

ANNA KRZYMIEŃ, PIOTR KRZYMIEŃ*

MOŻLIWOŚCI OGRANICZENIA STRAT TARCIA W ŁOŻYSKACH MECHANIZMU KORBOWEGO

POSSIBILITY OF REDUCING FRICTION LOSSES IN CRANK MECHANISM BEARINGS

Streszczenie

Podczas eksploatacji pojazdu napędzanego silnikiem spalinowym zależy nam na możliwie niewielkim zużyciu paliwa i ograniczeniu emisji toksycznych składników spalin. Jedną z metod jest minimalizacja strat tarcia m.in. w węzłach łożyskowych mechanizmu korbowego, brana pod uwagę już na etapie projektowania, jak i podczas eksploatacji silnika. W artykule przedstawiono wyniki obliczeń strat tarcia łożyska głównego silnika samochodowego oraz propozycję ich zmniejszenia na podstawie analizy wybranych czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, straty tarcia, łożysko główne mechanizmu korbowego, obliczenia

Abstract

Least possible fuel consumption and emissions are the goals we try to achieve during engine operation. One of the methods leading to this target is the minimization of friction losses, among others those at crank mechanism bearings, taken into consideration at the stage of engine design and during engine operation as well. This paper presents some results of friction losses calculations for automotive engine main bearings and a proposal how to reduce them as the outcome of a thorough analysis of selected constructional and operational factors.

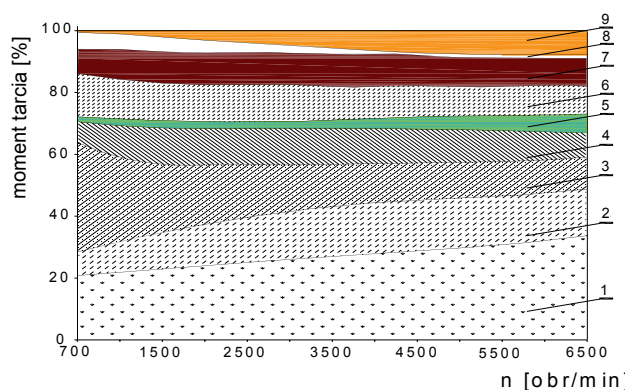
Keywords: combustion engine, friction losses, crank mechanism bearings, computations

*Dr inż. Anna Krzymień, dr inż. Piotr Krzymień, Instytut Silników Spalinowych i Transportu, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Politechnika Poznańska.

1. Wstęp

Podczas eksploatacji samochodu napędzanego silnikiem spalinowym użytkownikowi zależy na możliwie niewielkim zużyciu paliwa i ograniczonej emisji toksycznych składników spalin. Jedną z metod pozwalającą na osiągnięcia tego celu jest minimalizacja strat tarcia, jakie powstają w węzłach ciernych i urządzeniach pomocniczych silnika. Osiągnięcia można poprzez odpowiednie ich zaprojektowanie oraz właściwą eksploatację.

Tematyce strat tarcia poświęcono już wiele uwagi, stąd w literaturze można spotkać różne informacje na temat procentowego udziału poszczególnych układów i węzłów ciernych w ich powstawaniu. Typowy przykład podziału strat tarcia w zależności od prędkości obrotowej wału korbowego z uwzględnieniem różnych czynników wpływających na wielkość strat przedstawiono na rys. 1 [1].

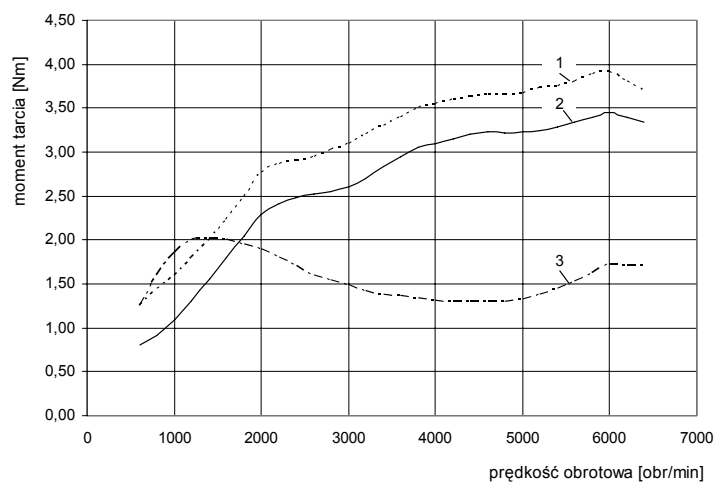


Rys. 1. Straty tarcia w poszczególnych układach i urządzeniach pomocniczych silnika: 1 – układ tłokowo-cylindrowy, 2 – układ korbowy, 3 – układ rozrządu, 4 – pompa oleju, 5 – alternator, 6 – pompa wody, 7 – pompa pomocnicza, 8 – pompa próżniowa, 9 – wałki wyrównowążające [1]

Fig. 1. Friction losses of engine individual subassemblies and auxiliaries: 1 – piston-cylinder arrangement, 2 – crank system, 3 – valve train, 4 – oil pump, 5 – alternator, 6 – water pump, 7 – auxiliary pump, 8 – vacuum pump, 9 – balancing shafts [1]

Dla niewielkich prędkości obrotowych przeważają straty związane z napędem układu rozrządu, natomiast wraz ze wzrostem prędkości obrotowej szybko rosną straty związane z zespołem tłokowo-cylindrowym i układem korbowym. Określenie udziału strat tarcia w ogólnych stratach silnika spalinowego stanowi pierwszy krok w kierunku wskazania indywidualnych źródeł strat, a także wskazówkę, gdzie należy szukać możliwości ich zmniejszenia poprzez udoskonalenie konstrukcji czy odpowiednią eksploatację.

We współcześnie produkowanych silnikach spalinowych duży udział w stratach ma napęd urządzeń pomocniczych. Przykładem możliwego ograniczenia strat tarcia jest zastosowanie w układzie smarowania silnika pompy oleju o zmiennym (regulowanym) wydatku [6]. Pokazana na rys. 2 zależność wskazuje, że zastosowanie takiej pompy olejowej prowadzi do znacznego zmniejszenia momentu tarcia – szczególnie dla większych prędkości obrotowych.



Rys. 2. Zależność momentu tarcia w mechanizmie korbowym od prędkości obrotowej silnika ($t_{ol} = 90^{\circ}\text{C}$): 1 – otrzymana na podstawie obliczeń teoretycznych, 2 – z zastosowaniem pompy oleju o regulowanym ciśnieniu, 3 – z zastosowaniem pompy oleju o regulowanym wydatku objętościowym

Fig. 2. Friction torque in crank mechanism vs. engine rotational speed ($t_{ol} = 90^{\circ}\text{C}$): 1 – established analytically, 2 – for pressure controlled oil pump, 3 – for volume flow controlled oil pump

Na ogół przyjmuje się, że w silniku spalinowym straty tarcia w łożyskach mechanizmu korbowego kształtują się na poziomie 20% ogółu strat mechanicznych silnika. Na wielkość strat tarcia związanych z pracą łożysk wpływają takie czynniki konstrukcyjne, jak: średnica łożyska, konstrukcyjny luz łożyskowy, chropowatość powierzchni czy masy ruchomych części układu korbowo-tłokowego. Do czynników eksploatacyjnych zalicza się m.in. prędkość obrotową, rodzaj zastosowanego oleju smarującego – szczególnie jego lepkość lub też jego temperatura na dopływie do łożysk.

W dalszej części pracy zostaną przedstawione niektóre możliwości ograniczenia strat tarcia, jakie nasuwają się na podstawie wyników obliczeń komputerowych (wykorzystując programy obliczania sił działających w mechanizmie korbowym i hydrodynamicznych parametrów pracy) wybranego łożyska mechanizmu korbowego doładowanego silnika spalinowego.

2. Wyznaczenie strat tarcia w łożyskach mechanizmu korbowego

W dynamicznie obciążonych łożyskach mechanizmu korbowego silnika spalinowego oprócz wyporu hydrodynamicznego wywołanego działaniem klina smarnego występuje dodatkowo wypór hydrodynamiczny spowodowany oporem wyciskania smaru ze szczeliny wokół czopa. Superpozycja tego zjawiska jest stosowana do obliczeń charakterystycznych parametrów pracy łożysk, w tym również strat tarcia [3].

Całkowite straty tarcia w łożysku obciążonym dynamicznie równają się sumie

$$N_t = N_k + N_w \quad (1)$$

gdzie:

N_k – straty tarcia wynikające z obrotu (efektu klina smarnego),

N_w – straty tarcia wynikające z przemieszczeń (efekt wyciskania smaru).

Straty tarcia rozumiane jako strumień energii pochłaniany w wyniku pokonywania oporów ruchu mają wymiar mocy tarcia. Moc tarcia N_k składa się z części wynikającej z gradientu ciśnienia oraz z części wynikającej ze ścinania powstałej na skutek gradientu prędkości warstwy smaru znajdującej się między ograniczającymi ją powierzchniami czopa i panwi, których prędkości kątowe wynoszą, odpowiednio, ω_1 i ω_2 . Moc tarcia N_w wynika z pracy tłumienia przemieszczeń czopa względem panwi przez smar wyciskany z łożyska.

W celu wyznaczenia sił tarcia działających na powierzchni czopa i panwi rozpatruje się równowagę sił działających na element smaru w szczeliny smarnej. Sposób postępowania podano w pracach [2, 3]. Siła tarcia w warstwie smaru przylegającej do powierzchni czopa może być wyliczona za pomocą wzoru

$$S_1 = r \int_{-\frac{b}{2}}^{+\frac{b}{2}} \int_{\Theta_{1k}}^{\Theta_{2k}} \left[\eta \cdot \frac{r \cdot \omega_s}{h} + \frac{h}{2} \cdot \frac{\partial p}{r \cdot \partial \Theta} \right] d\Theta dz \quad (2)$$

gdzie:

r – promień łożyska,

η – lepkość dynamiczna smaru,

h – wysokość szczeliny smarnej,

p – ciśnienie hydrodynamiczne,

ω_s – różnica prędkości kątowych czopa i panwi,

Θ – współrzędna kątowa mierzona od największej grubości warstwy smaru,

z – współrzędna osiowa.

Stąd [5]

$$S_1 = \frac{b \cdot d \cdot \eta \cdot \omega_s}{\psi} \cdot \frac{\pi}{\sqrt{1-\varepsilon^2}} + \psi \cdot \frac{\varepsilon}{2} P_k \cdot \sin \varphi \quad (3)$$

gdzie – poza przytoczonymi wcześniej oznaczeniami – ψ jest względnym luzem łożyskowym, a ε – mimośrodowością względną.

W czasie pracy łożyska obciążonego dynamicznie następują okresowe zmiany położenia środka czopa względem panwi, stąd okresowym zmianom ulega również siła tarcia. Średnia wartość mocy tarcia wynosi

$$N_t = \frac{1}{m \cdot \pi} \cdot \frac{d}{2} \cdot \omega \cdot \int_0^{m\pi} S_1(\alpha) d\alpha \quad (4)$$

gdzie:

$m = 2$ dla silnika dwusuwowego,

$m = 4$ dla silnika czterosuwowego,

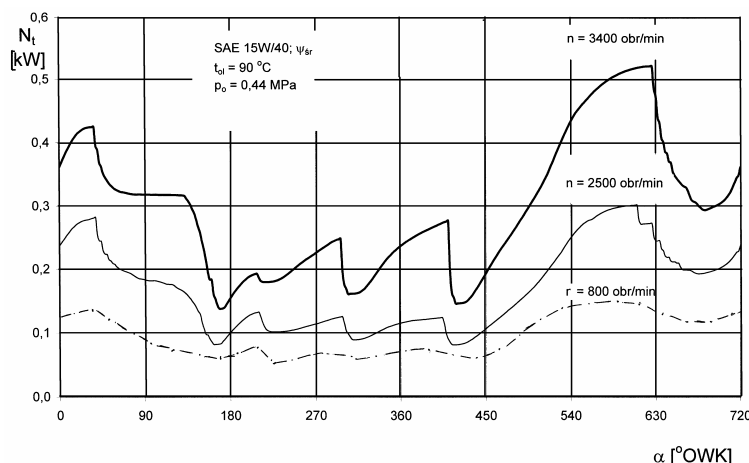
d – średnica nominalna łożyska,
 ω – prędkość kątowna wału korbowego,
 α – kąt obrotu wału korbowego.

Wartość siły tarcia S uzyskuje się drogą całkowania numerycznego.

3. Możliwości ograniczenia strat tarcia

W celu wyznaczenia strat tarcia (mocy tarcia) w łożyskach mechanizmu korbowego silnika spalinowego posłużono się metodą określenia tych strat omówioną w poprzednim rozdziale. Obliczenia wykonano za pomocą przygotowanych wcześniej programów komputerowych [2]. Do obliczeń wybrano łożysko główne G2 (drugie od strony tłumika drgań) 4-cylindrowego silnika doładowanego o mocy znamionowej $N_e = 82$ kW i momencie obrotowym $M_{o_{max}} = 255$ Nm. Łożysko G2 jest łożyskiem najbardziej obciążonym (siłą obciążająca $P_{max} = 56$ kN, naciski jednostkowe: $p_{max} = 26,2$ MPa, $p_{sr} = 5,7$ MPa przy $n = 2500$ obr./min).

Przebieg chwilowej mocy tarcia w cyklu pracy silnika (kąta α obrotu wału korbowego) dla wybranych prędkości obrotowych przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Chwilowa moc tarcia w łożysku głównym G2 w cyklu pracy silnika dla wybranych prędkości obrotowych wału korbowego ($n = 880$ obr./min – bieg jałowy, $n = 2500$ obr./min – maksymalny moment obrotowy, $n = 3400$ obr./min – maksymalna moc)

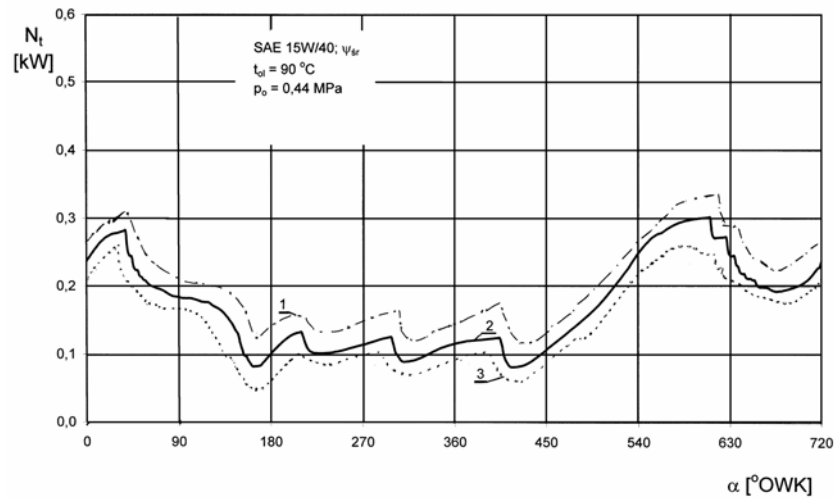
Fig. 3. Momentary friction power of G2 main bearing within the engine cycle for selected crankshaft speeds ($n = 880$ rpm – idle run, $n = 2500$ rpm – maximum torque, $n = 3400$ rpm – maximum power)

Do rozważań dotyczących wymiarów łożyska i ich wpływu na wartość strat tarcia wzięto pod uwagę średnicę łożyska. Przebieg zmian mocy tarcia dla średnic nominalnych łożyska poddanych obliczeniom ($d = 65, 70, 75$ mm) przedstawiono na rys. 4.

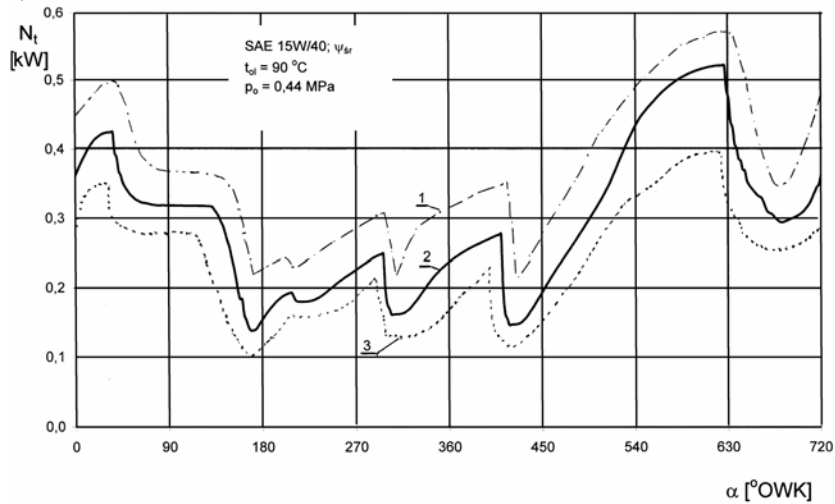
W silniku produkowanym seryjnie montowane jest łożysko główne o średnicy $d = 70$ mm, a parametry hydrodynamiczne łożyska (w tym najważniejszy ze względu na istnienie tarcia płynnego $h_{min} = 1,35 \mu\text{m} > h_{kryt} = 1 \mu\text{m}$) nie przekraczają wartości dopusz-

czalnych. W obliczeniach uwzględniono stałą szerokość łożyska $b = 29$ mm, rowka obwodowego $b_p = 6,4$ mm oraz stałą temperaturę oleju na dopływie $t_o = 100^\circ\text{C}$.

a)



b)

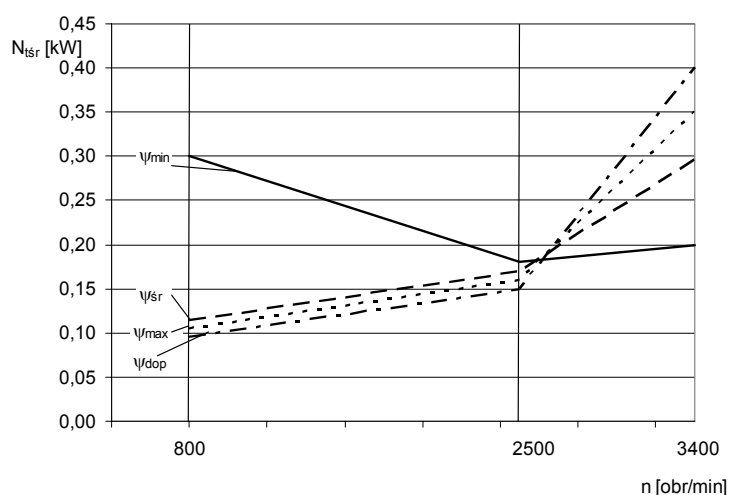


Rys. 4. Chwilowa wartość mocy tarcia w łożysku głównym G2 w zależności od kąta obrotu wału korbowego dla prędkości obrotowych: a) $n = 2500$ obr./min, b) $n = 3400$ obr./min (średnica łożyska: 1 – $d = 75$ mm, 2 – $d = 70$ mm, 3 – $d = 65$ mm)

Fig. 4. Momentary friction power of G2 main bearing vs. crank angle for rotational speeds: a) $n = 2500$ rpm, b) $n = 3400$ rpm (bearing diameter: 1 – $d = 75$ mm, 2 – $d = 70$ mm, 3 – $d = 65$ mm)

Zmniejszenie średnicy łożyska o ok. 10% prowadzi do zmniejszenia mocy tarcia o ponad 15% w przypadku prędkości obrotowej maksymalnego momentu obrotowego, a o ok. 25% dla prędkości znamionowej. Należy jednak zaznaczyć, że zmniejszenie średnicy łożyska uwarunkowane jest wieloma względami wytrzymałościowymi zarówno samego łożyska, jak i współpracującego czopa wału korbowego.

Innym parametrem wpływającym na straty tarcia jest luz łożyskowy. Od jego wartości zależą nośność filmu olejowego, najmniejsza grubość warstwy smaru, temperatura pracy powierzchni ślizgowej łożyska, jak i natężenie przepływu oleju przez łożysko. Zbyt mały luz jest niedopuszczalny, gdyż powoduje nadmierny wzrost temperatury, natomiast zbyt duży luz zmniejsza nośność filmu olejowego w wyniku słabego dławienia wypływu oleju ze szczeliny smarnej. Dobór właściwego luzu łożyskowego na etapie projektowania łożyska czy też określenie granicy, do której może się on zbliżyć wskutek zużycia są więc bardzo istotne. Odnosząc się do strat tarcia, można stwierdzić, że wzrost luzu łożyskowego wywiera korzystny wpływ na ich ograniczenie w zakresie prędkości biegu jałowego (rys. 5).



Rys. 5. Zależność uśrednionej dla całego cyklu pracy silnika mocy tarcia w łożysku G2 od prędkości obrotowej wału korbowego dla różnych luzów łożyskowych (1 – względny luz minimalny, 2 – luz średni, 3 – luz maksymalny, 4 – luz dopuszczalny)

Fig. 5. The G2 main bearing friction power averaged for engine entire cycle vs. crankshaft speed for different bearing clearances (1 – minimum specific clearance, 2 – mean clearance, 3 – maximum clearance, 4 – maximum allowable clearance)

W tym przypadku zastosowanie minimalnego luzu łożyskowego prowadzi do dwukrotnego wzrostu strat tarcia (przy $n = 800$ obr./min) w stosunku do pozostałych luzów. Wzrost prędkości obrotowej powoduje zwiększenie strat tarcia dla luzu średniego, maksymalnego i dopuszczalnego, przy czym dla prędkości znamionowej (3400 obr./min) największe straty tarcia występują przy luzie dopuszczalnym. Na podstawie przeprowadzonej analizy stwierdzono, że w zakresie prędkości obrotowych – z jakimi pracuje silnik – opty-

malnym luzem jest luz średni, a wysoką wartość mocy tarcia dla luzu minimalnego przy prędkości biegu jałowego można ograniczyć, zastępując olej mineralny klasy SAE 15W/40 olejem syntetycznym SAE 5W/40.

Na straty tarcia w łożysku mają również wpływ temperatura i rodzaj zastosowanego oleju. Obliczenia wstępne wykonano dla trzech olejów: syntetycznego 5W/40, półsyntetycznego 10W/40 i mineralnego 15W/40. Najniższe wartości strat tarcia zanotowano dla oleju 5W/40 (o najmniejszej lepkości w niskiej temperaturze pracy). Zmniejszenie lepkości oleju powoduje korzystniejszy przebieg start tarcia, zgodnie z zasadą, że dociśnięcie czopa do dolnej półpanwi w oleju o mniejszej lepkości powoduje szybsze zbliżenie czopa do położenia centralnego, a więc uzyskanie najmniejszych strat tarcia. Straty tarcia w łożysku dla większych prędkości obrotowych silnika niewiele różnią się między sobą dla analizowanych olejów. Lepkość tych olejów w temperaturze pracy łożyska (100–120°C) jest bardzo podobna – stąd też podobne straty tarcia [4].

4. Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń strat tarcia dla przykładowego łożyska głównego mechanizmu korbowego stwierdzono, że największy wpływ na nie ma prędkość obrotowa. Możliwości ograniczenia strat tarcia na etapie projektowania silnika związane są z odpowiednim przyjęciem wymiarów łożyska, w tym jego średnicy i wartości luzu łożyskowego. W celu ograniczenia strat tarcia należy więc dążyć do minimalizacji średnicy łożyska, a jako najkorzystniejszy wybrać średni luz łożyskowy, z jakim łożysko mogłoby pracować w możliwie najdłuższym okresie eksploatacji. Zastosowanie oleju syntetycznego (klasy SAE 5W/40) pozwoliło uzyskać znacznie mniejsze wartości strat tarcia podczas pracy silnika z niewielkimi prędkościami obrotowymi.

Prezentowane możliwości ograniczenia strat tarcia na przykładzie wybranego łożyska głównego są tylko próbą zwrócenia uwagi na niektóre zależności, dzięki którym przez odpowiednie zaprojektowanie i optymalizację można osiągnąć ich zmniejszenie. W podobny sposób można oszacować straty, jakie powstają w poszczególnych układach i straty związane z napędem urządzeń pomocniczych. Oszczędności, jakie można uzyskać dzięki uwzględnieniu wszystkich wymienionych składników pozwolą na zmniejszenie strat, a w konsekwencji również na zmniejszenie zużycia paliwa i ograniczenie emisji składników toksycznych spalin.

Literatura

- [1] Gaberscik G., Meldt W., Tripolt W., Trzesniowski M., *Durch Reibungsoptimierung zur Verbrauchsreduktion*, MTZ 03/2006.
- [2] Krzymień A., *Łożyska mechanizmu korbowego tłokowych silników spalinowych*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2007.
- [3] Krzymień A., *Friction Losses at Crank mechanism Bearings of Diesel Engine*, V Journal of Polish CIMAC, International EXPLO-DIESEL & GAS TURBINE'07, Gdańsk–Stockholm 2007.

- [4] Krzymień A., Krzymień P., *Wpływ lepkości oleju silnikowego na hydrodynamiczne parametry pracy łożysk głównych przy zmiennym luzie łożyskowym*, Archiwum Motoryzacji, Wydawnictwo Naukowe PTNM, nr 3, Radom 2006.
- [5] Lang O., Steinhilper W., *Gleitlager*, Springer Verlag, Berlin–Heidelberg–New York 1978.
- [6] Meldt W., Tripolt W., Gaberscik G., Schopp J., Lemberger H., Riedhammer T., Bordes F., *Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs über Reibungsoptimierung an einem Vierzylinder-Ottomotor*, MTZ 07/2007.