

Badania wpływu osadów na zużycie zaworu

PIOTR JÓŹWIAK, KRZYSZTOF SICZEK

Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn Politechnika Łódzka

Streszczenie

W artykule przedstawiono analizę wpływu obecności osadów na zaworach rozrządu silnika spalinowego na zużycie tych zaworów. Celem przeprowadzonych badań było rozpoznanie procesu osadzania się nagaru na zaworach silnika spalinowego oraz oszacowanie współczynnika oporów ruchu podczas ślizgania się przyłgni zaworu po przyłgni gniazda w warunkach występowania nagaru. Omówiono na podstawie przeglądu literatury wpływ smarowania, powstawania osadów i obracania się zaworów na ich zużycie. Przeanalizowano wpływ paliwa na tworzenie się osadów, stężenie masowe cząsteczek tych osadów. Przedstawiono mechanizmy osadzania się cząsteczek na powierzchni przyłgni zaworu wylotowego, mechanizmy narastania osadu. Przeanalizowano prędkość osadzania cząsteczek i zjawisko złuszczenia osadu. Przedstawiono model zużycia zaworu oraz stanowisko do badania momentu tarcia między stalową kulką i płaską stalową próbką, pokrytą warstwą osadu. W artykule zamieszczono także wyniki badań eksperymentalnych oraz wyciągnięte wnioski.

Spis oznaczeń

α, β – współczynniki, e – energia uderzenia, f – częstotliwość wymuszeń, k – stała zużycia przy poślizgu, j, n, K – stałe zużycia przy uderzeniu, m – suma masy zaworu i połowy masy sprężyny, p_g – szczytowa wartość ciśnienia gazów w cylindrze, r – głębokość ubytku, w – długość przyłgni, x – droga poślizgu przyłgni zaworu względem przyłgni gniazda, A_i – początkowe pole styku zawór – gniazdo, A – pole styku po N cyklach, H – twardość powierzchni gniazda, N – liczba cykli, P – średnia siła obciążająca pole styku zaworu z gniazdem, R – promień otworu gniazda w głowicy, R_{max} – parametr chropowatości, T – temperatura, V – prędkość zaworu podczas uderzenia, W – objętość zużycia, ZI – zapłon iskrowy, ZS – zapłon samoczynny, λ – względny stosunek powietrza do paliwa, μ – współczynnik tarcia w styku zawór – gniazdo, θ – kąt przyłgni zaworu, R_i – początkowy promień przyłgni gniazda, w_i – początkowa długość przyłgni gniazda, M_t – moment tarcia.

1. Wprowadzenie

W większości czterosuwowych silników spalinowych, zarówno ZI, jak i ZS, wykorzystywany jest rozrząd z zaworami grzybkowymi. Zawory te mogą być napędzane krzywkowo lub bezkrzywkowo. Powrót zaworów napędzanych krzywkowo odbywa się za pomocą sprężyn, a napędzanych bezkrzywkowo za pomocą sprężyn lub siłowników. Trzonek każdego zaworu współpracuje z prowadnicą, zaś przyłgnia grzybka zaworu z przyłgnią gniazda osadzonego w głowicy cylindrowej. Praca tych zaworów przebiega w zmiennych warunkach obciążenia (od ciśnienia spalania, sił napędowych i bezwładności), temperatury oraz składu i parametrów otoczenia. Zmiany te są wymuszone cyklem roboczym silnika. Temperatura pracy zaworu wylotowego jest z reguły znacznie wyższa niż zaworu dolotowego.

Wspomniane różnice powodują, że intensywności zużycia zaworów dolotowych i wylotowych zdecydowanie się od siebie różnią. Na intensywność zużycia przyłgni gniazd i zaworów wpływa także smarowanie, powstające osady oraz występowanie lub brak zjawiska obracania się zaworów podczas pracy silnika.

W większości silników zawory są smarowane olejem silnikowym dopływającym do styku trzonek zaworów z prowadnicami od magistrali olejowej w głowicy poprzez szczelinę między trzonkiem i prowadnicą. Ilość oleju jest ograniczana przez zastosowanie specjalnych uszczelnaczy współpracujących z trzonkami zaworów.

Styk przyłgni grzybka zaworu i prowadnicy jest smarowany za pomocą oleju dostającego się przez wspomnianą szczelinę między trzonkiem zaworu i prowadnicą oraz w mniejszym stopniu z mgły olejowej pochodzącej z cylindra.

Także produkty zużycia mogą uczestniczyć w smarowaniu tych węzłów ciernych. Zmieniają one wartości współczynnika tarcia między przyłgniawymi zaworu i gniazda.

Wpływ powstających osadów na zużycie gniazd i zaworów był rozpatrywany w literaturze anglojęzycznej, np. [1-8]. Nie natrafiono w literaturze krajowej na opracowania dotyczące tej tematyki.

Celem przeprowadzanych badań jest rozpoznanie procesu osadzania się nagaru na zaworach silnika spalinowego, opracowanie modelu zużycia zaworu z osadem oraz oszacowanie wartości występującego w modelu współczynnika oporów ruchu podczas ślizgania się przyłgni zaworu po przyłgni gniazda w warunkach występowania nagaru.

2. Zużycie zaworów z uwzględnieniem powstawania osadu i czynniki nań wpływających

2.1. Wpływ smarowania na zużycie zaworów

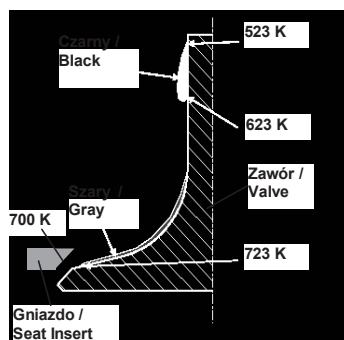
W dostępnej literaturze [1], [4] napotkano stwierdzenie, że smary silnikowe powodują zarówno wzrost, jak i zmniejszenie zużycia zaworów i gniazd, w zależności od składu, dodatków, jak i ilości oleju, który dociera do styku zaworu i gniazda. W zaworach dolotowych płynne smarowanie filmem olejowym jest najbardziej domi-

nujące, gdyż temperatury nie są zwykle wystarczająco wysokie, aby dochodziło do ulatniania węglowodorów oleju i dodatki. Zawory wydechowe są smarowane przede wszystkim stałymi filmami formowanymi w wyższych temperaturach pracy przez składniki popiołu dodatków oleju, takie jak ziemia alkaliczne i inne tlenki metali, siarczany, fosforany (np. wapnia, baru, magnezu, sodu, cynku i molibdenu). Bardzo cienkie warstwy tlenków metali okazały się być korzystne dla zmniejszania zużycia zaworu [1] jednak zbyt duża warstwa stałego filmu smarowego, może być szkodliwa i prowadzić do żłobienia lub przepalania zaworu ze względu na łuszczenie się osadów. W większości czterosurowych silników spalinowych, zarówno o zapłonie iskrowym (ZI), jak i samoczynnym (ZS), stosuje się specjalne uszczelniacze, zabezpieczające przed nadmiernym przedostawaniem się oleju do komory spalania silnika, przez szczeliny między trzonkami zaworów i prowadnicami.

2.2. Wpływ osadów na zużycie zaworów

Przeprowadzono szerokie badania mechanizmów powstawania, wpływu i metod redukcji osadów zaworu dolotowego w silnikach benzynowych [2-8]. Wynika z nich, że osady powstają z oleju, paliwa, jak i podobnych do sadzy cząsteczek [4, 7], i że gromadzenie się osadów wpływa na sterowalność, emisję spalin i zużycie paliwa w silnikach benzynowych. Wiele eksperymentów wykazało, że parametry silnika, takie jak wycieki oleju przez prowadnice zaworowe i dodatnia wentylacja wału korbowego, temperatura zaworu i recyrkulacja gazów spalinowych wpływa na powstawanie osadów. Jednak bardzo mało prac obejmuje mechanizmy powstawania osadów na zaworach dolotowych w silnikach ZS. Stwierdzono, że osady zaworu wydechowego, powstałe z produktów spalania, okazały się korzystne dla zapewnienia smarowania na powierzchni styku przylgni. Ich wpływ na zużycie zaworu dolotowego jednak nie był badany. W pracy [4] scharakteryzowano tworzenie się osadów na zaworach dolotowych w silnikach ZS.

Na rysunku 1 przedstawiono typowe miejsca gromadzenia się czarnych i szarych osadów na zaworze oraz wartości temperatury sprzyjające powstawaniu tych osadów.



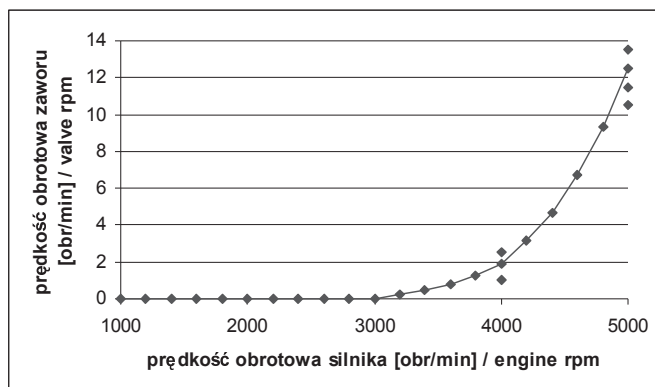
Rys. 1. Zgromadzone osady na zaworach dolotowych silnika ZS, na bazie [4]

Czarny osad składał się głównie z zagęszczonego oleju, produktów utleniania i produktów wczesnego zwęglania. Większą częścią szarego osadu był popiół. Składał się on głównie z siarczanu wapnia. Wykazano, że gromadzeniu się tzw. czarnych osadów na powierzchni zaworu dolotowego sprzyja jego temperatura utrzymująca się w zakresie 230 do 300° C. W temperaturze zaworu dolotowego powyżej 350° C osady lub składniki oleju silnikowego na zaworze dolotowym zostały zamienione w popiół.

2.3. Wpływ zjawiska obracania się zaworu na jego zużycie

Obrót zaworu można osiągnąć za pomocą wymuszających rotatorów lub za pomocą wielorowkowych obejm, a nie dociskanych obejm. Pozwalają one zaworowi obracać się pod wpływem drgań rozrządu i sprężyn zaworów. Taka rotacja może być wymuszona, jeżeli środek krzywki jest przesunięty względem osi zaworu. W pracy [9] zamieszczono wyniki pomiarów obrotu zaworu wydechowego i stwierdzono, że w rozważanym silniku zawór zaczął się obracać od przekroczenia prędkości obrotowej silnika 3000 obr/min, a następnie gwałtownie wzrósł przy wyższych prędkościach obrotowych silnika (jak pokazano na rys. 2).

Stwierdzono też, że przy niskiej prędkości pracy (3000 obr / min) zawór nie obracał się stale, ale nieregularnie zmieniał kierunek obrotu. W pracy [10] stwierdzono również, że obrót zaworu był przypadkowy i występował w obu kierunkach. Zaobserwowano, że zawory zatrzymywały się i ponownie zaczynały się obracać, gdy zmieniała się prędkość obrotowa silnika. Początek takiego obracania rozpoczynał się przy 50 procentach maksymalnej prędkości obrotowej silnika. Istnieje zgodny pogląd, że obrót zaworu jest korzystny w usuwaniu osadów. To zapobiega tworzeniu się lokalnych punktów zapalnych i pomaga utrzymać dobre uszczelnienie i styk termiczny zaworu z gniazdem [10-12]. Rola obrotu zaworu w zużyciu zaworu/gniazda, jednak nie jest w pełni poznana.



Rys. 2. Prędkość obrotowa zaworu wylotowego w funkcji prędkości obrotowej silnika, [9]

2.4. Wpływ paliwa na powstawanie osadów na zaworze

Silniki lekkoobciążone stosowane w pojazdach mogą być zasilane benzyną lub olejem napędowym, wysokoobciążone silniki ciężkich pojazdów są zasilane olejem napędowym, zaś duże silniki stacjonarne są zasilane z reguły ciężkim olejem opałowym. W silnikach stacjonarnych używanych do produkcji energii można używać paliw gorszej jakości niż ciężkie oleje opałowe. Zawartość popiołu w takim „gorszym” paliwie jest wyższa lub samo paliwo jest niższej jakości i zawiera cięższe frakcje. Użycie niskiej jakości olejów opałowych może prowadzić do problemów z występowaniem korozji i erozji na gorąco. Korozja na gorąco zazwyczaj jest związana ze zjawiskami utleniania przyspieszanych przez nasiarczenie, zachodzącymi w wysokich temperaturach (ok. $T \geq 500^\circ \text{C}$), w połączeniu z osadzeniem się stopionych soli [13]. Mechanizmy powstawania cząstek w dużych silnikach stacjonarnych na ogół różnią się od tych w lekko lub wysokoobciążonych silnikach ZS. Wynika to z różnych specyfikacji silnika i paliwa. Spalane substancje w dużych silnikach stacjonarnych zawierają zwykle dużą ilość związków aromatycznych i popiołu (ok. 0,1% wag.), który składa się z wanadu, sodu, wapnia, niklu, magnezu, aluminium i krzemu. Ponadto zawartość siarki w oleju jest zwykle wysoka, około 3% wagowo. W związku z tym, mogą występować wanadylowanadany o niskiej temperaturze topnienia [14]. Wysoka zawartość wapnia w oleju smarującym może mieć ogromny wpływ na korozję niektórych materiałów/pokryć [15]. W dostępnej literaturze można spotkać liczne artykuły ([11, 16 - 20]) na temat powstania i struktury cząsteczek w silnikach ZS. Artykuły te jednak dotyczą konkretnego zastosowania słabo/wysoko obciążonych silników i/lub powstawanie sadzy w silnikach ZS. Ich praca odbywała się z nie zanieczyszczonymi olejami opałowymi o niskiej zawartości siarki i tylko ze śladowymi ilościami, lub brakiem, zanieczyszczeń metalicznych. To, w połączeniu z różnymi konfiguracjami silnika może w istotny sposób wpływać na tworzenie się cząsteczek, w porównaniu do dużych silników stacjonarnych. Stosowane podejście w tych artykułach nie ma więc bezpośredniego zastosowania do dużych silników ZS. Dopiero niedawno opublikowano artykuły, które dotyczą tworzenia cząsteczek w dużych silnikach ZS ([21-24]).

Występujące w silnikach korozja i erozja różnych materiałów prawie zawsze pociągają za sobą wzrost warstwy osadów.

W dużych silnikach stacjonarnych mogą pojawiać się pewne ilości Cl, które mogą być znaczne w przypadku silników morskich, eksploatowanych na przykład na Jamajce, gdzie Cl pochodzi z wody chłodzącej i powietrza dolotowego. Ilości takich związków, jak wanad (V) i siarka (S) mogą być bardzo wysokie, w zależności od jakości oleju opałowego. Na przykład oleje otrzymywane z ropy z okolic Wenezueli zawierają dużo V i S. Innymi szkodliwymi elementami obecnymi w olejach opałowych są głównie Ni, Na, Ca, choć w silnikach ZS głównym źródłem Ca jest używany olej smarowy.

W niektórych silnikach do oleju opałowego stosuje się dodatek na bazie magnezu (Mg). Główną funkcją tego dodatku jest zmniejszenie/utrudnienie powstawania osadów korozyjnych, szczególnie na przyłgniach zaworów wydechowych.

Z badań przeprowadzonych nad ilością i rozkładami cząsteczek osadów w silnikach ZS, np. przez [21, 24-26] wynikało, że stężenia masowe cząsteczek zostały zwiększone podczas korzystania z niższej jakości pozostałościowego oleju opałowego (o wysokiej zawartości popiołu $> 0,1\%$ wag.), w porównaniu do ciężkich olejów opałowych. Obciążenie silnika nie wpływało w istotny sposób na rozkłady wielkości cząsteczek

Morfologia cząsteczek popiołu w silniku ZS i ich skład były badane przez np. [21, 26-27]. Ogólnie, popiół z pozostałościowego oleju zawiera więcej elementów nieorganicznych niż ciężkie oleje opałowe. W spalinach średnioobrotowych silników ZS cząsteczki spalin zawierały (w % wag.) 25 sadzy, 10 węglowodorów (HC, pochodzących z paliwa i oleju smarującego), oraz 65 popiołu (tlenki metali, siarczany, [27])

2.5. Wpływ paliwa i dodatków do paliwa na stężenia masowe cząsteczek

W pracy [28] autorzy stwierdzili, że jeśli zawartość siarki w oleju (1,5-3% wag.) zostanie zwiększona, a równocześnie względny stosunek powietrza do paliwa ($\lambda=1-2.5$) zmniejszy się, to stężenie masowe cząsteczek znacznie wzrośnie. Jeśli tylko zawartość siarki w oleju wzrosłaby, zwiększenie stężenia masowego cząsteczek byłoby wyraźnie mniejsze niż w poprzednim przypadku. Według autorów jest to następstwem wzrostu ilości siarczanów w cząsteczkach. Ponadto zwiększenie związków aromatycznych (37.5-50% wag.) i siarki (0-2.8% wag.) w oleju opałowym zwiększa znacznie stężenie masowe cząsteczek. Jeśli olej ma wysoką zawartość związków aromatycznych powoduje to opóźnienie zapłonu, a tym samym wyższe stężenie masowe cząstek.

Dodanie wody do paliwa, tj. emulgacja, daje wyniki, które zależą od jakości oleju napędowego. Dodatek małej ilości wody zwiększa stężenia masowe cząsteczek w oleju napędowym o dużej zawartości węglowodorów aromatycznych (46% wag.), zaś zmniejsza ich stężenie w oleju opałowym o niższej zawartości węglowodorów aromatycznych. Dla oleju napędowego wpływ dodatku wody jest prawie niezauważalny.

Również w pracy [26]; zauważono, że zwiększenie ilości dodanej wody zwiększa masową emisję cząstek stałych. Dodatki do ciężkiego oleju opałowego są zazwyczaj oparte na bazie związków Mg ([29-32]). Jednak ich głównym celem jest zapobieganie tworzeniu się silnie żrących związków wanadylowanadanów zawierających głównie wanad, siarkę i sód o różnym składzie i niskiej temperaturze topnienia ([14, 29]).

W czasie badań eksperymentalnych osadów w dużych silnikach ZS, przeprowadzonych przez [23], stwierdzono, że popiół z oleju opałowego ma bardzo zmienny charakter. Głównymi przyczynami różnic w rozkładach wielkości kropeł były typ silnika i właściwości oleju napędowego. Na tworzenie cząsteczek nie miały wpływu dodatki oleju napędowego. Obserwowano małe i duże cząsteczki popiołu. Małe cząsteczki powstały przez zarodkowanie cząsteczek popiołów ulatniających się paliw, które wzrastały podczas kolejnych procesów kondensacji i aglomeracji. Z kolei duże były głównie aglomeratami cząsteczek o różnej wielkości, składających się z jeszcze

mniejszych drobin, które były wtórnie tworzone z osadów i cząsteczek pozostałości paliwa o różnych rozmiarach. Stwierdzono również obecność aglomeratów składających się z pierwotnych cząsteczek sferycznych, które składały się z jeszcze mniejszych struktur.

2.6. Mechanizmy osadzania się cząsteczek na powierzchni przylgni zaworu wylotowego

Osadzanie się cząsteczek jest zazwyczaj zdefiniowane jako transport masy z fazy gazowej poprzez cząsteczki na powierzchnie rozpatrywanego systemu. Taki transport może wystąpić poprzez osadzanie cząsteczek lub osadzanie par. Mechanizmami osadzania cząsteczek obecnych w fazie gazowej są: bezpośrednie uderzenia, turbulentne uderzenia, termoforeza, ruchy Browna i grawitacja. Pary mogą się osadzać przez bezpośrednią kondensację lub chemisorbcję, tj. przez powierzchniową adsorbpcję, poprzedzającą chemiczną reakcję [23].

Z reguły przepływ gazów spalinowych ma postać w pełni rozwiniętego turbulentnego przepływu. Brzegowa warstwa pędu przepływu może być podzielona na trzy części: strefa turbulentna, strefa buforowa – w której turbulencje stopniowo zanikają, i podwarstwa laminarna.

Na osadzanie się cząsteczek wpływają głównie turbulencje przepływu i warstwa graniczna stężeń cząsteczek, złożona z warstwy buforowej i podwarstwy laminarnej. Turbulencje przepływu mają wpływ na wszystkie wspomniane wyżej mechanizmy osiadania, ponieważ one decydują, jak duża ilość cząsteczek będzie w stanie penetrować do warstwy buforowej. Przy turbulentnym uderzeniu, wiry, o dużej prędkości przepływu, transportują cząsteczki przez warstwę buforową do podwarstwy laminarnej. Aby móc się osadzić na powierzchniach systemu cząsteczki będą musiały penetrować przez podwarstwę laminarną; a to może występować, jeśli cząsteczki mają wystarczający pęd z turbulentnego przepływu. Taki mechanizm jest wtedy nazywany turbulentnym uderzeniem. Inne mechanizmy (termoforeza, ruchy Browna, oraz grawitacja) mogą także transportować cząsteczki na powierzchnie, przy czym te mechanizmy mogą występować jednocześnie. Termoforeza jest definiowana gdy ruch cząsteczek jest wywołany przez gorące, bardziej energetyczne gazowe molekuly blisko zimnych powierzchni [23].

2.7. Mechanizmy narastania osadu

Jak opisano w pracy [23] osadzanie się na powierzchni przylgni zaworu wylotowego miało postać osadzania się cząsteczek, wywołane głównie mechanizmami uderzenia turbulentnego i termoforezą. Turbulentne uderzenie powodowało osiadanie dużych cząsteczek (10 μm), a termoforeza małych cząsteczek (0.08–0.1 μm). Ponieważ efekt bezpośredniego uderzenia na przylgni zaworu był mniej istotny, był on badany oddzielnie jako przypadek zgięcia w rurze. Około 66% osadu było spowodowanych przez turbulentne uderzenie, a 34% przez termoforezę w podstawowym przypadku. W przypadku małej proporcji V/Na (zmiana w składzie paliwa), udział

turbulentnego uderzenia był największy – około 75%. Turbulentne uderzenie i termoforeza były niemal równe w przypadku połowicznego otwarcia zaworu (zmiana prędkości osadzania). W przypadku prowadzonego badania wspomnianego zgięcia w rurze całe osadzanie było spowodowane bezpośrednim uderzeniem.

2.8. Prędkość osadzania cząsteczek osadu

Prędkość osadzania dużych cząsteczek (10- μm), wywołanego przez turbulentne uderzenie była większa niż prędkość osadzania małych cząsteczek (0.1- μm) wywołanego przez termoforezę. W przypadku pełnego otwarcia zaworu efekt turbulentnego uderzenia rozciągał się na cząsteczki o rozmiarze nieco poniżej 1 μm , a w przypadku połowicznego otwarcia zaworu na cząsteczki o rozmiarze poniżej 0.1- μm . Prędkość osadzania cząsteczek o rozmiarach pomiędzy 0.1 i 1 μm były dlatego kombinacjami turbulentnego uderzenia i termoforezy. W przypadku zgięcia w rurze efekt turbulentnego uderzenia rozciągał się nawet dalej na cząsteczki o rozmiarze do około 0.01 μm [23].

2.9. Złuszczenie osadu

Złuszczenie osadu i powtórne wrywanie cząsteczek są kluczowymi przypadkami cząsteczek o nieregularnych kształtach [23]. Ich występowanie jest bardziej lub mniej losowe. To może być wyjaśnione przez pękanie materiału osadu i/lub ponownie wrywane cząsteczki z powierzchni systemu spalania. Istnieje kilka czynników, które wywierają wpływ na złuszczenie się warstwy osadu lub lepkość osadu, na przykład skład paliwa (ilość popiołu), dodatki paliwa, skład oleju smarującego, chemiczne środowisko pierwiastków, materiały (materiały zaworu, twarde pokrycia, materiały łożątek turbiny etc.), temperatury systemu i prędkość przepływu. Innym ważnym czynnikiem jest węgiel (C) obecny w różnych formach w cząsteczkach; ponieważ te cząsteczki osadzają się na powierzchniach, a najprawdopodobniej C obecny w cząsteczkach jest wypalany i jest wtedy uwalnianie ciepło. Może to wpływać na lepkość osadu z powodu wzrostu temperatury, który ułatwia zjawisko stopienia/spiekania. Chemiczne reakcje mające miejsce w osadzie mogą także się znacząco zmieniać, ponieważ atmosfera gazu otaczającego osad może najpierw być redukująca, a następnie przejść w utleniającą. Gdy wszystkie te czynniki mają wpływ na lepkość osadu, główny udział pochodzi prawdopodobnie ze składu paliwa i oleju smarującego, różnych materiałów oraz temperatury procesu i materiałów. To są główne czynniki określające tendencję do stapania/spiekania osadzanych cząsteczek. Wpływ składu oleju napędowego na skład, strukturę, i lepkość osadu zmienił się wyraźnie, gdy o wysokiej zawartości popiołu olej napędowy (HA-HFO) był domieszkowany przez dodatki oleju oparte na Mg-Si; grubość warstw osadu stanowiła około 1/10 tej uzyskanej dla samego oleju HA-HFO. Struktura osadu była także bardziej porowata, a żuźłowata struktura (kostkowa) była mniej powszechna. Porowata i krucha struktura osadu przyczyniła się do małej ilości osadu i łatwości pękania. Najbardziej krytyczną zmienną w używaniu

dotatków olejowych w oleju napędowym jest proporcja Mg-V i Si-Mg ([29-32]). Magnez Mg w dodatku głównie służy jako zamiennik dla Na, obecnego w olejach napędowych, przekształcając wanadylowanadat sodu, który może prawdopodobnie formować się w mniej lepkie wanadaty magnezu o wyższym punkcie topnienia, stąd redukując ilość i korozyjność osadu.

3. Model zużycia zaworu

Z przeprowadzonej analizy wynika, że zużycie przylgni zaworów i ich gniazd może zachodzić w różnych warunkach. Może ono odbywać się bez powstawania osadu na powierzchni przylgni lub z jego powstawaniem, przy czym intensywność osadzania i morfologia osadów zależy od wielu opisanych wcześniej czynników. Dlatego do opisu zużycia zaworów i ich gniazd celowe jest opracowanie odmiennych modeli zużycia zaworu:

- bez osadzania się nagaru – co częściej występuje dla zaworu dolotowego,
- z osadzaniem się nagaru – co ma częściej miejsce w przypadku zaworu wylotowego, zwłaszcza jeśli nie występuje zjawisko wymuszonego obracania się zaworu.

W modelu wykorzystano dwa mechanizmy zużycia zaworu: poprzez uderzenie i ślizganie, jak sugerowano w pracy [33]. Mechanizmy zużycia mogą wpływać jeden na drugi i sumaryczne zużycie może być większe, niż wartość wynikająca z prostego dodania zużycia z poszczególnych mechanizmów. Przykładowo uszkodzenie powierzchni wynikające z uderzenia może osłabić materiał gniazda i zwiększyć prawdopodobieństwo zużycia ślizgowego wskutek wyrywania materiału. Prawdopodobnie bardzo mały poślizg występuje przy uderzeniu zaworu o gniazdo.

Zużycia ścierne, adhezyjne i frettingowe mogą wystąpić równocześnie podczas tarcowego poślizgu przylgni zaworu i gniazda, podczas działania ciśnienia gazów w komorze spalania.

Model matematyczny zużycia zaworu dolotowego W określa równanie (1) [34]:

$$W = \left(\frac{\alpha k \bar{P} N x}{H} + \beta K N e^n \right) \left(\frac{A_i}{A} \right)^j \quad (1)$$

gdzie: $\alpha=10^5$ i $\beta=10^{-1}$ – współczynniki, $x = 5.24 \mu\text{m}$ – droga poślizgu przylgni zaworu względem przylgni gniazda, $H = 490 \text{ HV}$ – twardość powierzchni gniazda, $=8053 \text{ N}$ - średnia siła obciążająca pole styku zaworu z gniazdem, $A_i = 211.7 \text{ mm}^2$ - początkowego pola styku zawór – gniazdo, A - pole styku po N cyklach, $k=5 \cdot 10^{-5}$ - stała poślizgu wyznaczona eksperymentalnie, $j=10$, $K=5.3 \cdot 10^{-14}$, $n=1$ – stałe uderzenia wyznaczone eksperymentalnie.

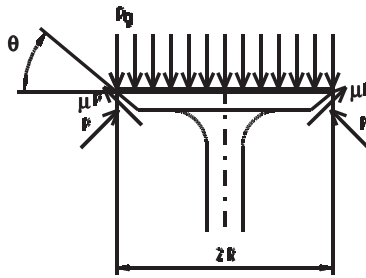
Obciążenie gniazda zaworu jest początkowo równe 0, następnie wzrasta do wartości P i znów maleje do 0. Za [33], dla obliczenia objętości zużycia ślizgowego przyjęto wartość uśrednioną równą połowie P . Współczynnik poślizgu μ był przyjęty równy 0.1, jako typowa wartość dla smarowani granicznego stalowych powierzchni.

Szczytowe obciążenie P , normalne do powierzchni poślizgu obliczano przy wykorzystaniu szczytowej wartości ciśnienia gazów $p_g = 13$ MPa w cylindrze oraz geometrię zaworu, ze wzoru (2) [33-34]:

$$P = \frac{p_g \pi R^2}{(1 + \mu) \sin \theta} \quad (2)$$

gdzie: $\theta=45^\circ$ - kąt przyłgni zaworu, $\mu = 0.1$ - współczynnik tarcia w styku zawór – gniazdo, $R=18$ mm – promień otworu gniazda w głowicy.

Schemat obciążenia gniazda i jego geometrię pokazano na rysunku 3.



Rys. 3. Obciążenie zaworu i jego parametry geometryczne

Energia uderzenia e była obliczana z zależności (3) [33-34]:

$$e = \frac{1}{2} m V^2 \quad (3)$$

gdzie: m – suma masy zaworu i połowy masy sprężyny, $V = 288$ mm/s – prędkość zaworu podczas uderzenia, e – energia uderzenia na cykl [J], $N = 18.72 \cdot 10^6$ - liczba cykli.

Geometryczna zależność między ubytkiem r i objętością zużycia W dla przypadku, gdy kąty przyłgni zaworu i gniazda są równe jest dana poprzez zależność (4) [33-34]:

$$r = \left(\sqrt{\frac{W}{\pi R_i \cos \theta_s \sin \theta_s} + w_i^2} - w_i \right) \sin \theta_s \quad (4)$$

gdzie: $R_i = 16.85$ mm – początkowy promień przyłgni gniazda, $\theta_s = 45^\circ$ – kąt przyłgni gniazda, $w_i = 2$ mm – początkowa długość przyłgni gniazda (mierzona). Promień R_i może być obliczony używając w_i i promienia oraz długości przyłgni jak wyspecyfikowano dla przyłgni gniazda R_d i w_d .

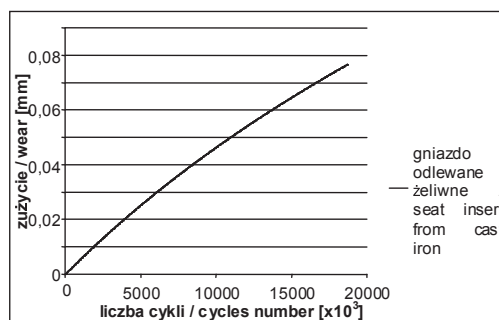
Przykładowe, obliczone z modelu (1), przebiegi głębokości zużycia r w funkcji liczby cykli przedstawiono na rysunku 4.

Obliczona wartość zużycia zaworu dla przypadku gniazda odlewanego, dla prędkości osiadania $V=0.288$ m/s (rys. 4), była większa o 30% od podanej w pracy [33]. Powodem było przyjęcie tu stałej prędkości uderzenia zaworu o gniazdo, co w kolejnych cyklach dawało większą energię uderzeń, niż w przypadku uwzględnienia

zmniejszania się wartości prędkości osiadania zaworu spowodowanego jego zużyciem.

Zużycie zaworu wydechowego jest procesem złożonym z podprocesów:

- ściernego wywołanego poślizgami przylgni,
- wywołanego uderzeniami zaworu o gniazdo,
- korozyjnego, z uwagi na pracę w agresywnym środowisku chemicznym i wysokiej temperaturze [35].



Rys. 4. Zużycie (pogłębienie) przylgni gniazda dla przypadku gniazda odlewane żeliwne, dla stałej prędkości osiadania zaworu $V=0.288$ m/s [34]

W przypadku występowania obrotów zaworu względem gniazda zużycie przylgni może być szacowane w podobny sposób jak dla zaworów dolotowych. W przypadku braku obracania się zaworu wylotowego, modelowanie jego zużycia jest bardzo trudne. Jest ono podobne do modelu zużycia zaworu dolotowego, jeśli chodzi o zużycie ściernie i od uderzeń. Jednak przylgnie zaworów wylotowych pokryte są dodatkowymi warstwami, np. staliowymi dla ochrony przed wysokimi wartościami temperatury. Powłoki te z reguły mają większą twardość. W większym stopniu też na tych zaworach osadza się nagar niż na zaworach dolotowych.

Podczas obliczania szczytowego obciążenia normalnego do powierzchni poślizgu P, pojawiła się konieczność oszacowania współczynnika tarcia na powierzchni styku przylgni gniazda I zaworu w warunkach obecności osadu. Wartość tego współczynnika można wyznaczyć jedynie eksperymentalnie, co opisano w dalszej części artykułu.

Aby uwzględnić w modelu powstawanie narostu produktów utleniania i spalania przyjęto założenie, że gniazdo i zawór zużywają się w następujący sposób:

- Geometria gniazda i zaworu jest osiowoosymetryczna, dla ułatwienia obliczeń.
- Gniazdo zużywa się na całej powierzchni przylgni, zgodnie z modelem (1). Przyjęto, że kształt zużycia jest sinusoidalny. Środkowy odcinek sinusoidy jest ścięty, jak na rysunku 5. Z modelu (1)-(4) jest oszacowana szerokość zużycia w_{gniazdo} . Wydaje się, że w przypadku tworzenia się warstewki produktów reakcji tribochemicznych wartość tego ubytku jest zbyt duża. Toteż dodatkowo ze wzoru (7) jest obliczana szerokość zużycia w_{gniazdo} dla wartości obciążenia P , temperatury T i liczby cykli N i przyjmowana jest wartość średnia z obu modeli. Głęboko-

kość zużycia r_{gniazdo} obliczana jest ze wzoru (8), a parametr chropowatości R_{max} ze wzoru (18).

- Zawór zużywa się na części swej powierzchni przylgni. Kształt ubytku ma charakter odcinka sinusoidy, jak na rysunku 5. Szerokość zużycia $w_{\text{zawór}}$ i głębokość zużycia $r_{\text{zawór}}$ zależą od liczby cykli, obciążenia i temperatury.
- Cały ubytek jest pokryty warstwą tlenków, tak by tworzyły one grzbiet sinusoidalny. Wysokość tego grzbietu nad poziomem przylgni zaworu jest tak dobrana by suma wysokości tego grzbietu i głębokości ubytku odpowiadała parametrowi R_{max} , zależnego od liczby cykli według zależności (17).
- Szerokość w i głębokość r ubytku zaworu i gniazda w funkcji liczby cykli obliczono z zależności (5) – (8) [34]. Wartości odniesienia wynoszą odpowiednio dla obciążenia $P_0=17500$ N, ilości cykli $N_0=864000$ cykli, temperatury $T_0=780$ K, pola powierzchni styku zaworu i gniazda $A_0=314$ mm²:

$$w_{\text{zawór}} = \frac{w_{\text{zawór}}(T)}{w_{\text{zawór}}(T_0)} \frac{w_{\text{zawór}}(P(A/A_0))}{w_{\text{zawór}}(P_0)} \exp(-3,1376) \cdot N^{0,2687} \quad (5)$$

$$r_{\text{zawór}} = \frac{r_{\text{zawór}}(T)}{r_{\text{zawór}}(T_0)} \frac{r_{\text{zawór}}(P(A/A_0))}{r_{\text{zawór}}(P_0)} \exp(-10,255) \cdot N^{0,4939} \quad (6)$$

$$w_{\text{gniazdo}} = \frac{w_{\text{gniazdo}}(T)}{w_{\text{gniazdo}}(T_0)} \frac{w_{\text{gniazdo}}(P(A/A_0))}{w_{\text{gniazdo}}(P_0)} \exp(-4,3738) \cdot N^{0,3475} \quad (7)$$

$$r_{\text{gniazdo}} = \frac{r_{\text{gniazdo}}(T)}{r_{\text{gniazdo}}(T_0)} \frac{r_{\text{gniazdo}}(P(A/A_0))}{r_{\text{gniazdo}}(P_0)} \exp(-4,4526) \cdot N^{0,2378} \quad (8)$$

- Szerokość w i głębokość r ubytku zaworu i gniazda w funkcji obciążenia obliczono z zależności (9) – (12) [34]:

$$w_{\text{zawór}} = \frac{w_{\text{zawór}}(T)}{w_{\text{zawór}}(T_0)} \frac{w_{\text{zawór}}(N(A/A_0))}{w_{\text{zawór}}(N_0)} \exp(1 \cdot 10^{-9} \cdot (P(A/A_0))^2 - 9 \cdot 10^{-6} \cdot P(A/A_0) + 0.4097) \quad (9)$$

$$r_{\text{zawór}} = \frac{r_{\text{zawór}}(T)}{r_{\text{zawór}}(T_0)} \frac{r_{\text{zawór}}(N)}{r_{\text{zawór}}(N_0)} \exp(5 \cdot 10^{-9} \cdot (P(A/A_0))^2 - 6 \cdot 10^{-5} \cdot P(A/A_0) - 3.8992) \quad (10)$$

$$w_{\text{gniazdo}} = \frac{w_{\text{gniazdo}}(T)}{w_{\text{gniazdo}}(T_0)} \frac{w_{\text{gniazdo}}(N)}{w_{\text{gniazdo}}(N_0)} \exp(1 \cdot 10^{-9} \cdot (P(A/A_0))^2 - 2 \cdot 10^{-5} \cdot P(A/A_0) + 0.4468) \quad (11)$$

$$r_{\text{gniazdo}} = \frac{r_{\text{gniazdo}}(T)}{r_{\text{gniazdo}}(T_0)} \frac{r_{\text{gniazdo}}(N)}{r_{\text{gniazdo}}(N_0)} \exp(1 \cdot 10^{-9} \cdot (P(A/A_0))^2 - 2 \cdot 10^{-5} \cdot P(A/A_0) - 1.1446) \quad (12)$$

- Szerokość w i głębokość r ubytku zaworu i gniazda w funkcji temperatury obliczono z zależności (13) – (16) [34]:

$$w_{zawor} = \frac{w_{zawor}(P(A/A_0))}{w_{zawor}(P_0)} \frac{w_{zawor}(N)}{w_{zawor}(N_0)} (-2 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 0.001 \cdot T + 2.3523) \quad (13)$$

$$r_{zawor} = \frac{r_{zawor}(P(A/A_0))}{r_{zawor}(P_0)} \frac{r_{zawor}(N)}{r_{zawor}(N_0)} (-9 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 + 0.0009 \cdot T + 0.1181) \quad (14)$$

$$w_{gniazdo} = \frac{w_{gniazdo}(P(A/A_0))}{w_{gniazdo}(P_0)} \frac{w_{gniazdo}(N)}{w_{gniazdo}(N_0)} (-5 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 0.0058 \cdot T + 0.4521) \quad (15)$$

$$r_{gniazdo} = \frac{r_{gniazdo}(P(A/A_0))}{r_{gniazdo}(P_0)} \frac{r_{gniazdo}(N)}{r_{gniazdo}(N_0)} (-9 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 + 0.001 \cdot T + 0.0985) \quad (16)$$

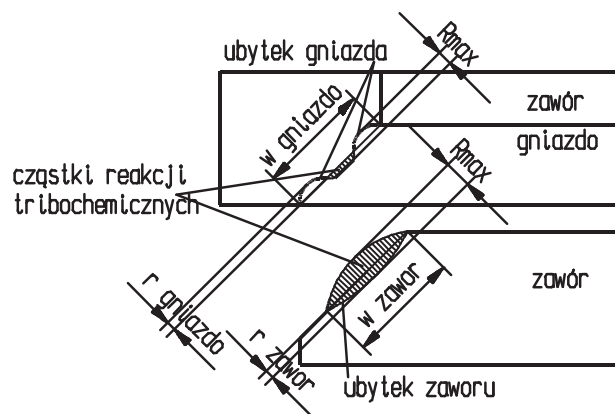
- Wartości parametru chropowatości R_{max} (rys. 5) można wyznaczyć z przybliżonej zależności (17) dla zaworu, a z (18) dla gniazda [34]:

$$R_{max} = \frac{P}{P_0} \frac{A_0}{A} \left[8 \cdot \left(\frac{10}{f} \right)^{1.5} + 13.9 \cdot \left(\frac{f}{10} \right)^{1.78} \right] \quad (17)$$

$$R_{max} = \frac{P}{P_0} \frac{A_0}{A} \left[9 \cdot \left(\frac{10}{f} \right)^{2.3} + 17.05 \cdot \left(\frac{f}{10} \right)^{1.71} \right] \quad (18)$$

Wartości odniesienia wynosiły odpowiednio: dla obciążenia $P_0=1960$ N, dla pola powierzchni styku zaworu i gniazda $A_0=314$ mm².

W powyższych wzorach uwzględniono różnicę obciążenia P , pola powierzchni styku A , liczby cykli N oraz temperatury T czy częstotliwości uderzeń f w porównaniu z wartościami odniesienia P_0, A_0, N_0, T_0, f_0 .



Rys. 5. Założony model zużycia zaworu i jego gniazda

4. Badania eksperymentalne

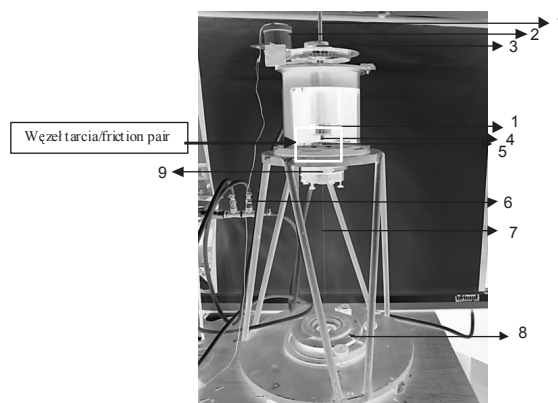
Pomiar współczynnika tarcia między przylgami zaworu i gniazda, w warunkach występowania na nich nagaru, powinien odbywać się na rzeczywistym silniku, a przynajmniej na modelu zaworu współpracującego z gniazdem. Ponieważ nie posiadano takiego stanowiska, które jest skomplikowane i drogie, a dodatkowo występował brak danych wartości takiego współczynnika tarcia w dostępnej literaturze, zdecydowano się oszacować go metodą pośrednią na posiadanym stanowisku. Stanowisko to przeznaczone było wprawdzie do badania średniego momentu tarcia wiertnego między obracającą się kulką i nieruchomą płytką, jednak pozwalało ocenić, jak zmienia się współczynnik tarcia ze zmianą obciążenia. Różnice przy porównywaniu wyników pomiarów współczynnika tarcia z dwóch różnych stanowisk mogą przekraczać 100%, co nie pozwala na bezpośrednie stosowanie zmierzonych wartości współczynnika tarcia do styku zawór - gniazdo. W celu umożliwienia porównania zmierzonego współczynnika tarcia ze współczynnikiem tarcia w styku zawór - gniazdo przyjęto założenie, że względny stosunek zmierzonych wartości współczynnika tarcia dla skojarzeń: stalowa kulka - płytką z nagarem oraz stalowa kulka - płytką bez nagaru jest zbliżony do stosunku wartości współczynnika tarcia dla skojarzeń: stalowy zawór - gniazdo z nagarem oraz stalowy zawór - gniazdo bez nagaru.

Toteż wartość współczynnika tarcia $\mu_{zgnagar}$ między zaworem i gniazdem, w obecności nagaru, oszacowano z zależności (19):

$$\mu_{zgnagar} = \frac{\mu_{kpnagar} \Big|_{P_s=0.7N}}{\mu_{kp} \Big|_{P_s=0.7N}} \cdot \mu_{zg} \quad (19)$$

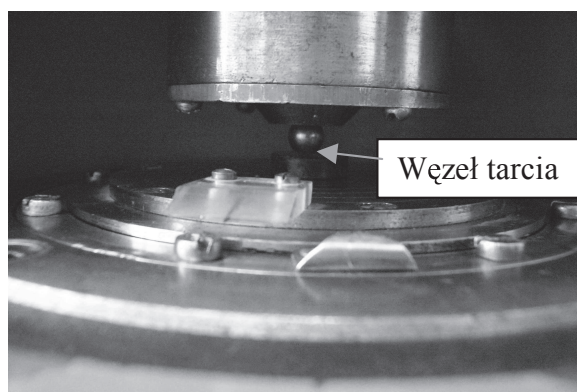
gdzie: $\mu_{zg} = 0.1$ – współczynnik tarcia między zaworem i gniazdem, bez obecności nagaru, $\mu_{kpnagar} = 0.07$ – zmierzony współczynnik tarcia między kulką i płytką, w obecności nagaru, przy obciążeniu $P_s = 7 \text{ N}$, $\mu_{kp} = 0.15$ – zmierzony współczynnik tarcia między kulką i płytką, bez obecności nagaru, przy obciążeniu $P_s = 7 \text{ N}$.

Badania eksperymentalne przeprowadzono na stanowisku pokazanym na rysunkach 6 i 7.



Rys. 6. Stanowisko do badania momentu tarcia pary ciernej kulka – powierzchnia płaska:
 1 – wałek, 2 – silniczek elektryczny, 3 – obciążniki, 4 – kulka, 5 – próbka, 6 – zasilanie sprężonym powietrzem, 7 – struna, 8 – tarcza do odczytywania kąta skręcenia, 9 – stolik aerostacyjny

Pomiary momentu tarcia przeprowadzono na stanowisku z łożyskami aerodynamicznymi, zasilanymi powietrzem o ciśnieniu 10 bar.



Rys. 7. Miejsce pomiaru momentu tarcia (powiększenie węzła tarcia z rys. 6)

4.1. Sposób przeprowadzenia pomiaru

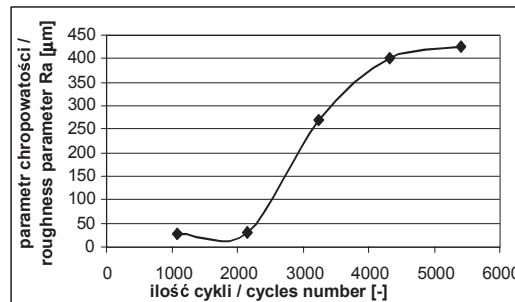
Po zamontowaniu na stanowisku pomiarowym próbki i kulki pomiarowej włączono silniczek elektryczny napędzający wałek z kulką obracającą się ze stałą prędkością obrotową 36 obr/min. Kulka ślizgała się po próbce przez 5 min, po czym odczytywano kąt skręcenia struny. Następnie kolejno obciążano wałek ciężarkami: 0,2 – 1,0 kg, co 0,2 kg. Po kolejnym dołożeniu obciążenia po upływie 5 min odczytywano kąt skręcenia. Po osiągnięciu maksymalnego obciążenia stanowiska, kontynuowano pomiary przy zmniejszonym obciążeniu. Dla próbki wykonano 10 serii pomiarowych, w celu wyliczenia średnich wartości momentu tarcia.

Jego wartość wyznaczono ze wzoru (20) [36]:

$$M_t = 33,722 \cdot \mu \cdot p_{\max} \cdot N \cdot r_k \cdot \left(\frac{1 - \nu_k^2}{E_k} + \frac{1 - \nu_p^2}{E_p} \right) \quad (20)$$

4.2. Wyniki badań

Uzyskane z pomiarów zmiany parametru chropowatości Ra próbki w funkcji liczby cykli przedstawiono na rysunku 8.



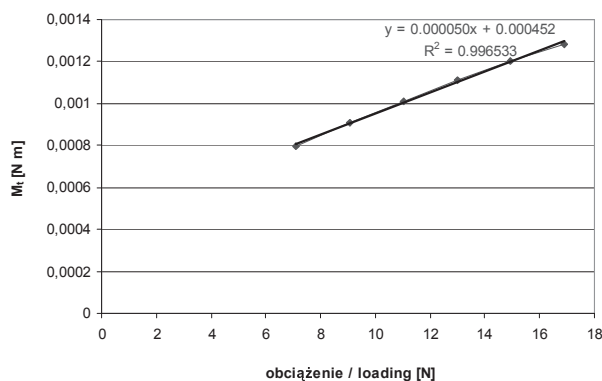
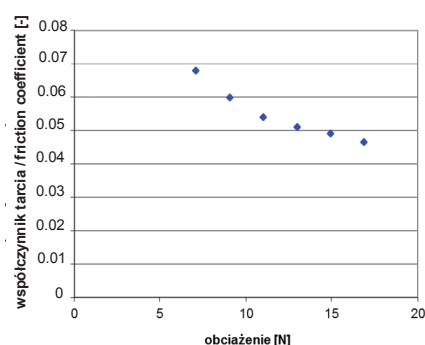
Rys. 8. Zależność parametru chropowatości Ra w funkcji liczby cykli

Uzyskano również zmiany momentu tarcia w funkcji obciążenia, przedstawione na rysunku 9 oraz współczynnika tarcia.

Ze wzrostem liczby cykli uzyskano do około 2300 cykli niską, niemal stałą wartość parametru chropowatości Ra próbki. Po przekroczeniu 2300 cykli chropowatość wzrosła prawdopodobnie wskutek rozpoczęcia stykania się kuli z powierzchnią stalowej płaskiej próbki. Po około 4500 cyklach wartość parametru chropowatości Ra próbki stabilizowała się na wyższym poziomie. Taki przebieg zmian parametru chropowatości świadczy o stopniowym wycieraniu się warstwy nagaru z powierzchni próbki wskutek ruchu wiertnego kulki. Stosunkowo niska liczba cykli, po której nastąpił wzrost parametru chropowatości Ra próbki, może świadczyć o niskiej sile adhezji nagaru do powierzchni próbki.

Ze wzrostem obciążenia obserwowano wzrost momentu i spadek współczynnika tarcia między kulką i próbką pokrytą warstwą nagaru (rys. 9, 10).

Oszacowana wartość współczynnika tarcia dla styku zawór – gniazdo w obecności nagaru wynosi 0.047.

Rys. 9. Zależność momentu tarcia M_f w funkcji obciążeniaRys. 10. Zależność współczynnika tarcia μ_f w funkcji obciążenia

5. Wnioski

W wyniku przeprowadzonych badań można wyciągnąć następujące wnioski:

1. Obecność smarowania w styku przylgni gniazd i zaworów rozrządu silnika powoduje zarówno wzrost, jak i zmniejszenie zużycia zaworów i gniazd, w zależności od składu, dodatków, jak i ilości oleju.
2. Obecność nagaru na powierzchni zaworu czy gniazda jest korzystna dla zaworów wylotowych. Obecność nagaru zmienia współczynnik tarcia podczas poślizgów przylgni zaworu i gniazda.
3. Zjawisko obracania się zaworów generalnie sprzyja usuwaniu osadów z powierzchni przylgni, jednak występuje nie we wszystkich konfiguracjach silnika i warunkach jego pracy.
4. Powstawanie osadów na zaworach jest skomplikowanym procesem, złożonym z kilku mechanizmów: bezpośredniego uderzenia, turbulentnego uderzenia i termoforezy. Osady składają się z cząsteczek o różnym składzie i wielkości, za-

leżnie od wielu czynników, takich jak, warunków pracy silnika i rodzaju użytego paliwa.

5. Ze wzrostem obciążenia obserwowano wzrost wartości momentu tarcia, a spadek współczynnika tarcia między kulką i próbką pokrytą warstwą nagaru.
6. Wartość współczynnika tarcia przy obecności nagaru na przyłgni zaworu i gniazda jest o rząd mniejsza niż bez obecności nagaru na zaworach.
7. Ze wzrostem liczby cykli do około 2300 występuje niska, niemal stała wartość parametru chropowatości R_a próbki. Po przekroczeniu 2300 cykli chropowatość wzrosła prawdopodobnie wskutek rozpoczęcia stykania się kuli z powierzchnią stalowej płaskiej próbki. Po około 4500 cyklach wartość parametru chropowatości R_a próbki stabilizowała się na wyższym poziomie.

Literatura

- [1] Wiles H. M.: *Gas engines valve and seat wear*, SAE Paper 650393, 1965.
- [2] Bitting B., Gschwendtner F., Kohlhepp W., [et al.]: *Intake valve deposits – fuel detergency requirements revisited*, SAE Paper 872117 (SP-725), SAE Trans., 96, 1987
- [3] Cheng S.: *The physical parameters that influence deposit formation on an intake valve*, SAE Paper 922257, 1992.
- [4] Esaki Y., Ishiguro T., Susuki N., [et al.]: *Mechanism of intake valve deposit formation: Part 1 – Characterization of deposits*, SAE Paper 900151, SAE Trans., 99, 1990.
- [5] Gething J.A.: *Performance robbing aspects of intake valve and port deposits*, SAE Paper 872116, 1987.
- [6] Houser K.R. and Crosby T.A.: *The impact of intake valve deposits on exhaust emissions*, SAE Paper 922259, 1992.
- [7] Lepperhoff G., Schommers J., Weber O., [et al.]: *Mechanism of the deposit formation at inlet valves*, SAE Paper 872115 (SP-725), 1987.
- [8] Nomura Y., Ohsawa K., Ishiguro T., and Nakada M.: *Mechanism of intake valve deposit formation: Part 2 – Simulation tests*, SAE Paper 900152, SAE Trans, 99, 1990.
- [9] Hiruma, M. and Furuhami, S.: *A study on valve recession caused by non-leaded gasoline – measurement by means of R.I.*, *Bullet. JSME*, 21, 147–160, 1978.
- [10] Beddoes G.N.: *Valve materials and design*, *Ironmaking and steelmaking*, 19, 290–296, 1992.
- [11] Heywood, J.B.: *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill, London, 1988.
- [12] Stone R.: *Introduction to internal combustion engines*, Macmillan, Basingstoke, 1992.
- [13] Kofstad P.: *High Temperature Corrosion*, Elsevier Applied Science Publishers Ltd. 558 p., New York 1988.
- [14] Kerby, R. C. and Wilson, J. R.: *Solid-liquid phase equilibria for the ternary systems $V_2O_5-Na_2O-Fe_2O_3$, $V_2O_5-Na_2O-Cr_2O_3$, and $V_2O_5-Na_2O-MgO$* . *Can J. Chem.* 51, 1032.1040.68, 1973
- [15] Umland, F. and Ritzkopf, M.: *Ventilkorrosion in Dieselmotoren*. *Motortech.Z.* 36, 191.195 (in German), 1975.
- [16] Baumgard, K. J. and Johnson, J. H.: *The effect of fuel and engine design on diesel exhaust particle size distributions*. SAE paper 960131, 37.50, 1996.
- [17] Dolan D. F., Kittelson D. B. and Whitby K. F.: *Measurement of diesel exhaust particle size distributions*. ASME paper 75-WA/APC-5, 1.7, 1975.
- [18] Kerminen V.-M., Mäkelä T. E., Ojanen C. H., [et al.]: *Characterisation of the particulate phase in the exhaust from a diesel car*. *Environ. Sci. Technol.* 31, 1883.1889, 1997.
- [19] Amann C. A. and Sieglä, D. C.: *Diesel particulates . what they are and why*. *Aerosol Sci. Technol.* 1, 73.101, 1982.

- [20] Burtscher H.: *Measurement and characteristics of combustion aerosols with special consideration of photoelectric charging and charging by flame ions*. *J. Aerosol Sci.* 23, 549.595, 1992.
- [21] Kasper A., Aufdenblatten S., Mohr M., [et al.]: *Particulate emissions from a marine diesel engine*. *J. Aerosol Sci. Suppl.*, 32 S1, s79.s80, 2001.
- [22] Jokiniemi J. K., Pyykönen J., Lyyränen J., [et al.]: *Modelling ash deposition during the combustion of low grade fuels*. In: *Applications of Advanced Technology to Ash-related Problems in Boilers* (Edited by Baxter, L. and DeSollar, R.). New York: Plenum Press. Pp. 591.615, 1996.
- [23] Lyyränen J.: *Particle formation, deposition, and particle induced corrosion in largescale medium-speed diesel engines*, PhD Thesis, VTT PUBLICATIONS 598, Espoo, 2006
- [24] Rodriguez-Maroto J. J., Sanz-Rivera D., Dorronsoro J. L., [et al.]: *Characterisation of particles emitted by a 14 MW low-speed diesel engine*. *J. Aerosol Sci. Suppl.*, 32 S1, s77.s78, 2001.
- [25] Cooper, D. A.: *Exhaust emissions from high speed passenger ferries*. *Atmos. Environ.* 35, 4189.4200. Systems Associates. Pp. 3.31.3.61, 2001.
- [26] Brehob D. D., Robben F. and Saweyr F.: *Performance of water emulsified residual fuels in a medium-speed diesel*. *Am. Soc. Mech. Eng. Paper 83-DGP-10*, 8 pp, 1983.
- [27] Paro, D.: *Development of the sustainable engine*. Cimac 2001 Congress, Hamburg. Pp. 263.271. Available on CD, 2001.
- [28] Bonk N. and Lange J.: *Einflüsse von Kraftstoffkomponenten und motorischen Massnahmen auf die Abgaszusammensetzung an einem schwerölbetriebenen Schiffsdieselmotor. Abgasemission von Schiffsdieselmotoren bei Schwerölbetrieb II (ASS II) 18 S 00117*, IFKO, Universität Hannover 149 p. (in German), 1994.
- [29] Bryers R. W.: *Fireside slagging, fouling and high-temperature corrosion of heat-transfer surface due to impurities in steam-raising fuels*. *Prog. Energy Combust. Sci.* 22, 29.120, 1996.
- [30] Cortes V. J., Salvador-Martinez L., Sanchez E. J. [et al.]: *Particulate emission control in oil-fired boilers using in-oil magnesium oxide additives*. In: *Proceedings: 1989 Fuel Oil Utilization Workshop* (Edited by Sanders C. F., McDonald B. L. and Miller M. N.). Tustin, CA: Energy, 1990.
- [31] Scott J. F.: *Additive and fuel mixture to prevent corrosion and ash deposition in plants operated with fossil fuel*. *German Patent 23 41 692*, App. 1973-08-17, Acc. 1976-06-10, 13 p. (in German), 1977.
- [32] Kukin I.: *Additives can clean up oil-fired furnaces*. *Environment. Sci. Technol* 7, 606.610, 1973.
- [33] Lewis R, Dwyer-Joyce R.S.: *Automotive Engine Valve Recession*, Professional Engineering Processing, London 2002.
- [34] Siczek K.: *Problemy tribologiczne bezkrzywkowego napędzania zaworów rozrządu tłokowego silnika spalinowego*, sprawozdanie z projektu badawczego NN502 394535, Politechnika Łódzka, Łódź, 2010
- [35] Wang Y.S., Narasimhan, S., Larson J.M., [et al.]: *The effect of operating conditions on heavy duty engine valve seat wear*, *Wear*, 1996, No 201, 15–25.
- [36] Józwiak P.: *Badania momentu tarcia oraz pomiar zuzycia par ciernych za pomocą mikroskopu STM w styku skoncentrowanym powierzchnia płaska – czasza kulista*, Politechnika Łodzka, Łódź, 2008.