

DURABILITY TESTS OF PROTOTYPE PISTON RINGS AND THE ANALYSIS OF THE WEAR RESULTS

Andrzej Kaźmierczak

*Zakład Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych
Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej
ul. I. Łukasiewicza 7/9, 50-370 Wrocław
tel.: +48 71 3477918
fax: +48 71 3227645
e-mail: andrzej.kazmierczak@pwr.wroc.pl*

Abstract

The results of durability test in article were described was conducted on engine Seicento 900. The investigation were subjected the piston rings of production FPT "Prima" S. A. It was applied as a first sealing ring prototype nitride steel ring rolled up from tape. Second ring was applied standard cast-iron. Third oil ring was gathering also prototype with spatial springy element. It after test was execution measurements were passed was investigative elements, and analysis their results of durability in Otto engine. The got results of investigative works testify on thing the starting the serial production the studied prototype rings profitably.

BADANIA PROTOTYPOWYCH PIERŚCIENI TŁOKOWYCH I ANALIZA WYNIKÓW ZUŻYCIA

Streszczenie

W artykule omówiono wyniki kolejnej próby trwałości zespołowej przeprowadzonej na silniku Seicento 900. W szczególności badaniom poddano pierścienie tłokowe produkcji FPT „Prima” S.A. Przy czym jako pierwszy pierścień uszczelniający zastosowano prototypowy pierścień stalowy zwijany z taśmy poddany procesowi azotowania jonowego. Drugi pierścień zastosowano standardowy żeliwny. Trzecim pierścieniem zgarniającym był również prototypowy składany wieloczęściowy pierścień z przestrzennym elementem sprężystym. Po przeprowadzeniu próby elementy badawcze podano pomiarom, a ich wyniki zanalizowano w świetle ich trwałości w silniku o zapłonie iskrowym. Uzyskane wyniki prac badawczych świadczą korzystnie na rzecz uruchomienia produkcji seryjnej badanych prototypowych pierścieni.

1. Cel i zakres pracy

Celem prac badawczych było sprawdzenie trwałości zespołowej i zużycia silnika spalinowego o zapłonie iskrowym wyposażonego w nowe uszczelniające pierścienie tłokowe oraz składane prototypowe pierścienie zgarniające z elementem sprężystym typu Niflex. Przy czym jako pierwsze pierścienie uszczelniające użyto pierścienie wykonane w technologii zwijania z taśmy stalowej, podane procesowi azotowania. Zakres pracy obejmował wykonanie 200 godzinnej próby trwałości zespołowej silnika, pomiary geometryczne grubości, wysokości i wagi pierścieni tłokowych oraz badania organoleptyczne powierzchni tulei cylindrowych i tłoków, z którymi one współpracowały. Niniejsze prace stanowią kontynuację cyklicznych badań trwałości zespołu TPC silnika spalinowego, których wyniki opublikowano w pracy [1].

2. Komplektacja zespołów pierścieni tłokowych

Do badań użyto pierścienie tłokowe, które zostały zamontowane wg następującej kompletacji:

1, 2, cylinder:

- I rowek tłoka – pierścień tłokowy uszczelniający prostokątny stalowy z baryłką symetryczną azotowany.
- II rowek tłoka – pierścień tłokowy uszczelniający minutowy z fazą wewnętrzną dolną z żeliwa sferoidalnego S-14 o zwiększonym luzie na zamku do wartości 1,17 i 1,15 mm; pierścienie odpowiednio 1 i 2.
- III rowek tłoka – pierścień tłokowy olejowy stalowy składany chromowany z elementem sprężystym typu Niflex.

3, 4, cylinder:

- I rowek tłoka – pierścień tłokowy uszczelniający prostokątny stalowy z baryłką symetryczną azotowany.
- II rowek tłoka – pierścień tłokowy uszczelniający minutowy z fazą wewnętrzną dolną z żeliwa sferoidalnego S-14 o luzie na zamku równym 0,26 i 0,26 dla pierścieni odpowiednio 3 i 4.
- III rowek tłoka – pierścień tłokowy olejowy stalowy składany chromowany z elementem sprężystym typu Niflex.

3. Przeprowadzenie próby trwałości zespołowej

Po wykonaniu prac pomiarowych grubości, wysokości oraz masy pierścieni, przeprowadzono montaż badanych pierścieni tłokowych i innych elementów silnikowych z nimi współpracujących w silniku spalinowym o zapłonie iskrowym typu 1170A1 046 900 SPI CF2 "BASIC S" POLONIA samochodu Seicento 900. Silnik zamontowano na stanowisku hamownianym w laboratorium Zakładu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej. Silnik w trakcie trwania próby był zasilany benzyną bezołowiową PB 95 Eurosuper o ciężarze właściwym $0,755 \text{ g/cm}^3$. Jako środka smarującego użyto oleju SELENIA VS MAX 15W/40. Środkiem chłodzącym był płyn chłodzący PARAFU 11.

Próba silnikowa składała się z 50-cio godzinnego cyklu *docierania silnika* oraz godzinowego cyklu *trwałości zespołowej*, który został powtórzony 150 razy. W ten sposób osiągnięto łączny czas trwania próby równy 200 godzin. *Docieranie silnika* było prowadzone według zamieszczonego poniżej w tabeli 1 zestawienia.

Tabela 1. Cykl docierania silnika
Table 1. Test of reaching the engine

Lp.	Czas %	Czas h	Moc %	Moc KW	Obroty %	Obroty Obr/min
1	0-5	2.5	0	0	30	1650
2	5-8	1.5	13	4	40	2200
3	8-25	8.5	35	10	60	3300
4	25-50	12.5	50	14,5	70	3850
5	50-80	15	70	20	90	4950
6	80-90	5	75	22	95	5220
7	90-100	5	100	29	100	5500

Po zakończeniu cyklu docierania stwierdzono, że silnik osiąga moc 29 kW przy obrotach równych 5500 obr/min oraz maksymalny moment obrotowy równy około 65 Nm w zakresie od 2800 do około 3300 obr/min. Dane te były zgodne z danymi fabrycznymi silnika i pozwoliły na wyznaczenie wartości punktów cyklu trwałości zespołowej przedstawionego w tabeli 2. *Cykl trwałości zespołowej* jest to godzinny cykl zawierający fazy ruchu silnika pod obciążeniem maksymalnym przy obrotach momentu maksymalnego i maksymalnej mocy oraz fazy ruchu pod obciążeniem częściowym i na biegu luzem.

Tabela 2. Cykl trwałości zespołowej
Table 2. Team durability test

Lp.	Czas %	Czas Min	Moc %	Moc KW	Moment %	Moment Nm	Obroty %	Obroty obr/min	Pomiar
1	11	10	0	0	0	0	100%	5500	Tak
2	25	15	68	20	100	65	Mom. Max	3000	Tak
3	11	10	50	14	70	45,5	75%	4120	Tak
4	11	10	100	29	90	58,5	Mocy max.	5500	Tak
5	11	15	0	0	0	0	Bieg jałowy	950	Tak

W trakcie pomiaru były mierzone podstawowe wskaźniki pracy silnika; wartości zużycia paliwa, temperatury cieczy chłodzącej i oleju smarującego oraz ciśnienia oleju smarującego. W trakcie trwania próby po okresie docierania wymieniono olej smarujący wraz z filtrem oleju. Przebieg próby był bezawaryjny.

4. Wartości zużycia pierścieni tłokowych

W celu obliczenia wartości zużycia pierścieni tłokowych policzono różnicę pomiarów ich grubości i wysokości przed i po próbie 200 godzinnej. Wyniki tych obliczeń przedstawiono w tabeli 3 oraz w tabeli 4.

Tabela 3. Zużycie grubości promieniowej pierścieni tłokowych
Table 3. The wear of radial thickness of piston rings

Nr Pierś.	Wartość zużycia; różnica pomiaru grubości przed i po badaniach, mm.										Z _{sr} mm
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1/1	0	0	0,006	0,004	0,005	0,001	0	0	0	0,001	0,0017
2/1	0,01	0,008	0,005	0,008	0	0,006	0,004	0,002	0,009	0,009	0,0061
3/1	0	0,01	0,007	0,009	0,003	0,003	0,003	0,009	0,008	0,01	0,0062
4/1	0,008	0,011	0,006	0	0,002	0,003	0,005	0,007	0,008	0,012	0,0062
1/2	0,019	0,012	0,01	0,013	0,01	0,015	0,008	0,015	0,016	0,02	0,0138
2/2	0,015	0,016	0,019	0,015	0,016	0	0,014	0,013	0,013	0,021	0,0142
3/2	0	0,007	0,002	0,004	0,014	0,009	0,013	0,008	0,01	0,103	0,017
4/2	0,012	0,007	0,01	0,007	0,005	0,008	0,008	0,009	0,01	0,006	0,0082
1G/3	0,004	0,004	0,004	0,005	0,003	0,003	0,003	0,002	0,002	0,001	0,0031
1D/3	0,001	0,003	0,003	0,001	0,003	0	0,005	0,002	0	0,001	0,0019
2G/3	0	0,001	0	0,002	0,004	0,008	0,008	0,007	0,014	0,007	0,0051
2D/3	0,002	0,003	0,005	0,003	0,003	0,005	0,003	0,004	0,002	0,006	0,0036
3G/3	0,001	0,004	0,004	0,002	0,004	0,001	0,002	0,004	0,004	0,003	0,0029
3D/3	0,005	0,007	0,007	0,005	0,004	0,006	0,008	0,008	0,006	0,006	0,0062
4G/3	0,004	0,008	0,006	0,007	0,005	0,006	0,008	0,008	0,006	0,006	0,0064
4D/3	0,005	0,006	0,007	0,004	0,002	0,006	0,006	0,004	0,006	0,006	0,0052

Tabela 4. Zużycie wysokości osiowej pierścieni tłokowych
Table 4. The wear of axial high of piston rings

Nr Pierś.	Wartość zużycia; różnica pomiaru wysokości przed i po badaniach, mm.										Z _{śr} mm
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1/1	0,006	0,006	0,006	0,008	0,008	0,006	0,008	0,011	0,007	0,006	0,0072
2/1	0,008	0,008	0,005	0,008	0,01	0,012	0,011	0,009	0,011	0,009	0,0091
3/1	0,008	0,009	0,011	0,005	0,01	0,007	0,01	0,008	0,007	0,007	0,0082
4/1	0,009	0,011	0,01	0,009	0,01	0,01	0,01	0,011	0,009	0,012	0,0101
1/2	0,004	0,006	0,002	0	0	0	0,001	0,004	0,01	0,005	0,0032
2/2	0,002	0,004	0,005	0	0,005	0,004	0,004	0,006	0,008	0,004	0,0042
3/2	0,004	0,005	0,003	0,001	0,005	0,001	0,002	0,005	0,006	0,004	0,0036
4/2	-0,005	0,004	0,005	0,003	0,003	0,002	0,002	0,002	0,003	0	0,0019
1G/3	0	0	0	0	0	0	0	0,001	0,001	0,001	0,0003
1D/3	0	0,001	0	0,001	0	0,001	0	-0,001	-0,001	0	0,0001
2G/3	0	0	0	0,002	0	0,012	0	0	0	0	0,0014
2D/3	0,001	0,002	0,002	0	0,001	0,002	0,004	0,003	0	0,003	0,0018
3G/3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3D/3	0	0	0	-0,008	0,003	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,0005
4G/3	0,001	0,002	0	0	0,003	0,007	0	0	0,004	0,003	0,002
4D/3	0	0	0	0	0	0	0	0	-0,001	0,001	0

W podobny sposób, jak wartości zużycia grubości i wysokości pierścieni wyliczono ubytek ich masy. Wyniki tych obliczeń zestawiono w tabeli 5.

Tabela 5. Zmiana masy pierścieni tłokowych
Table 5. Change of mass of piston rings

Nr pierścienia.	Ubytek masy, g
1/1	0,0077
2/1	0,013
3/1	0,0082
4/1	0,0104
1/2	0,0013
2/2	0,0108
3/2	0,0064
4/2	0,001
1G/3	0,0005
1D/3	0,0024
2G/3	0,0017
2D/3	0,0013
3G/3	0,0012
3D/3	0,0017
4G/3	0,0013
4D/3	0,0085

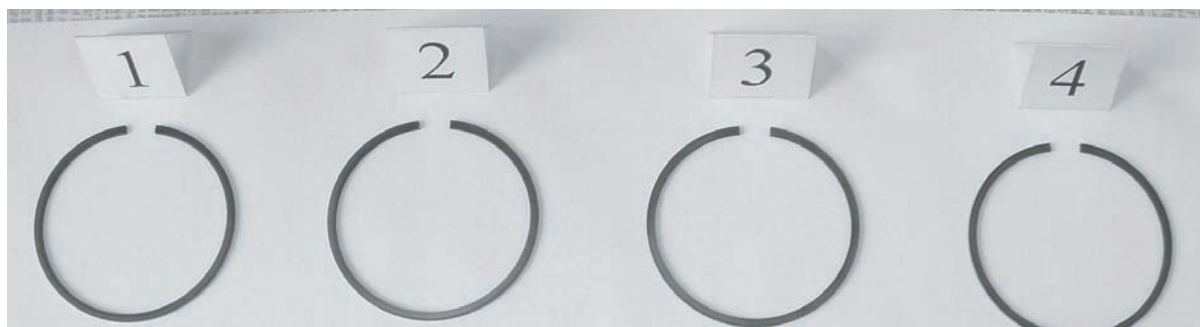
5. Analiza wyników pomiarów badań zużycia pierścieni

Przebieg godzinowego cyklu trwałości zespołowej został tak zaprogramowany, aby silnik pracował na takich nastawach, aby w maksymalny, możliwy do uzyskania, sposób, spowodować jego wyżeń. Przykładowo, podczas pracy na mocy maksymalnej (punkt 4. cyklu) cały układ wydechowy, łącznie z tłumikiem końcowym, osiągał temperatury czerwonego żaru i wyższe w przypadku kolektora wydechowego. W związku z powyższym zanotowano mierzalne wartości zużycia wszystkich pierścieni tłokowych zarówno uszczelniających, jak i bieżni pierścieni zgarniających.

Badania organoleptyczne pierścieni tłokowych wykazały dla wszystkich pierścieni prawidłową ich współpracę z tłokami i tulejami cylindrowymi, będącą wynikiem nadania im odpowiednich cech konstrukcyjnych. W szczególności stwierdzono, co następuje.

5.1. Pierwsze pierścienie uszczelniające

Pierwsze pierścienie uszczelniające wykonane zostały w technologii zwijania z taśmy stalowej oraz poddane procesowi azotowania (rys. 1).



Rys. 1. Widok pierwszych pierścieni uszczelniających po próbie trwałościowej
Fig. 1. The view of surface of first sealing rings after the durability test

We wszystkich pierścieniach ślady współpracy na górnej półce są skupione na całym obwodzie przy krawędzi wewnętrznej (rys. 2). Dolna półka wykazuje ślady współpracy na całej szerokości na całym obwodzie powierzchni.



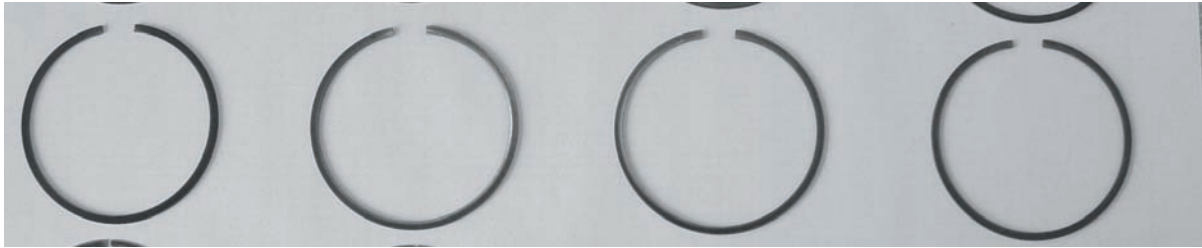
Rys. 2. Widok górnej półki pierwszego pierścienia uszczelniającego cylindra nr 1
Fig. 2. The view of upper surface of first sealing rings of sleeve No. 1

Boczna powierzchnia współpracy z tuleją cylindrową dla wszystkich pierścieni wykazuje prawidłowy jej obraz. Cała jej powierzchnia jest równomiernie wybluszczona na całym obwodzie. Podsumowując pierścienie te wykazują prawidłowy charakter pracy, rokujący duże trwałości zespołu tłok – pierścień – tuleja cylindrowa. Nie stwierdzono falistości powierzchni górnej i dolnej tych pierścieni.

Podsumowując stwierdzono małe wartości zużycia grubości promieniowej pierwszych pierścieni uszczelniających. Ponadto nie stwierdzono istotnego wpływu różnych wartości luzu na zamku drugich pierścieni na zużycie pierścieni pierwszych.

5.2. Drugie pierścienie uszczelniające

Drugie pierścienie uszczelniające zostały wykonane w technologii pierścieni minutowych z podcięciem wewnętrznym dolnym. Zastosowanie podcięcia wewnętrznego dolnego powoduje obrót pierścienia wokół osi swobodnej, pomniejszając kąt pomiędzy powierzchnią roboczą pierścienia, a powierzchnią tulei cylindrowej. W sumie zmniejsza to efekt zgarniania oleju smarującego do miski olejowej powodując jednocześnie współpracę półek pierścienia krawędziami z powierzchniami rowka tłoka. Potwierdzeniem tej sytuacji jest obraz drugich pierścieni uszczelniających (rys. 3).



Rys. 3. Widok drugich pierścieni uszczelniających po próbie
Fig. 3. The view of second rings after the durability test

Wszystkie te pierścienie współpracowały z rowkami tłoka na górnej powierzchni krawędzią wewnętrzną (rys. 4), a na dolnej powierzchni ślady współpracy skupiają się w pobliżu krawędzi zewnętrznej. Jednakże wyraźnie widoczna jest strefa granicy współpracy z dolną powierzchnią rowka w tłoku w pobliżu krawędzi w odległości około 0,3 mm od niej. Granica ta jest w przypadku wszystkich pierścieni widoczna prawie na całym obwodzie. Ponadto wyraźnie widoczne jest zużycie dolnej półki właśnie na tej powierzchni.



Rys. 4. Widok górnej półki drugiego pierścienia uszczelniającego cylindra nr 1
Fig. 4. The view upper shelf of second sealing ring of the sleeve No. 1

Stwierdzono ponadto, różnice w wysokości strefy współpracy powierzchni bocznej w pierścieniach 1/1 i 2/1 w porównaniu do pierścieni 3/1 i 4/1. Objawia się to w mniejszej, niż w przypadku pierścieni 3/1 i 4/1 strefie współpracy powierzchni bocznej. Widoczne jest to na fotografii pierścienia 1/1 na rys. 5 oraz porównywalnie przedstawionej na rys. 6 fotografii pierścienia nr 3/1. Różnice te są wynikiem dwukrotnie większej wartości stożkowatości powierzchni bocznej pierścieni 1/1 i 2/1.



Rys. 5 Fotografia powierzchni bocznej czołowej pierścienia 1/1
Fig. 5. The view of the sealing surface of ring No 1/1



Rys. 6 Fotografia powierzchni bocznej czołowej pierścienia 3/1
Fig. 6. The view of the sealing surface of ring No. 3/1

Średnie wartości zużycia grubości promieniowej tych pierścieni są znaczące głównie z uwagi na konstrukcję minutową pierścieni i są równe odpowiednio: 0,0138; 0,0142; 0,0170; 0,0082mm. Średnie wartości zużycia wysokości osiowej są równe: 0,0032; 0,0042; 0,0036; 0,0019mm. Ubytek masy jest równy odpowiednio: 0,0013; 0,0108; 0,0064; 0,0010g. Nie stwierdzono falistości powierzchni górnej i dolnej tych pierścieni.

5.3. Trzecie pierścienie zgarniające

Jako pierścienie olejowe zamontowano składane, trzyczęściowe pierścienie z elementem sprężystym typu Niflex (rys. 7). Oznaczono je jako 1/3, 2/3, 3/3, 4/3 i zamontowano odpowiednio w gniazdach 1., 2., 3. i 4. silnika. W celu stwierdzenia wartości zużycia dokonano pomiarów wysokości osiowej i grubości promieniowej górnej i dolnej bieżni.



Rys. 7. Widok trzecich zgarniających pierścieni składanych po próbie
Fig. 7. The view of oil rings after the durability test

We wszystkich pierścieniach stwierdzono współpracę górnej powierzchni górnej bieżni z rowkiem pierścieniowym tłoka na całej powierzchni. Wyraźnie współpraca jest skupiona w pobliżu krawędzi wewnętrznej (rys. 8).



*Rys. 8. Widok zgarniającego pierścienia składanego cylindra nr 1
Fig. 8. The view of oil ring of the sleeve No. 1*

W przypadku dolnej bieźni jej dolna powierzchnia również nosi ślady współpracy na całej powierzchni. Przy czym jest ona skupiona przy krawędzi wewnętrznej. Dla każdego z pierścieni stwierdzono, że dolna powierzchnia bieźni górnej oraz górna powierzchnia bieźni dolnej stykała się z elementem sprężystym w sposób spoczynkowy. Świadczy o tym ich wygląd przedstawiony również na rys. 8.

Nie stwierdzono falistości powierzchni górnej i dolnej obu bieźni tych pierścieni, a bieźnie pierścieni wykazują ślady współpracy na całej swojej powierzchni. Elementy sprężyste noszą jedynie ślady prawidłowej współpracy z bieźniami. Podsumowując trzecie pierścienie zgarniające wykazują prawidłowy obraz współpracy.

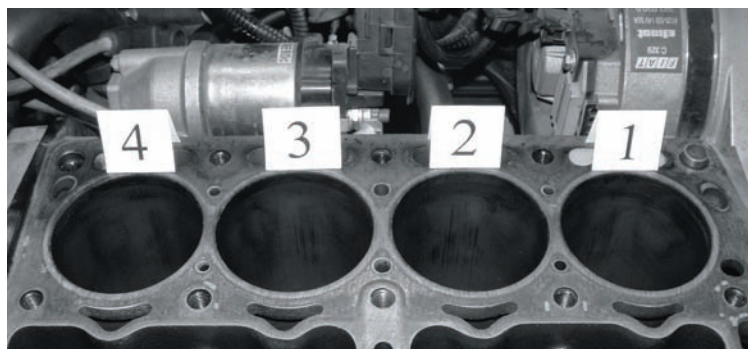
6. Badania organoleptyczne elementów współpracujących z pierścieniami tłokowymi

Po przeprowadzeniu próby silnik poddano badaniom organoleptycznym. Stwierdzono, że elementy współpracujące z pierścieniami tłokowymi uległy niemierzalnemu zużyciu.

6.1. Tuleje cylindrowe

Stwierdzono, że tuleje cylindrowe uległy bardzo małemu zużyciu. Wszystkie tuleje są równomiernie dotarte na całym obwodzie i na całej powierzchni współpracy z pierścieniami tłokowymi. Widoczne są rysy holownicze (rys. 9).

We wszystkich tulejach najmniejsze zużycie zaobserwowano pomiędzy GMP I pierścienia uszczelniającego, a GMP II pierścienia uszczelniającego. Oznacza to, że współpraca pomiędzy pierścieniami azotowanymi i tuleją żeliwną była dobra i dobrze rokuje na przyszłość, wzięwszy pod uwagę niemierzalne wartości zużycia tulei. We wszystkich tulejach pomiędzy GMP III pierścienia, a DMP I pierścienia stwierdzono w kierunku prostopadłym do przekroju poprzecznego silnika występowanie rys wzdłużnych po obu stronach tulei. Należy dodać, że tuleje mają sumaryczny przebieg równy 800 godzin ruchu silnika (cztery próby trwałości zespolowej). Stan tulei jest wynikiem sumarycznego przebiegu 800 godzin.



Rys. 9. Widok bloku silnika po próbie
 Fig. 9. The view of the cylinder block after test

6.2. Tłoki

W tej próbie użyto nowe tłoki o standardowej wysokości rowka pierwszego pierścienia uszczelniającego. Badania organoleptyczne tłoków nie wykazały istotnego ich zużycia. Współpraca zarówno z pierścieniami tłokowymi, jak i z tulejami cylindrowymi była prawidłowo. Stwierdzono jedynie niewyczuwalne drobne zarysowania płaszcza wszystkich tłoków w przekroju równoległym do osi sworznia tłokowego (rys. 10).



Rys. 10. Widok zespołów tłok – korbówód silnika badawczego po próbie
 Fig. 10. The view of the piston - connecting rod of investigative engine after test

7. Uwagi i wnioski końcowe

- Oględziny pierścieni wykonanych wg technologii zwijania z taśmy stalowej nie wykazały falistości ich powierzchni. Obraz współpracy z półkami tłoka nasuwa wniosek o małej zdolności pierścienia zgarniania oleju smarującego do miski olejowej; współpraca górną częścią bieżni z tuleją cylindrową.
- Zmierzone znaczące wartości zużycia grubości promieniowej drugich pierścieni uszczelniających. Są one wynikiem zastosowanej konstrukcji; podcięcie wewnętrzne na dolnej krawędzi oraz pierścień minutowy. Wyniki te są potwierdzone ubytkami masy drugich pierścieni uszczelniających.

- Stwierdzono, że zastosowanie niestandardowego luzu na zamku drugich pierścieni uszczelniających w przypadku ich współpracy z pierwszymi pierścieniami azotowanymi nie ma istotnego wpływu na ich zużycie.
- W przypadku trzecich pierścieni zgarniających zmierzono małe wartości zużycia zarówno grubości jak i wysokości górnych i dolnych bieżni tych pierścieni. Świadczy to o dobrej ich odporności na zużycie oraz prawidłowej współpracy z elementem sprężystym i żeliwną tuleją cylindrową.

Literatura

- [1] Kaźmierczak A., Analiza wyników badań trwałościowych prototypowych pierścieni tłokowych silnika o zapłonie iskrowym, *Journal of KONES Internal Combustion Engines*, vol. 11, No. 1-2, 2004, s.314-321, 2004.