

BADANIA WPŁYWU ROZRUCHU I JAKOŚCI OLEJÓW SILNIKOWYCH NA ZUŻYCIE PIERŚCIENI TŁOKOWYCH

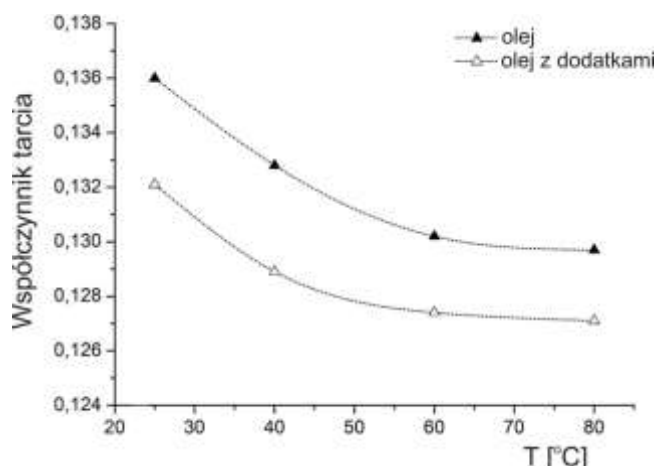
W artykule przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych wpływu rozruchu zimnego silnika na zużycie pierścieni tłokowych oraz tulei cylindrowej silnika spalinowego z zapłonem iskrowym. Celem badań było wykazanie wpływu częstości rozruchu i jakości oleju silnikowego na intensywność procesu zużycia tulei cylindrowej oraz pierścieni tłokowych. Badania obciążeniowe wykonano na specjalnie zaprojektowanym i wykonanym stanowisku badawczym z użyciem dwóch rodzajów olejów silnikowych wg klasyfikacji SAE oznaczonej jako 10W40, natomiast zużycie określono bezpośrednio poprzez pomiar wymiarów geometrycznych.

WSTĘP

Układ tłokowo-korbowy tłokowego silnika spalinowego jest zespołem narażonym na ekstremalne obciążenia cieplne i mechaniczne. Ocenia się, że opory powstające w wyniku tarcia tłoka i pierścieni tłokowych o gładź cylindrową wynoszą od 50÷65% wszystkich strat mechanicznych powstających w silniku. Bez zapewnienia dobrego smarowania doszłoby do zatarcia i zniszczenia jednostki napędowej. Współczesne silniki są bardzo silnie obciążone cieplnie i mechanicznie, co spowodowane jest tendencją do wzrostu mocy silników przy jednoczesnym spadku ich pojemności (*downsizing*). Układ chłodzenia oraz smarowania są układami odpowiedzialnymi na utrzymanie optymalnych warunków dla pracy silnika. O ile najczęściej wykorzystywany układ chłodzenia pośredniego odprowadza ciepło od elementów posiadających kontakt z płaszczem wodnym, o tyle olej smarujący bezpośrednio penetruje oraz chłodzi strefy, gdzie następuje tarcie odprowadzając część tak powstałego ciepła. Układ smarowania oprócz swojej podstawowej funkcji musi również zapewniać skuteczne odprowadzenie ciepła od nagrzaných elementów silnika [1,2].

Warunkiem koniecznym do prawidłowej pracy silnika spalinowego jest szczelne oddzielenie komory spalania od skrzyni korbowej. Różnica ciśnień pomiędzy górną i dolną częścią tłoka sięga kilkudziesięciu bar. Przedmuch do skrzyni korbowej to nie tylko zmniejszenie efektywności wykorzystania paliwa lecz także groźba uszkodzenie układu smarowania oraz w skrajnych przypadkach turbosprężarki w silnikach doładowanych. Ze względu na duże różnice temperatur denka i części prowadzącej tłoka oraz znaczne prędkości ruchu, wyklucza się dokładne pasowanie tłoka w tulei, które umożliwiłoby zapewnienie pożądanej szczelności. Uszczelnienie cylindra i smarowanie gładzi cylindrowej realizowane jest za pośrednictwem pierścieni tłokowych spełniających rolę mini pompy przetłaczającej olej ze strefy położonej poniżej strefy pierścieniowej do strefy obejmującej próg ogniowy. Aby przetłaczanie oleju było możliwe musi występować ruch tłoka pociągający za sobą przemieszczanie się pierścieni tłokowych w ich rowkach na skutek sił tarcia, co, powoduje przetłaczanie oleju do strefy ogniowej tłoka. Sytuacja zmienia się podczas rozruchu. W trakcie rozruchu występuje niedostateczne smarowanie wywołane szeregiem zjawisk takich jak: większa lepkość oleju smarującego, początkowa bezwładność układu smarowania, zbyt niska prędkość wału korbowego

i innych mechanizmów silnika. Szczególnie dotyczy to pierścieni tłokowych, które w pierwszych obrotach silnika nie przetłaczają oleju i bezpośrednio trą o gładź tulei cylindrowej. Ten czas pracy tłokowych silników spalinowych, włącznie z czasem jego nagrzewania, jest obecnie kluczowy dla wzrostu lub zmniejszenia intensywności zużycia złożenia tłok-pierścienie-cylinder (TPC). Nie bez znaczenia na proces zużycia silnika ma czas eksploatacji danego oleju w silniku. W trakcie użytkowania, olej traci swoje pierwotne właściwości ponieważ podczas pracy silnika podlega on zanieczyszczeniu i procesowi starzenia. O jakości współczesnego oleju silnikowego decyduje więc nie tylko jego zdolność do zmniejszenia tarcia lecz także zdolność do aktywnego oczyszczania silnika. Oleje te produkowane są z użyciem syntetycznej bazy uzyskanej w procesie przetwarzania gazu ziemnego. Charakteryzować się one powinny bardzo niską lotnością i odpornością na utlenianie. Istotnym jest także zwiększenie wytrzymałości filmu olejowego szczególnie w olejach o niskiej lepkości [3]. Zbyt niska lepkość dynamiczna oleju spowoduje zmniejszenie grubości filmu olejowego co może być przyczyną wystąpienia tarcia granicznego lub mieszane go [4]. Właściwość tą uzyskują wiodący producenci poprzez dodatek do oleju związków tytanu zwiększających lepkość oleju w warunkach wysokiego ciśnienia, co ma szczególne znaczenie w silnikach o podwyższonym stopniu sprężania. Jednak zbyt częsta wymiana oleju silnikowego prowadzi do zwiększenia kosztów eksploatacji silników. Optymalny czas pracy oleju jest więc istotny zarówno ze względów eksploatacyjnych jak ekonomicznych polepszając stan techniczny silnika ale jednocześnie generując określone koszty. Konstruktorzy dążą do wydłużenia przebiegowego czasu wymiany oleju, jednocześnie nie dopuszczając do szkodliwego oddziaływania oleju przepracowanego na elementy silnika. Na rysunku 1 przedstawiono wyniki badań [5] przeprowadzonych w zakresie wpływu zmian temperatury na współczynnik tarcia. Analizując wyniki badań przedstawione na wykresie można stwierdzić, że największy spadek współczynnika tarcia występuje w zakresie zmian temperatury oleju pomiędzy 20÷60°C. Taki zakres zmian temperatury opisuje w pełni proces nagrzewania się silnika, niemal niezależnie od rodzaju układu chłodzenia. W wielu przypadkach temperatura oleju na poziomie 60°C oznacza, że silnik osiągnął swoją temperaturę pracy. Podobny wpływ temperatury został zaobserwowany dla wskaźników zużycia objętościowego par trących oraz zmiany nierówności powierzchni. Ponadto, dodatek płytek grafitu wpływał na intensywność zmian wartości mierzonych parametrów.



Rys. 1. Wpływ temperatury na zmianę współczynnika tarcia dla oleju silnikowego klasy SAE 40 oraz oleju z nano-płytkami grafitu [5]

Wysokie temperatury, które towarzyszą procesowi spalania, oraz posuwisto zwrotny ruch, który uniemożliwia uzyskanie płynnego tarcia po powierzchni tulei, w znacznym stopniu osłabiają właściwości mechaniczne pierścieni. W większości współczesnych silników smarowanie gładzi cylindrowej następuje przez mgłą olejową osiadającą na jej powierzchni. Pierścienie tłokowe w ich ruchu posuwisto – zwrotnym powinny pozostawić na gładzi warstwę oleju o optymalnej grubości. Zbyt gruba jego warstwa utrudniać będzie chłodzenie gładzi z uwagi na niską przewodność cieplną oleju oraz przyczyni się do zwiększonego zużycia oleju w wyniku przepompowania go przez górny pierścień uszczelniający do komory spalania. Poza rozprowadzeniem oleju i uszczelnieniem komory roboczej zadaniem pierścieni tłokowych jest złagodzenie skutków rozszerzalności cieplnej współpracujących materiałów, odkształcenia materiałów pod wpływem działania sił tłokowych oraz usuwanie z powierzchni gładzi cylindrowej pozostałości procesu spalania. Na skutek rozszerzalności cieplnej zmienia się wartość luzu pomiędzy pierścieniem i gładzią cylindrową a więc szerokość powierzchni na jakiej pierścień kontaktuje się z gładzią cylindrową co wpływa na proces zużycia pary pierścieni – tłok. Wpływ warunków cieplnych najbardziej uwidacznia się podczas rozruchu silnika kiedy występuje zarówno niedostateczne rozprowadzenie oleju jak też uwidacznia się największa niestabilność cieplna układu. Takie warunki sprawiają, że pierścienie tłokowe są najszybciej zużywającą się częścią układu mechanicznego tłok pierścieni cylinder [6,7]. W trakcie rozruchu silnika samochodowego, który jest stanem przejściowym, występuje wiele niekorzystnych procesów mechanicznych. Rozruch silnika jest procesem, w którym dostarczana jest energia z zewnątrz a więc silnik pracuje jako pompa. Wymusza się więc realizację procesów roboczych silnika, poprzez wprowadzenie go ze stanu spoczynku w stan samodzielnego działania a więc wprawienie w ruch elementów silnika przez zewnętrzne źródło napędu, co wymaga pokonania sił statycznych [8,9].

Największa siła oporu jaką musi pokonać układ rozruchowy, wywołana siłami tarcia spoczynkowego ma miejsce, gdy między korbododem i ramieniem wału korbowego, tworzy się kąt prosty [9]. Brak warstwy oleju smarującego na gładzi cylindrowej po stanie unieruchomienia zwiększa również wartość tarcia spoczynkowego.

1. BADANIA PIERŚCIENI TŁOKOWYCH

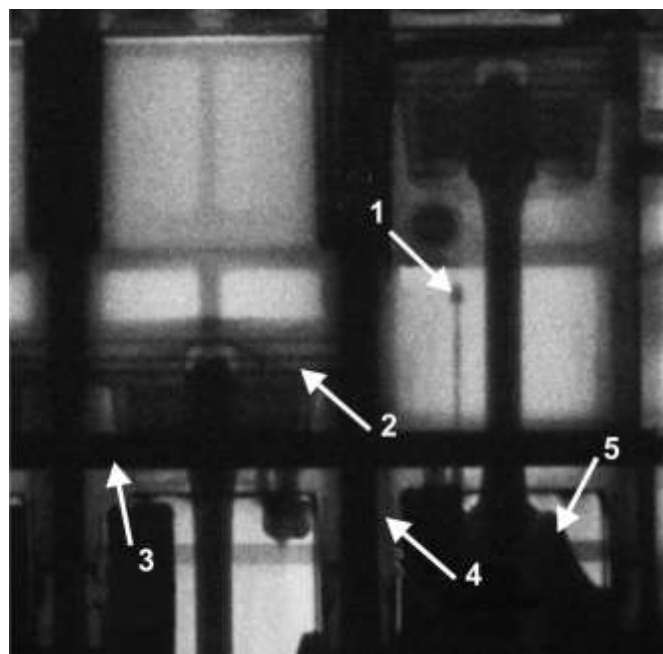
Oporowy moment rozruchowy w dużej mierze podlega wahaniom, przez zmieniające się ciśnienie w komorze spalania wywołane sprężaniem i rozprężaniem. Jego maksymalne wartości występują w momentach zwrotnych ruchu tłoka. Głównym czynnikiem powodującym

występowanie oporu momentu rozruchowego, jest tarcie kinematyczne pojawiające się na łożyskach głównych i korbowych, w układzie rozrządu oraz w zespole TPC.

W pierwszej fazie rozruchu dochodzi do tarcia granicznego między powierzchnią roboczą pierścieni i tulei. Zjawisko to spowodowane jest niedostateczną ilością oleju oraz względnie niską prędkością przemieszczania tłoka w cylindrze. Niedostateczna ilość oleju wywołana jest wpływem temperatury na lepkość oleju oraz bezwładnością układu smarowania silnika [9,10]. W drugiej fazie, w miarę dopływu do pary trącej większej ilości oleju, tarcie graniczne przechodzi w tarcie mieszane. Znacznemu spadkowi ulega wartość rozruchowego momentu oporowego. Dostateczna prędkość względna i zapewnienie właściwej ilości oleju, w ostatniej fazie, skutkuje wystąpieniem tarcia płynnego między pierścieniami a powierzchnią roboczą cylindra [8].

Stopniowe przejście z tarcia granicznego do tarcia mieszane powoduje, że w zespole TPC powstają warunki do zużycia korozyjnego, adhezyjnego oraz ściernego. Zużycie rozruchowe zespołu TPC, stanowi sumę dwóch procesów występujących po sobie. Pierwszym procesem jest postępujące zużycie korozyjne, w czasie gdy silnik jest w stanie spoczynku, zaś drugie podczas rozruchu. Zużycie korozyjne przed rozruchem, wywołane jest przez korozję elektrochemiczną, powstającą na powierzchni roboczej cylindra [9].

Początek rozruchu silnika wiąże się z występowaniem zużycia adhezyjnego, a następnie ściernego. Wprawienie elementów układu TPC w ruch, powoduje zrywanie powstałych mikropołączeń warstw wierzchnich elementów współpracujących. Zjawisko to może wystąpić również po rozpoczęciu ruchu tłoka, przy dużych siłach tarcia wywołanych małą grubością warstwy smarującej. Duży nacisk powoduje zanik warstwy oleju i ponowne łączenie powierzchni współpracujących. Przykład wyników badań radiologicznych przepływu oleju w silniku przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Obraz radiografii dynamicznej ($n=1000$ obr/min) wnętrza silnika [11]: 1 – struga natryskiwanego oleju, 2 – część pierścienia tłoka, 3 – magistrala olejowa, 4 – napełniony kanał przepływu powrotnego oleju, 5 – wykorbienie wału korbowego

Zużycie ściernie TPC wywołane jest bezpośrednim kontaktem współpracujących powierzchni na skutek zbyt cienkiej warstwy oleju o wartości $1-1,5$ μm . Proces zużycia zespołu TPC można charakteryzować poprzez wiele etapów. Jako jeden z bardziej istotnych, ze

względem na intensywność procesów zużycia, jest etap docierania porozruchowego.

Docieraniem porozruchowym silnika nazywamy zmianę prędkości zużywania zespołu tłok–pierścieni–cylinder. Prędkość docierania porozruchowego zależy od prędkości nagrzewania silnika. Krótki czas pracy silnika nie zakończy procesu docierania rozruchowego. Tym samym, w następnym rozruchu silnika, wystąpi zwiększona prędkość zużywania się elementów układu TPC. Bardzo ważnym czynnikiem wpływającym na szybkość zużycia rozruchowego zespołu TPC jest stan cieplny silnika. Spadek temperatury rozruchu skutkuje wzrostem wartości rozruchowego zużycia powierzchni roboczej cylindra. Zużycie tulei cylindrowej przy temperaturze 0°C równe jest wartości jej ekwiwalentnego zużycia po przejechaniu przez pojazd około 80 km. Dla temperatury -20°C wartość ta wzrasta ponad dwukrotnie do około 210 kilometrów [8,9].

Podsumowując, zużywanie rozruchowe układu TPC cechuje się znacznie większą intensywnością niż zużywanie podczas normalnej i ciągłej pracy silnika. *Merkisz* i inni [9] w swojej pracy oceniają, że zużycie tulei cylindrowej podczas jednego rozruchu silnika, równe jest od 8% do aż 75% zużycia występującego podczas jednego okresu jego pracy. Według badań *Cypko* [8] zużycie tulei cylindrowej przy rozruchu silnika ze stanu zimnego, równe jest, zużyciu równemu pracy silnika przez 3÷5 godzin.

2. BADANIA EKSPERYMENTALNE

Podczas badań określono wpływ wybranych właściwości olejów silnikowych na zużycie pierścieni tłokowych w warunkach rozruchu silnika ZI. Zużycie pierścieni określono na podstawie różnicy masy i wymiarów pierścieni tłokowych. Pomiary przeprowadzono na dwóch zestawach tłok-pierścieni-cylinder, z których każdy przepracował określoną liczbę cykli rozruchowych. Każdy zestaw tłok-pierścieni-cylinder smarowany był innym olejem, przy czym jeden to olej świeży a drugi przepracowany. Do badań wytypowano olej tego samego producenta. Badano zmianę lepkości i masy właściwej oleju. Badania przeprowadzono na specjalnie zbudowanym do tego celu stanowisku. Dla badań pierścieni tłokowych nastawy czasu pracy t_1 ustawiono na 3 sekundy, zaś nastawy czasu opóźnienia t_2 na 10 sekund. Przy takich parametrach czas rozruchu silnika trwał 3 sekundy, zaś przestój 10 sekund. Ustawiono takie wartości, aby wyeliminować wzrost temperatury oleju i silnika a więc zachować warunki rozruchu.

2.1. Charakterystyka stanowiska

Badania przeprowadzono wykorzystując silnik jednocylindrowy o zapłonie iskrowym *Boatian 139 QMB*. Silnik ten stanowi źródło napędu wielu pojazdów dwukołowych, głównie skuterów i motorowerów W silniku tym stosowane jest smarowanie mieszane, które powszechnie stosowane jest w silnikach czterosuwowych. Silnik wyposażony jest w pompę ciśnieniową oleju, co zapewnia smarowanie rozbryzgowie i ciśnieniowe. W tabeli 1 przedstawiono wybrane parametry techniczne silnika użytego do badań.

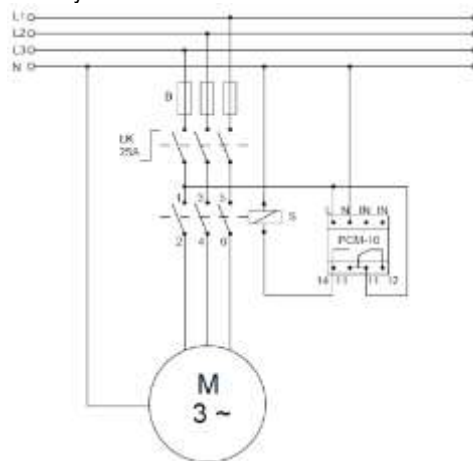
Tab. 1. Wybrane parametry techniczne silnika 139 QMB [11]

Liczba cylindrów	1
Średnica cylindra [mm]	39
Skok tłoka [mm]	41,4
Stopień sprężania	10,5
Moc znamionowa	2,2 kW przy 7500 obr/min
Maksymalny moment obrotowy	2,9 Nm przy 7000 obr/min
Chłodzenie	Wymuszone powietrzem
Smarowanie	Ciśnieniowo-rozbryzgowie

Olej silnikowy czerpany jest z miski olejowej przy pomocy pompy olejowej. Dalej tłoczony jest przez filtr oleju i trafia do magistrali olejowej w bloku silnika w wyniku czego procesowi smarowania podlegają panewki główne i korbowodowe wału korbowego oraz denko tłoka i gładź cylindrowa. W celu zapewnienia warunków rozruchu silnika spalinowego, usunięto układ zasilania paliwem oraz odłączono zasilanie świecy zapłonowej, tak aby nie następował zapłon w komorze spalania. Silnik w ten sposób nie rozpocznie samodzielnej pracy. W miejscu usuniętego gaźnika zamontowano filtr powietrza, aby wyeliminować dostawanie się zanieczyszczeń do cylindra.

2.2. Układ sterujący

Zainstalowany fabrycznie akumulatorowy układ rozruchowy zastąpiono układem elektrycznym opartym o instalację trójfazową. Układ ten był w stanie wykonać zadanie cyklicznego uruchamiania silnika, w stosunkowo krótkim czasie o dużej liczbie powtarzalności. Schemat zbudowanego układu elektrycznego przedstawiono na rysunku 3. Centralnym elementem układu napędowego był układ sterujący, który cyklicznie uruchamiał silnik trójfazowy sprzężony z wałem korbowym silnika.



Rys. 3. Schemat ideowy instalacji elektrycznej: L1,L2,L3 – linie zasilające, N – przewód neutralny, ŁK – łącznik, M – silnik trójfazowy, S – stycznik TSM-1, B – bezpieczniki, PCM-10 – przełącznik czasowy

Cykliczny rozruch silnika, zrealizowany był dzięki użyciu przełącznika czasowego *Zamel PCM-10*, umożliwiającego ciągły rozruch i przestój silnika, bez potrzeby sterowania przez operatora. Przełącznik umożliwia zastosowanie szerokiego zakresu regulacji czasu t_1 i t_2 oraz funkcji stałego załączenia i wyłączenia. W przypadku tych badań czas t_1 stanowił czas pracy całego układu, zaś t_2 stanowił czas przestoju układu.

3. WYNIKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH

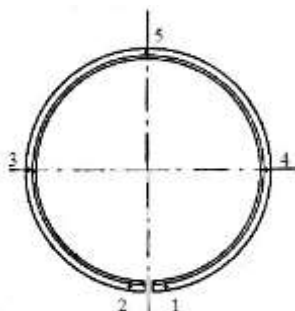
3.1. Badania zmian wymiarów geometrycznych pierścieni

Badania przeprowadzono na dwu nowych identycznych zestawach tłok-pierścieni-cylinder przy zastosowaniu nowego i przepracowanego oleju silnikowego. Każdy zestaw składał się z:

- tulei cylindrowej,
- zestawu uszczeltek – pomiędzy cylinder i głowicę oraz cylinder i korpus silnika,
- zestawu żeliwnych pierścieni – dwa pierścienie uszczelniające, jeden olejowy zgarniający,
- sworzeń tłoka umożliwiającą połączenie z korbowodem,
- zabezpieczenia sworznia.

Podczas prowadzonych badań stosowano olej *Mobil Super 2000 10W40* fabrycznie nowy dla jednego zestawu TPC i eksploатовany w pojeździe, który był eksploатовany na odcinku 15 tys. km dla drugiego zestawu TPC. W każdym przypadku użyto 0,9 litra oleju, co było zgodne z dokumentacją producenta silnika. Pomiedzy zmianami oleju dokładnie oczyszczono wnętrze silnika poprzez przepłukanie benzyną ekstrakcyjną. Dla każdego zestawu, próba silnikowa trwała 100 godzin. W trakcie tego czasu, silnik wykonał 28 tysięcy rozruchów. Każdy rozruch trwał 3 sekundy, po którym następowała 10 sekundowa przerwa. Badania prowadzono w temperaturze otoczenia równej około 20°C. Wahania temperatury podczas rozruchów nie przekraczały $\pm 2^\circ\text{C}$.

Przed badaniami dokonano pomiaru: wymiarów geometrycznych i masy pierścieni, skompletowano nowe pierścienie i zamontowano je w rowkach tłoka. Wymiary geometryczne tj. szerokość i wysokość pierścieni mierzono w 5 punktach jak to przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 4. Punkty pomiaru szerokości i wysokości pierścieni

Uzyskane wyniki pomiarów zużycia zestawiono w postaci tabel 2 oraz 3 a ponadto zilustrowano na wykresach.

Tab. 2. Zestawienie wartości zużycia wysokości osiowej poszczególnych pierścieni tłokowych dla nowego oleju smarującego 10W40

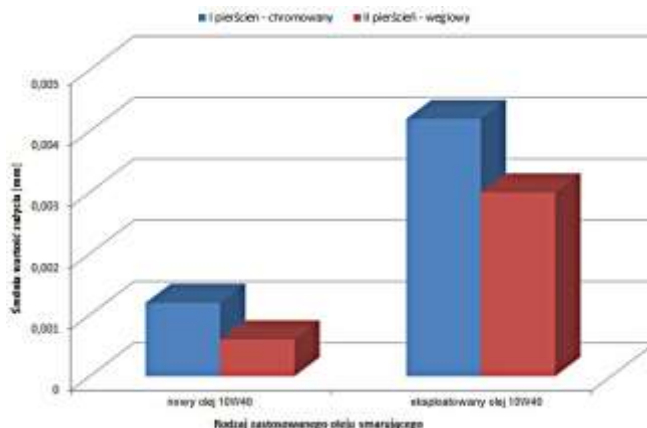
Rodzaj pierścienia	Numer punktu pomiarowego pierścienia na obwodzie					Wartość średnia [mm]
	1	2	3	4	5	
I pierścień uszczelniający chromowany	0,002	0,002	0,001	0,001	0,000	0,0012
II pierścień uszczelniający	0,001	0,001	0,001	0,000	0,000	0,0006

Tab. 3. Zestawienie wartości zużycia wysokości osiowej poszczególnych pierścieni tłokowych dla eksploатовanego oleju smarującego 10W40

Rodzaj pierścienia	Numer punktu pomiarowego pierścienia na obwodzie					Wartość średnia [mm]
	1	2	3	4	5	
I pierścień uszczelniający chromowany	0,004	0,005	0,004	0,004	0,004	0,0042
II pierścień uszczelniający	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003

Po uśrednieniu wyniki pomiarów przedstawiono na rysunku 5. W przypadku pierścieni pracujących na nowym oleju wartości zużycia oscylują od 0 μm do 2 μm . Dla pierwszego pierścienia uszczelniającego, zużycie głównie widoczne jest przy zamku pierścienia i wynosi 2 μm . Zużycie drugiego pierścienia uszczelniającego podobnie. Tutaj jednak wartości wynoszą 1 μm , czyli tyle samo, co błąd pomiarowy wysokościomierza. W przypadku pierścieni pracujących na eksploатовanym oleju wartości są wyższe i bardziej równomierne na całym obwodzie pierścienia.

Dla pierwszego pierścienia uszczelniającego, w czterech punktach pomiarowych odczytano wartość 4 μm , zaś w jednym 5 μm . Dla drugiego pierścienia uszczelniającego, wszystkie pomierzone wartości wynosiły 3 μm . Wyniki pomiarów wskazują, że większemu zużyciu uległy pierścienie, które pracowały na oleju eksploатовanym.



Rys. 5. Średnie wartości zużycia grubości pierścieni tłokowych

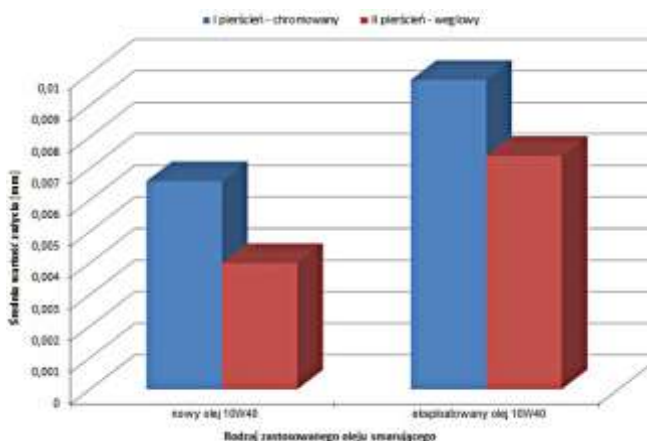
Dla pierwszych pierścieni uszczelniających, różnica wynosi 3 μm , zaś dla drugich pierścieni 2,4 μm . Wyniki pomiarów grubości pierścieni przedstawiono w tabelach 4 i 5 natomiast wartości uśrednione zilustrowano na rysunku 6.

Tab. 4. Zestawienie zużycia grubości promieniowej poszczególnych pierścieni tłokowych dla nowego oleju smarującego

Rodzaj pierścienia	Numer punktu pomiarowego pierścienia na obwodzie					Wartość średnia [mm]
	1	2	3	4	5	
I pierścień uszczelniający chromowany	0,008	0,009	0,007	0,006	0,003	0,0066
II pierścień uszczelniający	0,007	0,006	0,002	0,003	0,002	0,004

Tab. 5. Zestawienie zużycia grubości promieniowej poszczególnych pierścieni tłokowych dla eksploатовanego oleju smarującego

Rodzaj pierścienia	Numer punktu pomiarowego pierścienia na obwodzie					Wartość średnia [mm]
	1	2	3	4	5	
I pierścień uszczelniający chromowany	0,013	0,011	0,009	0,009	0,007	0,0098
II pierścień uszczelniający	0,012	0,011	0,006	0,005	0,003	0,0074



Rys. 6. Średnie wartości zmiany grubości pierścieni

Maksymalna wartość zużycia równa jest 13 μm i zmierzono ją przy zamku pierwszego pierścienia uszczelniającego, który pracował na oleju eksploatowanym. Najniższą wartość zużycia równą 2 μm , zmierzono w dwóch punktach drugiego pierścienia uszczelniającego, który pracował na nowym oleju. Zużycie grubości promieniowej pierścieni w badanych zestawach również widoczne jest na pierwszym pierścieniu uszczelniającym, który był pokryty powłoką chromową. Dla pierwszego zestawu pierścieni, średnie zużycie wysokości pierwszego pierścienia uszczelniającego równe jest 6,6 μm . W drugim zestawie pracującym na eksploatowanym oleju, wartość ta wynosi 9,8 μm . Ilość oleju smarującego dostarczona do drugiego pierścienia uszczelniającego zależna jest od jakości pierwszego pierścienia. Zużycie drugich pierścieni uszczelniających dla obu zestawów, jest znacznie mniejsze. Dla oleju nowego wartość ta wynosi 4 μm , zaś dla oleju eksploatowanego 7,4 μm . Wartości zużycia wysokości pierścieni zgarniających smarowanych olejem przepracowanym są znacznie większe od pierścieni smarowanych olejem nowym. Dla pierwszych pierścieni uszczelniających, różnica wynosi 3,2 μm . Dla drugich pierścieni uszczelniających, wartość jest podobna i wynosi 3,4 μm .

3.2. Badania zmiany masy

Ubytek masy pierścieni przed i po badaniach na stanowisku silnikowym określono stosując wagę analityczną o wartości działości elementarnej 0,001 g. Pomiary ubytku masy umożliwiły określenie zużycia objętościowego. W podobny sposób jak wartości zużycia grubości i wysokości pierścieni wyliczono ubytek ich masy. Wyniki dla pierścieni pracujących na nowym oleju przedstawiono w tabeli 6, zaś dla pierścieni pracujących na oleju eksploatowanym w tabeli 7.

Tab.6. Zestawienie ubytku masy pierścieni tłokowych przy zastosowaniu nowego oleju smarującego

Rodzaj pierścienia	Masa [g]		Ubytek masy [g]
	przed	po	
I pierścień uszczelniający chromowany	1,0908	1,0851	0,0057
II pierścień uszczelniający	1,9041	1,8988	0,0053
pierścień zgarniający	1,5088	1,5082	0,0006

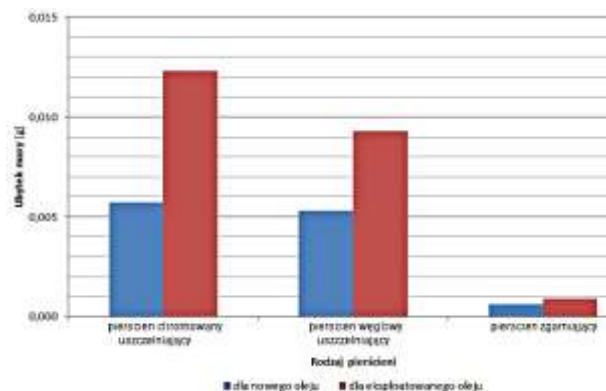
Tab.7. Zestawienie ubytku masy pierścieni tłokowych przy zastosowaniu eksploatowanego oleju smarującego

Rodzaj pierścienia	Masa [g]		Ubytek masy [g]
	przed	po	
I pierścień uszczelniający chromowany	1,0901	1,0778	0,0123
II pierścień uszczelniający	1,9025	1,8932	0,0093
pierścień zgarniający	1,5076	1,5067	0,0009

Poprzez pomiar ubytku masy pierścieni potwierdzono wyniki zużycia pierścieni uzyskane w trakcie pomiarów zmian grubości pierścieni. Na podstawie danych z tabel 6 i 7, sporządzono wykresy przedstawione na rysunku 7.

Podobnie jak przy badaniach wymiarów geometrycznych, ubytek masy w obu przypadkach jest największy na pierwszym pierścieniu uszczelniającym. Dla pierwszego pierścienia pracującego na nowym oleju wartość ta wynosi 0,0057 g, zaś dla pierścienia pracującego na eksploatowanym oleju, wartość jest dwukrotnie wyższa i wynosi 0,0123 g.

W przypadku drugich pierścieni uszczelniających, wartości są mniejsze i wynoszą kolejno 0,0053 g oraz 0,0093 g. Najmniejszy ubytek masy odnotowano na pierścieniach zgarniających.



Rys. 7. Porównanie ubytku masy pierścieni tłokowych dla nowego oleju silnikowego oraz oleju po okresie eksploatacji

Na pomiar ubytku masy pierścieni mogły mieć wpływ zanieczyszczenia lub małe drobinki oleju, które nie zostały usunięte z elementu sprężystego pierścienia.

3.3. Badanie topografii powierzchni pierścieni

Badania topografii powierzchni pierścieni współpracujących z tulejami cylindrowymi, przeprowadzono na mikroskopie PZO MSt 130. Mikroskop wyposażony był w komputer z oprogramowaniem sprzężonym z kamerą firmy BRESSER, która zamocowana była na okularze mikroskopu. Pomiary wszystkich próbek wykonano stosując powiększenie 40x. Dla każdego pierścienia tłokowego, pomiar przeprowadzono na środku, po przeciwległej stronie zamka tzn. w punkcie 5 określonym dla badań wymiarów geometrycznych na rysunku 2. Na pierwszym pierścieniu uszczelniającym, który pracował na nowym oleju ślady współpracy z gładzią cylindrową widoczne są w dolnej i górnej części pierścienia. Widoczne są pionowe rysy, stanowiące ślady tarcia o powierzchnię tulei cylindrowej (rys. 8).



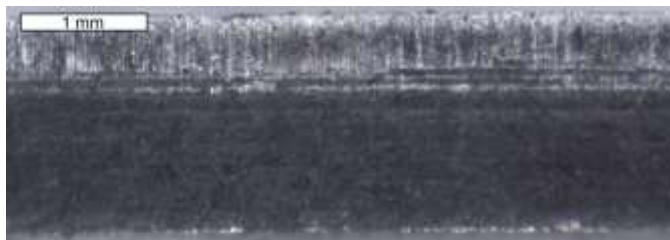
Rys. 8. Widok powierzchni pierwszego pierścienia uszczelniającego pracującego na nowym oleju, powiększenie 40x

Na powierzchni środkowej widoczna jest pozostałość powłoki chromowanej a więc zużycie pierścienia nie nastąpiło na całej jego wysokości w przeciwieństwie do pierścienia pracującego na oleju przepracowanym który zużywał się na całej wysokości co przedstawiono na rysunku 9.

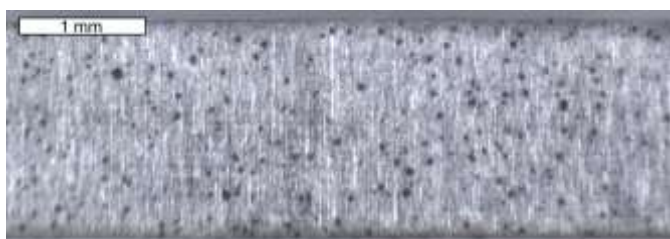


Rys. 9. Widok powierzchni pierwszego pierścienia uszczelniającego pracującego na eksploatowanym oleju, powiększenie 40x

Pierścienie pracujące na oleju eksploatowanym wykazują znacznie większe zużycie powłok ochronnych, co potwierdza się również w odniesieniu do drugich pierścieni uszczelniających (rys. 10 i 11).



Rys. 10. Widok powierzchni drugiego pierścienia uszczelniającego pracującego na nowym oleju, powiększenie 40 razy



Rys. 11. Widok powierzchni drugiego pierścienia uszczelniającego pracującego na eksploatowanym oleju, powiększenie 40x

PODSUMOWANIE

Na podstawie przeprowadzonych badań trwałościowych pierścieni tłokowych przy zastosowaniu różnej jakości oleju można sformułować następujące wnioski:

1. Pierwszy pierścień uszczelniający w obu zestawach TPC wykazywał znacznie większe zużycie niż pozostałe pierścienie, co potwierdza charakter pracy tego pierścienia jako najbardziej obciążonego mechanicznie i cieplnie,
2. Okres eksploatacji oleju silnikowego ma zasadniczy wpływ na trwałość pierścieni tłokowych i charakter współpracy pierścieni z gładzią cylindrową.
3. Praca silnika w warunkach rozruchu intensyfikuje zużycie pierścieni tłokowych i zmienia charakter współpracy z gładzią cylindrową.
4. Określając okres wymiany oleju silnikowego należałoby uwzględnić charakter eksploatacji samochodu i skracać przebieg między wymianami w przypadku eksploatacji samochodu w warunkach miejskich.

BIBLIOGRAFIA

1. Helig, M., *Pierścienie tłokowe silników spalinowych*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1970.
2. Motor Service, *Pierścienie tłokowe do silników spalinowych*, MS Motor Service International GmbH, T.M.S. 2013.
3. Wyszeciński C., *Oleje silnikowe nowej generacji*, Auto Moto Serwis 8/2015.

4. Wróblewski P., *Dlaczego silnik 1.8 TSI spala dużo oleju*, Auto Moto Serwis 6/2015.
5. Kaźmierczak A., *Tarcie w ruchu posuwisto-zwrotnym zespołu tłok-pierścienie-cylinder*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2005.
6. Zin V., Agresti F., Barison S., Colla L., Mercadelli E., Fabrizio M., Pagura C., *Tribological Properties of Engine Oil with Carbon Nano-horns as Nano-additives*, Tribol Lett (2014) 55, p.45–53.
7. Merkiński J., Tomaszewski, F. i Ignatow, O., *Trwałość i diagnostyka węzła tłokowego silników spalinowych*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1995
8. Cypko, E., Drożdżel, P., Ignaciuk, P. i Krzywonos, L., *Wpływ temperatury rozruchu na zużywanie gładzi tulei cylindrowych silników spalinowych o zapłonie samoczynnym*, Wojskowa Akademia Techniczna, Instytut Pojazdów Mechanicznych i Transportu, Warszawa 2006.
9. Drożdżel, P., Kordos, P. i Krzywonos, L., *Ocena ekwiwalentnego zużycia rozruchowego tulei cylindrowych silnika o zapłonie samoczynnym*, Warszawa 2009.
10. Błażej A.: *Dobór oleju silnikowego sprawa prosta ale...*, Auto Moto Serwis 2/2016.
11. Schillinger B., Brunner J., Calzada E., *A study of oil lubrication in a rotating engine using stroboscopic neutron imaging*, Physica B 385–386 (2006) p.921–923
12. www.49ccsoot.com

Experimental research of oil grade and “cold start” conditions impact on intensity of piston’s rings wearing

Results of experimental research of piston rings and cylinder wearing process were presented in this article. The oil grade impact on piston’s rings wearing intensity were discussed in this paper. Research were conducted for “cold start” engine condition. The results were obtained for two different condition of 10W40 engine oil, like the new and used. Piston’s rings wearing process were assessed directly by measurement of geometrical parameters.

Autorzy:

prof. nzw. dr hab. inż. **Ryszard Lewkowicz** – Politechnika Koszalińska, Wydział Mechaniczny, Zakład Transportu, ul. Raclawicka 15-17, 75-620 Koszalin, tel. 94 34 78 267, e-mail: ryszard.lewkowicz@tu.koszalin.pl

prof. nzw. dr hab. inż. **Piotr Piątkowski** – Politechnika Koszalińska, Wydział Mechaniczny, Zakład Transportu, ul. Raclawicka 15-17, 75-620 Koszalin, tel. 94 34 78 355, e-mail: piotr.piatkowski@tu.koszalin.pl

mgr. inż. **Tomasz Kiedrowski** – Politechnika Koszalińska, Wydział Mechaniczny, Zakład Transportu, ul. Raclawicka 15-17, 75-620 Koszalin, tel. 94 34 78 267,

prof. nzw. dr hab. inż. **Ryszard Ściegienka** – Politechnika Koszalińska, Wydział Mechaniczny, Katedra Transportu, ul. Raclawicka 15-17, 75-620 Koszalin, tel. 94 34 78 455, e-mail: ryszard.sciegenka@tu.koszalin.pl