment obrotowy, b) moc, c) jednostkowe zużycie paliwa, d) godzinowe zużycie paliwa

Fig. 6. The characteristics of the engine speed 4CT90 with the standard and pressure cooling system: a) torque, b) power, c) specific fuel consumption, d) hourly fuel consumption

Charakterystyki obciążeniowe silnika wyznaczono w przedziale $1500 \div 4000 \text{ min}^{-1}$, co 500 min^{-1} . Obciążenie zmieniano od zera co ok. 30 Nm , aż do osiągnięcia obciążenia maksymalnego.

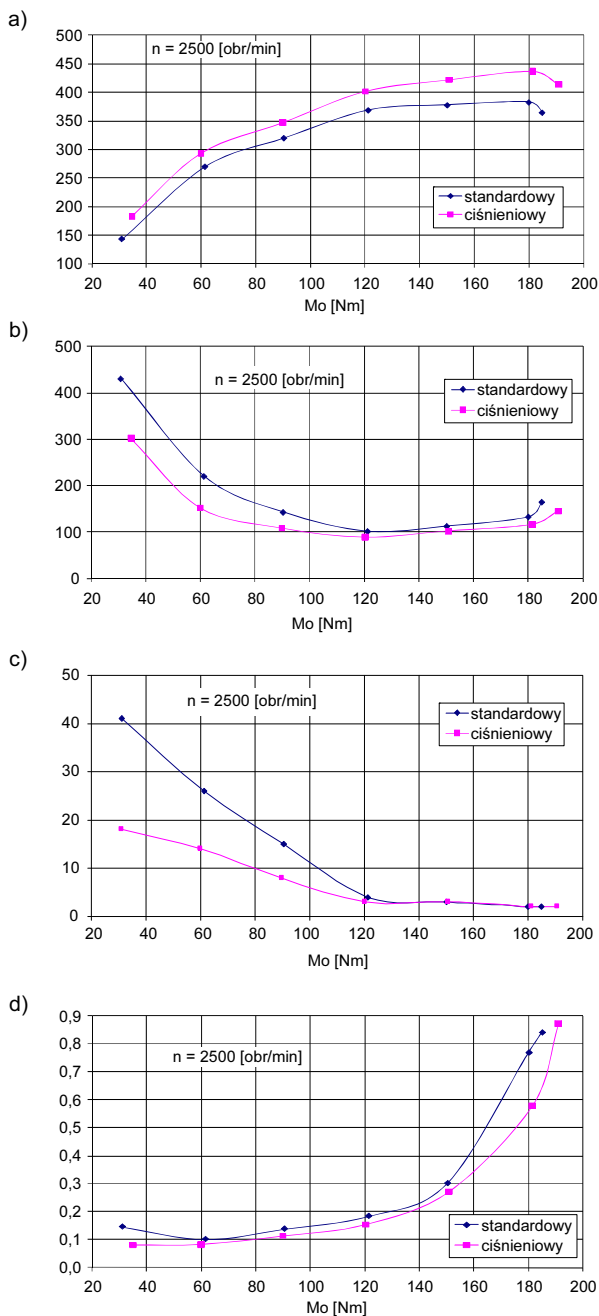
W artykule przedstawiono charakterystyki dla częstotliwości obrotowej silnika 2500 min^{-1} , przy której silnik osiąga maksymalny moment obrotowy.

Przy ciśnieniowym układzie chłodzenia jednostkowe zużycie paliwa jest mniejsze o ok. 68 g/kWh przy obciążeniu 30 Nm i 16 g/kWh przy obciążeniu 180 Nm (rys. 7a). Na charakterystykach obciążeniowych wyraźnie widać zmniejszenie godzinowego zużycia paliwa (rys. 7b), co świadczy o większej ekonomiczności silnika z ciśnieniowym układem chłodzenia w całym zakresie obciążeń.



Rys. 7. Charakterystyki obciążeniowe silnika 4CT90 ze standardowym i ciśnieniowym układem chłodzenia przy $n = 2500 \text{ obr/min}$: a) jednostkowe zużycie paliwa, b) godzinowe zużycie paliwa

Fig. 7. Load Characteristics 4CT90 engine with standard and pressure cooling system at $n = 2500 \text{ rpm}$: a) specific fuel consumption, b) hourly fuel consumption



Rys. 8. Charakterystyki obciążeniowe silnika 4CT90 ze standardowym i ciśnieniowym układem chłodzenia przy $n = 2500$ obr/min: a) udziały tlenków azotu w spalinach, b) udziały tlenku węgla w spalinach, c) udziały węglowodorów w spalinach, d) zadymienie spalin

Fig. 8. Load Characteristics 4CT90 engine with standard and pressure cooling system at $n = 2500$ rpm: a) nitric oxides fraction, b) carbon monoxide fraction, c) hydrocarbon fraction, d) smoke emission

W całym zakresie obciążeń i częstotliwości obrotowej silnika emisja tlenków azotu w spalinach silnika pracującego z układem ciśnieniowym jest zdecydowanie większa. Jest to wzrost od 20 do 120 ppm, rozkładający się różnie w funkcji częstotliwości obrotowej silnika i obciążenia silnika. Przy małej częstotliwości obrotowej silnika i dużym wzroście temperatury silnika (wzrost temperatury cieczy chłodzącej ok. $50\div 60^{\circ}\text{C}$, temperatury ścianki cylindra ok. 50°C), wzrost udziałów tlenków azotu jest blisko dwukrotny (ok. $80\div 100$ ppm). Przy częstotliwości obrotowej silnika powyżej 2500 min^{-1} przyrost udziałów tlenków azotu wynosi $30\div 60$ ppm (rys. 8a). Udziały tlenu węgla i węglowodorów mają zbliżony charakter zmian. Niezależnie od częstotliwości obrotowej silnika, w przedziale zmian momentu obrotowego do ok. $100\div 120$ Nm widać wyraźne obniżenie udziałów tych związków w spalinach (rys. 8b, c). Największe obniżenie udziałów tlenków węgla i węglowodorów w spalinach występuje przy najmniejszym obciążeniu silnika.

Przy częstotliwości obrotowej silnika odpowiadającej wartości maksymalnego momentu obrotowego silnika (2500 min^{-1}) obniżenie tlenu węgla przy momencie obrotowym 30 Nm wynosiło około 130 ppm (względnie ok. 30%), węglowodorów o 23 ppm (względnie o 55%), a wyrównanie udziałów stwierdzono przy momencie obrotowym silnika ok. 120 Nm (temperatura spalin 330°C).

Wzrost temperatury cieczy chłodzącej bardzo korzystnie wpływa na zmniejszenie zadymienia spalin w całym zakresie obciążenia i prędkości obrotowej silnika (rys. 8d). Przy częstotliwości obrotowej silnika 2000 min^{-1} zmniejszenie zadymienia spalin było mniejsze o ok. $0,1\text{ m}^{-1}$ (mniej o ok. 30%) w zakresie średniego obciążenia i ok. $0,25\text{ m}^{-1}$ przy maksymalnym obciążeniu (zmniejszenie o ok. 30%). Powyżej częstotliwości obrotowej silnika 2500 min^{-1} zmniejszenie zadymienia było zdecydowanie mniejsze i wynosiło średnio ok. $0,02\text{ m}^{-1}$, co przy średnim zadymieniu na poziomie $0,1\text{ m}^{-1}$ daje zmniejszenie o ok. 10%. Natomiast zauważalne jest znaczne zmniejszenie zadymienia spalin z ciśnieniowym układem chłodzenia w zakresie obciążenia maksymalnego przy porównywalnym momencie obrotowym silnika, nawet o ok. $20\div 30\%$.

PODSUMOWANIE

Podwyższenie temperatury cieczy chłodzącej miało wpływ na zwiększenie ekonomiczności pracy silnika, ponieważ jednostkowe zużycie paliwa silnika pracującego przy temperaturze cieczy chłodzącej na poziomie 120°C jest mniejsze średnio o ok. 7%, a maksymalny moment obrotowy silnika wzrósł o ok. $5\div 6\%$. Podwyższenie ciśnienia w układzie chłodzenia do 0,3 MPa, a tym samym podwyższenie temperatury cieczy chłodzącej do 120°C spowodowało zmniejszenie średnio o ok. $30\div 50\%$ udziałów tlenu węgla i węglowodorów przy małym obciążeniu silnika i małej jego prędkości, a więc poza zakresem działania katalizatora spalin. Udziały tlenków azotu w układzie ciśnieniowym są większe średnio o ok. $15\div 30\%$ w całym zakresie prędkości obrotowych. Mniejsze jest natomiast zadymienie spalin w całym zakresie obciążenia silnika o ok. 30%.

LITERATURA

1. Kneba Z., *Kompleksowy model nowej generacji układu chłodzenia silnika spalinowego*, Silniki Spalinowe, SC1/2007, R. 46, s. 160–169.
2. Krakowski R., *Wpływ podwyższonej temperatury płynu chłodzącego na zwiększenie ekonomiczności pracy tłokowego silnika spalinowego*, Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Gdyni, 2011, nr 71, s. 93–101.
3. Lehner C., Parker G., Arici O., Johnson J., *Design and development of a model based feedback controlled cooling system for heavy duty diesel truck applications using a vehicle engine cooling system simulation*, SAE Technical Paper Series, 2001-01-0336.
4. Ogrodzki A., *Chłodzenie trakcyjnych silników spalinowych*, WKŁ, Warszawa 1974.
5. Shibata Y., Shimonosoto H., Yamai Y., *New design of cooling system with computer simulation and engine compartment simulator*, SAE Technical Paper Series, 931075.
6. Wajand J., *Tłokowe silniki spalinowe*, WNT, Warszawa 1992.
7. Walentynowicz J., *Wyznaczanie bilansu cieplnego silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym*, Biuletyn WAT, 2006, vol. 55, nr 2, s. 265–277.
8. Walentynowicz J., Krakowski R., *Decreasing of thermal energy loses in piston combustion engines*, RSM „System Level Thermal Management for Enhanced Platform Mobility” NATO RTO AVT – 178, Bucharest 4–7.10.2010.
9. <http://www.lmsintl.com/engine-cooling-system>.

EFFECT OF ELEVATED COOLANT TEMPERATURE AND PRESSURE ON WORKING PARAMETERS OF PISTON INTERNAL-COMBUSTION ENGINE AND ITS OPERATION OF COOLING SYSTEM

Summary

The paper presents the thermal balance of a piston engine. The model and experimental test stands for testing the cooling system for increased temperature coolant were presented. On the model stand, as a result of the research, determined the characteristics of courses of temperature and pressure coolant system at the coolant pressure of 0,3 MPa. In this paper was demonstrated that it is possible to maintain the assumed constant pressure in the system and obtain it at the elevated liquid temperature leading to an increase in overall engine efficiency. Subsequently performed speed and load characteristics of the 4CT90 engine with standard and pressure cooling system. The results confirmed the benefits of increasing the temperature of the coolant. Presented characteristics show that the use of the cooling system pressure decrease fuel consumption, especially at high rotational speed, what result with better effective efficiency. The amount of toxic compounds in exhaust gases also decreased, particularly at low engine load, with exception of nitrogen oxides, whose shares rose. It means that the application of pressure cooling system requires the use of additional and effective system of reducing nitrogen oxides.