

## POSSIBILITIES OF LOWERING COOLANT PUMP DRIVING POWER IN CAR ENGINES

Zbigniew Kneba

Gdańsk University of Technology, Mechanical Engineering Faculty  
Narutowicza Street 11/12 80-952 Gdańsk, Poland  
tel.: +48 58 3472077, fax: +48 58 3471174  
e-mail: zkneba@pg.gda.pl

### Abstract

Some engine coolant pump drive problems are described in the paper. Presented aim of article is the presentation of possibilities to the decrease of the necessary power to drive the liquid cooling pump. In the classical and today most widespread in the car engines liquid cooling system, the pump of cooling liquid is driven through rubber belt from engine crankshaft. Due to recent applications of the new generation cooling systems, many simulations and engine measurements have to be done. Coolant pump velocity is too big at high engine speeds in traditional cooling systems. The speed decrease of the circulation pump rotor is advantageous, considering the smaller power consumption to pump drive and on the avoidance of cavitation related with the large velocities of liquid flow. The full independence of the pump output from of of crankshaft rotational speed is only possible to achieve by applying the additional electric engine or hydraulic drive to power the pump. Such solutions appeared 5 years ago in the personal vehicle engines, but generally they were and are currently used in ship's engines only. For the assurance of a failure-free engine performance, the necessary task is the control of pump output in the function of a selected easily measurable temperature of the engine parts, for example cylinder liner. Having knowledge of cylinder liner extreme temperature the author proposed lowering coolant pump rotational speed. Among different ideas of a technical realization of the decrease of necessary power to drive the coolant pump, the advantageous and favored one is the independent pump propulsion with electric engine. This solution is the most expensive one.

**Keywords:** engine cooling system, coolant pump

## MOŻLIWOŚCI ZMNIEJSZENIA MOCY POTRZEBNEJ DO NAPĘDU POMPY CIECZY CHŁODZĄCEJ SILNIKA SAMOCHODOWEGO

### Streszczenie

W artykule opisano wybrane problemy napędu pompy cieczy chłodzącej silnika samochodowego. Celem prezentowanego artykułu jest określenie możliwości zmniejszenia mocy potrzebnej do napędu pompy cieczy chłodzącej. W klasycznym i dzisiaj najbardziej rozpowszechnionym układzie chłodzenia cieczą silników samochodowych pompa cieczy chłodzącej jest napędzana przez przekładnię pasową od wału korbowego silnika. W tradycyjnych układach chłodzenia wydajność pompy jest zbyt duża przy wysokich prędkościach obrotowych silnika. Zmniejszenie prędkości obrotowej wirnika pompy jest korzystne ze względu na mniejszy pobór mocy do napędu jak i na unikanie kawitacji przy dużych prędkościach przepływu cieczy. Pełną niezależność wydajności pompy od prędkości obrotowej wału korbowego można osiągnąć tylko stosując dodatkowy silnik elektryczny czy hydrauliczny do napędu pompy. Takie rozwiązania pojawiły się 5 lat temu w silnikach samochodów osobowych a były i są powszechnie stosowane w silnikach okrętowych. Dla zapewnienia bezawaryjnej pracy konieczne jest sterowanie wydajnością pompy w funkcji wybranej łatwo mierzalnej temperatury części silnika na przykład tulei cylindrowej. Mierząc temperaturę tulei cylindrowych autor proponuje obniżenie wydajności pompy dla zmniejszenia mocy potrzebnej do jej napędu. Wśród różnych koncepcji technicznej realizacji zmniejszenia mocy potrzebnej do napędu pompy korzystnie wyróżnia się napęd niezależny z silnikiem elektrycznym. Jest to rozwiązanie najbardziej kosztowne.

**Słowa kluczowe:** układ chłodzenia silnika, pompa cieczy chłodzącej

### 1. Wstęp

W klasycznym i dzisiaj najbardziej rozpowszechnionym układzie chłodzenia cieczą silników samochodowych pompa cieczy chłodzącej jest napędzana przez przekładnię pasową od wału korbowego silnika. Przekładnia jest przyspieszającą o przełożeniu zbliżonym do jedności.

Prędkość obrotowa pompy jest liniową funkcją prędkości obrotowej silnika spalinowego. Ma to pewne zalety: wydajność pompy jest wprost-proporcjonalna do liczby cykli wydzielania się ciepła w jednostce czasu, napęd jest prosty a przez to niezawodny, pompa może być wbudowana w blok cylindrów i wykorzystując napęd pasowy dla innych maszyn napędzanych od wału korbowego - zajmuje małą przestrzeń. Istnieją też poważne wady: pobierana moc z wału w wielu stanach eksploatacji silnika jest zbyt duża - zbyt duża prędkość wirnika i prymitywny kształt łopatek, nie można zmniejszyć wydajności pompy w procesie rozgrzewania silnika, nie można zwiększyć wydajności pompy, gdy prędkość wału silnika maleje na skutek zwiększenia się obciążenia silnika a więc większej generacji ciepła, które powinno zostać odprowadzone.

Pełną niezależność wydajności pompy od prędkości obrotowej wału korbowego można osiągnąć tylko stosując dodatkowy silnik elektryczny czy hydrauliczny do napędu pompy. Takie rozwiązania pojawiły się 5 lat temu w silnikach samochodów osobowych [3] a były i są powszechnie stosowane w silnikach okrętowych.

Celem prezentowanego artykułu jest określenie możliwości zmniejszenia mocy potrzebnej do napędu pompy cieczy chłodzącej.

## 2. Określenie mocy potrzebnej do napędu pompy

Moc zapotrzebowana przez pompę cieczy jest ilorzem mocy użytecznej pompy i jej sprawności:

$$P = \frac{P_{uż}}{\eta} . \quad (1)$$

Moc użyteczna pompy to iloczyn przyrostu ciśnienia w pompie i jej wydajności objętościowej:

$$P_{uż} = \Delta p \cdot \dot{V} = H\rho g\dot{V} , \quad (2)$$

gdzie:

$\Delta p$  - przyrost ciśnienia w pompie [Pa]

$\dot{V}$  - wydajność pompy [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$H$  - wysokość podnoszenia [m]

$\rho$  - gęstość cieczy [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

$g$  - przyspieszenie ziemskie [ $\text{m}/\text{s}^2$ ]

Przyrost ciśnienia w pompie jest proporcjonalny do drugiej potęgi prędkości wirnika pompy. Moc użyteczna pompy jest proporcjonalna do trzeciej potęgi prędkości wirnika pompy.

$$\Delta p = k_1 \cdot n^2 , \quad (3)$$

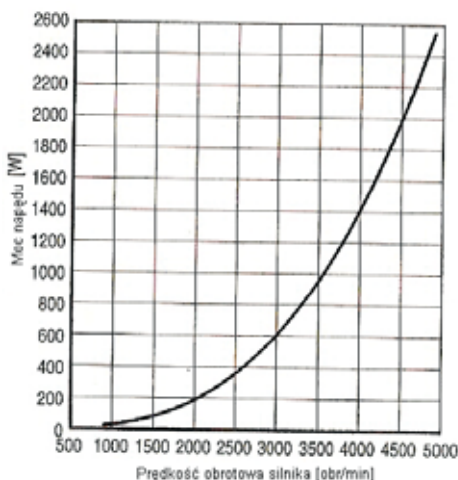
$$P_{uż} = k_2 \cdot n^3 . \quad (4)$$

Na Rys. 1-2 pokazane zaczerpnięte z literatury [5] wykresy pokazujące moc potrzebną do napędu pompy w zależności od prędkości obrotowej silnika a także od jej wydajności dla różnych prędkości obrotowych wirnika pompy.

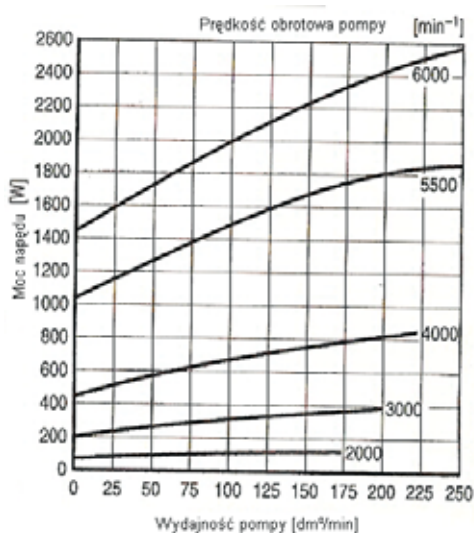
Stosowane zwykle nieskomplikowane kształty łopatek pompy skutkują nieproporcjonalną wydajnością w funkcji prędkości wirnika pompy w zakresie małych prędkości. Małe prędkości przepływu to nierozwinięty przepływ burzliwy i wzrost współczynnika oporu instalacji  $R = \frac{\Delta p}{V^2 \cdot \rho}$



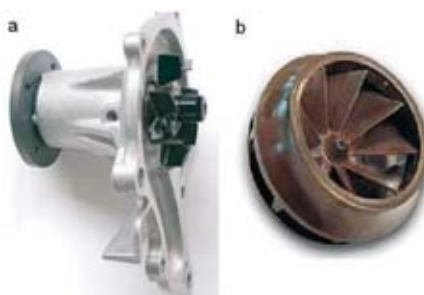
W celu przeciwdziałania zbyt małej wydajności pompy przy małych prędkościach obrotowych jej wirnika można zmienić konstrukcję wirnika (patrz Rys. 3.) albo zwiększyć prędkość obrotową (zwiększenie przełożenia przekładni albo sterowanie silnikiem napędowym)



Rys. 1. Zależność mocy potrzebnej do napędu pompy ciecży chłodzącej od prędkości obrotowej silnika [5]  
 Fig. 1. Coolant pump drive power versus its shaft speed [5]



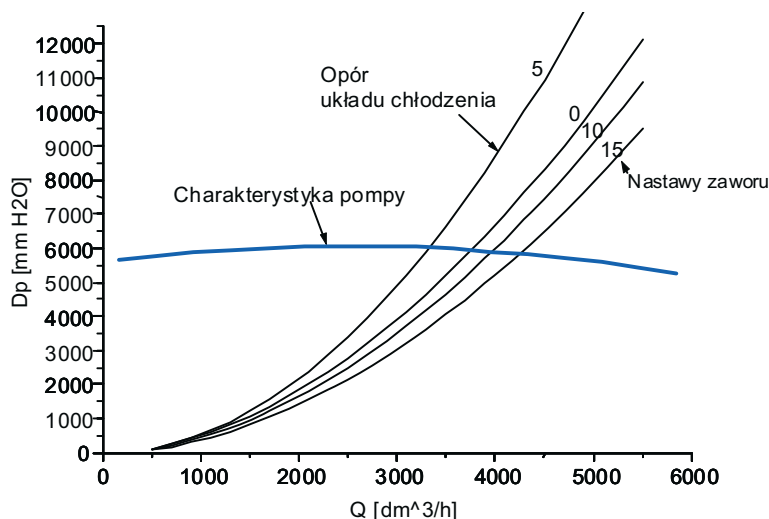
Rys. 2. Zależność mocy potrzebnej do napędu pompy ciecży chłodzącej od jej wydajności dla różnych prędkości wirnika pompy [5]  
 Fig. 2. Coolant pump drive power by different shaft speeds versus its volume flow [5]



Rys. 3. Kształty wirników pomp o prostych łopatkach - a, o łopatkach projektowanych dla zwiększenia sprawności hydraulicznej pompy - b  
 Fig. 3. Different impeller shapes a-with straight vanes, b - with 3D vanes to hydraulic efficiency improvement

### 3. Współpraca pompy z obiegiem cieczy chłodzącej

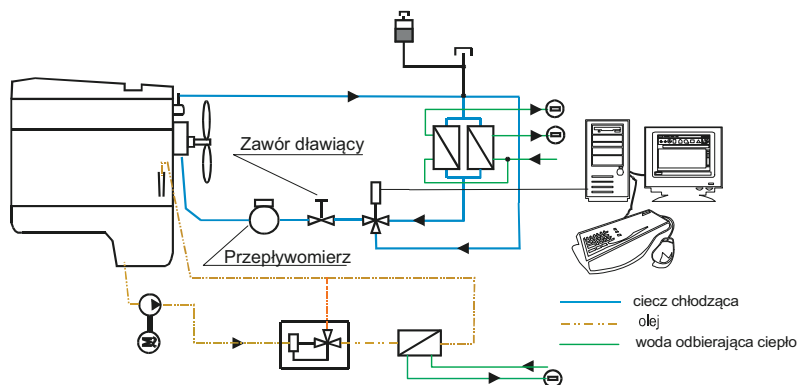
Dobierając pompę cieczy chłodzącej do obiegu chłodzenia silnika tłokowego uwzględnia się zmianę charakterystyki oporów hydraulicznych obiegu. Największą zmianę oporów ruchu cieczy powoduje otwieranie dodatkowych obiegów dołączonych równoległe. Są to obieg schładzania cieczy w chłodnicy, obieg nagrzewnicy kabiny, obiegi podgrzewania np. paliwa i inne. Największą zmianę charakterystyki oporów hydraulicznych wywołuje otwarcie przez zawór trójdrogowy przepływu do chłodnicy cieczy. Współpracę pompy napędzanej silnikiem elektrycznym z obiegiem chłodzenia dla silnika typu M111920 pokazano na Rys. 4.



Rys. 4. Współpraca pompy z obiegiem chłodzenia dla silnika typu M111920  
Fig. 4. Coolant pump and coolant circuit collaboration in M111920 engine

### 4. Możliwość zmniejszenia mocy potrzebnej do napędu pompy przy zachowaniu dopuszczalnych wartości temperatur części silnika

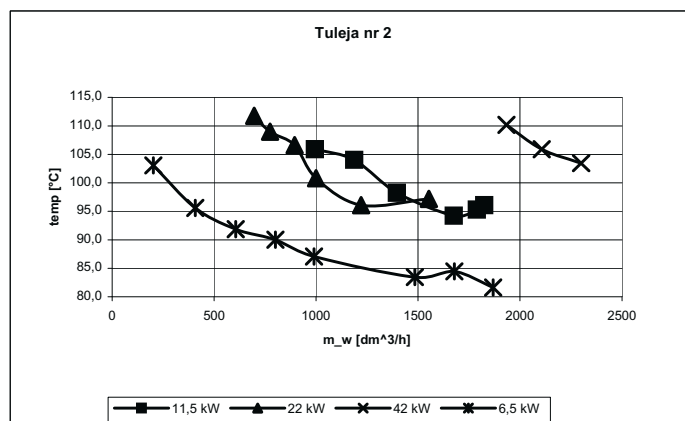
Możliwość zmniejszenia mocy potrzebnej do napędu pompy przez zmniejszenie jej wydajności jest ściśle związana z utrzymaniem temperatur części silnika. W literaturze spotyka się różne temperatury wybierane jako kryterium oceny skuteczności chłodzenia [2]. Aby stwierdzić, jakie są możliwości zmniejszenia wydajności pompy wykonano pomiary temperatur metali i cieczy obiegowych w silniku w laboratoryjnym układzie chłodzenia silnika typu M111920 (Rys. 5.). Jest to silnik z zapłonem iskrowym o objętości skokowej  $1,8 \text{ dm}^3$ . Wstępnie przyjęto jako kryterium oceny bezpiecznej pracy silnika temperaturę tulei cylindrowych mierzoną 2 mm pod ich gładzią. Dopuszczalna temperatura tulei została przyjęta na poziomie  $120^\circ\text{C}$ . Taka temperatura została osiągnięta podczas wstępnych pomiarów bez zmniejszenia przepływu cieczy chłodzącej przy długotrwałej pracy silnika pod maksymalnym obciążeniem.



Rys. 5. Schemat laboratoryjnego układu chłodzenia  
Fig. 5. Cooling system test stand

Następnie zmieniano przepływ cieczy chłodzącej nastawiając zawór dławiący (Rys. 5.)

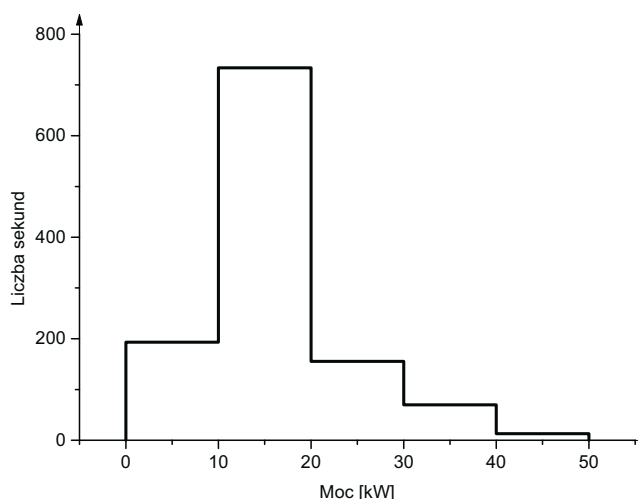
Wykonano 4 serie prób różniące się mocą generowaną przez silnik. Zmierzone temperatury tulei pokazuje Rys. 6. Przy malejącym przepływie temperatura tulei rośnie, ale jest to zjawisko zależne od wytwarzanej mocy przy małych mocach rzędu 1/5 mocy maksymalnej można zmniejszyć wydajność pompy cieczy chłodzącej do mniej niż połowę przewidzianej przez producenta. Dla około połowy mocy maksymalnej zmniejszenie wydajności może wynieść 20%. Uwzględniając, że moc potrzebna do napędu pompy zmienia się z trzecią potęgą wydajności nawet 20% zmniejszenia wydajności skutkuje około 50% zmniejszeniem mocy potrzebnej do napędu.



Rys. 6. Zależność temperatury tulei nr 2 od nastawianego natężenia dopływu cieczy chłodzącej do silnika dla różnych mocy rozwijanych przez silnik

Fig. 6. Nr 2 cylinder line temperature versus controlled volume flow by different engine powers

Moc rozwijana przez silnik zwykle jest częścią mocy maksymalnej ze względu na warunki ruchu drogowego. Na Rys. 7. przedstawiono histogram mocy rozwijanej przez silnik samochodu osobowego na drodze podmiejskiej na odcinku około 20 km. Użyty do pomiarów samochód ma moc maksymalną silnika 66 kW. Pełna moc nie jest w praktyce wykorzystywana. Krótkie chwile wykorzystania znacznej mocy to przyspieszenia ale ponieważ nie trwają długo nie prowadzą do niebezpiecznych temperatur elementów silnika.



Rys. 7. Histogram rozkładu mocy silnika samochodu osobowego podczas jazdy podmiejskiej

Fig. 7. Engine power distribution histogram while extraurban drive

Maksymalna moc silnika może być generowana podczas jazdy z maksymalną prędkością. Taki stan pracy nie występuje w samochodach z silnikami o dużych mocach, ale z zastosowanym ogranicznikiem prędkości jazdy (najczęściej ograniczanej do 250 km/h). Ciągła jazda

z maksymalną przewidzianą dla samochodu prędkością jest mało realna w warunkach europejskiej sieci drogowej. Innym stanem eksploatacji krytycznym dla pracy układu chłodzenia jest holowanie przyczepy pod wzniesienie przy pełnym wykorzystaniu ładowności. W wymienionych powyżej 2 stanach eksploatacji strumień wprowadzanego do układu chłodzenia ciepła jest podobny, ale zdecydowanie różni się możliwość odprowadzenia tego strumienia do otoczenia w chłodnicy. Przyczyną tej różnicy jest spadek prędkości powietrza w przypadku powolnej jazdy pod wzniesienie.

## 5. Wybrane techniczne realizacje zmniejszenia mocy potrzebnej do napędu pompy

Obecnie spotyka się trzy realizacje idei zmniejszenia mocy pobieranej przez pompę cieczy chłodzącej:

- zmniejszenie oporów hydraulicznych obiegu cieczy chłodzącej [1],
- zastosowanie elektrycznego silnika napędu pompy o zmiennej prędkości obrotowej [3],
- rozłączanie napędu pompy [4].

Najwięcej możliwości daje drugie rozwiązanie ale jest to wariant najbardziej kosztowny.

## 6. Wnioski

Zmniejszenie prędkości obrotowej wirnika pompy jest korzystne ze względu na mniejszy pobór mocy do napędu jak i na unikanie kawitacji przy dużych prędkościach przepływu cieczy. Dla zapewnienia bezawaryjnej pracy konieczne jest sterowanie wydajnością pompy w funkcji wybranej łatwo mierzalnej temperatury części silnika na przykład tulei cylindrowej. Wśród różnych koncepcji technicznej realizacji zmniejszenia mocy potrzebnej do napędu pompy korzystnie wyróżnia się napęd niezależny z silnikiem elektrycznym. Jest to rozwiązanie najbardziej kosztowne.

## Literatura

- [1] Eifler, G., Buck, T., Högen, S., *Thermosiphon-Kühlung - ein Konzept zur Kraftstoffverbrauchseinsparung an Otto - und Dieselmotoren*, 6 Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeuges, Berlin 2008.
- [2] Eifler, G., Burkard, M., Kawert, F., *Bedarfsabhängig geregelte Motorkühlung Versuch und simulation*, MTZ 3/2005.
- [3] Genstler, A., Stephan, W., *Always at the correct temperature, Thermal management with electric coolant pump*, MTZ worldwide 11/2004.
- [4] Hiller, M., *Schaltbare Wasserpumpen als Beitrag zu effizienterem Energiemanagement von PKW Verbrennungsmotoren*, 6 Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeuges, Berlin 2008.
- [5] Praca zbiorowa, Basshuysen, R., Schafer, F. (wydawcy): *Handbuch Verbrennungsmotor*, ATZ/MTZ-Fachbuch Vieweg Verlag, Wiesbaden 2007.