

WPŁYW PODWYŻSZONEJ TEMPERATURY PŁYNU CHŁODZĄCEGO NA ZWIĘKSZENIE EKONOMICZNOŚCI PRACY TŁOKOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO

W artykule dokonano analizy bilansu cieplnego oraz przeglądu literatury przedmiotowej, dotyczącej różnych rozwiązań układów chłodzenia silnika w aspekcie zmniejszania strat chłodzenia. Przedstawiono 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 w wybranych punktach układu. Wykazano, że istnieje możliwość utrzymania założonego stałego ciśnienia o wartości 0,3 MPa w układzie i uzyskania przy tym podwyższonej temperatury cieczy, prowadzącej do wzrostu sprawności ogólnej silnika. Następnie wykonano charakterystyki prędkościowe silnika 4CT90 ze standardowym i ciśnieniowym układem chłodzenia. Wyniki badań potwierdziły korzyści wynikające ze zwiększenia temperatury cieczy chłodzącej. Oceniono efektywność pracy silnika z ciśnieniowym i tradycyjnym układem chłodzenia. 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.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, układ chłodzenia, bilans energii, sprawność ogólna.

WSTĘP

Tłokowe silniki spalinowe są nadal powszechnie stosowane do napędu pojazdów, a prace nad ich rozwojem prowadzi się między innymi w kierunku zwiększenia ich sprawności. Obecnie powszechnie stosowanym sposobem chłodzenia jest chłodzenie cieczowe. Sprawność silnika można zwiększyć przez zastosowanie elektronicznego sterowania pracą tego układu, jak również przez mniej intensywne chłodzenie silnika i zmniejszenie w ten sposób strat ciepła, co prowadzi do podwyższenia temperatury wylotowej płynu chłodzącego. W przypadku przekroczenia temperatury wrzenia konieczne jest odpowiednie zwiększenie ciśnienia.

Celem prezentowanej pracy było zbadanie wpływu podwyższonej temperatury cieczy chłodzącej na ekonomiczność pracy tłokowego silnika spalinowego.

1. SPRAWNOŚĆ 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. Miarą wykorzystania energii cieplnej na pracę mechaniczną jest sprawność efektywna, będąca stosunkiem ilości ciepła Q_e , zamienionego efektywnie na pracę użyteczną L_e , do ilości ciepła Q_d , wydzielonego podczas spalania paliwa w cylindrze silnika.

$$\eta_e = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_d} = \frac{L_e}{\dot{Q}_d} \quad (1)$$

Sprawność efektywna jest również odwrotnie proporcjonalna do zużycia paliwa, co oznacza, że im większa sprawność, tym mniejsze zużycie paliwa jest potrzebne do wykonania tej samej pracy.

$$\eta_e = \frac{N_e}{G_e \cdot W_d} \quad (2)$$

gdzie:

- N_e [KW] – moc użyteczna,
- G_e [kg/s] – masowe zużycie paliwa,
- W_d [kJ/kg] – wartość opałowa paliwa.

Podczas chłodzenia ciepła następuje przejmowanie od gazu wypełniającego komorę spalania do otaczających ścianek, a następnie odbywa się przewodzenie ciepła przez ścianki cylindra i głowicy. Przenikanie strumienia ciepła do cieczy chłodzącej przedstawia następujące równanie [8, 11, 15]:

$$\dot{Q}_{ch} = \alpha_1 F_{sr} (T_g - T_{ch}) i \quad (3)$$

gdzie:

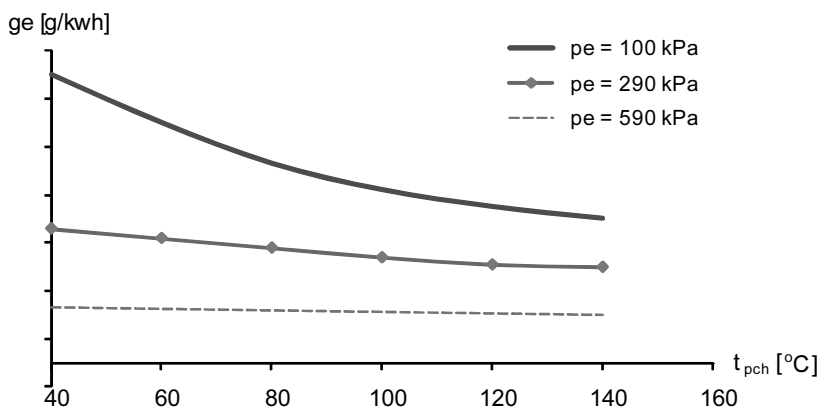
- α_1 [W/m² K] – współczynnik przejmowania ciepła ścianki komory spalania,
- T_g [K] – temperatura gazu,
- T_{ch} [K] – temperatura ścianek komory spalania,
- F_{sr} [m²] – powierzchnia przejmowania ciepła zmienna w czasie jednego obiegu,
- i – liczba cylindrów.

Ze wzoru (3) wynika, że przenikanie ciepła od ładunku w silniku do cieczy chłodzącej zależy między innymi od różnicy temperatur między ścianką i chłodziwem. Im ta różnica będzie mniejsza, tym strumień ciepła oddawanego przez silnik do płynu chłodzącego będzie mniejszy, co w efekcie przyczyni się do wzrostu sprawności silnika (1). Aby różnica była niższa, należy podnieść temperaturę płynu chłodzącego, zmniejszając intensywność chłodzenia silnika [3].

2. SPOSOBY ZMNIEJSZANIA STRAT CIEPŁA W UKŁADACH Z SILNIKAMI SPALINOWYMI

Straty chłodzenia przez silnik można zminimalizować poprzez np. podwyższenie temperatury płynu chłodzącego oraz przez mniej intensywne chłodzenia silnika. Sposobem zmniejszenia strat ciepła jest użycie ceramicznych osłon, zabezpieczających metalowe części silnika przed wysoką temperaturą, dzięki którym znacznie wzrasta sprawność silnika (do ok. 0,5–0,6). Umożliwia to zmniejszenie ciepła odprowadzanego przez układ chłodzenia [2, 4, 12]. Jednak trwałość takich osłon, problemy technologiczne i produkcyjne dotyczące ich wykonania, a także wysoka cena, spowodowały brak ich praktycznego zastosowania [5, 8].

Wzrost temperatury płynu chłodzącego powoduje obniżenie jednostkowego zużycia paliwa, a największe zmniejszenie zużycia paliwa występuje przy małym i średnim obciążeniu silnika. Potwierdzają to badania silnika dla ciśnienia efektywnego $p_e = 100$ kPa i $p_e = 290$ kPa, w porównaniu z linią wykresu dla ciśnienia $p_e = 590$ kPa (rys. 1).



Rys. 1. Zmiana wartości jednostkowego zużycia paliwa g_e [g/kWh] w zależności od temperatury płynu chłodzącego silnika t_{pch} , przy różnych wartościach obciążenia silnika [7, 10]

Fig. 1. Change the value of specific fuel consumption g_e [g/kWh], depending on engine coolant temperature t_{pch} , at different values of engine load

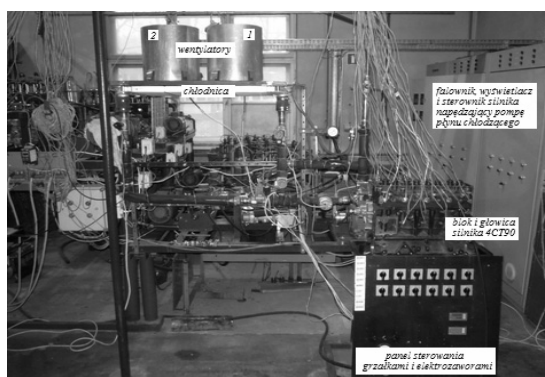
Wzrost o każde 10°C temperatury silnika, pracującego w zakresie małego i średniego obciążenia powoduje obniżenie zużycia paliwa o 1%. Teoretycznie możliwe byłoby zwiększenie temperatury pracy silnika do 140°C , co pozwoliłoby obniżyć zużycie paliwa o 5%. Ograniczenie wzrostu temperatury cieczy chłodzącej stanowi temperatura wrzenia cieczy chłodzącej. Metodę podwyższenia temperatury cieczy chłodzącej zastosowano w wyparkowym układzie chłodzenia firmy BMW do silników samochodów osobowych [6]. Uzyskano zmniejszenie zużycia paliwa, w porównaniu ze standardowym układem chłodzenia i termostatem otwieranym przy temperaturze 88°C , szczególnie przy małym obciążeniu i małej prędkości obrotowej silnika. Nie stwierdzono istotnych zmian emisji HC i NOx. Jednak metoda ta

umożliwiła uzyskanie niewielkiego wzrostu temperatury ze względu na ciśnienie atmosferyczne w otwartym układzie chłodzenia. Wyższą temperaturę wrzenia można uzyskać przez zwiększone ciśnienie w układzie chłodzenia, co zastosowano podczas prowadzonych badań.

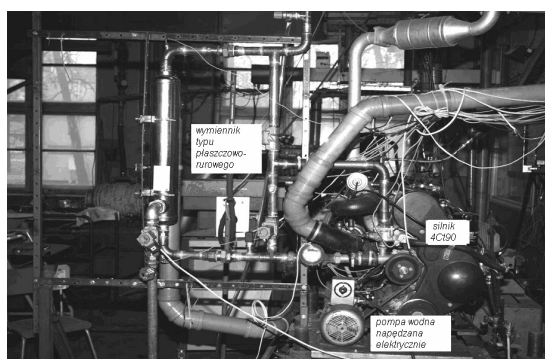
3. STANOWISKO BADAWCZE MODELOWE I EKSPERYMENTALNE

Badania wstępne przeprowadzono na stanowisku modelowym opracowanym i zbudowanym z użyciem oryginalnych elementów i zespołów, gdzie głównie wykorzystano blok cylindrów i głowicę silnika o zapłonie samoczynnym 4CT90 (rys. 2).

Źródłem ciepła, symulującym spalanie paliwa, były elektryczne elementy grzejne, po trzy elementy o zróżnicowanej mocy elektrycznej przylegające do ścianek każdego cylindra [14]. Największą moc miał górny element, a najmniejszą – element dolny. Ich moc elektryczną dobrano odpowiednio do zmierzonego rozkładu temperatury wzdłuż cylindra.



Rys. 2. Ciśnieniowy układ chłodzenia oraz główne zespoły stanowiska modelowego
Fig. 2. Pressure cooling system and the major assemblies of the model stand

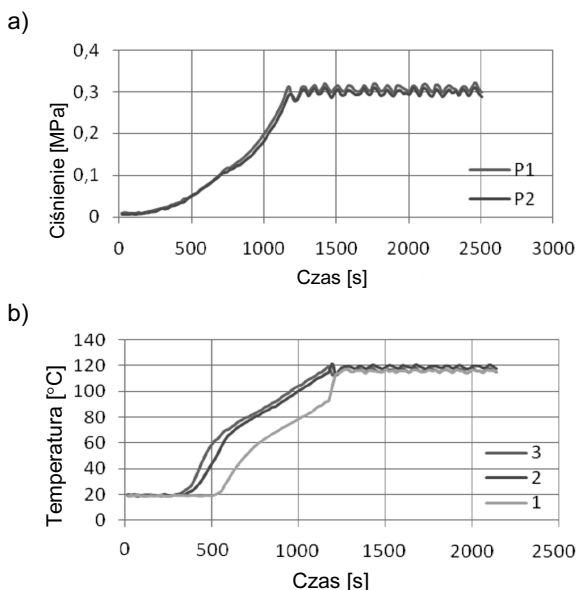


Rys. 3. Ciśnieniowy układ chłodzenia na stanowisku dynamometrycznym z silnikiem 4CT90
Fig. 3. Pressure cooling system on the dynamometerstand with the engine 4CT90

4. BADANIA EKSPERYMENTALNE NA STANOWISKU MODELOWYM I DYNAMOMETRYCZNYM

Badania na stanowisku modelowym przeprowadzono dla nadciśnienia 0,3 MPa i przy 91% wypełnieniu układu w ciecz chłodzącą. W wyniku przeprowadzonych badań wyznaczono charakterystyki przebiegów temperatury i ciśnienia cieczy przed i za chłodnicą oraz temperaturę na wyjściu z silnika (rys. 4).

Ciśnienie w układzie było utrzymywane w przedziale 0,28–0,32 MPa. Do momentu uzyskania założonego ciśnienia, czyli po około 21 minutach, następował jego łagodny wzrost, natomiast po tym czasie utrzymywane było nadciśnienie o wartości średniej blisko 0,3 MPa.



Rys. 4. Charakterystyki przebiegów przy nadciśnieniu 0,3 MPa i 91% wypełnieniu układu w ciecz chłodzącą: a) ciśnienia: 1 – w małym obiegu, 2 – w dużym obiegu, b) temperatury: 2 – wejście do chłodnicy, 1 – wyjście z chłodnicy, 3 – wyjście z bloku cylindrów

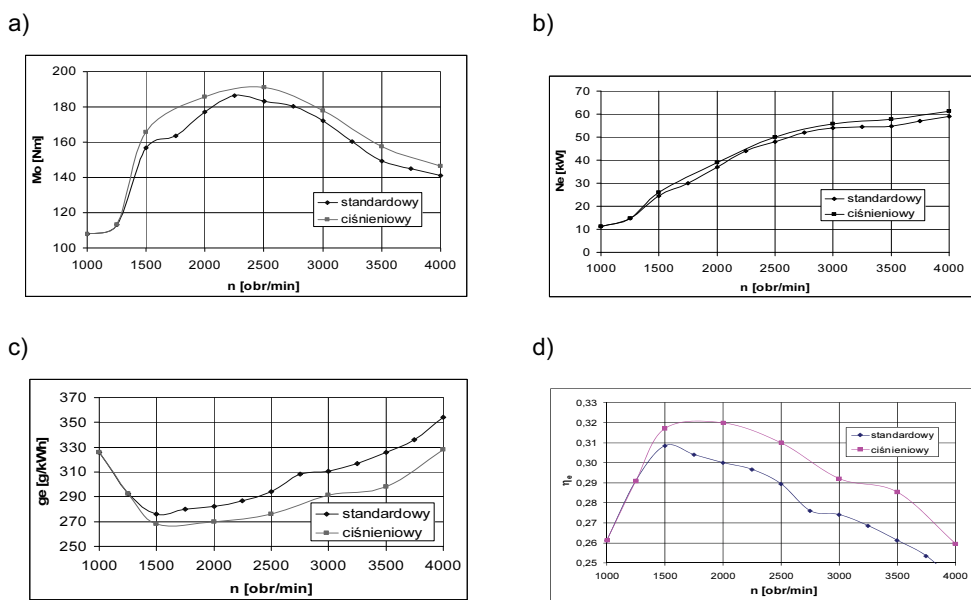
Fig. 4. Course characteristics at the pressure of 0,3 MPa and 91% of the filling with coolant: a) pressure: 1 – small circuit, 2 – large circuit, b) temperature: 1 – entrance to the radiator, 2 – out of the radiator, 3 – out of the cylinder block

Temperatura na wyjściu z bloku silnika i wejściu do chłodnicy, po uzyskaniu założonego ciśnienia, wynosi około 120°C przy 91% wypełnieniu układu chłodzenia w ciecz chłodzącą. Natomiast temperatura na wyjściu z chłodnicy jest na poziomie 114°C–117°C.

Układ chłodzenia pracował na obiegu dużym bez pompy cieczy, a pompę włączono również dopiero po osiągnięciu założonego ciśnienia, by przyspieszyć rozgrzewanie silnika. Natomiast intensywność chłodzenia regulowano włączeniem i wyłączeniem wentylatorów.

Badania na stanowisku dynamometrycznym przeprowadzono w ustalonych stanach pracy silnika, obejmowały one wyznaczenie charakterystyk prędkościowych i obciążeniowych ze standardowym i ciśnieniowym układem chłodzenia (rys. 5).

Z przebiegów momentu obrotowego w funkcji prędkości obrotowej wynika, iż zastosowanie podwyższonego ciśnienia w układzie chłodzenia średnio do 0,3 MPa, a także wzrost temperatury cieczy chłodzącej silnika do około 120°C, wpłynęły istotnie na wzrost maksymalnego momentu obrotowego przy prędkości obrotowej powyżej 1500 obr/min średnio o około 10 Nm, czyli o około 8%, co stanowi blisko 10 Nm (rys. 5a). Proporcjonalnie do wzrostu momentu obrotowego zmieniała się moc silnika (rys. 5b).

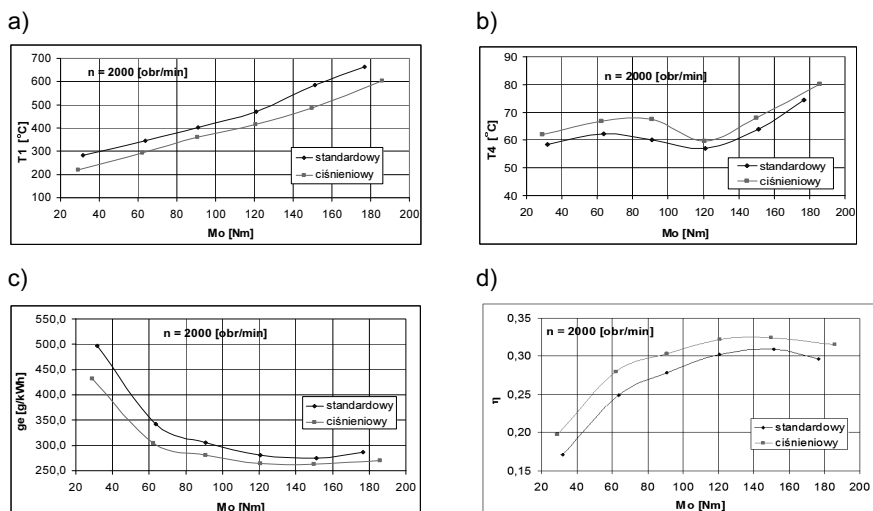


Rys. 5. Charakterystyki prędkościowe silnika 4CT90 ze standardowym i ciśnieniowym układem chłodzenia: a) moment obrotowy, b) moc, c) jednostkowe zużycie paliwa, d) sprawność efektywna

Fig. 5. The characteristics of the engine speed 4CT90 with the standard and pressure cooling system: a) torque, b) power, c) specific fuel consumption, d) effective efficiency

Wzrost momentu obrotowego nastąpił przy zbliżonym zużyciu paliwa, co świadczy o poprawie ekonomiczności pracy silnika, ponieważ jednostkowe zużycie paliwa zmalało około 7–8% przy prędkości powyżej 2000 obr/min, czyli o blisko 20 g/kWh. Jedynie podczas pracy silnika z minimalną prędkością obrotową, tzn. około 1000–1500 obr/min, było podobnie dla obu układów chłodzenia (rys. 5c). Z charakterystyki przedstawiającej sprawność ogólną w funkcji prędkości obrotowej silnika (rys. 5d) wynika, że powyżej $n = 1500$ obr/min następuje wzrost sprawności ogólnej silnika o blisko 0,02, co stanowi około 8% sprawności ogólnej silnika. Wzrost ten utrzymuje się powyżej prędkości obrotowej 2000 obr/min.

Na charakterystykach obciążeniowych wyraźnie widać, że przy prędkości 2000 obr/min temperatura spalin była zdecydowanie niższa, o około 80°C , a różnica w przybliżeniu utrzymywała się ze wzrostem obciążenia silnika (rys. 6a). Świadczy to o bardziej intensywnym przebiegu procesów tworzenia mieszanki i spalania paliwa, czego efektem był wzrost momentu obrotowego silnika przy porównywalnym zużyciu paliwa w tym zakresie pracy silnika. Wzrosła również temperatura ładunku w kolektorze dolotowym (rys. 6b). Był to wzrost rzędu kilku stopni ($3\text{--}7^{\circ}\text{C}$), spowodowany nieco większą ogólną temperaturą silnika i sprawnością działania turbosprężarki przy zwiększonej entalpii spalin. Przebiegi tej temperatury były bardzo zbliżone dla obydwu układów chodzenia silnika. Jednostkowe zużycie paliwa w funkcji obciążenia silnika już przy prędkości obrotowej 2000 obr/min jest wyraźnie mniejsze dla układu o podwyższonej temperaturze silnika (rys. 6c). Przy prędkości większej różnica ta była jeszcze bardziej widoczna, w związku z czym następuje zdecydowany wzrost sprawności ogólnej silnika o około $2\text{--}3\%$ (rys. 6d).



Rys. 6. Charakterystyki obciążeniowe silnika 4CT90 ze standardowym i ciśnieniowym układem chłodzenia przy $n = 2000$ obr/min: a) temperatura spalin przed turbiną, b) temperatura w kolektorze dolotowym, c) jednostkowe zużycie paliwa, d) sprawność efektywna

Fig. 6. Load Characteristics 4CT90 engine with standard and pressure cooling system at $n = 2000$ rpm: a) exhaust temperature before the turbine, b) temperature in the intake manifold, c) specific fuel consumption, d) effective efficiency

PODSUMOWANIE

W wyniku badań na stanowisku modelowym stwierdzono, że możliwe jest utrzymanie na prawie stałym poziomie podwyższonego ciśnienia w układzie chłodzenia, a tym samym zwiększonej temperatury cieczy chłodzącej o około 120°C

w silniku o zapłonie samoczynnym. Powinno to zapewnić poprawę sprawności ogólnej silnika o około 2–3%, co stanowi 7–8% sprawności ogólnej silnika. Efektem jest zmniejszenie zużycia paliwa również o blisko 7–8%.

Poprawę efektywności pracy silnika stwierdzono dla prędkości powyżej 1500 obr/min. Przy bardzo małej prędkości obrotowej nie zauważono istotnych zmian parametrów pracy silnika.

Zastosowanie zwiększonego ciśnienia cieczy chłodzącej wymagało zmian konstrukcyjnych układu, zwiększających jego odporność na zwiększone ciśnienie chłodziwa.

LITERATURA

1. Ap N.S., Maire A., Jouanny P., Le Prigent C., *Economical engine cooling system*, SAE Technical Paper Series, 2001-01-1708, 2001.
2. Kawamura H., *Development of the Ceramic Adiabatic Engine Having 68% Thermal Efficiency*, ASME 2000 Fall Technical Conference, Peoria 2000.
3. Krakowski R., Walentynowicz J., *Simulation researches of influence of compensation tank volume on control parameters of cooling liquid temperature in the piston combustion engine*, Journal of KONES Powertain and Transport, 2010, Vol. 17, No. 3, 223–230.
4. Komo R., Bryzik W., *Adiabatic Turbocompound Diesel Engine*, CIMAC CONGRES Paper D4.5, Paryż 1983.
5. Konfesky P., Nelson V.A., Ranger M., *A system engineering approach to engine cooling design*, SAE SP-1541, Warrendale 1999.
6. Muller P., Heck E., Seese W., *Verdampfungskulung eine Alternative zur Konvektionskulung*, MTZ 56 12, 1995, 714–721.
7. Myszkowski S., *Termostaty z regulacją programową – cz. I*, „Auto Expert”, 2008, nr 2.
8. Ogrodzki A., *Chłodzenie trakcyjnych silników spalinowych*, WKŁ, Warszawa 1974.
9. *Principles of engine cooling systems, components and maintenance*, SAE HS-40, Warrendale 1991.
10. Saur R., Leu P., Lemberger H., Heumerer G., *Kennfeldgesteuertes Temperaturregelsystem für Motorkühlkreisläufe*, MTZ 57 7/8, 1996, 424–428.
11. Staniszewski B., *Wymiana ciepła: podstawy teoretyczne*, PWN, Warszawa 1979.
12. Walentynowicz J., *Chłodzenie tłokowych silników spalinowych*, WPT, 1996, nr 12.
13. Walentynowicz J., *Termodynamika techniczna i jej zastosowania*, WAT, Warszawa 2009.
14. Walentynowicz J., *The test stand for investigation of cooling systems of combustion engines*, Journal of KONES Powertain and Transport, 2007, Vol. 14, No. 4, 492–500.
15. Walentynowicz, J., Krakowski, R., *Modeling of the higher pressure cooling system for transport vehicles engines*, Transport Problems, 2010, Vol. 5, No. 4, 39–47.

EFFECT OF ELEVATED COOLANT TEMPERATURE ON INCREASING WORK ECONOMY OF PISTON INTERNAL-COMBUSTION ENGINE

Summary

The paper presents the analysis of heat balance and literature review on the various solutions of the engine cooling systems in aspect of reducing the cooling loss. 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 selected points. In this paper was demonstrated that it is possible to maintain the assumed constant pressure of 0,3 MPa in the system and obtain it at the elevated liquid temperature leading to an increase in overall engine efficiency. Subsequently performed speed characteristics of the 4CT90 engine with standard and pressure cooling system. The results confirmed the benefits of increasing the temperature of the coolant. The efficiency of the engine with the pressure and a traditional cooling system was evaluated. 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.

Keywords: combustion engines, cooling system, energy balance, engine efficiency.