

Modelowanie strat mechanicznych okrętowego tłokowego silnika spalinowego

Podczas indykowania okrętowego tłokowego silnika spalinowego wyznacza się obok innych parametrów również średnie ciśnienie indykowane i moc indykowaną silnika. Indykując silnik na biegu jałowym uzyskuje się miary strat mechanicznych w zbliżonych do rzeczywistych warunkach pracy silnika. W celu określenia jego przydatności do celów diagnostycznych należy uzależnić go m.in. od lepkości oleju smarowego. Artykuł zawiera próbę opisaną zależności pomiędzy stratami mechanicznymi a lepkością oleju smarowego.

Słowa kluczowe: tłokowy silnik okrętowy, średnie ciśnienie indykowane, straty mechaniczne, modelowanie

Modelling of mechanical losses in marine diesel engine

During indication of marine diesel engine a lot of parameters are measured, some of them are the mean indicated pressure and indicated power of engine. Indication on idle running allows to determine mechanical losses in almost real engine operating conditions. In order to determine its suitability for diagnostic purposes it should be connected to the viscosity of the lubricating oil. The article presents an attempt to describe the relationship between mechanical losses and the viscosity of lubricating oil.

Key words: marine diesel engine, mean indicated pressure, mechanical losses, modelling

Wstęp

Zagadnienie wpływu lepkości oleju smarowego na straty mechaniczne tłokowego silnika spalinowego, pomimo że jest dość szeroko przedstawiane w literaturze, najczęściej jednak dotyczy zwiększenia efektywności pracy silnika poprzez zwiększenie sprawności mechanicznej dzięki optymalizacji lepkości oleju smarowego [1, 2], albo minimalizacji lepkości oleju w niskich temperaturach związanej z procesem rozruchu silnika [3]. Niniejszy artykuł jest próbą opisaną zależności pomiędzy stratami mechanicznymi a lepkością oleju smarowego w aspekcie diagnostyki okrętowego tłokowego silnika spalinowego.

1. Źródła strat mechanicznych tłokowego silnika spalinowego

Wyróżnić można kilka grup czynników będącymi źródłami strat mechanicznych w tłokowych silnikach spalinowych. W zależności od celu podziału, stopnia uszczegółowienia i metody wyznaczania strat literatura różnie klasyfikuje źródła występowania strat mechanicznych [2, 5, 6].

W przypadku okrętowych tłokowych silników spalinowych podział strat mechanicznych jest następujący [7]:

- straty tarcia:
 - w układzie trybologicznym tłok–pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa (TPC),
 - w łożyskach głównych, łożyskach korbowych, łożyskach sworznia tłokowego oraz w łożyskach turbosprężarki (Ł),

- straty na napęd mechanizmów podwieszonych i rozrząd silnika (Z),
- straty wentylacji (W) obejmujące oddziaływane otoczenia na ruchome części silnika.

Wówczas:

$$P_m = P_{TPC} + P_L + P_W + P_Z = P_t + P_W + P_Z \quad (1)$$

gdzie: $p_t = p_{TPC} + p_L$ — średnie ciśnienie strat tarcia, p_{TPC} — średnie ciśnienie tarcia w układzie tłok–pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa (TPC), p_L — średnie ciśnienie tarcia w łożyskach głównych i korbowych silnika, $p_W + p_Z$ — średnie ciśnienie strat wentylacyjnych oraz strat na napęd mechanizmów podwieszonych oraz rozrządu silnika.

Procentowy rozkład strat mechanicznych poszczególnych podzespołów silnika zależy przede wszystkim od konstrukcji silnika oraz od metody wyznaczania strat. Regułą jest, że wraz ze wzrostem objętości skokowej silnika, rośnie udział procentowy strat tarcia p_t , a maleją straty na napęd mechanizmów podwieszonych oraz rozrządu silnika. Metody wyznaczania strat mechanicznych bazujących na indykowaniu silnika również sprawiają, że udział procentowy strat tarcia p_t jest większy kosztem strat na napęd mechanizmów podwieszonych oraz rozrządu silnika, niż przy wyznaczaniu ich metodą obcego napędu.

2. Określenie i miary strat mechanicznych tłokowego silnika spalinowego

W technice pod pojęciem strat mechanicznych rozumie się straty energii maszyny na pokonanie własnych oporów ruchu. W szczególności, straty mechaniczne tłokowego silnika spalinowego okre-

śła się jako straty energii wytworzonej w komorze spalania zużytej na pokonanie własnych oporów ruchu silnika. Określenie „straty mechaniczne” ma swoje źródło w wewnętrznym bilansie cieplnym silnika, gdzie energia „stracona” na pokonanie własnych oporów ruchu silnika występuje obok innych strat energii np. strat chłodzenia, czy też strat wylotowych, chociaż „de facto” jest ich składową [7, 8].

Zgodnie z zasadą d’Alemberta:

$$J \frac{dn}{dt} - M_e(t) + M_o(t) = 0 \quad (2)$$

gdzie: J – moment bezwładności odbiornika mocy zredukowany do osi wału korbowego, n – prędkość obrotowa, t – czas, M_e – moment obrotowy silnika, M_o – moment oporu odbiornika mocy.

$$M_e = M_i - M_m \quad (3)$$

gdzie: M_i – moment indykowany silnika, M_m – moment strat mechanicznych.

Wówczas bezwzględną miarą strat mechanicznych silnika staje się moment strat mechanicznych M_m :

$$M_m = M_i - M_e \quad (4)$$

lub analogicznie moc strat mechanicznych P_m :

$$P_m = P_i - P_e \quad (5)$$

gdzie: P_i – moc indykowana silnika, P_e – moc użyteczna silnika.

Miary te stosuje się w przypadku wyznaczania strat mechanicznych metodą obcego napędu, najczęściej stosowanej w silnikach samochodowych. W przypadku okrętowych tłokowych silników spalinowych, do wyznaczania strat mechanicznych stosuje się metody bazujące na indykowaniu silnika. Wówczas miarami są wielkości, które możemy uzyskać z analizy wykresu indykatorowego. Będzie to praca strat mechanicznych L_m definiowana jako różnica pracy indykowanej L_i oraz pracy użytecznej silnika L_e :

$$L_m = L_i - L_e \quad (6)$$

lub średnie ciśnienie strat mechanicznych p_m :

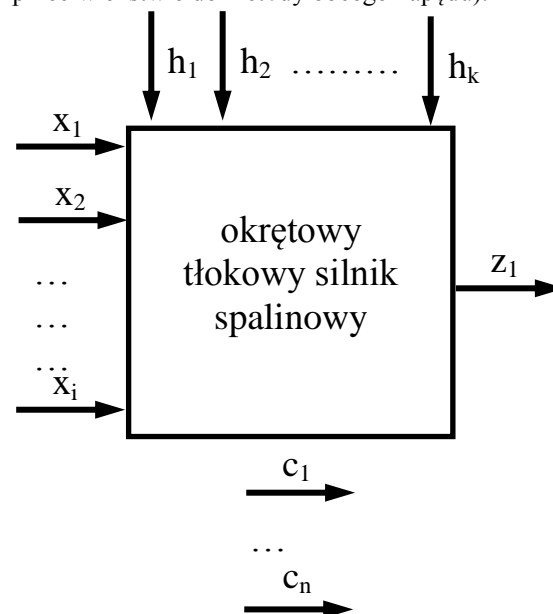
$$P_m = P_i - P_e \quad (7)$$

gdzie: p_i – średnie ciśnienie indykowane silnika, p_e – średnie ciśnienie użyteczne silnika.

Ponieważ średnie ciśnienie strat mechanicznych nie zależy od objętości skokowej silnika, daje ono możliwość bezpośredniego porównywania strat mechanicznych silników różnych wielkości.

Korzystając z zależności (7) konieczne staje się wyznaczenie z analizy wykresu indykatorowego, średniego ciśnienia indykowanego oraz średniego ciśnienia użytecznego z pomiaru momentu obrotowego M_e . Zastosowanie dwóch różnych metod pomiaru do wyznaczenia jednej wielkości nie sprzyjają minimalizacji błędów pomiarowych. Dlatego też w Instytucie Budowy i Eksploatacji Okrętów Akademii Marynarki Wojennej stosuje się

metodę wyznaczania średniego ciśnienia strat mechanicznych bazującą na indykowaniu silnika na biegu jałowym. Głównymi zaletami tej metody są obok minimalizacji błędów pomiarowych wynikających z jednej metody pomiaru, również łatwość pomiaru oraz rzeczywiste warunki pracy silnika (w przeciwieństwie do metody obcego napędu).



Zbiór wielkości wejściowych

$$X = \{x_1, x_2, \dots, x_i\}$$

x_1 — prędkość obrotowa n

x_2 — moment użyteczny M_e

x_3 — temperatura oleju w silniku T_{ol}

x_4 — lepkość kinematyczna oleju ν

$x_{5...i}$ — parametry struktury układu tłokowo-korbowego, rozrządu i mechanizmów podwieszonych

Zbiór wielkości wyjściowych $Z = \{z_1\}$

z_1 — średnie ciśnienie strat mechanicznych p_m

Zbiór zakłóceń

$$H = \{h_1, h_2, \dots, h_k\}$$

$h_{1...3}$ — parametry otoczenia (ciśnienie, temperatura, wilgotność)

h_4 — ciśnienie oleju na wylocie z silnika p_{ol}

h_5 — nierównomierność prędkości obrotowej dn/dt

h_4 — różnica rzeczywistych i założonych wartości lepkości kinematycznej oleju w węzłach tarcia $\Delta\nu$,

$h_{5...h}$ — parametry regulacyjne silnika

$h_{h+1...k}$ — inne czynniki zakłócające

Zbiór wielkości stałych

$$C = \{c_1, c_2, \dots, c_n\}$$

$c_{1...n}$ — parametry struktury pozostałych układów funkcjonalnych silnika

Rys. 1. Schemat obrazujący zależność średniego ciśnienia strat mechanicznych od wybranych wielkości fizycznych wejściowych, stałych i będących zakłóceniami

Dla biegu jałowego zachodzi zależność:

$$M_m = M_i - J_S \frac{dn}{dt} \quad (8)$$

gdzie: J_S – moment bezwładności silnika zredukowany do osi wału korbowego.

Wówczas, przy zachowaniu w trakcie pomiaru stałej prędkości obrotowej, zależność (7) przyjmie postać:

$$P_m = P_i \quad (9)$$

3. Opis zależności strat mechanicznych tłokowego silnika spalinowego od wybranych wielkości fizycznych

Średnie ciśnienie strat mechanicznych silnika jest funkcją wielu zmiennych:

$$P_m = f(M_e, n, \nu, T_{ol}, d) \quad (10)$$

gdzie: n – prędkość obrotowa silnika, M_e – moment obrotowy silnika, ν – lepkość kinematyczna oleju smarowego, T_{ol} – temperatura oleju smarowego, d – parametry struktury konstrukcyjnej układu tłokowo-korbowego oraz mechanizmów podwieszonych i rozrządu silnika.

W oparciu o dostępne dane dotyczące użytkowania okrętowych tłokowych silników spalinowych w bieżącej eksploatacji stworzono model strat mechanicznych (rys.1).

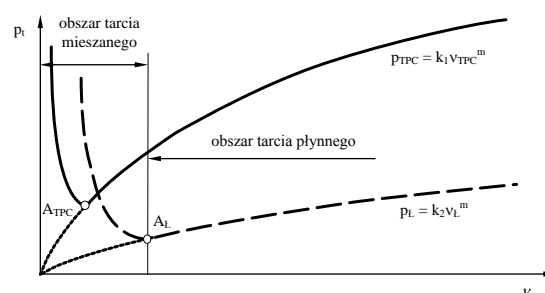
Parametrem wyjściowym jest średnie ciśnienie strat mechanicznych p_m . Ponieważ, jak wspomniano wcześniej, straty mechaniczne podczas badań diagnostycznych okrętowych tłokowych silników spalinowych wyznacza się metodą indykowania silnika na biegu jałowym, dlatego moment użyteczny silnika będący jednym z parametrów wejściowych przyjmuje wartość zero $M_e = 0$. Oprócz parametrów struktury układu tłokowo-korbowego, rozrządu i mechanizmów podwieszonych, najistotniejszy wpływ na straty mechaniczne mają parametry oleju smarowego, przede wszystkim jego lepkości. W eksploatacji tłokowych silników spalinowych na okrętach MW RP dysponujemy analizami oleju, które zawierają m.in. lepkości kinematyczne w 40°C i 100°C, opcjonalnie lepkość kinematyczną w 100°C i wskaźnik lepkości. Ponieważ wspomniane analizy oleju wykonuje się nie rzadziej niż co sto godzin pracy silnika i przechowuje wraz z całą dokumentacją eksploatacyjną, istnieje możliwość oceny zmian lepkości oleju jako funkcji czasu dla całego okresu eksploatacji silnika. Natomiast podczas badań diagnostycznych silnika dostępna jest wartość temperatury oleju na wylocie z silnika, determinująca lepkość oleju w chwili pomiaru.

Do opisu zależności strat mechanicznych silnika od lepkości oleju smarowego wykorzystano model oparty na krzywej Stribeck [1, 5, 8]. Przy założeniu, że tarcie w układzie tłok – pierścienie tłokowe – tuleja cylindrowa (TPC) poza punktami zwrotnymi tłoka jest tarcie płynnym, jak przy smarowaniu hydrodynamicznym, to występuje analogicz-

ne oddziaływanie jak przy smarowaniu i tarcie w łożyskach hydrodynamicznych. Zatem dla stałego obciążenia silnika tłokowego oraz prędkości obrotowej współczynnik tarcia μ a co za tym idzie średnie ciśnienie strat tarcia p_t będzie proporcjonalne do lepkości kinematycznej ν oleju smarowego w poszczególnych węzłach tarcia:

$$p_t = \sum_{i=1}^j k_i \nu_i^m \quad (11)$$

gdzie: k_i – stałe proporcjonalności zależne od obciążenia silnika i jego prędkości obrotowej, ν_i – lepkość kinematyczna oleju smarowego w i -tym punkcie tarcia, m – wykładnik potęgowy uwzględniający zmiany lepkości kinematycznej w elementach obciążonych dynamicznie, j – ilość rozpatrywanych węzłów tarcia.



p_{TPC} – średnie ciśnienie strat tarcia w układzie tłok-pierścienie tłokowe-tuleja cylindrowa, p_L – średnie ciśnienie strat tarcia w łożyskach silnika, ν_{TPC} – lepkość kinematyczna oleju smarowego na gładzi tulei cylindrowej, ν_L – lepkość kinematyczna oleju smarowego w łożyskach, k_1 i k_2 – stałe proporcjonalności zależne od obciążenia silnika i jego prędkości obrotowej, m – wykładnik potęgowy uwzględniający zmiany przebiegu w stosunku do stacjonarnie obciążonego łożyska, A_{TPC} – wartość graniczna dla tarcia płynnego w układzie tłok-pierścienie tłokowe-tuleja cylindrowa, A_L – wartość graniczna dla tarcia płynnego w łożyskach silnika

Rys. 2. Porównanie przebiegu krzywej Stribeck przy różnych wartościach lepkości oleju smarowego dla dwóch par trących: tłok-pierścienie tłokowe-tuleja cylindrowa i łożysk silnika w układzie współrzędnych średnie ciśnienie strat tarcia – lepkość kinematyczna

Na rysunku 2 przedstawiono porównanie przebiegu krzywej Stribeck przy różnych wartościach lepkości oleju smarowego dla dwóch par trących: tłok-pierścienie tłokowe-tuleja cylindrowa i łożysk silnika w układzie współrzędnych średnie ciśnienie strat tarcia p_t – lepkość kinematyczna ν . Dla pełnego zobrazowania trybologicznego silnika należałoby przedstawić osobną krzywą dla każdej pary trącej tzn. uwzględnić liczbę cylindrów, jak i liczbę oraz rodzaj łożysk. Jak wynika z analizy rysunku wartość lepkości granicznej tarcia mieszane go dla

układu tłok–pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa jest mniejsza niż dla łożysk silnika, dlatego o granicy obszaru tarcia płynnego w sumarycznych stratach tarcia decyduje graniczna lepkość dla łożysk silnika.

Ponieważ zależność (11) nie uwzględnia strat spowodowanych oporami wentylacyjnymi oraz strat na pokonanie oporów tarcia mechanizmów podwieszonych i rozrzędu silnika, a także w warunkach eksploatacyjnych nie jest możliwe wyznaczenie lepkości oleju smarowego w każdym węźle tarcia, wprowadza się dodatkowe założenia upraszczające. Założono, że różna temperatura oleju na powierzchniach tulei cylindrowych i w łożyskach silnika jest proporcjonalna do średniej temperatury oleju na wylocie z silnika determinującej jego lepkość, a także straty mechaniczne pochodzące od napędu mechanizmów podwieszonych i rozrzędu silnika są proporcjonalne do strat tarcia w układzie tłokowo-korbowym. Wówczas zależność (11) przyjmuje postać:

$$p_m = kv^m \quad (12)$$

gdzie: k – wypadkowa stała proporcjonalności zależna od obciążenia silnika i jego prędkości obrotowej, v – lepkość kinematyczna oleju smarowego na wylocie z silnika, m – wykładnik potęgowej uwzględniający zmiany lepkości kinematycznej w elementach obciążonych dynamicznie.

Jednak współczynniki k i m wyznaczone z zależności (12) będą odmienne, niż gdyby dysponowano rzeczywistymi wartościami lepkości w łożyskach silnika i na powierzchniach tulei cylindrowych [2, 4].

Do wyznaczenia lepkości oleju smarowego w określonej temperaturze zastosowano wzór Walthera wykorzystujący lepkości oleju w temperaturze 40°C i 100°C dostępne z aktualnych analiz oleju:

$$\log \log(v + 0,8) = -a \cdot (\log 313 - \log T) + \log \log(v_{40} + 0,8) \quad (13)$$

gdzie: v – lepkość kinematyczna oleju smarowego w określonej temperaturze na wylocie z silnika [mm^2/s], T – temperatura oleju na wylocie z silnika [K], a – współczynnik kierunkowy:

$$a = \frac{\log \log(v_{40} + 0,8) - \log \log(v_{100} + 0,8)}{\log 313 - \log 373} \quad (14)$$

gdzie: v_{40} – lepkość kinematyczna oleju smarowego w temperaturze 40°C [mm^2/s], v_{100} – lepkość kinematyczna oleju smarowego w temperaturze 100°C [mm^2/s].

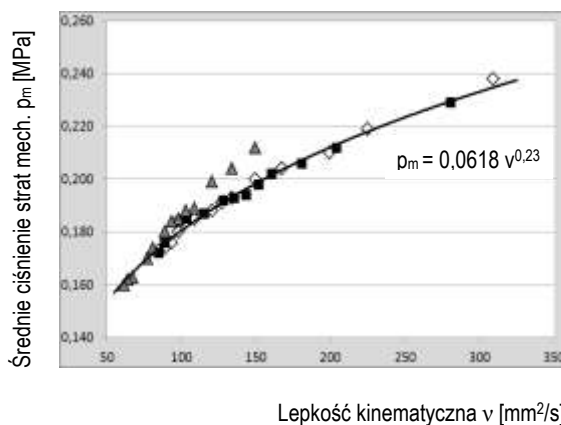
Do zbioru zakłóceń $H = \{h_1, h_2, \dots, h_k\}$ modelu strat mechanicznych okrętowego tłokowego silnika spalinowego należą oczywiście te parametry, które mają znikomy wpływ na wartość średniego ciśnienia strat mechanicznych (parametry otoczenia, ciśnienia oleju w silniku p_{ol} , nierównomierność prędkości obrotowej dn/dt , parametry regulacyjne silnika) lub ich wpływ nie został zbadany, albo też nie można ich w prosty sposób wyznaczyć.

Do tej ostatniej grupy zbioru zakłóceń zaliczyć można niezwykle istotny parametr Δv , oznaczający różnicę rzeczywistej i założonej lepkości kinematycznej oleju w węzłach tarcia. Wartość założona wynika ze średniej lepkości kinematycznej oleju na wylocie z silnika. Właśnie na wzajemnej proporcjonalności tych lepkości opiera się wspomniane wcześniej, dodatkowe uproszczenie modelu. Wśród głównych potencjalnych czynników wpływających na wzrost wartości Δv , a tym samym wpływających na oczekiwane wartości strat mechanicznych zaliczyć można:

- zastosowanie różnych klas oleju smarowego w silniku,
- spadek lepkości kinematycznej oleju smarowego spowodowany przedostawaniem się do oleju paliwa,
- przeprowadzanie badań diagnostycznych przy różnym stanie cieplnym silników (na biegu jałowym zarówno w czasie podgrzewania ze startu zimnego jak i gorącego, jak również po poprzednim obciążeniu).

4. Badania na stanowisku laboratoryjnym okrętowego tłokowego silnika spalinowego

W celu weryfikacji modelu przeprowadzono badania m.in. na stanowisku okrętowego tłokowego silnika spalinowego SULZER typu 6AL20/24 o mocy nominalnej 420 kW. Badania polegały m.in. na pomiarze średniego ciśnienia indykowanego silnika pracującego na biegu jałowym podczas podgrzewania przy jednoczesnej rejestracji temperatury oleju smarowego w silniku.

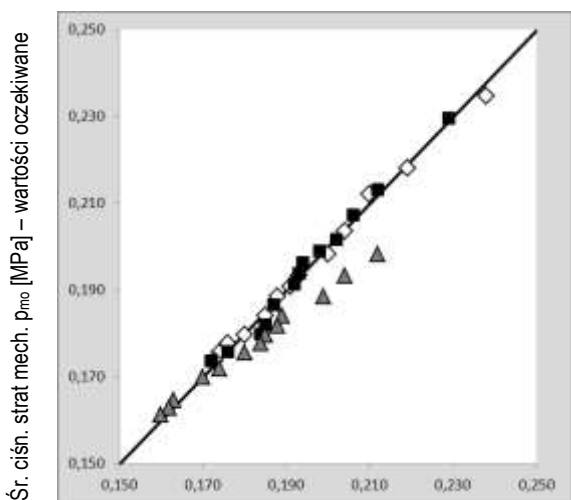


Olej smarowy CC SAE 40:

- przed wymianą $v_{100} = 10,97 \text{ mm}^2/\text{s}$, $v_{40} = 89 \text{ mm}^2/\text{s}$ — start silnika zimny
- ◇ świeży $v_{100} = 13,91 \text{ mm}^2/\text{s}$, $v_{40} = 134 \text{ mm}^2/\text{s}$ — start silnika zimny
- ▲ świeży $v_{100} = 13,91 \text{ mm}^2/\text{s}$, $v_{40} = 134 \text{ mm}^2/\text{s}$ — start silnika gorący

Rys. 3. Zależność średniego ciśnienia strat mechanicznych od lepkości kinematycznej oleju smarowego

Po wyznaczeniu lepkości oleju dla poszczególnych temperatur z zależności (13) i (14) dokonano aproksymacji punktów pomiarowych z zależności (12) (rys.3). Badania przeprowadzono dla oleju smarowego przed wymianą CC SAE 40 o lepkości kinematycznej w temperaturze 40°C $v_{40} = 89 \text{ mm}^2/\text{s}$ i lepkości kinematycznej w temperaturze 100°C $v_{100} = 10,97 \text{ mm}^2/\text{s}$ oraz dla oleju smarowego świeżego CC SAE 40 o lepkości kinematycznej w temperaturze 40°C $v_{40} = 134 \text{ mm}^2/\text{s}$ i lepkości kinematycznej w temperaturze 100°C $v_{100} = 13,91 \text{ mm}^2/\text{s}$, przy czym dla oleju świeżego badania przeprowadzono dwukrotnie – bezpośrednio po wymianie oleju (tzw. start zimny) oraz ponownie po zatrzymaniu silnika i dwugodzinnej przerwie (tzw. start gorący).



Średnie ciśn. strat mech. p_m [MPa] — wartości zmierzone

Olej smarowy CC SAE 40:

■ przed wymianą $v_{100} = 10,97 \text{ mm}^2/\text{s}$,

$v_{40} = 89 \text{ mm}^2/\text{s}$ — start silnika zimny

◇ świeży $v_{100} = 13,91 \text{ mm}^2/\text{s}$, $v_{40} = 134 \text{ mm}^2/\text{s}$
— start silnika zimny

▲ świeży $v_{100} = 13,91 \text{ mm}^2/\text{s}$, $v_{40} = 134 \text{ mm}^2/\text{s}$
— start silnika gorący

Rys. 4. Rozrzut średniego ciśnienia strat mechanicznych

Z analizy rysunku 3 wynika, że punkty pomiarowe po wyznaczeniu lepkości w odpowiednich temperaturach pomiaru dla oleju przed wymianą i oleju świeżego CC SAE40 podczas podgrzewania silnika ze startu zimnego leżą w pobliżu wspólnej krzywej wyznaczonej z aproksymacji punktów pomiarowych o równaniu $p_m = 0,0618v^{0,23}$. Badania przeprowadzone w IBiEO na silnikach różnych typów dowodzą, że stosując powyższą metodę wyznaczania strat mechanicznych wykładnik potęgowej m zawiera się w dość wąskim przedziale 0,22–0,25, natomiast stała proporcjonalności k zależna od obciążenia silnika i jego prędkości obro-

towej różni się dość znacznie, nawet wśród populacji silników tego samego typu [9].

Inaczej rzecz ma się w przypadku badań przeprowadzonych podczas podgrzewania silnika ze startu gorącego. Początkowe punkty pomiarowe leżą istotnie powyżej krzywej wyznaczonej z aproksymacji punktów pomiarowych o równaniu $p_m = 0,0618v^{0,23}$ (rys.3). Dzieje się tak dlatego, że po zatrzymaniu silnika temperatura oleju smarowego na wylocie z silnika spada znacznie wolniej niż temperatura elementów silnika w węzłach tarcia, głównie gładzi tulei cylindrowej. Dlatego też, po ponownym uruchomieniu silnika, wspomniana w poprzednim rozdziale różnica rzeczywistej i założonej lepkości kinematycznej oleju w węzłach tarcia Δv staje się na tyle istotna, że dla tych punktów pomiarowych względne odchylenie wartości zmierzonych i oczekiwanych średniego ciśnienia strat mechanicznych przekracza 5%. Po około 7–10 minutach od uruchomienia różnica rzeczywistej i założonej lepkości kinematycznej oleju w węzłach tarcia Δv maleje i względne odchylenie wartości zmierzonych i oczekiwanych średniego ciśnienia strat mechanicznych nie przekracza wartości wyznaczonych podczas podgrzewania ze startu zimnego.

Na rysunku 4 przedstawiono rozrzut wartości oczekiwanych i zmierzonych średniego ciśnienia strat mechanicznych dla oleju przed wymianą i świeżego. Dla punktów pomiarowych otrzymanych podczas podgrzewania ze startu zimnego współczynnik korelacji wynosi $R=0,99$. Można więc przyjąć, że zależność średniego ciśnienia strat mechanicznych od lepkości oleju smarowego podczas badania silnika w warunkach laboratoryjnych jest zależnością funkcyjną i nie zależy od lepkości początkowej oleju (w ramach jednej klasy lepkości wg klasyfikacji lepkościowej SAE). Oznacza to, że istnieją przesłanki, żeby średnie ciśnienie strat mechanicznych mogło stać się parametrem diagnostycznym okrętowego tłokowego silnika spalinowego, przy zachowaniu odpowiednich procedur podczas badań silników w warunkach eksploatacyjnych. Warunkiem koniecznym jest, aby badania odbywały się na biegu jałowym podczas podgrzewania silnika albo ze startu zimnego, albo ze startu gorącego, ale nie wcześniej, niż po upływie kilku minut.

5. Podsumowanie

Określenie charakteru wzajemnych relacji pomiędzy średnim ciśnieniem strat mechanicznych, a lepkością oleju smarowego ma kluczowe znaczenie dla dalszych badań. Ich celem jest stworzenie modelu diagnostycznego okrętowego tłokowego silnika spalinowego, poprzez wyznaczenie zredukowanej miary strat mechanicznych, tak aby średnie ciśnienie strat mechanicznych mogło stać się parametrem diagnostycznym. Badania będą m.in. polegać na analizie bogatego materiału badawczego

zebranego podczas badań diagnostycznych silników eksploatowanych na okrętach MW RP w latach 1997-2014, w których autorzy uczestniczyli osobiście.

Literatura

- [1] Drozd W., Metodyka wyznaczania minimalnej dopuszczalnej lepkości oleju w silnikach spalinowych. Praca doktorska, Poznań 1985
- [2] Krzymień A., Krzymień P., Możliwości ograniczenia strat tarcia w łożyskach mechanizmu korbowego. Mechanika. Czasopismo Techniczne Politechniki Krakowskiej 7-M/2008, Kraków 2008.
- [3] Krzymień A., Krzymień P., Wpływ rodzaju oleju na straty tarcia pierścieni tłokowych w czterosurowym silniku samochodowym w warunkach rozruchu, Eksploatacja Silników Spalinowych/PAN oddz. w Lublinie. Komisja Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa; Politechnika Szczecińska. Wydział Mechaniczny, 2002
- [4] Pszczołkowski J., Moment oporów ruchu tłokowego silnika spalinowego, Logistyka 6/2011, Poznań 2011.
- [5] Kozłowiecki H., Łożyska tłokowych silników spalinowych, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1982.
- [6] Wajand J. A., Wajand J. T.,: Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2009
- [7] Wanszeidt W.A.: Sudowyje dwigatieli wnutriennogo sgoranija, Sudostrojenije, Leningrad 1977
- [8] Włodarski J.K.: Podstawy eksploatacji maszyn okrętowych - tarcie i zużycie, Wydawnictwo Akademii Morskiej w Gdyni, 2006
- [9] Wontka L., Wykorzystanie średniego ciśnienia indykowanego do oceny strat mechanicznych tłokowego silnika spalinowego w eksploatacji, Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej, Gdynia 2009

Mr Leszek Wontka, MSc., Eng. – Lecturer in the Faculty of Mechanical and Electrical Engineering at the Polish Naval University

Mgr inż. Leszek Wontka – starszy wykładowca na Wydziale Mechaniczno-Elektrycznym Akademii Marynarki Wojennej



Mr Tomasz Kniaziewicz, DSc., DEng. – Doctor in the Faculty of Mechanical and Electrical Engineering at the Polish Naval University.

Dr hab. inż. Tomasz Kniaziewicz – adiunkt na Wydziale Mechaniczno-Elektrycznym Akademii Marynarki Wojennej

