

Analysis and evaluation of the impact of convective heat-transfer coefficient in the lubricating oil cooler on the engine efficiency

Abstract: The efficiency of operating combustion engines is significantly influenced by the power loss caused by friction in the tribological systems, which is determined, among other things, by the lubricating oil properties. Therefore, proper lubricating conditions, dependent on the oil ageing, should be maintained as long as it is practically possible. During the ageing process the values of basic oil characteristics (i.e. viscosity and density) increase rapidly due to polymerization and condensation. In spite of the presence of oil filters, the oil ageing process progresses with the increased operation time.

The paper presents a proposed method of taking account of the convective heat-transfer coefficient as one of the main factors determining the lubricating oil internal ageing. Analysis and evaluation of the impact of convective heat-transfer coefficient on the engine efficiency will allow to determine the oil change period in a more precise way.

Key words: convective heat-transfer

Analiza i ocena wpływu współczynnika wnikania ciepła w chłodnicach oleju smarowego na sprawność silnika

Streszczenie: Na sprawność eksploatowanych silników spalinowych istotnie wpływa moc tracona wskutek tarcia w układach tribologicznych, która między innymi jest zdeterminowana właściwościami oleju smarującego. W związku z tym należy maksymalnie długo utrzymać prawidłowe warunki smarowania zależne od stopnia zatarzenia oleju. Podczas procesu starzenia wartości podstawowych wskaźników oleju (tzn. lepkość i gęstość) szybko wzrastają wskutek polimeryzacji i kondensacji. Pomimo obecności filtrów oleju, starzenie oleju rośnie ze wzrostem czasu eksploatacji.

W artykule zostanie przedstawiona propozycja uwzględnienia współczynnika wnikania ciepła jako jednego z głównych wskaźników określających starzenie wewnętrzne oleju smarowego. Analiza i ocena wpływu współczynnika wnikania ciepła na sprawność silnika umożliwi bardziej precyzyjne określenie czasu wymiany oleju.

Słowa kluczowe: współczynniki wnikania ciepła

1. Wprowadzenie

Proces roboczy silnika polega na zmianie energii chemicznej zawartej w paliwie na energię mechaniczną, która może być wykorzystana do realizacji funkcji roboczych. Do oceny prawidłowości przemian fizykochemicznych zachodzących w komorze spalania używa się ciśnienia indykowanego p_i a ocenę efektywności pracy silnika określa zużycie paliwa G_t oraz ciśnienie efektywne:

$$p_e = \eta_m \cdot p_i \quad (1)$$

gdzie η_m – ogólna sprawność mechaniczna silnika.

Efektywność pracy silnika jest między innymi zależna od strat wewnętrznych silnika. Część mocy wytworzonej w wyniku spalania paliwa zostaje zużyta na pokonanie oporów mechanicznych, których wartość zależy również od jakości oleju smarowego. Zatem jakość oleju smarowego można wykorzystać jako parametr diagnostyczny.

Spadek jakości oleju jest spowodowany starzeniem polegającym na stopniowym zanieczyszczeniu oleju produktami utleniania oraz substancjami, które przedostają się do oleju z zewnątrz takie jak

nie spalone paliwo, woda, koks i nagar, pył oraz cząstki metaliczne, powstałe w wyniku wzajemnego ścierania się współpracujących elementów układów tribologicznych.

Mimo, że olej podlega równocześnie procesom oczyszczającym (filtracja) oraz odświeżaniu (uzupełnianie świeżym olejem) to jakość oleju maleje ze wzrostem czasu eksploatacji.

W artykule zostanie zaproponowana możliwość wykorzystania współczynnika wnikania ciepła oleju smarowego jako wskaźnika jakości oleju i drugorzędного parametru określającego sprawność silnika.

2. Współczesne układy smarowania silnie obciążonych silników

Silniki spalinowe [6,7,8,10,11] napędzające współczesne pojazdy (np. samochody, okręty morskie) są silnie obciążone mechanicznie i cieplnie. Układ smarowania musi więc spełniać coraz wyższe wymagania w zakresie odprowadzania ciepła od gorących zespołów silnika. Zwiększyła się też liczba zespołów wymagających smarowania wobec wprowadzenia nowych rozwiązań (np. zespół turbin

i sprężarki) wymagających wyższego ciśnienia oleju. W związku z tym rosną też wymagania stawiane olejom smarowym.

Ze względu na ciągły wzrost obciążeń silników stosuje się zazwyczaj wymienniki ciepła między olejem smarowym a cieczą chłodzącą eliminując chłodnicę powietrza.

W układzie tym zębata pompa przewodem ssawnym zakończonym wstępną siatką filtrującą czerpie olej z miski i tłoczy go do chłodnicy oleju. Chłodnica ta jest właściwie wymiennikiem działającym w obie strony. Podczas rozruchu silnika, wobec faktu szybszego wzrostu temperatury cieczy chłodzącej niż oleju, strumień ciepła płynie od cieczy do oleju, podnosząc jego temperaturę.

W pojazdach sportowych lub na statkach morskich są stosowane układy smarowania z tzw. suchą misą olejową. Układ taki wyposażony jest w dwie pompy: jedną osuszającą misę olejową i drugą pracującą w warunkach zasilania olejem ze zbiornika. W tym układzie chłodnica oleju również może spełniać podwójną rolę. W fazie nagrzewania silnika, w krótkim czasie po jego uruchomieniu, ciecz chłodząca o wyższej temperaturze niż olej silnikowy podnosi temperaturę oleju. Sprzyja to uzyskaniu dobrych własności smarowych oleju z jednocześnie szybkim skracaniem okresu zmniejszania η_m (1) wywołanej dużymi stratami tarcia w węzłach smarowanych olejem o niskiej temperaturze. Po dojściu do równowagi cieplnej olej smarowy, który osiąga temperatury znacznie wyższe niż ciecz chłodząca, oddaje ciepło do układu chłodzenia. Staje się więc pośrednim ogniwem w odprowadzaniu ciepła z gorących zespołów.

Ilość oleju w obiegu wynosi $(2\div 6)V_{ss}$, gdzie V_{ss} stanowi pojemność skokową całego silnika. Obieg oleju trwa zależnie od wielkości silnika np. średnioobrotowego 30÷120 s zaś jego temperatura nie powinna przekraczać 100÷120°C. Ilość ciepła odprowadzonego w chłodnicy oleju bez chłodzenia tłoków wynosi orientacyjnie 280÷400kJ/kW, a w razie chłodzenia tłoków olejem 480÷680kJ/kW lub nawet więcej.

Praca silnika doprowadza do pogorszenia jakości oleju smarowego z dwóch powodów:

- niszczenie oleju, czyli tzw. starzenie wewnętrzne, wywołane zmianami fizykochemicznymi składników oleju smarowego;
- zanieczyszczeniami oleju, czyli tzw. starzenia zewnętrznego, wywołanego przez produkty spalania, pył atmosferyczny lub cząstki pochodzące ze smarowanych części.

Bardziej skomplikowane i trudniejsze do określenia jest starzenie wewnętrzne oleju smarowego. Zachodzi w zetknięciu z powietrzem i pod wpływem działania ciepła, ciśnienia wody i metali działających katalitycznie, składniki węglowodorów stają się obiektami utlenienia. Trwałość oleju jest

funkcją stopnia różnych rodzajów utlenienia i charakteru powstałych w ich wyniku produktów. Są to:

- kwasy organiczne, zwłaszcza o małej masie molekularnej, zwiększając agresywność oleju względem miedzi i ołowiu;
- asfalty miękkie odkładają się zwłaszcza podczas biegu jałowego, na najchłodniejszych częściach silnika, tj. ścianki chłodnic oleju;
- asfalty twarde łączą się z cząstkami węgla pochodzącymi ze spalania i powodują zapiekanie się pierścieni uszczelniających.

Ogólnie asfalty miękkie i twarde powiększają również lepkość oleju, zmniejszając smarowność (czyli sprawność mechaniczną silnika) i utrudniają jego rozruch na zimno. Odwirowanie asfaltów podczas przepływu oleju przez kanały wału korbowego powoduje ich osadzanie się w wierceniach czopów korbowych, hamując dopływ oleju do łożysk korbowych co zatem idzie zmniejszenie sprawności silnika. Ogólnie można stwierdzić, że stopień utleniania oleju rośnie w miarę jego starzenia się, a więc nie należy zbyt przedłużać okresów wymiany zużytego oleju. Najczęściej obecnie stosowanym wskaźnikiem informującym o konieczności zmiany oleju w silnikach jest liczba zasadowa TBN oleju. Pomiaru tego nie można jednak wykonać w czasie eksploatacji oleju.

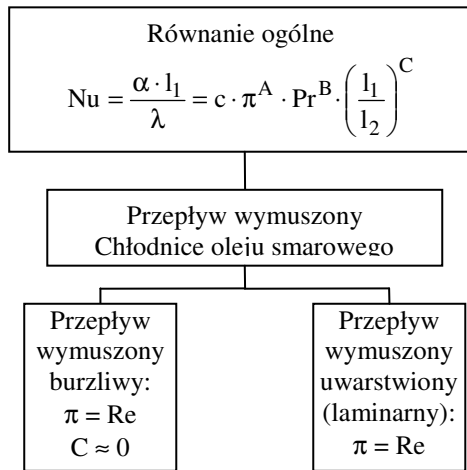
W związku z tym należy określić taki wskaźnik informujący o starzeniu wewnętrznym oleju, którego pomiar można wykonywać podczas eksploatacji, dzięki czemu można będzie ocenić trwałość oleju.

3. Współczynnik wnikania ciepła w chłodnicach oleju

W chłodnicach oleju [2,5] występuje wymuszony przez pompę tłoczącą przepływ oleju. Ruch ciepła ku ściance napotyka pewien opór określony w teorii Prandtla jako przyścienna warstwa graniczna, w której olej płynie laminarnie. W związku z tym cząstki rdzenia oleju smarowego nie uderzają wprost o ścianę, ale o warstwę przyścienną i tu oddają swe ciepło. Duża szybkość oleju wynikająca z budowy chłodnicy, powoduje jak gdyby „zdzieranie” warstwy przyściennej, co poprawia warunki wnikania ciepła.

Zatem w rzeczywistości ruch ciepła ku ścianie jest procesem złożonym. W najbardziej efektywnym przypadku (tzn. czysty olej smarowy) przy przepływie burzliwym, warstewka stanie się bardzo cienka i transport ciepła będzie się odbywał głównie przez konwekcję. W przypadku drugiej skrajności (tzn. olej zniszczony w wyniku starzenia wewnętrznego) warstwa przyścienna warstwie (np. odłożą się asfalty miękkie) aż do wypełnienia całego przekroju strugą uwarstwowaną i dominującym typem ruchu ciepła będzie wtedy przewodzenie. Wszystkie przedstawione procesy od przepływającego czynnika do ścianki i odwrotnie nazywamy ogólnie wnikaniem.

Metody umożliwiające analityczne wyznaczenie współczynnika wnikania ciepła opierają się na teorii podobieństwa. Należy rozważyć proces wnikania ciepła i określić rodzaj przepływu, który decyduje o tej czy innej postaci równania na współczynnik wnikania ciepła α .



Rys.1 Systematyka klasycznych przypadków wnikania ciepła według rodzaju przepływu czynnika [5]

gdzie: Re – liczba Reynoldsa; η - lepkość dynamiczna; λ -współczynnik przewodzenia ciepła ; c_p – ciepło właściwe; l_1 – wymiar poprzeczny; l_2 – wymiar podłużny

W tym ujęciu występują następujące rodzaje podobieństw:

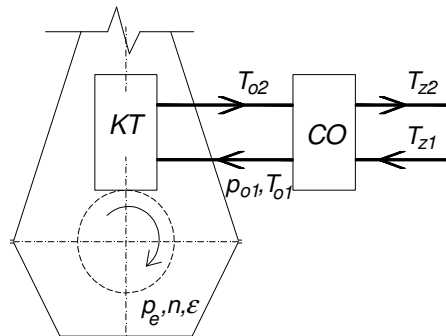
- podobieństwo termokinematyczne (liczba Nusselta): $Nu = \frac{\alpha \cdot l_1}{\lambda}$
- podobieństwo własności czynnika (liczba Prandtla) : $Pr = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda}$
- podobieństwo geometryczne: $modu\ell = \frac{l_1}{l_2}$

Z przedstawionych rozważań wynika, że mały spadek temperatury w burzliwym rdzeniu strumienia wskazuje na to, że transport ciepła przez konwekcję przebiega z łatwością napotykając mały opór, natomiast duży spadek temperatury przy ścianie świadczy o wielkim oporze przewodzenia, który stanowi płynąca laminarnie warstwa przyścienna. Zatem można przyjąć, że wraz ze spadkiem α , spowodowanym wzrostem różnicy temperatur pomiędzy rdzeniem oleju a ścianką, pogarsza się jakość oleju smarowego.

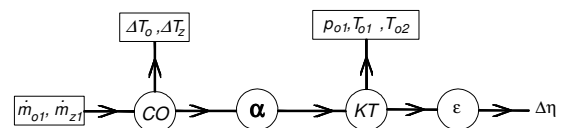
4. Metoda analizy współczynnika wnikania ciepła

W obecnie produkowanych pojazdach sterowanie pracą silnika jest skomplikowanym procesem, w którym muszą być między innymi uwzględnione bieżące parametry pracy oleju silnikowego. Pełny

opis formalny złożonych procesów fizykochemicznych oleju smarowego zachodzących podczas starzenia wewnętrznego w rzeczywistym silniku jest praktycznie niemożliwy i dlatego przedmiotem analizy staje się uproszczony model układu napędowego silnika. Formą tego modelu, jego złożoność oraz stopień wierności, wynikają z konkretnego zadania diagnostycznego, którym jest współczynnik wnikania ciepła jako wskaźnik jakości oleju. W związku z tym model układu napędowego został zawężony do analizy modelu układu korbowo-tłokowego i chłodnicy oleju (rys.2 i 3)



Rys.2 Model funkcjonalny układu korbowo-tłokowego i chłodnicy oleju smarowego [8,10] gdzie: KT – układ korbowo-tłokowy; CO – chłodnica oleju smarowego; p_{o1} , T_{o1} , T_{o2} – ciśnienie i temperatury oleju smarowego na dopływie do silnika i odpływie z silnika; T_{z1} , T_{z2} – temperatura wody przed i za chłodnicą; p_e – średnie ciśnienie efektywne; n – prędkość obrotowa silnika; ϵ - prześpięcie kątowe



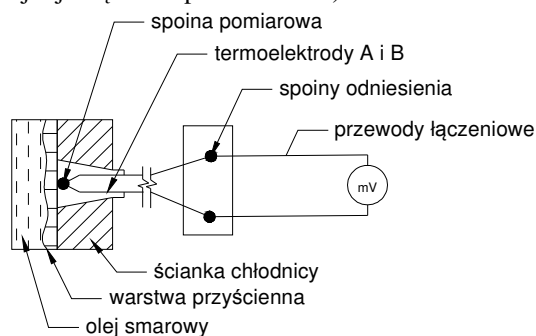
Rys.3 Model topologiczny układu korbowo-tłokowego i chłodnicy oleju smarowego w postaci grafu [8]

gdzie: ΔT_o , ΔT_z - spadek temperatury oleju i medium chłodzącego w chłodnicy; \dot{m}_{o1} , \dot{m}_{z1} -masowe natężenie przepływu oleju smarowego i medium chłodzącego, $\Delta\eta$ – wpływ zmian współczynnika wnikania ciepła na sprawność silnika; α – współczynnik wnikania ciepła oleju smarowego; $\Delta\eta$ - spadek sprawności mechanicznej silnika

Z przedstawionych rysunków wynika, że bardzo ważnym parametrem informującym o procesach zachodzących w układzie napędowym jest temperatura. Dodatkowo, chociaż model topologiczny jest bardziej abstrakcyjny od modelu funkcjonalnego, to jednak jak można zauważyć uwzględnia wpływ współczynnika wnikania ciepła oleju smarowego na parametry struktury układu korbowo-tłokowego, które istotnie wpływają na sprawność mechaniczną silnika spalinowego.

Do oceny zmian współczynnika wnikania ciepła oleju smarowego wystarczy ciągła analiza różnicy temperatur powierzchniowych ścianki chłodnicy podczas eksploatacji silnika, przy założeniu że temperatura rdzenia oleju jest stała. Wraz ze wzrostem różnicy temperatur będzie zmniejszała się jakość oleju smarowego jak również sprawność mechaniczna silnika. Czyli zmiana współczynnika α wpływa na zmianę smarowności oleju.

Do pomiaru temperatury powierzchni ścianki chłodnicy [5] można zastosować np. termoelementy (termopary). Pomiar polega na wyznaczeniu powstałego napięcia termoelektrycznego w obwodzie zamkniętym składającym się (rys. 4) z dwóch termoelektrod (A, B), wykonanych z różnych metali (stopów lub czystych metali) zespolonych ze sobą jednym końcem. Miejsce styku przybiera najczęściej kształt niewielkiej kuleczki, będącej tak zwaną spoiną pomiarową. Umieszcza się ją w miejscu, gdzie mierzona jest temperatura T_1 . Pozostałe oba końce znajdują się w temperaturze T_2 . Jeżeli temperatury T_1 , T_2 różnią się między sobą, to między wolnymi końcami termoelementu powstaje siła elektromotoryczna E , nazywana siłą termoelektryczną. Wartość powstającej siły termoelektrycznej ΔE można w przybliżeniu opisać zależnością: $E=k(T_1-T_2)$ gdzie k – współczynnik Seebecka (stała termoelementu). Wartość współczynnika Seebecka zależy od rodzaju materiałów, z których wykonane są przewodniki (nie zależy od materiału lutu) i temperatury [V/K]. W normie PN EN 60584-1: 1997 znajdują się charakterystyki termoelektryczne poszczególnych termoelementów z wielomianami, z których te charakterystyki wyznaczono. Norma PN EN 60584-2: 1997 zawiera klasy tolerancji termoelementów (gdzie spoina odniesienia znajduje się w temperaturze 0°C).



Rys. 4 Schemat układu pomiarowego do pomiaru temperatury powierzchni ścianki chłodnicy oleju

Zmiany temperatur powierzchni ścianki chłodnicy, badane przy stałej temperaturze rdzenia oleju, wynikają ze zmian różnicy temperatur pomiędzy spoiną pomiarową i spoinami odniesienia, więc temperatura powierzchni ścianki chłodnicy z olejem będzie określana jako T_p .

Należy jednak pamiętać, że przy pomiarze temperatury powierzchni ścianki chłodnicy powstają błędy związane ze zmianą charakterystyki czujnika, niedokładnością wzorcowania czujnika, błędami wskazań przyrządu, niedokładnością izolacji, zaburzeniami pola temperatur w warstwie przez zainstalowane w niej czujniki.

Jeżeli spoina termoelementu (rys.4) znajduje się na głębokości „z” pod powierzchnią, należy wprowadzić poprawkę na gradient temperatury w warstwie. Różnica temperatury powierzchni T_p i temperatury T_m mierzonej przez termoelement dla ścianki płaskiej (np. chłodnica płytowa) wynosi:

$$T_p - T_m = \frac{q}{\alpha} \cdot z \quad (2)$$

a dla ścianki walcowej (np. chłodnica płaszczoworurowa):

$$T_p - T_m = \frac{q}{2\pi\lambda} \cdot \left[\ln \left(1 - \frac{z}{R} \right) \right] \quad (3)$$

gdzie: q – gęstość strumienia ciepła przepływającego przez ściankę o grubości „z”, λ – współczynnik przewodzenia ciepła przez ściankę, R – promień powierzchni ścianki, od której jest mierzona grubość „z” [3].

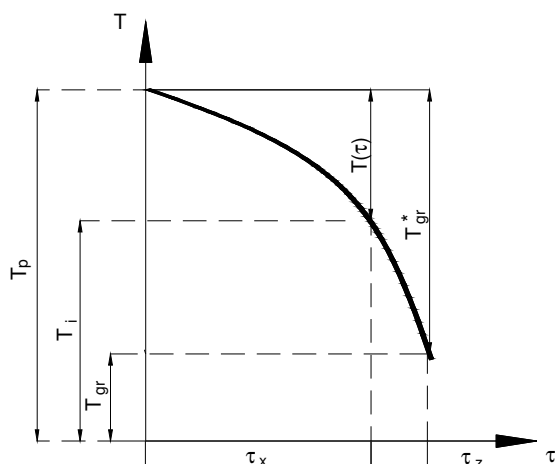
5. Ocena czasu wymiany oleju smarowego

Szybkość zmian jakości oleju smarowego oraz ewentualna konieczność jego wymiany są uwarunkowane starzeniem, czyli zmianami współczynnika wnikania ciepła (α). Jeżeli w wyniku starzenia olej smarowy osiągnie stan graniczny, tzn. współczynnik α osiągnie wartość graniczną to należy dokonać jego wymiany. Wobec tego należy określić możliwość prognozowania zapasu ресурсu współczynnika α do wymiany oleju smarowego podczas eksploatacji silnika. Ale ponieważ $\alpha \rightarrow T_p$, więc zapas ресурсu α określany może być jako różnica między wartościami wybranej temperatury powierzchni ścianki T_{gr} w chwili gdy α osiągnie stan graniczny oraz w chwili wykonywania pomiaru na podstawie zależności [4]:

$$\tau_z = \tau_x \cdot \left[\left(\frac{T_{gr}^*}{T(\tau)} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \quad (4)$$

gdzie: τ_z – zapas ресурсu oleju smarowego, τ_x – ресурс oleju smarowego wykorzystany od początku eksploatacji, T_p – temperatura powierzchni ścianki chłodnicy po wymianie oleju, $T_{gr}^* = |T_{gr} - T_p|$ – graniczna wartość temperatury powierzchni ścianki zmniejszona o wartość T_p , $T(\tau) = |T_i - T_p|$ – zmierzona wartość temperatury powierzchni ścianki zmniejszona o wartość T_p , m – wykładnik potęgi określający charakter zmian

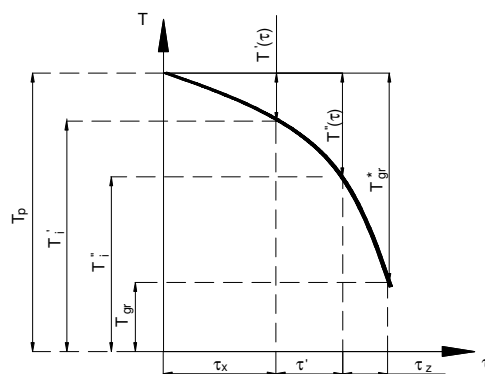
temperatury w zależności od resursu, który należy wyznaczyć eksperymentalnie.



Rys.5 Wyznaczanie zapasu wymiany oleju smarowego przy znanym okresie pracy oleju od początku po wymianie [4]

Niekiedy nie ma danych odnośnie do przebiegu oleju smarowego od początku eksploatacji (np. uzupełnianie oleju w instalacjach olejowym silników morskich podczas rejsu). W takim przypadku okres wymiany jest określany na podstawie wartości temperatur powierzchni ścianki uzyskanych podczas dwukrotnych pomiarów, przedzielonych znanym okresem pracy. Dysponuje się wówczas danymi (rys.5): T_i' -wartość temperatury ścianki zmierzona podczas pierwszej kontroli chłodnicy oleju, T_i'' - wartość temperatury ścianki zmierzona podczas drugiej kontroli chłodnicy oleju, $T'(\tau) = |T_i' - T_p|$ - zmiana wartości temperatury ścianki od początku eksploatacji do pierwszej kontroli, $T''(\tau) = |T_i'' - T_p|$ - zmiana wartości temperatury ścianki od początku eksploatacji do drugiej kontroli, τ' – resurs wykorzystany między kontrolami. Zapas resursu wyznaczany jest na podstawie zależności [4]:

$$\tau_z = \tau' \cdot \left[\frac{1}{\sqrt[m]{\frac{T''(\tau)}{T'(\tau)} + 1}} \right] \cdot \left[\sqrt[m]{\frac{T_{gr}^*}{T''(\tau)}} - 1 \right] \quad (5)$$



Rys.6 Wyznaczanie zapasu wymiany oleju smarowego przy nieznanym okresie pracy oleju od początku po wymianie [4]

Do oceny prawidłowości przedstawionych sposobów prognozowania starzenia oleju smarowego można wykorzystać najłatwiejszy sposób badania efektywności pracy silnika. Polega on na pomiarze czasu narastania lub zwiększania prędkości obrotowej wału korbowego silnika. Jeśli czas narastania prędkości jest krótki to współczynnik α ma wysoką wartość (tzn. mała różnica temperatur pomiędzy rdzeniem oleju a powierzchnią ścianki chłodnicy) i duża jest wartość czasu resursu.

6. Uwagi końcowe i wnioski

Podczas eksploatacji silników spalinowych następuje powstawanie coraz trwalszych przyściennej warstw granicznych na ściankach chłodnic oleju. W wyniku czego zmniejsza się temperatura powierzchni ścianki omywanej olejem a więc i współczynnik wnikania ciepła oleju smarowego. Jeśli zmiana wartości α potraktowana zostanie jako wskaźnik diagnostyczny to wynikają następujące wnioski:

- Na podstawie przedstawionej metody analizy zmian temperatur powierzchni ścianek chłodnic oleju smarowego, podczas eksploatacji silnika warto przeprowadzić badania eksperymentalne czy rzeczywiście można na bieżąco określać resurs oleju.
- Współczynnik α nie jest traktowany jako zasadniczy parametr struktury opisujący smarowność oleju smarowego, lecz jako drugorzędny parametr informuje o sprawności silnika spalinowego. Więc jeśli zostanie przekroczona wartość graniczna α to silnik znajdzie się w stanie niesprawności technicznej [4] mimo zachowania stanu zdatności.
- Olej smarowy [1] jako jeden z elementów układu tribologicznego również odzwierciedla stan techniczny układu tribologicznego. Mając to na uwadze można dokonać analizy i oceny współczynnika wnikania ciepła w różnych układach tribologicznych silnika i potraktować jako nośnik informacji umożliwiający identyfikację stanu technicznego.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

α convective heat-transfer/ współczynnik wnikania ciepła

Bibliography/Literatura

- [1] Bzura P.: The use of spectrometric diagnostics in identification of the Technical condition of tribological systems. Journal of Polish CIMAC (vol.3, No.2), Gdańsk 2008
- [2] Girtler J.: Concept for interpretation and assessment of slide bearing operation in diesel engines in probabilistic approach. Journal of KONES , Warszawa 2007
- [3] Hebda M.: Procesy tarcia, smarowania i zużycia maszyn. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Warszawa-Radom 2007
- [4] Hebda M., Mazur T., Pelc H.: Teoria eksploatacji pojazdów. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1978
- [5] Hobler T.: Ruch ciepła i wymienniki. Państwowe Wydawnictwo Techniczne, Warszawa 1959
- [6] Luft S.: Podstawy pudowy silników. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2003
- [7] Niewiarowski K.: Tłokowe silniki spalinowe. Wydawnictwo Komunikacji i łączności. Warszawa 1983
- [8] Piotrowski I.: Okrętowe silniki spalinowe. WM. Gdańsk 1983
- [9] Podniało A.: Paliwa oleje i smary w ekologicznej eksploatacji. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2002
- [10] Syromiatnikow W.F.: Awtomatika kak sriedstvo diagnostyki na morskich sudnach. Wyd.Sudostrojenie, Leningrad 1979
- [11] Wajand J.A, Wajand J.T: Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2000

PhD Piotr Bzura – Assistant Prof in the Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology Gdansk University of Technology

Dr inż. Piotr Bzura – adiunkt na Wydziale Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej.

