

THE ANALYSIS OF THE DURABILITY TESTS OF PROTOTYPE PISTON RINGS OF THE OTTO ENGINES

Andrzej Kaźmierczak

Politechnika Wrocławska, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn

50-370 Wrocław, ul. I. Łukasiewicza 7/9,

tel.: +48713477918, fax: +48713227645, email: andrzej.kaźmierczak@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 steel ring rolled up from tape with reduced, in relation to standard piston ring, axial height. 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. Fact about going away from technology of casting on thing of technology rings of their rolling up from steel tape on special attention deserves, which has large meaning pro ecological

Keywords: combustion engine, steel piston ring, durability

ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ TRWAŁOŚCIOWYCH PROTOTYPOWYCH PIERŚCIENI TŁOKOWYCH SILNIKA O ZAPŁONIE ISKROWYM

Streszczenie

W artykule omówiono wyniki 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 o zmniejszonej w stosunku do standardowego wysokości osiowej. 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. Na szczególną uwagę zasługuje fakt o odchyleniu od technologii odlewania pierścieni na rzecz technologii ich zwijania z taśmy stalowej, co ma duże znaczenie proekologiczne

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, stalowy pierścień tłokowy, trwałość.

1. Cel i zakres pracy

Celem prac badawczych było sprawdzenie trwałości zespołowej silnika spalinowego o zapłonie iskrowym wyposażonego w nowe uszczelniające pierścienie tłokowe oraz składane prototypowe pierścienie zgarniające z elementem sprężystym typu Hastings. Przy czym jako pierwsze pierścienie uszczelniające użyto pierścienie o obniżonej wysokości osiowej w stosunku do standardowych dla badanego silnika wykonane w technologii zwijania z taśmy stalowej. 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.

2. Kompletacja zespołów pierścieni tłokowych

Do badań użyto pierścienie tłokowe, które zostały zamontowane wg niżej opisanej kompletacji, dotyczącej 1, 2, 3 i 4 cylindra:

- I rowek tłoka – pierścień tłokowy uszczelniający prostokątny stalowy z baryłką symetryczną chromowany o wysokości równej 1.5 mm (standard 2 mm); pierścień badawczy.
- II rowek tłoka – pierścień tłokowy uszczelniający minutowy z fazą wewnętrzną dolną z żeliwa sferoidalnego; pierścień standardowy.
- III rowek tłoka – pierścień tłokowy olejowy stalowy składany chromowany z elementem sprężystym typu Hastings; pierścień badawczy.

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 g/cm^3 . Jako środka smarującego użyto oleju SELENIA VS MAX 15W/40. Środkiem chłodzącym był płyn chłodzący PARAFLU 11.

Prowadzona próba silnikowa składała się z 50-cio godzinnego cyklu *docierania silnika* oraz godzinnego 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 zestawienia w tab.1.

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. Cykl ten był powtórzony, jak wspomniano wyżej, 150 razy.

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. Ponadto w sumie dołano 2,05 l oleju smarującego, co wobec trudnych warunków pracy nie stanowi dużej ilości. Przebieg próby był bezawaryjny. Po zakończeniu próby silnik zdemontowano, a elementy badawcze poddano ponownym pomiarom geometrycznym i badaniom organoleptycznym.

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 nr 3 oraz w tabeli nr 4.

Tabela nr 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	0,002	0,001	0,002	0,003	0,004	0	0	0,003	0,001	0,002	0,002	0,002
2/1	0,002	-0,001	0	0,002	0,003	0,003	0,002	0,001	0,001	0,002	0,002	0,002
3/1	0	0,001	0	0,003	0,003	0,003	0,002	0,002	0,001	0,002	0,002	0,002
4/1	0,003	0,001	0,002	0,003	0,002	0,001	0	-0,001	0,003	0,004	0,004	0,002
1/2	0,055	0,045	0	-0,001	0,012	0,035	0,015	0,016	0,041	0,011	0,011	0,023
2/2	0,041	0,046	0,042	0,019	0,03	0,048	0,053	0,019	0,023	-0,003	0,011	0,032
3/2	0,053	0,021	0,008	0,01	0,026	0,046	0,04	0,043	0,036	0,002	0,011	0,029
4/2	0,058	0,032	0,002	0,01	0,002	0,037	0,039	0,044	0,012	0,01	0,011	0,025
1G/3	0,004	0,004	0,002	0,002	0,001	0,004	0,003	0,003	0,003	0,004	0,004	0,003
1D/3	0,004	0,001	-0,001	0,008	0,006	0,005	0,004	0,003	0,002	0,004	0,004	0,004
2G/3	0,002	0,002	0,007	0,003	0,004	0,003	0,001	0,003	0,004	0,002	0,004	0,003
2D/3	0,006	0,006	0,003	0,004	0,003	0,005	-0,006	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003
3G/3	0,004	0,002	-0,005	0,003	-0,005	0,003	-0,006	0,003	-0,003	0,004	0,004	-0,002
3D/3	0,005	0,004	-0,011	0,004	-0,006	0,003	0,004	0,003	-0,005	0,003	0,003	0
4G/3	0,002	0,003	-0,005	0,002	-0,007	0,002	0	0,003	-0,009	0,003	0,003	0,002
4D/3	0,001	0	-0,005	0,005	-0,003	0,003	0,003	-0,001	-0,004	0,003	0,003	-0,004

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 _{sr} Mm
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1/1	0	0,002	0	0,002	0,005	0,005	0,004	0	0,001	0	0,002
2/1	0,004	0	0,002	0	0	0	-0,002	-0,001	0	0	0,000
3/1	0,001	-0,001	0,002	0,002	0,002	0,002	0	0,004	0,005	0,003	0,002
4/1	0,001	0,002	0,002	0,001	0,002	-0,004	0,001	0	0	0	0,001
1/2	0,002	0,001	0,002	-0,004	0	-0,005	0,002	0,003	0,001	0,002	0,000
2/2	-0,004	-0,006	-0,005	0	0	-0,002	-0,003	0,003	0,005	0,005	-0,001
3/2	0,002	-0,003	-0,002	-0,001	-0,003	-0,004	-0,006	-0,006	0,009	0,003	-0,001
4/2	0,006	0,002	0,001	-0,001	0,001	-0,001	0	0,001	0,006	0	0,002
1G/3	0,003	0,002	0,002	0,001	0,002	0,001	0,002	0,002	0	-0,001	0,001
1D/3	0,005	0,003	0,002	0,001	0	0,002	0,002	0,001	0,002	0,002	0,002
2G/3	0,003	0,001	0,002	-0,018	-0,019	0	0,001	0,002	0,003	0,003	-0,002
2D/3	0,002	0,003	0,002	0,002	0,003	0,001	0,002	0,002	0,002	0,003	0,002
3G/3	0,003	-0,006	0,005	-0,002	0,002	-0,002	0,002	-0,003	0,002	-0,001	0,000
3D/3	0,001	-0,003	0,002	-0,004	0,006	-0,003	0,004	-0,004	0,002	-0,005	0,000
4G/3	0,003	-0,003	0,003	-0,005	0,001	0	0,001	-0,001	0,001	-0,003	0,000
4D/3	0,002	-0,005	0,002	0	0,002	-0,002	0,002	-0,001	0,002	-0,002	0,000

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	0,001
2/1	0,001
3/1	0
4/1	0,001
1/2	0,007
2/2	0,008
3/2	0,007
4/2	0,006
1G/3	0,001
1D/3	0,001
2G/3	0,001
2D/3	0,002
3G/3	0,001
3D/3	0
4G/3	0,001
4D/3	0,002

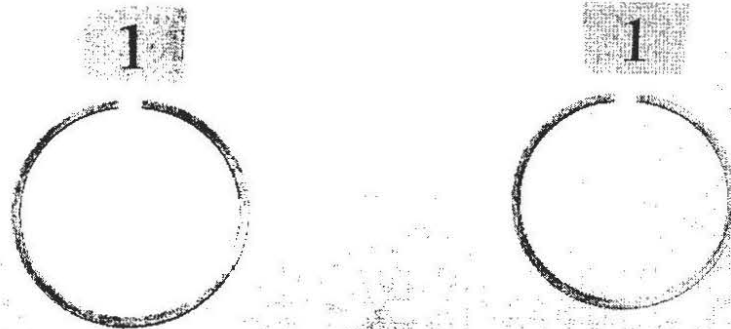
5. Analiza wyników pomiarów badań zużycia pierścieni

Przebieg godzinowego cyklu trwałości zespołowej został tak zaprogramowany, aby silnik pracował na takich nastawach, aby w maksymalny, możliwy do uzyskania, sposób spowodować jego wyciążenie. 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 pra-

widłową 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 nowej technologii zwijania z taśmy stalowej oraz poddane procesowi chromowania (rys. 1). We wszystkich pierścieniach ślady współpracy na górnej półce są skupione na całym obwodzie przy krawędzi wewnętrznej (rys. 1). Dolna półka wykazuje ślady współpracy na 1/2 szerokości na całym obwodzie przy krawędzi zewnętrznej powierzchni (rys. 1).



Rys. 1. Widok górnej (po lewej) i dolnej (po prawej) półki pierwszego pierścienia uszczelniającego cylindra nr 1
Fig. 1. The view upper (left site) and bottom (right site) surface of first sealing ring of the cylinder No. 1

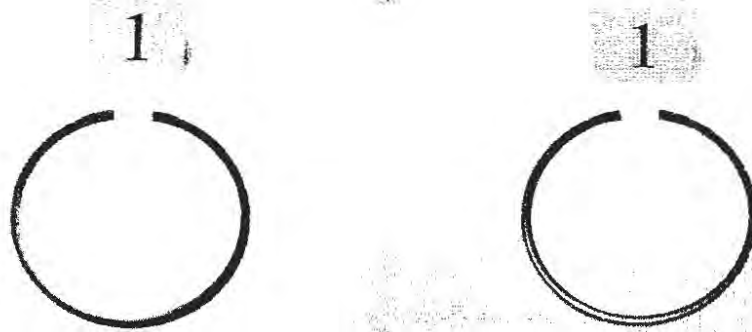
Boczna powierzchnia współpracy z tuleją cylindrową dla wszystkich pierścieni wykazuje prawidłowy jej obraz. Cała jej powierzchnia jest równomiernie wyblyszczona na całym obwodzie. Pierścienie te wykazują prawidłowy charakter pracy, rokujący duże trwałości zespołu tłok – pierścień – tuleja cylindrowa.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

Podsumowując, stwierdzono bardzo małe wartości zużycia grubości promieniowej pierwszych pierścieni uszczelniających. Pierścienie te bardzo dobrze rokują jako pierścienie uszczelniające stosowane w silniku o zapłonie iskrowym.

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 przeciwnie do ruchu wskazówek zegara, 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. 9.4).

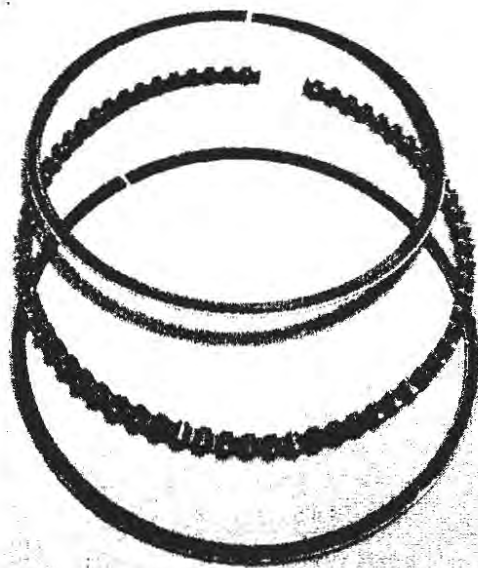
Wszystkie te pierścienie współpracowały z rowkami tłoka na górnej powierzchni krawędzią wewnętrzną (rys. 2), a na dolnej powierzchni ślady współpracy skupiają się w pobliżu krawędzi zewnętrznej. Jednakże wyraźnie widoczna jest strefa granicy współpracy z dolną powierzchnią rowka w tłoku w pobliżu krawędzi w odległości około 1 mm od niej (rys. 2). Granica ta jest w przypadku wszystkich pierścieni widoczna prawie na całym obwodzie jednakże nie jest wyczuwalna. Nie stwierdzono falistości powierzchni górnej i dolnej tych pierścieni.



Rys. 2. Widok górnej (po lewej) i dolnej (po prawej) półki drugiego pierścienia uszczelniającego cylindra nr 1
 Fig. 2. The view upper (left site) and bottom (right site) surface of second sealing ring of the cylinder No.1

5. 3. Trzecie pierścienie zgarniające

Jako pierścienie zgarniające zamontowano składane, trzyczęściowe pierścienie z elementem sprężystym typu Hastings (rys. 3). W celu stwierdzenia wartości zużycia dokonano pomiarów wysokości osiowej i grubości promieniowej górnej i dolnej bieżni. 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. 3). W przypadku dolnej bieżni jej dolna powierzchnia również nosi ślady współpracy na całej powierzchni. Jest ona skupiona również przy krawędzi wewnętrznej. Dla każdego z pierścieni stwierdzono, że dolna powierzchnia bieżni górnej oraz górna powierzchnia bieżni dolnej stykała się z elementem sprężystym w sposób spoczynkowy. Świadczy o tym ich wygląd przedstawiony na rys. 3.



Rys. 3. Widok zgarniającego pierścienia składanego cylindra nr 1
 Fig. 3. The view of oil ring of the cylinder No.1

Nie stwierdzono falistości powierzchni górnej i dolnej obu bieżni tych pierścieni, a bieżnie pierścieni wykazują ślady współpracy na całej swojej powierzchni. Elementy sprężyste noszą jedynie ślady prawidłowej współpracy z bieżniami.

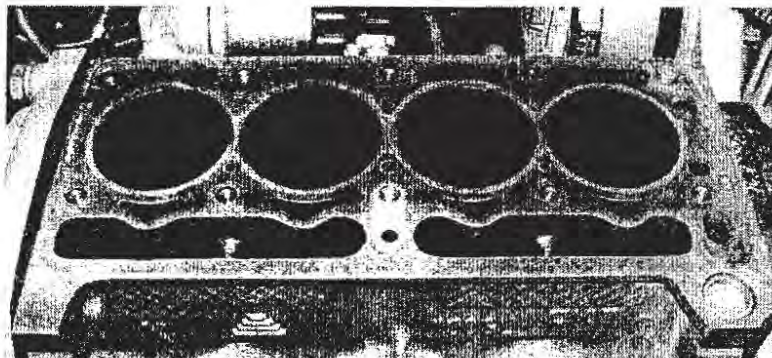
Podsumowując trzecie pierścienie zgarniające wykazują prawidłowy obraz współpracy.

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 nieznacznemu zużyciu. Wszystkie tuleje są równomiernie dotarte na całym obwodzie i na całej powierzchni współpracy z pierścieniami tłokowymi. Widoczne są rysy holownicze (rys. 4).

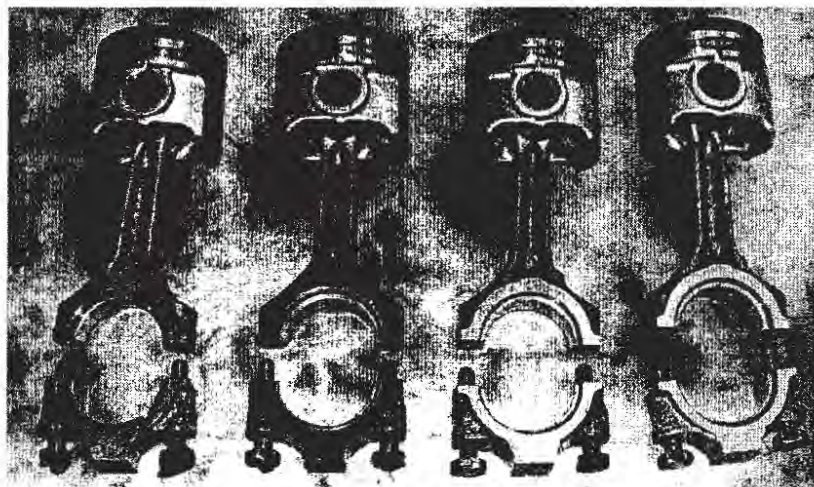


Rys. 4. Widok bloku silnika po próbie
Fig. 4. The view of the cylinder block after test

We wszystkich tulejach najmniejsze zużycie zaobserwowano pomiędzy ZZ I pierścienia uszczelniającego, a ZZ II pierścienia uszczelniającego. Oznacza to, że współpraca pomiędzy pierścieniami chromowanymi i tuleją żeliwną była bardzo dobra i bardzo dobrze rokuje na przyszłość, wzięwszy pod uwagę niemierzalne wartości zużycia tulei. We wszystkich tulejach pomiędzy ZZ III pierścienia, a ZW 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 600 godzin ruchu silnika (Trzy próby trwałości zespołowej). Stan tulei jest wynikiem sumarycznego zużycia w trakcie 600 godzin.

6. 2. Tłoki

W tej próbie użyto nowe tłoki o zmienionej wysokości rowka pierwszego pierścienia uszczelniającego oraz większej wysokości strefy koronowej tłoka.



Rys. 5. Widok zespołów tłok - korbówód silnika badawczego po próbie
Fig. 5. The view of the piston - connecting rod of investigative engine after test

W związku z powyższym w celu zapewnienia odpowiednich wartości stopnia sprężania silnika zastosowano uszczelkę podgłowicową o zwiększonej grubości. Badania organoleptyczne tłoków nie wykazały istotnego ich zużycia. Współpraca zarówno z pierścieniami tłokowymi, jak i z tulejami cylindrowymi była prawidłowa. Stwierdzono jedynie niewyczuwalne drobne zarysowania płaszcza wszystkich tłoków w przekroju równoległym do osi sworznia tłokowego (rys. 5).

7. Uwagi i wnioski

- Średnie wartości zużycia grubości stalowych pierścieni chromowanych (1/1, 2/1, 3/1, 4/1) są równe odpowiednio 0,002; 0,002; 0,002; oraz 0,002 mm, przy czym nie zanotowano istotnego ubytku wysokości promieniowej pierścieni,
- 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,
- W pierścieniach stalowych zanotowano bardzo niewielki ubytek masy równy odpowiednio 0,001; 0,001; 0,00; oraz 0,001 g. Wartości są niewielkie i potwierdzają wartości zużycia grubości promieniowej i wysokości pierścieni tłokowych,
- Zmierzono znaczne wartości zużycia grubości promieniowej drugich pierścieni uszczelniających. Są one wynikiem zastosowanej konstrukcji: podcięcie wewnętrzne na dolnej krawędzi oraz pierścień minutowy. Wyniki te są potwierdzone znaczącymi ubytkami masy drugich pierścieni uszczelniających,
- W przypadku trzecich pierścieni zgarniających zmierzono bardzo małe wartości zużycia zarówno grubości jak i wysokości górnych i dolnych bieżni tych pierścieni. Świadczy to o bardzo dobrej ich odporności na zużycie oraz prawidłowej współpracy z elementem sprężystym i żeliwną tuleją cylindrową.