

Numerical analysis of piston ring pack operation of a marine two-stroke engine

Abstract: In the paper a complex model of a piston ring pack motion on an oil film has been presented. The local thickness of the oil film can be compared to height of the combined surface roughness of a cylinder liner and piston rings. Equations describing the mixed lubrication problem based on the empirical mathematical model formulated in works of Patir, Cheng [8,9] and Greenwood, Tripp [4] have been combined and used in this paper. In addition models of gas flow through the labyrinth seal of piston rings, ring twist effects and axial ring motion in piston grooves have been developed. The main parts of the mathematical model and software have been experimentally verified abroad by the author at the marine engine designing centre.

In contrast to the previous papers of the author concerning automobile engines, new calculation results for a marine two-stroke engine have been presented. The developed model and software can be utilized for optimization of the piston-ring-cylinder system design.

Key words: marine engines, piston rings, gasdynamics, hydrodynamics, mixed friction

Analiza numeryczna funkcjonowania pakietu pierścieni tłokowych dwusuwowego silnika okrętowego

Streszczenie: W artykule przedstawiono kompleksowy model ruchu pakietu pierścieni tłokowych po filmie olejowym o grubości porównywalnej z sumaryczną chropowatością pierścieni i gładzi cylindrowej. Zaadaptowano model przepływu oleju w szczelinie o chropowatych ściankach Patira i Chenga [8,9] oraz model elastycznego kontaktu chropowatych powierzchni Greenwooda i Trippa [4]. Opracowano także model przepływu gazu przez uszczelnienie labiryntowe pierścieni, jak i model odkształceń kątowych pierścieni i ich pionowych przemieszczeń w rowkach tłoka. Główne człony modelu matematycznego oraz oprogramowania zostały zweryfikowane eksperymentalnie przez autora w zagranicznym ośrodku konstrukcyjnym silników okrętowych.

W odróżnieniu od poprzednich artykułów dotyczących silników samochodowych, przedstawiono nowe wyniki obliczeń dla dwusuwowego silnika okrętowego. Opracowany model i oprogramowanie mogą być przydatne przy optymalizowaniu konstrukcji układu tłok-pierścienie-cylinder.

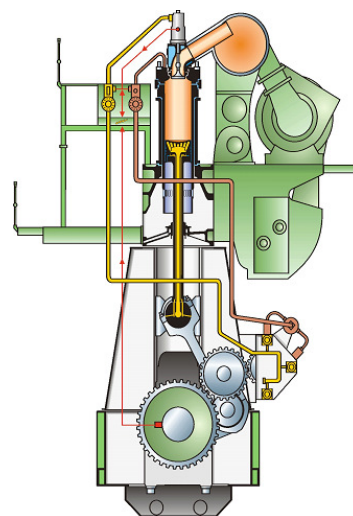
Słowa kluczowe: silniki okrętowe, pierścienie tłokowe, dynamika gazów, hydrodynamika, tarcie mieszane

1. Wstęp

Pierścienie tłokowe stanowią istotną część silników spalinowych. Zwykle stosowany jest zestaw pierścieni tłokowych, aby utworzyć dynamiczne uszczelnienie gazowe pomiędzy tłokiem i gładzią cylindrową. Ruch ślizgowy tłoka przyczynia się do powstania cienkiej warstewki oleju pomiędzy półką pierścienia i powierzchnią cylindra, która smaruje elementy ślizgowe [3,5,12]. Siła hydrodynamiczna powstająca w tym cienkim filmie olejowym przeciwdziała złożeniu siły ciśnienia gazu działającej na wewnętrzne strony każdego pierścienia i siły sprężystości pierścienia. Z uwagi na dynamiczny charakter tych sił, każdy pierścień z osobna jest okresowo sprężany i rozprężany, gdy tłok przemieszcza się w ramach cyklu pracy silnika. Zagadnienie analizy tych oddziaływań jest dodatkowo skomplikowane przy wysokich temperaturach, gdyż prowadzą one do obniżenia lepkości oleju i w konsekwencji do bardzo cienkich warstewek oleju. Zwykle jednak film olejowy ma wystarczającą grubość, aby oczekiwać istnienia tarcia mieszane. Zatem to zjawisko powinno być także uwzględniane [3,4,8,9,13]. Symulacja numeryczna tych procesów, które towarzyszą pracy typowego pakietu pierścieni

tłokowych, jest istotna z praktycznego punktu widzenia.

Celem tego artykułu jest przedstawienie wyników obliczeń numerycznych funkcjonowania pakietu pierścieni tłokowych okrętowego dwusuwowego silnika spalinowego (rys. 1).

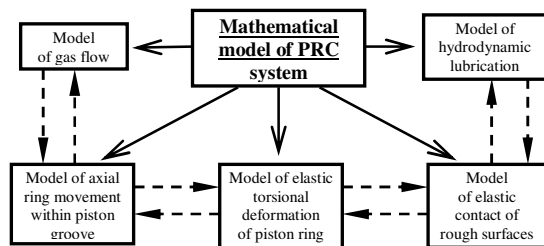


Rys. 1. Schemat dwusuwowego silnika okrętowego [14]

2. Modelowanie funkcjonowania pakietu pierścieni tłokowych

2.1. Opracowane podmodele

Opracowano kompleksowy model pracy pierścieni tłokowych. Składa się on z dwóch głównych modeli: a) modelu przepływu gazu przez uszczelnienie labiryntowe: tłok-pierścienie-cylinder (TPC), b) modelu przepływu oleju w szczelinie smarnej pomiędzy pierścieniem a gładzią cylindrową. Oba wspomniane modele są ze sobą sprzężone. Dodatkowo zastosowano podmodele następujących zjawisk mechanicznych: kontaktu chropowatych powierzchni, osiowych przemieszczeń pierścieni w rowkach tłoka oraz sprężystych odkształceń kątowych pierścieni (rys. 2).



Rys. 2. Opracowany złożony model układu: tłok-pierścienie-cylinder (TPC)

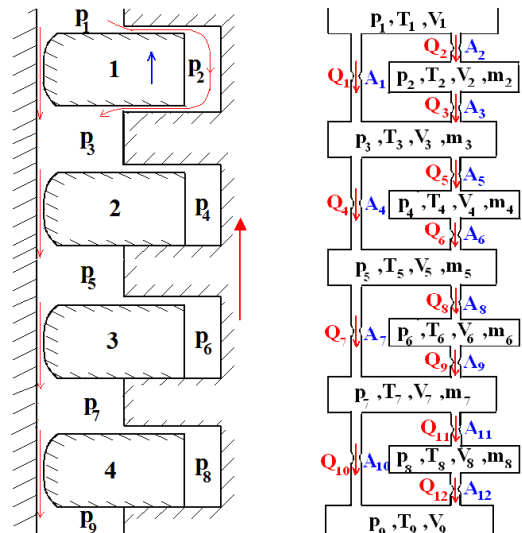
2.2. Model przepływu gazu przez uszczelnienie labiryntowe pierścieni tłokowych

Model przepływu gazu [17,18] składa się z kilku stref objętościowych V_1, V_2, \dots, V_9 , połączonych ze sobą kanałami dławiącymi o przekrojach A_1, A_2, \dots, A_{12} (rys. 3). Objętości V_3, V_5, V_7 reprezentują objętości między pierścieniami tłokowymi, a objętości V_2, V_4, V_6, V_8 dotyczą objętości rowków tłoka za pierścieniami. Szczeliny o przekrojach A_1, A_4, A_7, A_{10} reprezentują zamki pierścieni, a przewężenia o przekrojach $A_2, A_3, A_5, A_6, A_8, A_9, A_{11}, A_{12}$ dotyczą szczelin pomiędzy pierścieniami i rowkami tłoka.

Przyjęto, że przepływ przez szczeliny jest izentropowy (w zależności od stosunku ciśnień podkrytyczny, bądź krytyczny). Uwzględniono wymianę ciepła pomiędzy gazem i ściankami przyjętych stref objętościowych.

Uwzględniono także odkształcenia termiczne tłoka i ścianki cylindra oraz zużycie gładzi cylindrowej. Szczeliny przepływowe między pierścieniami tłokowymi i ścianką cylindra zdefiniowano jako przekroje przepływowe zamków pierścieni, które zależą od położenia tłoka w cylindrze.

Opis matematyczny uwzględnia ponadto zmienność objętości zdefiniowanych stref oraz wielkości szczelin pomiędzy pierścieniami i rowkami tłoka (wskutek pionowych przemieszczeń pierścieni) [6,7,13,17,18].



Rys. 3. Schemat przepływu gazu przez układ labiryntowy: tłok-pierścienie-cylinder oraz model fizyczny dla pakietu 4 pierścieni tłokowych silnika dwusuwowego

W modelowaniu matematycznym opisanych zjawisk wykorzystano następujące równania podstawowych praw fizyki (tu: zapisane dla wybranej strefy objętościowej o numerze k):

Równanie zachowania masy:

$$dm_k = \sum_i dm_{In_i} - \sum_j dm_{Out_j} \quad (1)$$

Równanie zachowania energii:

$$\sum_i dm_{In_i} \cdot i_{In_i} - \sum_j dm_{Out_j} \cdot i_{Out_j} - \delta Q_{wall} =$$

$$d(m_k \cdot u_k) + p_k \cdot dV_k$$

Równanie stanu gazu w formie różniczkowej:

$$dT_k = T_k \cdot \left(\frac{dp_k}{p_k} + \frac{dV_k}{V_k} - \frac{dm_k}{m_k} \right) \quad (3)$$

gdzie: m – masa gazu, p – ciśnienie gazu, T – temperatura gazu, u – energia wewnętrzna gazu, i – entalpia gazu, Q – ciepło wymienione przez ścianki cylindra. Indeksy: In – dopływ gazu, Out – odpływ gazu, i – numer kanału dopływowego, j – numer kanału odpływowego, k – numer analizowanej strefy objętościowej.

2.3. Model przepływu oleju w szczelinie (o ściankach chropowatych) pomiędzy pierścieniem i cylindrem

Dwa główne przypadki przepływu oleju w układzie pierścień tłokowy – gładź cylindrowa przedstawiono na rys. 4.

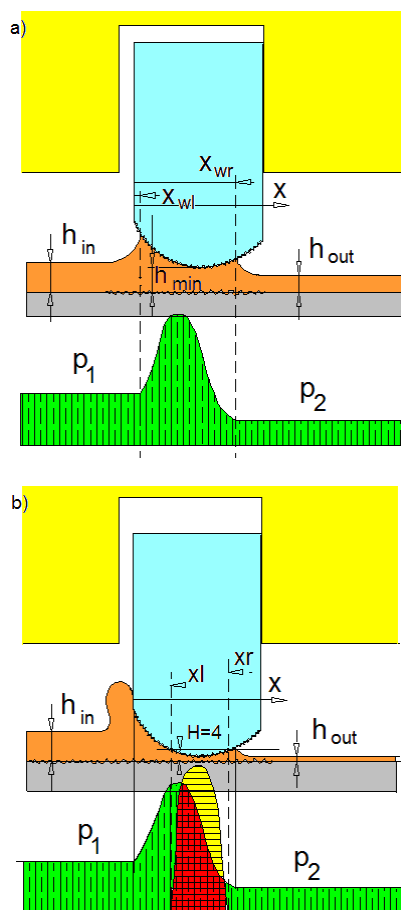
Do wyznaczenia sił hydrodynamicznych użyto zmodyfikowanego równania Reynoldsa (dla jednowymiarowego przepływu lepkiego) podanego przez Patira i Chenga [8, 9]. Równanie to ma zastosowanie do każdego przypadku uwzględniającego chropowatość powierzchni i przyjmuje następującą postać:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \frac{h^3}{12\mu} \frac{d\bar{p}}{dx} \right) = \frac{u}{2} \frac{d\bar{h}_r}{dx} + \frac{u}{2} \sigma \frac{d\phi_s}{dx} + \frac{d\bar{h}_r}{dt} \quad (4)$$

przy czym: t - czas; x - współrzędna wzdłuż cylindra; h - nominalna grubość filmu olejowego; h_r - średnia wysokość szczeliny; p - ciśnienie hydrodynamiczne; u - osiowa prędkość tłoka; μ - lepkość dynamiczna oleju; $v = \frac{dh}{dt}$ - promieniowa prędkość pierścienia, σ - średnie odchylenie kwadratowe złożonej chropowatości obu współpracujących powierzchni.

Znaczenie i opis matematyczny empirycznych współczynników ϕ_x i ϕ_s oraz warunków brzegowych równania (4) podano w [8, 9], a także w [15].

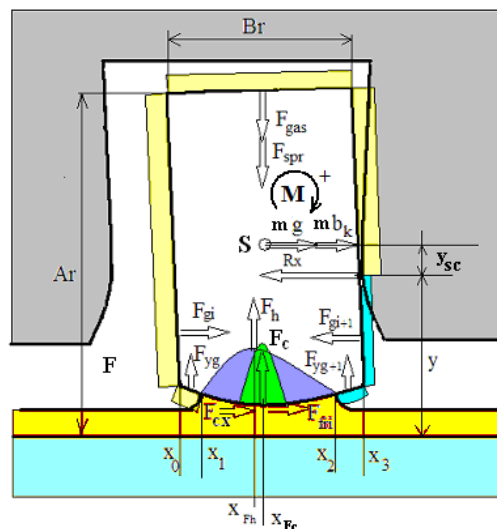
Efekty oddziaływania pomiędzy nierównościami powierzchni pierścienia i gładzi cylindra modelowano przy użyciu modelu matematycznego opracowanego przez Greenwooda i Trippa [4], co opisano dokładnie w publikacji [15] autora tego artykułu.



Rys. 4. Schemat szczeliny między powierzchnią pierścienia a gładzią cylindrową w przypadku tarcia: a) płynnego, b) mieszanego

2.4. Model odkształceń kątowych pierścieni i osiowych przemieszczeń pierścieni w rowkach tłoka

Na rysunku 5 przedstawiono schemat sił działających na pierścienie tłokowe, kierunki i ramiona ich działania w stosunku do środka ciężkości S przekroju pierścienia.



Rys. 5. Schemat i definicje sił działających na pierścieniach tłokowych

Typowy układ równań dla pierścienia tłokowego ma następującą postać:

a) w kierunku promieniowym:

$$\sum F_r = F_h + F_c + F_{y_{g_{i+1}}} + F_{y_{g_i}} - F_{spr} - F_{gas} = 0 \quad (5)$$

gdzie: F_h - siła normalna hydrodynamiczna, F_c - siła normalna kontaktu z chropowatościami powierzchni, F_{spr} - siła sprężystości pierścienia, F_{gas} - siła gazowa rozpinająca pierścień, $F_{y_{g_i}}$, $F_{y_{g_{i+1}}}$ - siły gazowe odpowiednio na przedniej i tylnej części powierzchni ślizgowej pierścienia.

b) w kierunku osiowym:

$$\sum F_x = R_x - F_{fri} - F_{cx} + F_{g_{i+1}} - F_{g_i} - \frac{m}{c_{imc}} (g + b_k) = 0 \quad (6)$$

gdzie: R_x - siła reakcji ścianki rowka; F_{fri} - siła tarcia lepkiego; F_{cx} - siła styczna kontaktu z nierównościami powierzchni; F_{g_i} , $F_{g_{i+1}}$ - siły gazowe odpowiednio na przedniej i tylnej części powierzchni ślizgowej pierścienia; m - masa pierścienia; g - przyspieszenie ziemskie; b_k - przyspieszenie tłoka; c_{imc} - obwód pierścienia.

Przy użyciu tych równań można obliczyć w każdym kroku czasu siłę reakcji R_x między pierścieniem i rowkiem tłoka. Gdy zmieni się zwrot tej siły, rozpocznie się osiowe przemieszczenie pierścienia w rowku tłoka. Wówczas wartość siły reakcji $R_x = 0$ i osiowy ruch pierścienia względem rowka tłoka może być opisany przez następujące równanie różniczkowe:

$$\frac{m}{c_{imc}} \frac{d^2 x_r}{dt^2} = -F_{fri} - F_{cx} + F_{g_{i+1}} - F_{g_i} - \frac{mg}{c_{imc}} \quad (7)$$

Przemieszczenie x_r pierścienia kończy się po osiągnięciu przez niego sąsiedniej strony rowka tłoka.

Odkształcenie kątowe względem środka ciężkości przekroju pierścienia (punkt S na rys. 5) może być opisane przez następujące równanie równowagi momentów (8):

$$\Sigma M_S = F_h (x_S - x_{F_h}) + F_c (x_S - x_{F_c}) - (F_{fri} + F_{cx}) \cdot \frac{A_r}{2} + (F_{g_{i+1}} - F_{g_i}) \left(\frac{y}{2} + y_{sc} \right) + R_x \cdot y_{sc} - K \cdot \theta = 0$$

Wyznaczając sztywność skrętną K pierścienia (według związku podanego w artykule [16]) można w oparciu o równanie równowagi momentów (8) obliczyć kąt θ jego odkształcenia.

3. Weryfikacja eksperymentalna opracowanych modeli

3.1. Wstępna ocena opracowanych modeli i oprogramowania

Ogólne własności opracowanego modelu i programu komputerowego dotyczącego hydrodynamiki i przepływu oleju zweryfikowano dla wybranych przypadków obliczeniowych. Polegało to na porównaniu wyników obliczeń uzyskanych przy użyciu programu komputerowego używanego w ośrodku badawczo-rozwojowym silników z rezultatami programu opracowanego przez autora. Przeanalizowano kilka przypadków układu hydrodynamicznego: pierścienie zgarniające – tłoczysko. Uzyskano bardzo dobrą zgodność porównywanych wyników obliczeń. Maksymalne względne różnice nie przekroczyły kilku procent [17].

3.2. Zakres badań eksperymentalnych dotyczących weryfikacji modelu

Weryfikację modelu symulacyjnego przeprowadził autor dla dwusuwowego silnika okrętowego o zapłonie samoczynnym. Zgodnie z życzeniem ośrodka konstrukcyjnego silnika, nie podano dokładnego typu badanego silnika.

Weryfikację eksperymentalną modelu przepływu gazu przez uszczelnienie labiryntowe pierścieni tłokowych przeprowadzono poprzez pomiary nieustalonego ciśnienia gazu w cylindrze, między pierścieniami oraz pod tłokiem przy użyciu czujników piezoelektrycznych zamontowanych w tłoku.

Z drugiej strony do weryfikacji eksperymentalnej modelu hydrodynamiki pierścieni tłokowych wykorzystano wyniki pomiarów objętości zgarnianego oleju przez dławnicę dwusuwowego silnika okrętowego. Niestety nie były wykonywane analogiczne pomiary dla pakietów pierścieni tłokowych badanych silników.

3.3. Określenie zbioru parametrów modeli

Podstawowe dane techniczne do niniejszej analizy udostępnił dział konstrukcyjny silników. Dane te dotyczyły: wymiarów głównych, prędkości obrotowej odpowiadającej mocy maksymalnej, parametrów geometrycznych układu tłok–pierścienie–cylinder, od wymiarów i mas do potrzebnych mikropofili i chropowatości.

To samo źródło zapewniło dane dotyczące: odkształceń termomechanicznych tłoka i tulei cylindrowej, zużycie gładzi cylindrowej przypadające na 1000 godzin pracy, parametry cyklu termodynamicznego silnika (ciśnienie i temperaturę gazu w cylindrze i pod tłokiem), średnie temperatury pierścieni tłokowych oraz stan cieplny powierzchni tłoka i cylindra. Ponadto dział konstrukcyjny silnika zapewnił oszacowanie własności fizycznych oleju, obejmujące zależność lepkości od temperatury, a także ilość oleju dostarczanego do smarowania gładzi cylindrowej.

Istotne informacje zaczerpnięto ze źródeł literaturowych [6,7,11,13]. W szczególności dotyczyły one parametrów termodynamiczno-przepływowych, takich jak: współczynniki przepływu gazu przez kanały labiryntu tłok – pierścienie – cylinder, współczynniki przejmowania ciepła między gazem i ściankami tego labiryntu itp. Ostatecznego doboru wartości tych parametrów dokonano stosując kryteria zgodności wyników obliczeń symulacyjnych i badań eksperymentalnych (podrozdział 3.4).

3.4. Kryteria zgodności wyników badań symulacyjnych i eksperymentalnych

Jako kryteria zgodności wyników obliczeń symulacyjnych i badań eksperymentalnych przyjęto wymienione dalej wielkości [1]. Dotyczą one głównie przebiegów w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika spalinowego.

a) Średnie odchylenie kwadratowe przebiegu zmierzonego i obliczonego:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n [f_{meas}(x_i) - f_{calc}(x_i)]^2} \quad (9)$$

gdzie:

f_{meas} – wartość porównywanej funkcji dla i -tej wartości argumentu x (np. czasu t , kąta obrotu wału korbowego α , współrzędnej x wzdłuż gładzi cylindrowej) otrzymana w wyniku przeprowadzonych pomiarów,

f_{calc} – wartość porównywanej funkcji dla i -tej wartości argumentu x uzyskana w wyniku przeprowadzonych obliczeń symulacyjnym,

n – liczba punktów analizowanej funkcji $f_{meas/calc}(x)$.

b) Wartość maksymalna różnic przebiegów zmierzonych i obliczonych:

$$\Delta f_{max} = \max_{i=1}^n [f_{meas}(x_i) - f_{calc}(x_i)] \quad (10)$$

c) Współczynnik korelacji liniowej Pearsona przebiegu zmierzonego i obliczonego (11):

$$r_{meas/calc} = \frac{\sum_{i=1}^n [f_{meas}(x_i) - f_{meas}^{av}] \cdot [f_{calc}(x_i) - f_{calc}^{av}]}{\sqrt{\sum_{i=1}^n [f_{meas}(x_i) - f_{meas}^{av}]^2 \cdot \sum_{i=1}^n [f_{calc}(x_i) - f_{calc}^{av}]^2}}$$

gdzie: f_{meas}^{av} – wartość średnia przebiegu zmierzonego,

f_{calc}^{av} – wartość średnia przebiegu obliczonego.

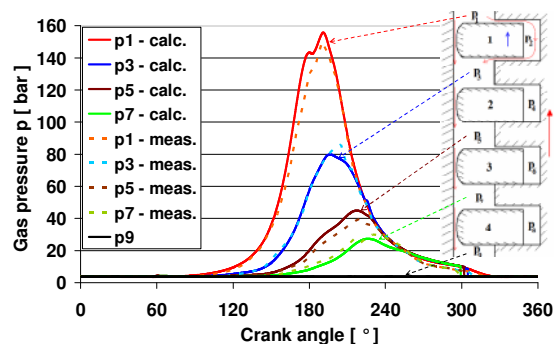
3.5. Weryfikacja eksperymentalna jakości funkcjonowania modeli

Silnikiem wykorzystywanym przy weryfikacji był turbodoładowany dwusuwowy silnik okrętowy o zapłonie samoczynnym [2, 8]. Wyposażony on jest w dwa układy uszczelniające wykorzystywane przy weryfikacji eksperymentalnej:

- uszczelnienie labiryntowe pierścieni tłokowych,
- pakiet pierścieni uszczelniająco – zgarniających stanowiących dławnicę oddzielającą przestrzeń pod tłokiem od skrzyni korbowej silnika.

3.5.1. Przepływ gazu przez uszczelnienie labiryntowe silnika czterosuwowego

Tłok badanego silnika (średnica cylindra $D=580$ mm, skok tłoka $S=2416$ mm, prędkość obrotowa $n=105$ obr/min) ma cztery pierścienie tłokowe (rys. 3). Na rysunku 6 zaprezentowano porównanie zmierzonych i obliczonych ciśnień gazu p_i ($i = 1, 3, 5, 7, 9$) dla głównych stref objętościowych uszczelnienia labiryntowego (rys. 3) w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Przedstawione wyniki odpowiadają pełnemu obciążeniu silnika.



Rys. 6. Porównanie przebiegów zmienności ciśnień gazu p_i (zmierzonych i obliczonych) w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Oznaczenia ciśnień: p_1 – w cylindrze, p_3 – między pierścieniami 1 i 2, p_5 – między pierścieniami 2 i 3, p_7 – między pierścieniami 3 i 4, p_9 – pod tłokiem

Parametry charakteryzujące to porównanie przedstawiono w tabeli 1. Uzyskano zadowalającą jakościową i ilościową zgodność analizowanych przebiegów zmienności ciśnienia. Maksymalne względne różnice między zmierzonymi i obliczonymi wartościami ciśnień nie przekroczyły 15%.

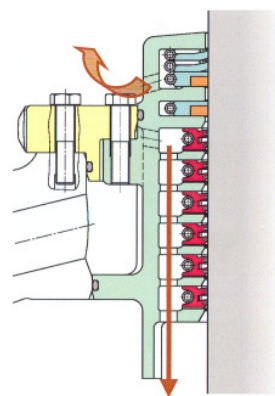
W silniku tym nie były mierzone osiowe przemieszczenia pierścieni w rowkach tłoka.

Tab. 1. Zgodność przebiegów zmienności ciśnień gazu (zmierzonych i obliczonych)

Oceniane przebiegi ciśnień gazu	Względna różnica wartości szczytowych (zmierzonych i obliczonych)	Stosunek wartości średnich przebiegu (obliczonego do zmierzonego)	Stosunek średniego odchylenia kwadratowego do zmierzonej wartości szczytowej	Współczynnik korelacji przebiegu (zmierzonego i obliczonego)
p_1	-3,80 %	1,077	3,20 %	0,997
p_3	7,20 %	1,012	1,94 %	0,998
p_5	-12,13 %	1,118	5,85 %	0,994
p_7	9,07 %	0,962	5,74 %	0,981

3.5.2. Objętości zgarnianego oleju przez dławnicę dwusuwowego silnika okrętowego

Zadaniem dławnicy (rys. 7) jest możliwie szczelne oddzielenie przestrzeni pod tłokiem od skrzyni korbowej silnika. W niniejszej analizie wykorzystano wyniki pomiarów zgarnianych objętości oleju przez dławnicę silnika (średnica cylindra $D=840$ mm, skok tłoka $S=2400$ mm, prędkość obrotowa $n=97,5$ obr/min). W badanym silniku zamontowano odpowiednie naczynia, do których służywał olej. Następnie zmierzone zostały objętości oleju zgarniane do góry do przestrzeni pod tłokiem, jak i w dół do skrzyni korbowej w ciągu 24 godzin pracy silnika.



Rys. 7. Schemat dławnicy dwusuwowego silnika okrętowego [14]

Jedną z wielu wielkości wejściowych programu symulacyjnego była szybkość osiadania mgły olejowej na swobodnej powierzchni tłoczyska. Wielkość tę dobrano w ten sposób, aby uzyskać zadowalającą zgodność zmierzonych i obliczonych objętości zgarnianego oleju w dół do skrzyni korbowej. W tabeli 2 przedstawiono porównanie wielkości zmierzonych i obliczonych oraz procentowy rozrzut wyników. Maksymalne względne różnice między wartościami zmierzonymi i obliczonymi nie przekroczyły 10%.

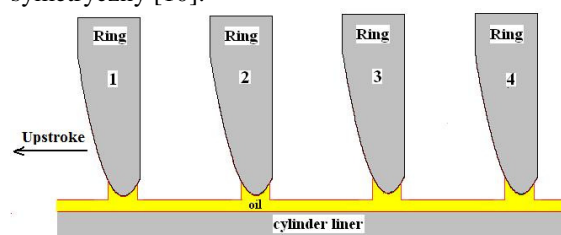
Tab. 2. Zgodność zgarnianych ilości oleju przez dławnicę (zmierzonej i obliczonej)

Analizowane objętości oleju smarującego	Średnia wartość wielkości zmierzonej [dm ³ /24h]	Wielkość obliczona [dm ³ /24h]	Względna różnica wielkości zmierzonej i obliczonej
Ilość zgarniana do przestrzeni pod tłokiem	8	7,252	9,35 %
Ilość zgarniana do skrzyni korbowej	12000	11020	8,17 %

4. Wyniki obliczeń

Badania symulacyjne wykonano dla okrętowego dwusuwowego silnika o zapłonie samoczynnym (średnica cylindra $D=960$ mm, skok tłoka $S=2500$ mm, prędkość obrotowa $n=102$ obr/min) pracującego przy pełnym obciążeniu.

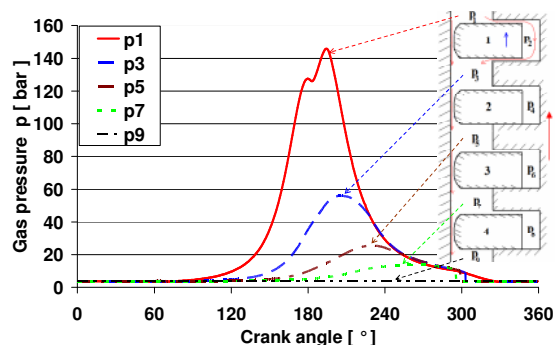
Analizowany pakiet pierścieni jest typowy dla silnika okrętowego. Składa się on z czterech pierścieni o profilowanej powierzchni ślizgowej (rys. 3 i 8). Wszystkie pierścienie pakietu mają konwencjonalne proste zamki. Geometria powierzchni ślizgowych pakietu pierścieni tłokowych (wymiary pionowe powiększono 1000 razy w stosunku do poziomych) przedstawiona jest na rys. 8. Wszystkie pierścienie mają ten sam kształt baryłkowy asymetryczny. W celu zapewnienia możliwie małego zużycia pierścienie są pokryte warstwą specjalnego materiału (np. górny pierścień pokryty jest warstwą chromu i ceramiki) [2,10]. W konsekwencji zapewnione są warunki smarowania hydrodynamicznego w długim okresie pracy pierścieni. Należy podkreślić, że w nowych typach silników stosowany jest inny kształt powierzchni ślizgowych pierścieni (2-go, 3-go i 4-go), a mianowicie kształt baryłkowy symetryczny [10].



Rys. 8. Geometria analizowanego pakietu pierścieni tłokowych

Na zaprezentowanych dalej wykresach przedstawiono przebiegi zmian wybranych parametrów fizycznych w funkcji kąta obrotu wału korbowego, rozpoczynając od dolnego martwego położenia (DMP) cyklu pracy silnika dwusuwowego (0°). W tym przypadku koniec suwu sprężania odpowiada 180° obrotu wału korbowego (górne martwe położenie tłoka - GMP).

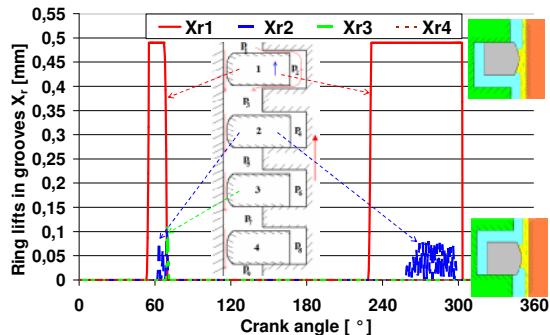
Na rysunku 9 przedstawiono zmiany ciśnienia gazu w obrębie pakietu pierścieni tłokowych w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Obliczenia numeryczne przeprowadzono w oparciu o znany przebieg zmian ciśnienia gazu w cylindrze i symulowane przedmuchy gazu przez uszczelnienie labiryntowe pakietu pierścieni tłokowych (szczeliny przepływowe zamków pierścieni oraz między pierścieniami i rowkami tłoka – rys. 3). Ogólnie można zauważyć wzrost ciśnienia gazu w cylindrze i ciśnieniu między pierścieniami w czasie suwu odkorbowego (sprężania) oraz ich spadek w czasie suwu dokorbowego (rozprężania). Na rysunku 9 widoczne są następujące maksymalne wartości ciśnień: ok. 145 bar in cylinder, ponad 55 bar pomiędzy 1-szym i 2-gim pierścieniem tłokowym, ok. 25 bar pomiędzy 2-gim i 3-cim pierścieniem i ok. 15 bar pomiędzy 3-cim i 4-tym pierścieniem. W pewnych przypadkach suwu rozprężania ciśnienie gazu pod 1-szym (lub 2-gim) pierścieniem tłokowym może osiągnąć wyższą wartość niż nad tym pierścieniem. Z tego względu obserwuje się osiowe przemieszczenia pierścieni w rowkach tłoka (rys. 10). Pod tłokiem panuje relatywnie niskie ciśnienie przepłukania cylindrów. Podczas poruszania się tłoka (z pierścieniami) w obszarze kanałów przepływających (tj. pomiędzy 295° i 305° obrotu wału korbowego) widoczne są gwałtowne spadki ciśnienia gazu w kolejnych przestrzeniach między pierścieniami. Im wyższe jest ciśnienie gazu, tym wyższa jest promieniowa siła gazowa rozpierająca pierścienie tłokowe (tj. powodująca zwiększenie jego średnicy). Oznacza to, że wspomniana siła gazowa może być wielokrotnie większa od siły sprężystości własnej pierścienia (działającej w tym samym kierunku). Przede wszystkim 1-szy pierścień (górny) naciska mocno na powierzchnię tulei cylindrowej. Im wyższy jest numer pierścienia (rys. 3 i 8), czyli im większa jest odległość od denka tłoka, tym mniej jest obciążony pierścień tłokowy (rys. 9 i 11).



Rys. 9. Przebieg zmienności ciśnień gazu p_i w funkcji kąta obrotu wału korbowego: p_1 – w cylindrze, p_3 – między pierścieniami 1 i 2, p_5 – między pierścieniami 2 i 3, p_7 – między pierścieniami 3 i 4, p_9 – pod tłokiem

Na rysunku 10 przedstawiono osiowe wzniosy pierścieni względem rowków tłoka w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Wahania ciśnienia gazu w

położeniu kanałów przepływających silnika są źródłem krótkotrwałych osiowych przemieszczeń pierścieni 1, 2 i 3 w swiwe odkorbowym. Znacznie bardziej istotne są te przemieszczenia w swiwe dokorbowym (rozprężania). Z powodu wahań ciśnień gazu pomiędzy pierścieniami obserwuje się osiowe przemieszczenia pierścieni 1 i 2 w rowkach tłoka. Dotyczy to w zakresie $230^\circ \div 305^\circ$ obrotu wału korbowego (OWK) pierścienia 1, a w zakresie $260^\circ \div 300^\circ$ OWK pierścienia 2 (drgania pierścienia). Pozostałe pierścienie (o numerach 3 i 4) są pod wpływem sił gazowych na tyle mocno dociskane do dolnych półek rowków tłoka, że nie mogą się od nich oderwać. Osiowe siły bezwładności działające na pierścienie tłokowe są dużo mniej znaczące w wolnoobrotowych, dwusuwowych silnikach okrętowych, niż w silnikach czterosuwowych.

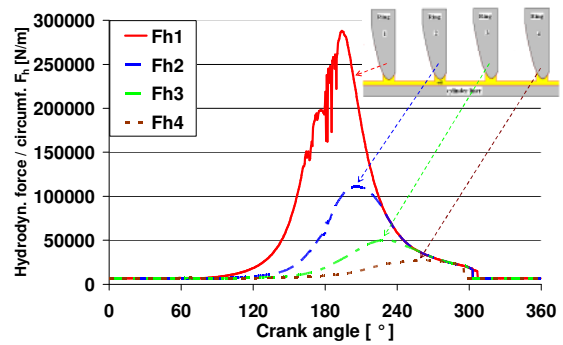


Rys. 10. Zmienność osiowych przemieszczeń $X_{r,i}$ pierścieni w rowkach tłoka w funkcji kąta obrotu wału korbowego (i – numer pierścienia)

Nominalne osiowe luzy wszystkich pierścieni w rowkach tłoka wynoszą 0,49 mm. Każdy z natury krótkotrwały przeskok pierścienia spowoduje przesunięcie punktu działania siły reakcji R_x do przeciwległej półki rowka tłoka i zmianę znaku tej siły (rys. 5). Jednakże w czasie samego przeskoku pomiędzy dwoma półkami rowka tłoka, siła $R_x = 0$.

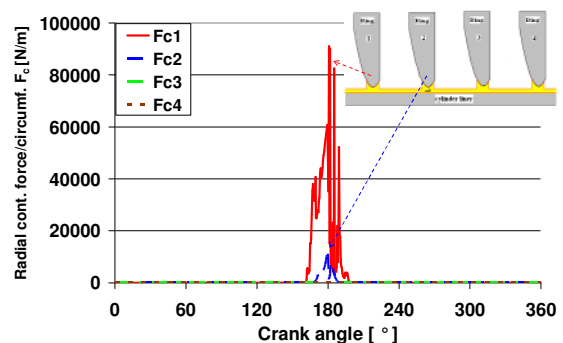
Przeskokom pierścieni towarzyszą krótkotrwałe, ale duże zmiany przekrojów przepływu gazu między pierścieniami a półkami rowków tłoka. Są one znacznie większe od przekrojów przepływu przez zamki pierścieni, gdyż oznaczają otwarcie szczelin na całym obwodzie pierścienia. W takich przypadkach oczekiwać należy krótkotrwałych, gwałtownych zmian przedmuchu gazu.

Siła hydrodynamiczna działa w kierunku promieniowym na pierścień tłokowy i musi być skompensowana przez siłę sprężystości, ciśnienia gazu i tarcia w rowku tłoka. Zaniedbano siłę bezwładności w kierunku promieniowym z uwagi na bardzo małe wartości promieniowego przyspieszenia pierścienia. Na rysunku 11 zobrazowano siły hydrodynamiczne dla każdego pierścienia tłokowego potrzebne do skompensowania sił wynikających z ciśnień gazu i ze sprężystości pierścienia. Zmienność sił hydrodynamicznych wygląda podobnie, jak zmienności ciśnień gazu między pierścieniami (rys. 9).



Rys. 11. Zmienność sił hydrodynamicznych $F_{h,i}$ pierścieni tłokowych (i – numer pierścienia) w funkcji kąta obrotu wału korbowego

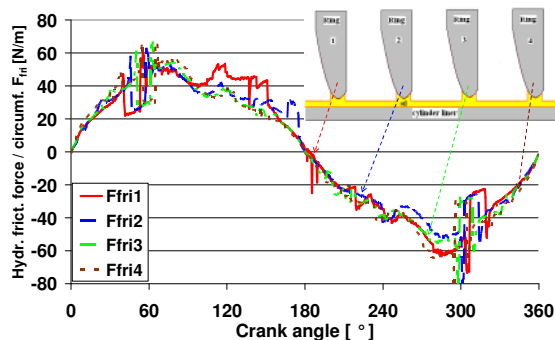
W przypadku tarcia mieszanego oczekuje się dodatkowo występowania promieniowych sił sprężystego kontaktu (z chropowatościami powierzchni). Na rysunku 12 widoczne są przebiegi zmian składowych promieniowych sił kontaktu. Siły te pojawiają się w przypadku wysokich ciśnień gazu i niskiej lepkości oleju spowodowanej przez wysoką temperaturę w okolicach górnego martwego punktu tłoka. Należy odnotować, że wartości sił sprężystego kontaktu są znacznie mniejsze od sił hydrodynamicznych działających na pierścienie (por. rys. 11 i 12).



Rys. 12. Zmienność promieniowych sił kontaktu $F_{c,i}$ pierścieni tłokowych (i – numer pierścienia) w funkcji kąta obrotu wału korbowego

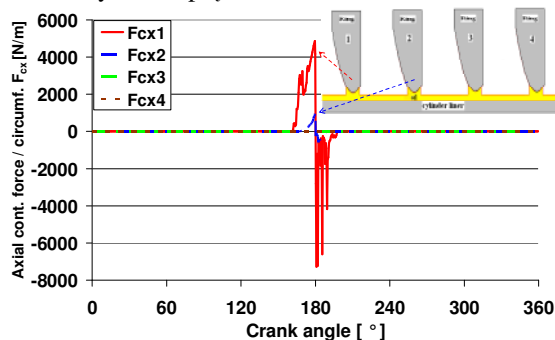
Analizując wyniki obliczeń można wnioskować, że siły hydrodynamiczne powstają przy względnie niskich ciśnieniach działających na dużej powierzchni w przeciwieństwie do wysokich ciśnień sprężystego kontaktu skoncentrowanego na bardzo małej powierzchni styku. Z tego powodu zjawiska sprężystego kontaktu wydają się być odpowiedzialne za proces zużycia.

Obliczone przebiegi sił tarcia hydrodynamicznego w funkcji kąta obrotu wału korbowego zaprezentowano na rys. 13. Siły te w znaczący sposób zależą od prędkości tłoka. Z tego względu najwyższe wartości hydrodynamicznych sił tarcia są widoczne dla kątów obrotu wału korbowego, gdzie osiągnięta jest maksymalna prędkość tłoka. Siły te mogą być pominięte w fazach ruchu tłoka odpowiadających niskiej prędkości blisko punktów zwrotnych.



Rys. 13. Zmienność sił tarcia płynnego $F_{fri,i}$ pierścieni tłokowych (i – numer pierścienia) w funkcji kąta obrotu wału korbowego

Blisko górnego zwrotnego punktu tłoka (gdzie panuje wysoka temperatura oleju) widoczne są dodatkowo składowe styczne siły sprężystego kontaktu (siły tarcia) (rys. 14). Zmiana znaku tych sił w górnym martwym położeniu (GMP) tłoka wynika ze zmiany znaku prędkości tłoka.



Rys. 14. Zmienność osiowych sił kontaktu $F_{ex,i}$ pierścieni tłokowych (i – numer pierścienia) w funkcji kąta obrotu wału korbowego

Grubość filmu olejowego obliczono na podstawie rozkładu ciśnienia w szczelinie między powierzchnią ślizgową pierścienia i tuleją cylindrową. Ponadto zmienność temperatury wzdłuż tulei cylindrowej powoduje różnice lokalnych wartości lepkości oleju. W celu uwzględnienia tego zjawiska, w obliczeniach numerycznych hydrodynamicznego smarowania pakietu pierścieni tłokowych zastosowano zmierzony rozkład temperatury wzdłuż tulei cylindrowej.

Ruch pakietu pierścieni zgarniających i rozprowadzających olej na tulei cylindrowej pozostawia po kilku cyklach pracy (silnika) profil filmu olejowego pokazany na rys. 15.

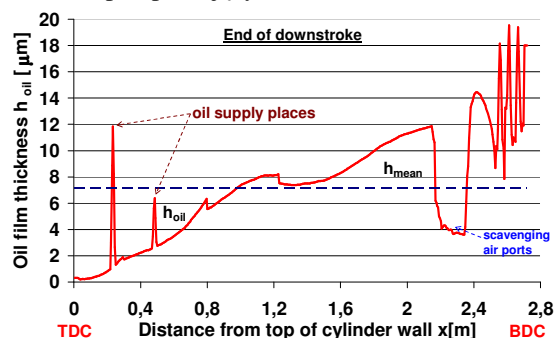
Dobrze widoczny jest nierównomierny rozkład filmu olejowego wzdłuż gładzi cylindrowej. Zauważyć można małą grubość warstwy oleju blisko górnego martwego punktu (GMP) oraz w części tulei cylindrowej odpowiadającej położeniu kanałów przepływających. Minimalna grubość filmu olejowego w GMP tłoka wynosi około $0,3 \mu\text{m}$ i może być porównana ze średnim odchyleniem kwadratowym (RMS) chropowatości gładzi cylindrowej równym $0,22 \mu\text{m}$. Tak niska grubość filmu

olejowego może być wyjaśniona istnieniem w tym obszarze bardzo dużych ciśnień i temperatur gazów występujących w tym obszarze podczas suwu sprężania i rozprężania w cyklu pracy silnika. Wskutek wysokich ciśnień gazu pierścienie tłokowe są mocno dociskane do powierzchni cylindra. Z drugiej strony wysoka temperatura obniża lepkość oleju.

Na dwu wysokościach tulei cylindrowej poniżej GMP tłoka są miejsca dostarczania oleju smarującego w długoskokowym silniku okrętowym. W tych miejscach wyraźnie widoczne są na rys. 15 dwa gwałtowne wzrosty grubości warstwy oleju.

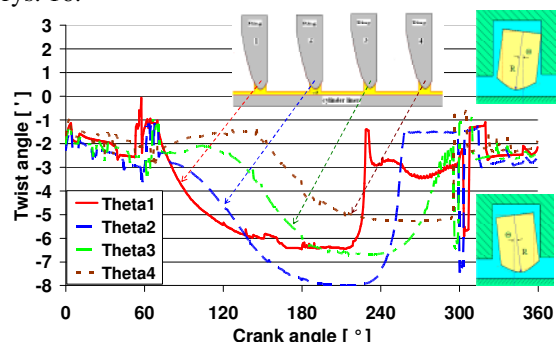
W dwusuwowych silnikach okrętowych istotne z punktu widzenia smarowania cylindra jest położenie kanałów przepływających. Obniżają one miejscowo powierzchnię współpracy pierścieni tłokowych z cylindrem. W tym obszarze zastosowano pewne uproszczenie. Założono, że grubość warstwy oleju w tym miejscu zostanie zredukowana odpowiednio do zmniejszonej powierzchni ślizgowej układu TPC.

Z uwagi na niskie wartości ciśnienia gazu i temperatury oleju najgrubsza warstwa oleju na tulei cylindrowej występuje w obszarze pomiędzy kanałami przepływającymi i DZP tłoka.



Rys. 15. Rozkład grubości filmu olejowego h_{oil} na gładzi cylindrowej oraz średnia grubość warstwy oleju h_{mean}

Przebiegi zmian kątowych odkształceń poszczególnych pierścieni tłokowych pokazano na rys. 16.



Rys. 16. Zmienność kątowych odkształceń $\Theta_{theta,i}$ pierścieni tłokowych (i – numer pierścienia) w funkcji kąta obrotu wału korbowego

Maksymalne wartości odkształceń kątowych pojawiają się w zakresie kątów obrotu wału korbowego odpowiadającym wysokim ciśnieniom gazu w cylindrze i osiągają następujące wartości:

-6,5' (minut) dla pierwszego (górnego) pierścienia, -8' dla drugiego, -6,7' dla trzeciego i -5,3' dla czwartego pierścienia. Każdy pierścień odkształca się w taki sposób, że zdeformowany kształt szczeliny smarnej powoduje obniżenie hydrodynamicznej siły nośnej pierścienia w suwie odkorbowym, a tym samym zgarnianie większej ilości oleju do komory spalania [16].

Osiowe przemieszczenia pierścieni 1 i 2 w rowkach tłoka w suwie dokorbowym (rozprężania) skutkują widocznymi wahaniami odkształceń kątowych tych pierścieni (por. rys. 10 i 16). Ponadto nagłe spadki ciśnienia gazu w obszarze kanałów przepływających cylindra (rys. 9) powodują dodatkowe wahanie odkształceń kątowych pierścieni.

5. Wnioski

1. Opracowany model matematyczny i program symulacyjny dostarczają dużo informacji praktycznych, których uzyskanie metodami eksperymentalnymi byłoby bardziej skomplikowane i kosztowne;
2. Użycie programu wymaga jednak szeregu istotnych danych (w tym eksperymentalnych). Dotyczy to głównie układu tłok – pierścienie – cylinder, np. geometrycznych profili powierzchni ślizgowych pierścieni tłokowych, odkształceń termicznych tłoka i cylindra, profili rowków tłoka, itd.;
3. Model i program symulacyjny zostały zweryfikowane eksperymentalnie dla silników okrętowych. Model dobrze odzwierciedla funkcjonowanie pakietu pierścieni tłokowych, w szczególności przebiegów ciśnienia gazu między pierścieniami w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Maksymalne względne różnice między zmierzonymi i obliczonymi wartościami ciśnienia nie przekroczyły 15%;

4. Analiza zgarnianych objętości oleju przez pakiet pierścieni (dławnicy okrętowego silnika spalinyowego) wskazuje na dobrą zgodność ilościową wyników obliczeń numerycznych i badań eksperymentalnych. Maksymalne względne różnice między wartościami zmierzonymi i obliczonymi nie przekroczyły 10%;
5. Z uwagi na wysokie temperatury oleju jego lepkość jest bardzo niska, co w konsekwencji prowadzi do bardzo małych grubości filmu olejowego na gładzi cylindrowej (0,3 μm w GMP). W tym przypadku istotne jest zastosowanie modelu tarcia mieszanego oraz uwzględnienie chropowatości powierzchni;
6. Wyniki badań symulacyjnych wskazują na potrzebę uwzględniania odkształceń kątowych pierścieni przy analizach smarowania gładzi cylindrowej;
7. Głównym celem symulacji funkcjonowania pierścieni tłokowych jest przewidywanie warunków smarowania, wyznaczenie obszarów potencjalnego zużycia gładzi cylindrowej, zmian profilu powierzchni pierścieni wynikających ze zużycia, a w końcu wyznaczenie przedmuchu gazu przez pakiet pierścieni uszczelniających. Wskazane jest dalsze badanie tych zjawisk.

Podziękowania

Autor wyraża wdzięczność ośrodkowi badawczo-rozwojowemu silników *Wärtsilä* w Winterthur (Szwajcaria) za możliwość wykonywania prac projektowych dotyczących modelowania matematycznego i symulacji numerycznej układów tribologicznych pierścieni tłokowych oraz dławownicy w czasie wielu staży badawczych odbytych w tym ośrodku.

Bibliography/Literatura

- [1] Bobrowski D.: *Probabilistyka w zastosowaniach technicznych*, WNT, W-wa 1980.
- [2] Demmerle R., Barrow S., Terretaz F., Jaquet D.: *New Insights into the Piston Running Behaviour of "Sulzer" Large Bore Diesel Engines*, CIMAC Congress, Hamburg 2001.
- [3] Dowson D.: *Piston Assemblies; Background and Lubrication analysis*, Engine Tribology, pp. 213-240, Taylor C. M. (editor), Elsevier Science, 1993.
- [4] Greenwood J., Tripp J.H.: *The contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces*, Proc I. Mech. E., Vol. 185, pp. 625-633, 1971.
- [5] Iskra A.: *Parametry filmu olejowego w węzłach mechanizmu tłokowo – korbowego silnika spalinowego*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2001.
- [6] Koszałka G., Niewczas A., Guzik M.: *Predicted and Actual Effect of Cylinder Liner Wear on the Blowby in a Truck Diesel Engine*, SAE Paper, No. 2008-01-1717, 2008.
- [7] Koszałka G.: *Application of the piston-rings-cylinder kit model in the evaluation of operational changes in blowby flow rate*, Maintenance and Reliability (Eksploatacja i Niezawodność), No. 4, pp. 72-81, 2010.
- [8] Patir N., Cheng H.S.: *An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication*, Transactions of ASME, Vol 100, January 1978.
- [9] Patir N., Cheng H.S.: *Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces*, Transactions of ASME, Vol 101, April 1979.

-
- [10] Räss K., Amoser M.: *Progressive development of two-stroke engine tribology*, Paper No. 83, CIMAC Congress, Vienna 2007.
- [11] Ruddy B.L., Dowson D., Economou P.N.: *The Prediction of Gas Pressures within the Ring Packs of Large Bore Diesel Engines*, Jour. Mech. Eng. Science, Vol. 23, No. 6, pp. 295-304, 1981.
- [12] Serdecki W.: *Badania współpracy elementów układu tłokowo – cylindrowego silnika spalinowego*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 2002.
- [13] Tian T.: *Dynamic Behaviors of Piston Rings and Their Practical Impact - Part II: Oil Transport, Friction, and Wear of Ring/Liner Interface and the Effects of Piston and Ring Dynamics*, Proc. Inst. Mech. Eng., Part J: Journal of Engineering Tribology, Vol. 216, pp. 229-247, 2002.
- [14] *Wärtsilä Technology Review*, materiały informacyjne o silnikach konstruowanych przez firmę Wärtsilä.
- [15] Wolff A., Piechna J.: *Numerical simulation of piston ring pack operation in the case of mixed lubrication*, The Archive of Mech. Engineering, Vol. LII, No. 3, pp. 157-190, 2005.
- [16] Wolff A., Piechna J.: *Numerical simulation of piston ring pack operation with regard to ring twist effects*, The Archive of Mech. Engineering, Vol. LIV, No. 1, p. 65-99, Warsaw 2007.
- [17] Wolff A.: *Experimental verification of the model of piston ring pack operation of an internal combustion engine*, The Archive of Mechanical Engineering, Vol. LVI, No. 1, pp. 73-90, Warsaw 2009.
- [18] Wolff A.: *Numerical analysis of piston ring pack operation*, Combustion Engines (Silniki spalinowe), No. 2, p. 128-141, Poznań 2009.

Mr Andrzej Wolff, DEng. – doctor in the Faculty of Transport at Warsaw University of Technology.

dr inż. Andrzej Wolff – adiunkt na Wydziale Transportu Politechniki Warszawskiej.

e-mail: wolff@it.pw.edu.pl

